ISSN 2414-3820

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник

Заснований у 1971 р.

За загальною редакцією М.І. Черновола

Випуск 45

Частина I

КІРОВОГРАД • 2015

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 45, ч. І. – Кіровоград: КНТУ, 2015. – 318 с.

В збірнику викладені питання розрахунку і конструювання, удосконалення конструкцій, створення і дослідження нових робочих органів сільськогосподарських машин, засобів механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського машинобудування. Описані результати досліджень, технологій виробництва, надійності та довговічності машин. Наводяться практичні рекомендації із використання результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській та інших галузях машинобудування.
Збірник розрахований на наукових та інженерно-технічних працівників науково-дослідних установ, ВНЗ, конструкторських організацій та промислових підприємств.

Рекомендовано до друку Вченою радою Кіровоградського національного технічного університету, протокол від 30 листопада 2015 року № 3.

Редакційна колегія: Черновол М.І., д.т.н., проф. – головний редактор;
Петренко М.М., к.т.н., проф. – заст. головного редактора;
Петренко Д.І., к.т.н. – відповідальний секретар;
Адамчук В.В., д.т.н.;
Бойко А.І., д.т.н., проф.;
Бойко Л.Й., д.т.н. (Білорусь);
Булгаков В.М., д.т.н., проф.;
Гамалій В.Ф., д.ф-м.н., проф.;
Кропівний В.М., к.т.н., проф.;
Лобачевский Я.П., д.т.н., проф. (Росія);
Носуленко В.І., д.т.н., проф.;
Осадчий С.І., д.т.н., проф.;
Павленко І.І., д.т.н., проф.;
Сало В.М., д.т.н., проф.;
Свірень М.О., д.т.н., проф.
Vladimir Jurcha, д.т.н., проф. (Чехія);
Janusz Nowak, д.т.н., проф. (Польща);
Marian Wesołowski, д.т.н., проф. (Польща);

Адреса редакційної колегії: 25030, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8, Кіровоградський національний технічний університет, тел.: 390-581, 390-472, 55-10-49.

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за підбір і точність наведених фактів, цитат, економіко-статистичних даних, власних імен та інших відомостей, а також за те, що матеріали не містять даних, які не підлягають відкритій публікації. Редакція може публікувати статті в порядку обговорення, не поділяючи точки зору автора.

Включений до переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватись результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 2010р., наказ Міністерства освіти і науки України від 21 грудня 2015 року №1328).

Реєстраційне свідоцтво: серія КВ № 15254 – 3826 ПР від 30.04.2009 р.
ISSN 2414-3820

© Кіровоградський національний технічний університет, 2015

УДК 633.63:631.35

В.В. Адамчук, проф., д-р техн. наук, академік НААН України, А.М. Борис, канд. техн. наук
ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства», смт Глеваха, Київська обл., Україна, aborys@ukr.net
В.М. Булгаков, проф., д-р техн. наук, академік НААН України
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна
М.М. Борис, канд. техн. наук
Подільський державний аграрно-технічний університет, м.Кам'янець-Подільський, Україна

Механіко-технологічні передумови зменшення втрат маси коренеплодів в процесі їх збирання

Метою досліджень є зменшення втрат цукроносної маси в процесі відділення гички цукрових буряків від головок коренеплодів. В результаті експериментального дослідження розподілення висоти виступання головок коренеплодів над поверхнею ґрунту підтверджена гіпотеза про те, що воно не заперечує закону нормального розподілення. По результатах проведених вимірювань встановлені межі змін його статистичних характеристик, які мають наступні значення: середньостатистичне відхилення σ = 20...30 мм, математичне сподівання m = 40...60 мм. Розроблена лабораторна установка і проведені на ній експериментальні дослідження дали всі основи для розроблення нової системи автоматичного корегування висоти зрізу гички на коренезбиральних машинах сучасного технічного рівня.
цукрові буряки, збиральні машини, втрати, цукроносна маса, статистичне розподілення, висота виступання

В.В. Адамчук, проф., д-р техн. наук, академик НААН Украины, А.Н Борис, канд. техн. наук
ННЦ "Институт механизации и электрификации сельского хозяйства" НААНУ, сгт Глеваха, Киевская обл., Украина
В.М. Булгаков, проф., д-р техн. наук, академик НААН Украины
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины,г. Кие, Украина
Н.М. Борис, канд. техн. наук
Подольский государственный аграрно-технический університет, г. Каменец-Подольский, Украина
Механико-технологические предпосылки уменьшения потерь массы корнеплодов в процессе их уборки

Целью исследований является уменьшение потерь сахарной массы в процессе отделения ботвы сахарной свеклы от головок корнеплодов. В результате экспериментального исследования распределения высоты выступания головок корнеплодов над поверхностью почвы подтверждена гипотеза о том, что оно не отрицает закона нормального распределения. По результатам проведенных измерений установлены пределы изменений его статистических характеристик, которые имеют следующие значения: среднестатистическое отклонение σ = 20 ... 30 мм, математическое ожидание m = 40 ... 60 мм. Разработана лабораторная установка и проведены на ней экспериментальные исследования дали все основания для разработки новой системы автоматической корректировки высоты среза ботвы на корню в машинах современного технического уровня.
сахарная свекла, уборочные машины, потери, сахарная масса, статистическое распределение, высота выступания

Постановка проблеми. Виробництво цукрових буряків в Україні зазнало суттєвого скорочення. Причин цьому є багато і його механізм досить складний. Проте слід виділити серед них найбільш вагомі:

- жорстка конкуренція за продуктивністю з іншими цукроносними культурами;
- імпорт дешевого закордонного цукру та його хімічних замінників;

© В.В. Адамчук, А.М. Борис, В.М. Булгаков, М.М. Борис, 2015

– відсутність експорту на зовнішній ринок;

– висока собівартість вирощування цукрових буряків в економічних умовах України порівняно із зерновими культурами;

– відсутність державної підтримки виробників цукрових буряків.

Незважаючи на вказане скорочення, в світі виробництво цукрових буряків і відповідно технічних засобів для його механізації залишається актуальним та рентабельним. Так нами проведене порівняння витрат виробництва цукрових буряків в Німеччині та Україні. В результаті встановлено, що прибуток становить близько 400-600 євро з га. Зважаючи на це, проблема втрат цукроносної маси постає гостро і потребує негайного вирішення. Відповідно до цього, нами поставлене завдання зменшення вказаних втрат.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз чисельних конструкцій робочих органів для видалення гички розглянуто досить докладно в роботах Л.В. Погорілого, В.М. Булгакова, М.В. Татьянка, Р.Б. Гевка, В.Я. Мартиненка, М.М. Хелемендика, Я.І. Козіброди, С.В. Синього, М.М. Бориса та ін., але на сьогоднішній день немає конструкцій гичковідокремлювальних машин, які б задовольняли агротехнічні вимоги за втратами цукроносної маси [1-6, 9, 11-12, 15-16].

Оскільки нами встановлено, що в сучасних гичкозбиральних машинах переважно застосовується безкопірний зріз, тому необхідно визначити основні фактори втрат цукроносної маси та окреслити основні шляхи їх зменшення.

Постановка завдання. Зменшення втрат цукроносної маси в процесі відділення гички цукрових буряків від головок коренеплодів шляхом створення передумов для автоматичного коригування висоти зрізу гички.

Виклад основного матеріалу. Об’єктом даного дослідження є технологічний процес відділення гички від коренеплодів цукрових буряків на корені безкопірним зрізом. Дослідження проведене з використанням методів теорії ймовірностей та математичного моделювання. Результати проведених вимірювань оброблені статистичними методами за допомогою персонального комп'ютера. Всі досліди проводились за попередньо розробленими планами експериментів. Розподілення головок коренеплодів визначалось за допомогою спеціально розробленої лабораторної установки.

На шляху до вирішення питання зменшення втрат цукроносної маси нами вивчений стан забезпечення технікою виробників цукрових буряків, оскільки кінцева “картина” розподілення висот виступання головок коренеплодів та відповідно їх втрати формується протягом всього процесу вегетації – від обробітку ґрунту і до моменту збирання коренеплодів. Встановлене достатнє забезпечення технікою для операцій підготовки ґрунту і посіву, а також технікою для захисту та збирання цукрових буряків.

Зважаючи на це, нами було поставлене завдання дослідити умови експлуатації техніки та якість роботи з метою пошуку проблем. Проведені дослідження операцій закриття вологи, передпосівного обробітку ґрунту та сівби. Оскільки, для росту і розвитку цукрових буряків одними із головних параметрів, які формуються операціями обробітку ґрунту, є твердість та щільність ґрунту, вони були вибрані в якості досліджуваних. Результати досліджень показали, що на момент посіву вказані параметри не відповідали агротехнічним вимогам (гребнистість та фракційний склад ґрунту). Зокрема, на фото (рис. 1,*а*) навіть неозброєним оком можна помітити величезні структурні одиниці ґрунту, які вдвічі перевищують допустимі вимоги. Тому наступна робота сошникової групи і котків (рис. 1,*а* та 1,*в*) не може бути виконана з допустимими агротехнічними вимогами за глибиною заробляння насіння, що в подальшому спричинює нерівномірність висоти виступання головок коренеплодів. Така ситуація складається в переважній більшості підприємств. Отже на цьому етапі виробництва цукрових буряків існує проблема, яка потребує нагального вирішення, проте зробити це

швидко і ефективно неможливо оскільки, досвід показує, що будь-яка зміна в технологічному чи технічному плані на підприємстві розміром посівним площ десятки тис. га, можлива лише протягом декількох років, а в переважній більшості неможлива взагалі. Зважаючи на це, постає важливість пошуку шляхів нівелювання впливу обробітку ґрунту на процес збирання цукрових буряків і втрати маси коренеплодів.

а *б* *в*

а – незадовільна якість обробітку ґрунту за показником гребенистості та грудучкуватості;
б та *в* – робота висівних секцій сівалки в незадовільних умовах

Рисунок 1 – Характерний агротехнічний фон роботи техніки для передпосівного обробітку ґрунту під цукрові буряки

Джерело: розроблено авторами

Встановлено, що показники якості посіву не задовольняли агротехнічних вимог (глибина посіву цукрових буряків коливається в межах 3,6-4,8 см, що не відповідає агротехнічним вимогам – 2-3±0,5. см).

Нами був проведений моніторинг показників якості техніки для збирання коренеплодів цукрових буряків. Основними проблемами, які були виявлені в процесі дослідження виробничих умов є неправильне регулювання гичкозрізальних та очисних робочих органів комбайнів. Внаслідок цього спостерігались значні перевищення агротехнічних вимог за втратами цукроносної маси та залишками гички, а також за пошкодженнями головок коренеплодів.

В конструкціях сучасних бурякозбиральних машин знаходять застосування, переважно, відокремлювачі гички з головок коренеплодів роторного типу, які обрізають головки коренеплодів на одному рівні відносно поверхні ґрунту. Вибір вказаної висоти зрізу проводиться згідно загальновідомих рекомендацій, але на практиці часто буває тяжко їх дотриматись, іноді зовсім неможливо, зважаючи на імовірнісний характер розподілення висоти виступу головок коренеплодів над поверхнею ґрунту. Незважаючи на це, перед споживачами бурякозбиральної техніки завжди стоїть проблема вибору раціональних значень висоти зрізу в конкретних виробничих умовах (різні характеристики висот виступання головок коренеплодів). У переважній більшості випадків дана проблема вирішується емпіричними методами (візуальною оцінкою якості роботи після декількох проходів), які необхідно повторювати кілька разів. Це призводить до непродуктивних витрат робочого часу, що в свою чергу знижує продуктивність збирання. Також у цьому випадку можливий неправильний вибір висоти зрізу, що призводить до підвищення втрат цукроносної маси.

Тому, доцільно провести розробку автоматичного регулятора, який би забезпечив вирішення проблеми встановлення висоти зрізу автоматично в процесі роботи бурякозбиральної машини. Для розробки зазначеного регулятора необхідно визначити тип статистичного розподілу висот виступання головок коренеплодів. Цим питанням займалися ряд дослідників [6, 7, 9] і переважно вони віддають перевагу нормальному закону розподілу. Однак, достовірність їх результатів ставиться під сумнів через неможливість отримання великої вибірки шляхом ручного відбору проб. Тому, для

остаточної оцінки поля цукрових буряків (розподілу рослин у рядку, розподілу відносно поверхні ґрунту, визначення втрат при збиранні) розроблена лабораторно-польова установка (рис. 2, 3).

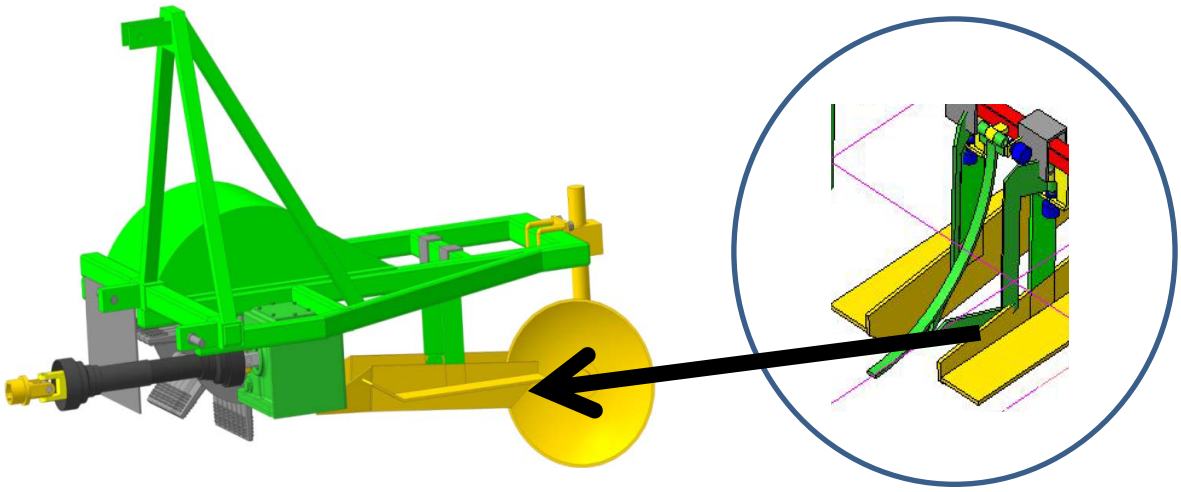


Рисунок 2 – Тривимірна модель лабораторної установки для вимірювання виступання головок коренеплодів цукрових буряків над рівнем поверхні ґрунту та виконавчий робочий орган

Джерело: розроблено автором

Рисунок 3 – Вид лабораторної установки для вимірювання виступання головок коренеплодів цукрових буряків над рівнем поверхні ґрунту в роботі

Джерело: розроблено автором

Її функціонально-структурна схема включає: модулі введення і виведення інформації, модуль управління вимірювальним блоком, блок датчиків для реєстрації параметрів сівби. Також розроблено алгоритм програми управління процесом вимірювання висоти виступання головок коренеплодів. Розроблена конструктивна схема лабораторно-польової установки. Спроектована система гіроскопів і акселерометрів для дослідження впливу коливань бурякозбиральної машини на стабільність виконання процесу робочими органами для збирання коренеплодів цукрових буряків. Розроблена

конструктивна схема вимірювального блоку, виготовлений електронний модуль управління процесом вимірювання параметрів розташування головок коренеплодів цукрових буряків над рівнем поверхні ґрунту. Вимірювальний блок містить щупи індикації наявності коренеплоду, щуп для ідентифікації положення бази машини і висоти виступання головки коренеплоду над рівнем поверхні ґрунту.

Встановлені основні причини втрат цукроносної маси (табл. 1):

– неправильні (необґрунтовані) регулювання робочих органів та експлуатація техніки;

– несвоєчасне проведення операцій вирощування цукрових буряків;

– необґрунтовані технологічні схеми машин для виробництва цукрових буряків (по типах робочих органів).

Всі вищевказані фактори впливають на урожайність коренеплодів цукрових буряків та повноту збору врожаю збиральною технікою. Для подолання вказаних недоліків ми пропонуємо розробку автоматичної системи встановлення висоти безкопірного зрізу цукрових буряків. Для здійснення цієї мети нами проведені дослідження на вищезгаданій лабораторній установці та отримані механіко-технологічні передумови для створення системи запобігання втратам цукроносної маси.

Проведене дослідження розподілу висот виступання головок коренеплодів відносно рівня поверхні ґрунту представлено на рис. 4. При цьому графіки побудовані за результатами великої вибірки (50,0 тис. вимірювань), яка була оброблена на ПЕОМ за розробленою програмою Matlab.

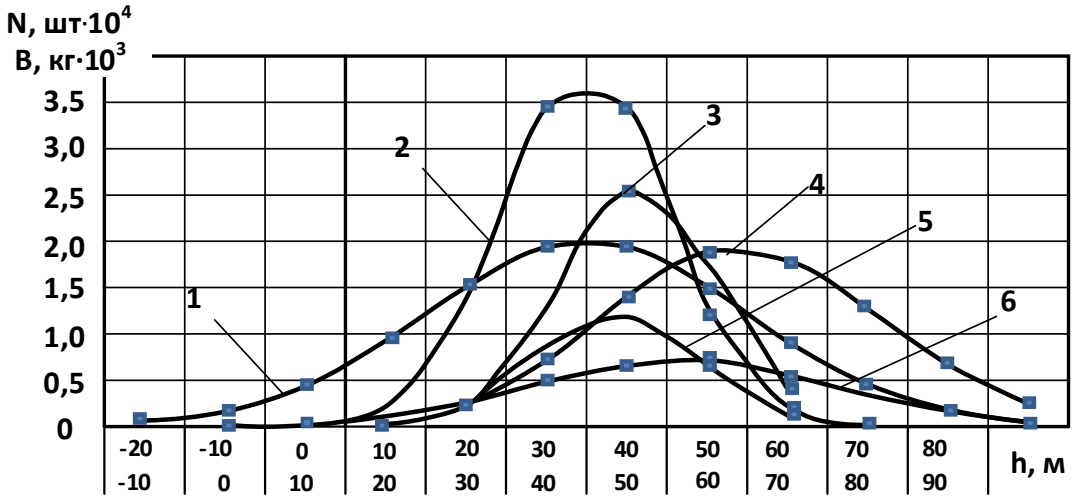
Таблиця 1 – Експлуатаційні показники бурякозбирального комбайна Holmer у виробничих умовах за екстремальної вологості ґрунту.

Назва показника	**Значення, %**
1. Кількість нормально зрізаних коренеплодів	16
2. Кількість високо обрізаних	34
3. Кількість необрізаних коренеплодів	22
4. Кількість низько обрізаних коренеплодів	24
5. Кількість низько обрізаних нижче основи зелених вічок	2
6. Кількість сильно пошкоджених	68
7. Кількість слабо пошкоджених	14
8. Кількість косо обрізаних	14
9. Кількість коренеплодів із сколеними головками	18
10. Коренеплоди із обламаною хвостовою частиною	96
11. Втрати цукроносної маси при зрізі головок	5,2
12. Втрати цукроносної маси від зламу хвостової частини	3.8
13. Сумарні втрати цукроносної маси	9
14. Забруднення гичкою (за даними цукрового заводу)	6…8

Джерело: отримано автором

Представлені на рис. 4 криві показують розподіл висот виступання головок коренеплодів цукрових буряків над рівнем поверхні ґрунту залежно від інтервалів h, показаних по осі абсцис. За результатами дослідження встановлено, що статистичний розподіл висот виступання головок коренеплодів над рівнем поверхні ґрунту відповідає нормальному закону розподілу (рис. 4). Межі зміни його статистичних характеристик наступні: середнє відхилення $\sigma = 20 ... 30$ мм, математичне очікування $m = 40 ... 60$ мм.

Встановлено такі показники якості процесу збирання коренеплодів цукрових буряків: втрати цукроносних маси – 4%, залишки гички на коренеплодах – 2%, пошкодження коренеплодів – 3%.



N – кількість коренеплодів (1 – σ = 10 мм; 2 – σ = 20 мм);
$B_г$ – наземна цукроносна маса (3 – σ = 10 мм; 4 – σ = 20 мм);
$B_{зл}$ – наземна цукроносна маса, яка містить – гичку (5 – σ = 10 мм; 6 – σ = 20 мм)

Рисунок 4 – Розподіл висот виступання головок коренеплодів цукрових буряків над рівнем поверхні ґрунту за математичного сподівання m = 40 мм
Джерело: розроблено автором

Використовуючи математичну модель [6, 7], були отримані втрати цукроносної маси залежно від висоти бескопірного зрізу головок коренеплодів. На графіку (рис. 5) дано приклад залежності (для одного конкретного випадку) при наступних параметрах розподілу m = 40 мм і σ = 20 мм. Однак, на одному і тому ж полі ці параметри можуть змінюватися в межах, зазначених на рис. 4. Тому параметри статистичного розподілу необхідно контролювати динамічно. При їх зміні зміниться відповідно і крива втрат маси (рис. 5), а також оптимальне значення *u*

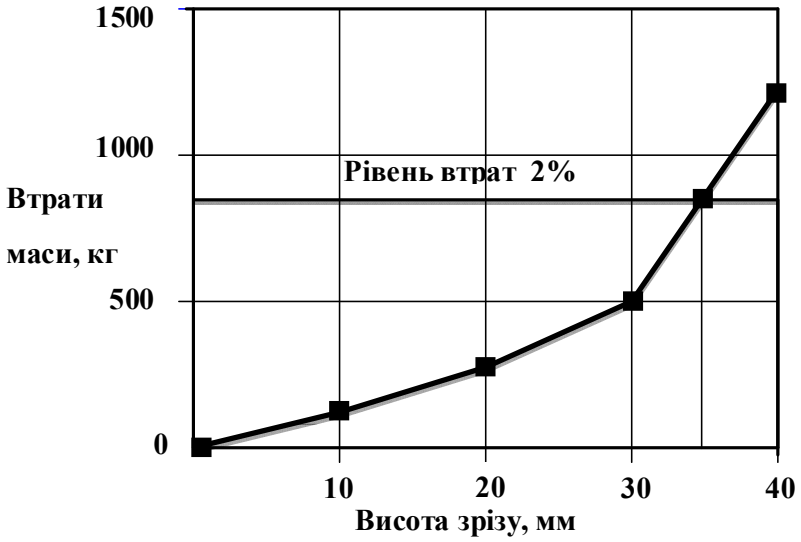


Рисунок 6 – Залежність втрат цукроносної маси від висоти безкопірного зрізу головок коренеплодів
Джерело: розроблено автором

За допомогою графіка (рис. 5) можна прогнозувати втрати маси коренеплодів і забрудненість їх гичкою в конкретних умовах, отримавши попередньо статистичні параметри розподілу (m, σ), а також використовуючи математичну модель представлену в

роботах [6, 7]. Це в свою чергу дасть можливість створити автоматичну систему оцінки параметрів коренеплодів і оперативно регулювати висоту зрізу гички з головок коренеплодів цукрових буряків з метою зниження втрат цукроносної маси до рівня агротехнічних вимог 2 (рис. 5).

Висновки. В результаті дослідження розподілу висот виступання головок коренеплодів цукрових буряків над рівнем поверхні ґрунту підтверджена гіпотеза про те, що він має закон нормального розподілу.

Розроблена лабораторна установка і проведені на ній експериментальні дослідження створили передумови до створення системи автоматичного коригування висоти зрізу гички на коренезбиральних машинах сучасного технічного рівня.

Список літератури

1. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин [Текст] : монографія. − Київ: Видавничий центр Національного аграрного університету, 2005. − 245 с.
2. Погорілий Л.В. Бурякозбиральні машини: історія, конструкція, теорія, прогноз [Текст] / Л.В. Погорілий , Н.В. Татьянко. − К. : Фенікс, 2004. – 232 с.
3. Хелемендік М.М. Підвищення механіко-технологічної ефективності трудомістких процесів у буряківництві: автореф. дис. на здобуття наукового ступеня докт. техн. наук: спец. 05.20.01 − "Механізація сільського господарства" / М.М. Хелемендік. − Тернопіль: ТПІ, 1996. − 48 с.
4. Булгаков В.М. Бурякозбиральні машини [Текст] : [монографія] / В. М. Булгаков. – К. : Аграрна наука, 2011. – 351 с.
5. Борис Н.М. Обґрунтування технологічного процесу та параметрів робочого органу для відділення гички цукрових буряків: автореф. дис. на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 − "Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва". − Вінниця: ВАУ, 2009. − 20 с.
6. Зуєв М.М., Топоровський С.А. Бескопірний зріз головок коренеплодів. Цукровий буряк. − 1988, № 6. − С. 42-45.
7. Результати незалежних випробувань [Електронний ресурс] // Сільськогосподарська техніка. − 2007. − № 1. − Режим доступу до журналу: http://russia.profi.com.
8. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: практикум / [Царенко О.М., Яцун С.С. та ін.]; За ред. С.С. Яцуна. − Київ: Аграрна освіта, 2000. − 93 с.
9. Борис А.Н. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів копірного-роторного отделителя гички цукрових буряків: автореф. дис. на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 − "Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва". − Мелітополь, 2012. − 23 с.
10. Адлер Ю.П. Планування експерименту при пошуку оптимальних умов [Текст] / Адлер Ю.П., Маркова О.В., Грановський Ю.В. − М.: Наука, 1971. − 283 с.
11. Різні технології збирання цукрових буряків [Електронний ресурс] // Сільськогосподарська техніка. − 2009. − № 4. − Режим доступу до журналу: http://russia.profi.com. − Заголовок з екрану.
12. Булгаков В.М. Обґрунтування і вибір оптимальної схеми бурякозбиральної машини за критерієм потужності [Текст] / Булгаков В.М., Козіброда Я.І. та ін. // Commission of Motorization and Energetics in Agriculture: Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. − Poland, Lublin: WAR, 2001. − Vol. I. − P. 69-72.
13. Zuckerr. Ben: Erntetechnik und Bodenschutz / FAT-Berichte Nr. 567 // Eidgenssische Forschungsanstalt f. R Agrarwirtschaft und Landtechnik (FAT), CH-8356 T. Nikon TG − 2001 S. 1 − 19.
14. Roller O. Entblatten statt K. Pfen / Dr. Olaf Roller // Zuckerr. Ben Journal № 2 // Rheinischer Landwirtschafts-Verlag GmbH. − 2010, S. 14 − 16.
15. Merkes R. 50 Jahre Prodaktionstechnik im Zuckerr. Benbau in Deutchland / R. Merkes // Zuckerr. Be. − 2001, № 4. − S. 214 − 217.
16. Es geht um den Kopf / Zuckerr. Ben Journal №3 // Rheinischer Landwirtschafts-Verlag GmbH, − 2010, S. 7 − 8.

Valery Adamchuk, Prof., DSc., Andriy Borys, PhD tech. sci.
NSC "Institute of mechanization and electrification of agriculture", town Glevaha, Kiev region, Ukraine

Vladimir Bulgakov, Prof., DSc.
National University of Bio-resources and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine
Mikola Borys, PhD tech. sci.
Podolski State Agricultural & Technical University, Kamenetz-Podolsk, Ukraine
Mechanics and technology background reduce losses weight of root during their harvesting

The experimental results and performance testing process sugar beet conducted in recent years have shown that the beet modern machines that were produced in Europe and America, working with significant losses on sugar mass. These losses are due to generally poor quality cut tops with bits of sugar beet in the bud. Therefore, now is the urgent search for technical solutions that will avoid these losses.

The purpose of research is to reduce the losses of sugar supply in the process of separating the tops of the heads of sugar beet roots. As a result of the experimental investigation of the distribution of height protruding heads of root crops above the ground confirmed the hypothesis that it can not deny the law of normal distribution.

The results of the measurements set limits changes in its statistical characteristics, which are as follows: average statistical deviation σ = 20 ... 30 mm, the expectation m = 40 ... 60 mm. Designed and conducted laboratory setting her experimental studies have every reason to develop a new system of automatic cor.
sugar beet harvesters, loss, weight sugar, the statistical distribution of the height of protrusion

Одержано 06.11.15

УДК 621.891.539.375.6

Mykhailo Chernovol, Prof., DSc., Ihor Shepelenko, PhD tech. sci., Budar Mohamed R.F., post-graduate
Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukreine, ivsepelenko@mail.ru

Effectiveness increase in application of FANT of the components of mobile agricultural machines

Friction and wearing of moving joints is an important problem in agricultural machine building. The application of tribotechnical methods which realize wear-free transfer in friction units allow increasing the durability of components of the mobile agricultural machines. FANT provides increase in wear-resistance of components and decrease in wear-in time. At the same time FANT has a low productivity. The article presents tendencies in the improvement of FANT of internal cylindrical surfaces due to the application of deforming stretching which allows increasing the productivity and quality of treatment. As a result the effectiveness of FANT increases.
wear-free transfer, finishing antifriction nonabrasive treatment, mobile agricultural machines, deforming stretching, antifriction coating

М.И.Черновол, проф., д-р техн. наук, И.В.Шепеленко, доц., канд. техн. наук, Будар Мохамед Р.Ф., асп.
Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина
Повышение эффективности применения ФАБО деталей мобильной сельскохозяйственной техники

Трение и износ подвижных сопряжений является актуальной проблемой сельскохозяйственного машиностроения. Применение триботехнических методов, реализующих в узле трения избирательный перенос, позволит значительно повысить долговечность деталей мобильной сельскохозяйственной техники. ФАБО обеспечивает повышение износостойкости деталей, сокращение времени приработки, однако обладает низкой производительностью. В работе представлено направление по совершенствованию ФАБО внутренних цилиндрических поверхностей за счет использования возможностей деформирующего протягивания, что позволит повысить производительность и качество обработки, а следовательно эффективность применения ФАБО.
избирательный перенос, финишная антифрикционная безабразивная обработка, мобильная сельскохозяйственная техника, деформирующее протягивание, антифрикционное покрытие

© Mykhailo Chernovol, Ihor Shepelenko, Budar Mohamed R.F, 2015

Problem description. One of the essential problems of present-day agricultural machine building is the friction and wearing of the moving joints. The efficiency and endurance of agricultural machines considerably depend on the intensity of wearing of friction parts and about 80% of machine parts become disabled as a result of the wear [1].

The problem of durability increase of the parts of mobile agricultural machines can be successfully solved by application of the tribotechnical methods which realize the process of wear-free transfer (WFT) in a friction unit [2, 3]. The main point of WFT is that under certain conditions there is a wear-free dissolution of the metal surface layer of the part as a result of its interaction with lubricants. Due to the electrochemical activity of the ions of the dissolved metal, the friction surfaces of the "counter body" are covered with special protective film which got the name "servovite film" [4]. The application of tribotechnical methods which realize WFT allows providing the increase of wear resistance of the parts in 1,5-2 times. It also improves antifriction and anti-scuff properties of friction surfaces, decreases the wear-in time and increases the durability of agricultural machines by 30%.

One of the methods of the increase of the durability of the components of mobile agricultural machines which realizes WFT in the process of friction is finishing antifriction nonabrasive treatment (FANT). FANT presupposes different ways of finishing treatment based on the application of the frictional seizure and WFT [5].

The technological process of FANT is the process of coating the surface of a part under treatment with a thin layer of brass bronze, bronze or copper with the help of a honing head or a spring-supported rod in the anti-friction lubricant which contains the salts of the plating metal and the surface-active substance.

As a result, a uniform antifriction coating of plastic metals and polymer chains are formed on the surface under the treatment [2].

There are many ways of applying FANT [6, 7 and others]. But according to the analysis of some works [8, 9] the traditional ways of FANT and the appliances for its usage have low productivity.

Literature and patent analysis allowed putting forward basic disadvantages of the existing appliances for the antifriction coating with the help of FANT method. They are the following:

- the developed designs of the appliances and equipment do not provide the necessary productivity because the galling element (instrument) has only one – three brass bronze rods with the diameter of 3…4 mm. Thus, there is a need to make several passes by the instrument in order to coat the whole surface of the part with the brass bronze film;
- the used technologies and appliances for FANT do not provide the hardening of the component surface and consequently its durability;

It is possible to increase the productivity of the process and the quality of treatment with the help of application of new FANT schemes and the new instruments which enable to eliminate the above-mentioned problems.

Objective of research. The objective of the work is to increase the efficiency of FANT application for components of the mobile agricultural machines.

Research results. In spite of the doubtless advantages, the FANT technology was not used widely because of the low productivity of the process. Taking into account the above-mentioned facts it is reasonable to do research on improvement of friction and mechanical methods of FANT in order to increase the efficiency of their application.

One of the directions to improve FANT is the work aimed at the improvement of the process productivity and quality of treatment due to the application of modern materials and new instruments.

Thus in work [10] the author used the honing principle and changed the ceramic hones in the honing head for the brass bronze rolls which have working rims. The design of the

instrument together with the increased productivity provided linear contact while treating the working surface of the component. That enabled to create high unit load of the instrument on the material of the component.

To our mind the problem of the productivity increase and FANT quality of friction surfaces can be solved by using the advantages of deforming stretching. It is traditionally used to get better size accuracy and surface roughness, to improve resistance of pressing transition of the components and to compress the surface layer [11]. The work presents the trend to improve FANT of the internal cylindrical surfaces of the components with the help of application of deforming stretching.

The realization of the trend requires the development of the technological process and equipment for its implementation.

The treatment of the internal cylindrical surfaces of FANT presupposes the following sequence of operations:

- preparation of the process liquid which is a special surface-active medium (SAM). Glycerin is the basic component of the liquid which realizes the WFT during the friction. Glycerin is a constituent part of many kinds of surface-active media;
- degreasing of the surface under treatment;
- FANT;
- washing the component from the process liquid;
- quality control of the coating;
- drying.

A special attention was given to the development and approbation of the special instrument for FANT which enables to use all characteristics of the deforming stretching.

The design of the instrument (Fig. 1) is made in the form of a collet with a set of elastic blades of the antifriction hones. They press themselves to the treated surface while the instrument is moving in straight lines and under the influence of the processing liquid form the uniform coating.

Figure 1 – FANT of the internal cylindrical surfaces

Source: created by the author

The availability of special appliance for fixing the treated component provides its discrete rotation and as a result the antifriction coating covers all the internal surface of the treated component.

The reason to use FANT technology in the joints of the mobile agricultural machines is undoubtedly proven in the works [2, 3, 12 and others] which contain a wide list of the friction joints of grain harvesters and other mobile agricultural machines.

Conclusion. The application of the above-mentioned technology enables to:

- increase the productivity and quality of treatment and as a result the efficiency of FANT of details of the mobile agricultural machines;
- use simple, inexpensive equipment and appliances at small and big repair shops;
- increase the efficiency and durability of friction parts in the process of operation;
- increase the resource of tribo-couplings of the mobile agricultural machines.

References

1. Сковородин В.Я. Справочная книга по надежности сельскохозяйственной техники/ В.Я. Сковородин, Л.В.Тишкин. – Л.: Лениздат, 1989. – 210 с.
2. Балабанов В.И. Повышение долговечности двигателей внутреннего сгорания сельскохозяйственной техники реализацией избирательного переноса при трении: дис. …докт. тех. наук / В. И. Балабанов. – М., 1999. – 342 с.
3. Катков Д.С. Повышение долговечности узлов трения мобильной сельскохозяйственной техники применением триботехнических методов: дис. …канд. тех. наук / Д.С. Катков. – Саратов, 2008. – 227 с.
4. Гаркунов Д.Н. Триботехника (износ и безызносность) / Д.Н.Гаркунов. – М.: МСХА, 2001. – 616 с.
5. Некрасов С.С., Паршин И.П., Приходько И.Л. Антифрикционные покрытия деталей и эффективность их применения: Обзорн. информ.// Госагропром СССР. - М.: АгроНИИТЭИИТО, 1988.- 26 с.
6. Гаркунов Д.Н. Финишная антифрикционная безабразивная обработка (ФАБО) поверхностей трения деталей /Д.Н. Гаркунов // РВМ (Ремонт. Восстановление. Модернизация). - 2009. - №7. - С. 12-14.
7. Быстров В.Н. Применение устройств для фрикционно-механического нанесения износостойких покрытий в условиях ремонтного производства / В.Н. Быстров // Изобретательство. - 2011. - Т. 11, N3. - С. 29-34.
8. Черкун В.В. Підвищення зносостійкості цапф шестерень гідронасосів фінішною антифрикційною безабразивною обробкою: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах»/ В.В. Черкун. – К., 2011. – 19 с.
9. Черновол М.І. Пристрої для фрикційно-механічного нанесення покриттів / М.І. Черновол, І.В. Шепеленко// Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. 2013. – Вип.26. – С. 58 – 62.
10. Намаконов Б.В. Повышение долговечности гильз цилиндров двигателей внутреннего сгорания способом ФАБО/ Б.В.Намаконов// Долговечность трущихся деталей машин. - М.: Машиностроение, 1990. - Вып.4. - С.139-144.
11. Розенберг А.М. Механика пластического деформирования в процессах резания и деформирующего протягивания / А.М. Розенберг, О.А. Розенберг// – К.: Наукова думка, 1990. – 320 с.
12. Ищенко С.А. Диагностирование и ремонт гусеничного движителя рисозерноуборочных комбайнов в условиях Дальнего Востока: дис. …докт. тех. наук / С.А. Ищенко. – М., 2009. – 429 с.

М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, І.В. Шепеленко, доц., канд. техн. наук, Будар Мохамед Р.Ф., асп.
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Украина

Підвищення ефективності використання ФАБО деталей мобільної сільськогосподарської техніки

Метою даної роботи є підвищення ефективності використання ФАБО деталей мобільної сільськогосподарської техніки. Підвищити продуктивність процесу та якість обробки можливо за рахунок нових схем ФАБО, а також розробки пристроїв для їх реалізації.

У роботі запропонований напрям по удосконаленню ФАБО внутрішніх циліндричних поверхонь деталей шляхом використання можливостей деформуючого протягування.

Використання запропонованої технології дозволить підвищити продуктивність і якість обробки, а отже і ефективність використання ФАБО деталей мобільної сільськогосподарської техніки, збільшити працездатність, довговічність деталей тертя в процесі експлуатації та в цілому ресурс трібоспряжень мобільної сільськогосподарської техніки.

вибіркове перенесення, фінішна антифрикційна безабразівна обробка, мобільна сільськогосподарська техніка, деформуюче протягування, антифрикційне покриття

Одержано 19.10.15

UDC 631.362.3

Olexsandr Nesterenko, assist., Sergey Leschenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Dmytro Petrenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Svitlana Honcharova, Assos. Prof., PhD phys. & math.
Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine, serafsgm.ua@mail.ru

Analytical study of separation efficiency of grain in vertical pneumatic separating channel

Taking into account the insufficient amount of theoretical research of the influence of the conditions of grain feeding into the pneumatic separating channel (PSC) on the efficiency of the process of separating grain mixture into fractions there arises a scientific task to define regularities of the interaction of the grain material with the air flow while feeding it into the vertical PSC. The movement of grain particles in a vertical PSC under one-layer feeding was considered in the article. The theoretical dependences which allow optimizing basic parameters of the PSC and defining the time of the grain in the air flow were acquired.
separation of grain mixture, separation, air flow, grain material, pneumatic separating channel (PSC), conditions of grain feeding, movement of grain particles

А.В. Нестеренко, асист., С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, Д.И. Петренко, доц., канд. техн. наук, С.Я. Гончарова, доц., канд. физ.-мат. наук
Кировоградский национальный технический університет, г.Кировоград, Украина
Аналитическое исследование эффективности разделення зернового материала в вертикальном пневмосепарующем канале

Враховуючи недостатню кількість теоретичних досліджень впливу умов введення зернового матеріалу в пневмосепаруючий канал (ПСК) на ефективність процесу розділення суміші на фракції, постало наукове завдання по встановленню закономірності взаємодії зернового матеріалу з повітряним потоком при різних умовах подачі зерна в зону пневмосепарації. В статті розглянуто рух зернових часток в вертикальному ПСК при їх однорівневому одношаровому введенні. Отримані теоретичні залежності, які дозволяють знайти раціональні конструктивно-технологічні параметри ПСК та визначити час перебування зернової частки в зоні дії повітряного потоку.
разделение зерновой смеси, сепарация, воздушный поток, зерновой материал, пневмосепарирующий канал (ПСК), условия введения зерна, движение зерновых частиц

Problem statement. Ukraine holds one of the leading places in the world in the production of crops. The quality (the class) of grain depends on the effectiveness of the post-harvest processing. The harvested grain after direct combining have a great amount of foreign grains of various quantitative and qualitative compositions. These grains are poly-fractional by their size, moisture and biological composition mixture. Therefore, the task of effective separation of foreign, damaged and defective grains is the essence of the problem of increasing technical and technological efficiency of grain cleaning machines.

Air separation (pneumatic separation) is one of the widely used ways of grain cleaning and pneumatic separators are less expensive, simple and reliable in operation than pneumatic-sieve machine. Modern pneumatic systems of cleaning machines can separate light and small impurities as well as partially decrease moisture of the cleaned grains due to the air flow. Therefore, further development of the design of this class of machines and the improvement of the separation technology with the help of air flow are the actual and up-to-date technological tasks.

© Olexsandr Nesterenko, Sergey Leschenko, Dmytro Petrenko, Svitlana Honcharova, 2015

Analysis of recent research and publications. The problem of regularities of grain behaviour in the air flow has been not studied completely as this process has a stochastic character and depends on many factors.

Theoretical research of the pneumatic separation was done by many scholars [2-5] but they did not pay enough attention to the conditions of the process of filling the pneumatic separating channel (PSC) with grain. As research shows [6], a considerable part of the surface of the cross-section of the PSC operates ineffectively because of the non-uniform distribution of grains and as a result the separation efficiency decreases by 20% and productivity by 25%.

One of the effective ways to solve this problem is to apply a multi-stream feeding of grains. The author [7] grounds the efficiency of the creation of grain streams which form grain micro-channels while filling the angle channel. That enables to decrease the air-dynamic resistance of the mixture and levels the speed of the air flow. But in the case of considerable increase of the specific performance, the thickness of grain streams increases which negatively influences the quality indicators of the separation process.

The author [8] studies the issue of the rational feeding of grain mixture into the air flow. The conditions which provide minimal necessary distribution of grain mixture on the surface of the cross-section of the PSC were defined. But there is no analysis of the grain movement under the above-mentioned conditions and this fact does not allow assessing analytically and apply it for further research.

According to the theoretical analysis of work [9] it may be concluded that the rational density of the grains in the process of moving them into the PSC it was possible to get the conditions which provide maximum possible introduction without reducing the efficiency of the process in accordance with the indicators of the movement into the air flow.

The authors of work [10-11] prove the necessity of exfoliation of grain material in the process of feeding in order to increase the surface of their contact with air flow, especially during the increase of the unit load on the PSC.

In spite of a considerable number of scientific works devoted to the provision of the ideal conditions of grain separation into fractions, the possibilities of further improvement of pneumatic-separating systems of grain cleaning machines have not been studied fully. That is why theoretical investigation which is directed to the increase of the efficiency of operation of pneumatic-separating machines is of great importance.

Objective of research. Taking into account the insufficient volume of theoretical research of the influence of conditions of the feeding into PSC on the efficiency of the process of separation of grain mixture into fractions there arises a scientific task to highlight the regularities of the interaction of the air-flow with grains while moving into the vertical PSC.

Main material. Let us consider a monolayer movement of grains in the PSC.

In order to analyse the object of research we have to make the following assumptions:

– the layers of grain mixture are not mixed in the PSC;

– grain and admixture are in the form of a bullet inside and they are similar in size;

– the mass of an average grain is much bigger than the mass of an average admixture;

– the grain material and admixtures are uniformly located in the flow of every layer.

Let us introduce the rectangular Cartesian coordinate system *OXY.* (Fig. 1) in which the axis *OY.* is directed to the side of the movement of the air-flow and the axis *OX.* is directed in such a way that the system *OXY* is situated on the right.

The speed of the air flow $V_{П}$ is chosen in such a way that while going through the PSC (Fig. 1, a):

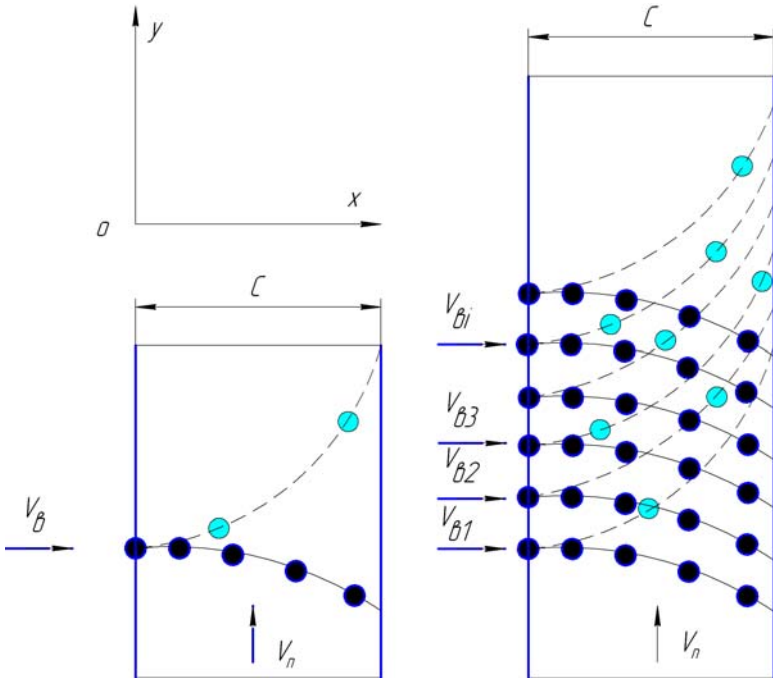
– the grains will follow their trajectory which takes place if there is no air flow. In other words the speed of the air flow $V_{П}$ is lower than the speed of grains' flow $V_{В.З.}$;

– the admixtures do not follow the trajectory which takes place if there is no air flow. In other words the speed of the air flow is higher than the speed of the admixtures' flow $V_{В.Д.}$;

In this case the speed of the air flow meets the condition:

$$V_{В.Д.} < V_{П} < V_{В.З.}. \quad (1)$$

Under the accepted assumptions there is a clear separation of the grain flow. Grains and admixtures move in the opposite directions and do not interact. When the grain is fed into the PSC it follows the trajectory and the admixtures go upward.



a) b)

a) – under the one-layer grain feeding; b) – under multi-layer grain feeding

Figure 1 – The scheme of grain and admixtures movement

Let us describe the grain and admixtures movement in case they are separated in the PSC with one-layer feeding of the grain material.

When a particle appears in the air flow it is influenced by: gravity $P = m_3 g$ (m_3 – the mass of an average particle, g – acceleration of the Earth's attraction), inertia force $m_3 a$ (a – acceleration of an average particle) and air resistance force $F_{ОП.З.}$:

$$m_3 a + P + F_{ОП.З.} = 0. \quad (2)$$

The speed of the air flow $V_П$ is quite high ($V_П$ =8>>2м/s), that is why the air resistance force $F_{ОП.З.}$ is proportional to the square of relative speed of the particle [3] and is directed oppositely to its speed movement

$$F_{ОП.З.} = -|V| V m_3 k_3, \quad (3)$$

where $V = (\dot{x}, \dot{y} - V_П)$ is a speed vector of particle movement relatively to the air flow; k_3 – is a coefficient of the particle's windage.

In the projections on the axis of the system OXY the equation (3) has the following solution

$$\begin{cases} \ddot{x} = -\sqrt{\dot{x}^2 + (y - V_{\text{П}})^2}\,\dot{x}k_3 \\ \ddot{y} = -g + \sqrt{\dot{x}^2 + (y - V_{\text{П}})^2}\,(\dot{y} - V_{\text{П}})k_3 \end{cases}. \tag{4}$$

The horizontal and vertical components of the particle' speed are changed in the limits of 0,5…0,7 м/s and -0,1…0,1 м/s. They are considerably lower than the speed of the air flow ($V_{\text{П}}$ =8 м/s), that is why

$$|V| = \sqrt{\dot{x}^2 + (\dot{y} - V_{\text{П}})^2} \approx |V_{\text{П}} - \dot{y}| \approx V_{\text{П}} \tag{5}$$

and the equation (4) has the following solution:

$$\begin{cases} \ddot{x} = -V_{\text{П}}\dot{x}k_3 \\ \ddot{y} = k_3(V_{\text{П}}^2 - V_{\text{В.З.}}^2) \end{cases}, \tag{6}$$

where $V_{\text{В.З.}} = \sqrt{\dfrac{g}{k_3}}$ is the speed of the particles' flow.

The equation of the system (6) is independent. Let us decrease the order of the equations by changing ($\dot{x} = u, \dot{y} = v$):

$$\begin{cases} \dot{u} = -V_{\text{П}}u\,k_3 \\ \dot{v} = k_3(V_{\text{П}}^2 - V_{\text{В.З.}}^2) \end{cases}$$

Divide the variables

$$\begin{cases} \dfrac{du}{u} = -V_{\text{П}}\,k_3 dt \\ dv = k_3(V_{\text{П}}^2 - V_{\text{В.З.}}^2)dt \end{cases}$$

and integrate

$$\begin{cases} ln|u| = -V_{\text{П}}\,k_3 t + lnC_1 \\ v = k_3(V_{\text{П}}^2 - V_{\text{В.З.}}^2)t + C_2 \end{cases},$$

where C_1, C_2 are integration constants. Do inverse substitutions ($u = \dot{x}, v = \dot{y}$)

$$\begin{cases} \dot{x} = C_1 e^{-V_{\text{П}}k_3 t} \\ \dot{y} = k_3(V_{\text{П}}^2 - V_{\text{В.З.}}^2)t + C_2 \end{cases}. \tag{7}$$

After integrating system (7), we have the following

$$\begin{cases} x = \dfrac{C_1}{-V_{\Pi} k_3} e^{-V_{\Pi} k_3 t} + C_3 \\ y = k_3 (V_{\Pi}^2 - V_{\text{В.З.}}^2) \dfrac{t}{2} + C_2 t + C_4 \end{cases} \tag{8}$$

where C_3, C_4 are integration constants.

Integration constants C_1, C_2, C_3, C_4 are found from the from the boundary conditions

$$x(0) = 0, \dot{x}(0) = \dot{x}_0, y(0) = 0, \dot{y}(0) = \dot{y}_0 . \tag{9}$$

From (7) – (9) we get:

$$C_1 = \dot{x}, C_2 = \dot{y}_0, C_3 = \frac{\dot{x}_0}{V_{\Pi} k_3}, C_4 = 0 . \tag{10}$$

Substituting (10) by (8), we get:

$$\begin{cases} x = \dfrac{\dot{x}_0}{V_{\Pi} k_3} (1 - e^{-V_{\Pi} k_3 t}) \\ y = k_3 (V_{\Pi}^2 - V_{\text{В.З.}}^2) \dfrac{t}{2} + \dot{y}_0 t \end{cases} . \tag{11}$$

The first equation allows defining the time t, which is necessary for the particle to move from the front side of the PSC to the back side. That is the time when the particle is present in the channel. And if the depth of the channel equals L, then the time t is the solution of the equation

$$L = \frac{\dot{x}_0}{V_{\Pi} k_3} (1 - e^{-V_{\Pi} k_3 t}) . \tag{12}$$

Substituting the equation (12) we get:

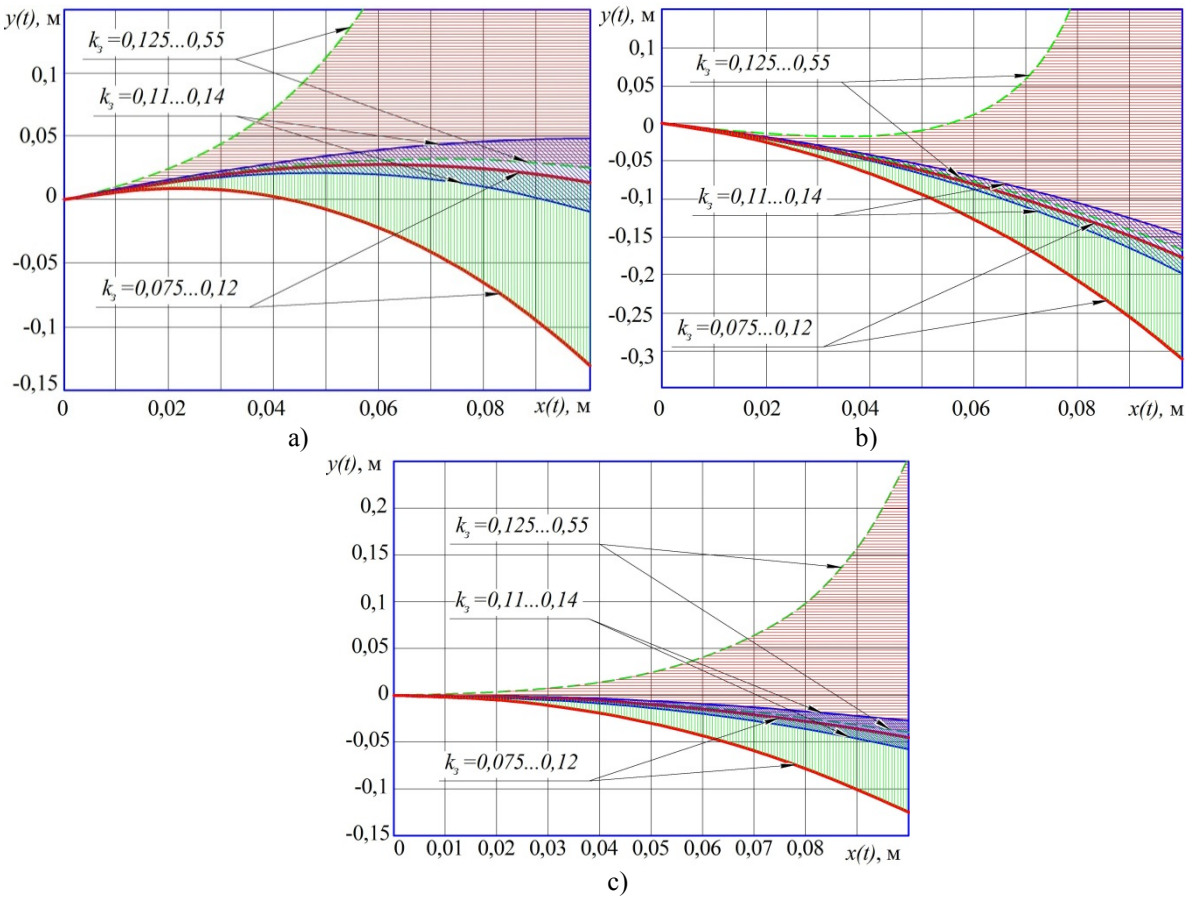
$$t = -\frac{1}{V_{\Pi} k_3} \ln\left(1 - \frac{L V_{\Pi} k_3}{\dot{x}_0}\right). \tag{13}$$

Graphic interpretation (Fig. 2) of the acquired dependences (11) – (13) allows defining the possibility and conditions of separating grain mixture into fractions.

The analysis of graphic dependences (Fig. 2) allows making the following conclusion.

There is a possibility to separate grain mixture into fractions by setting up necessary parameters and operation modes of the PSC including feeding conditions. It is possible for the grain mixture which is characterised by the following values k_3=0,075…0,12 for the standard grain, k_3=0,11…0,14 for non-standard grain and k_3=0,125…0,55 for admixtures.

In case of feeding with the angle of 40° in the direction of the activity of the air flow speed vector (Fig. 2, a) and in the depth of the channel L = 4 см we can observe full separation into the fractions of light admixtures and standard grain. By adjusting the air flow speed in the PSC V_{Π}=7,5 м/s, at the depth of L =10 см there is a possibility to separate up to 98% of light admixtures into the sediment box. In return we shall have losses of standard grain into the waste.



a) is the angle of feeding to PSC 40° in the direction of the activity of the speed vector of the air flow; b) is the angle of feeding to PSC 40° in the opposite direction of the activity of the speed vector of the air flow; c) is the angle of feeding to PSC 0° in the direction of the activity of the speed vector of the air flow

Figure 2 – The trajectories of flying and separating of grain mixture into fractions in the following conditions: initial speed of feeding into PSC $\dot{x}_0 = 0{,}5$ m/s , the air flow speed $V_П$=7,5 м/s

In case of feeding with the angle of 40° in the opposite direction of the activity of the air flow speed vector or horizontally (Fig. 2, b, c) there is no losses of standard grain (for $V_П$=7,5 м/s), but the quantity of separated admixtures is not higher than 30% – 60%. The improvement of the quality of separation demands more energy consumption to create air flow in the PSC dimensions at the expense of the channel depth.

Conclusion. In order to improve the efficiency of pneumatic separating channels of grain cleaning machines we made theoretical analysis of the interaction of grain mixture with the air flow of one-layer distribution of the grain in the PSC. According to the results of the research we can state that the process of movement of particles in the air flow is under the influence of the conditions of feeding into the PSC.

Thus, by selecting rational parameters of feeding grain into the PSC and adjusting corresponding air dynamic parameters and operating modes it is possible to separate up to 98% of light admixtures out of the grain mixture. In this case the losses of standard grain are minimal.

The objective of further research is to study the interaction of grain mixture with air flow of multi-layer distribution of the grain in the PSC.

References

1. Гладков Н.Г. Зерноочистительные машины. Конструкция, расчёт, проектирование и эксплуатация [Текст] / Н.Г. Гладков. – М.: МАШГИЗ, 1961. – 447 с.

2. Матвеев А.С. Изучение процесса взвешивания и сепарирования зернистого материала вертикально-восходящим воздушным потоком [Текст] / А.С. Матвеев // Труды ВИМ. – Т.37. – М.: 1965. – С. 231-241.
3. Злочевский В.Л. Интенсификация процесса аэродинамического разделения зерновых материалов : дисс. … доктора техн. наук : 05.20.01 [Текст]. – Барнаул, 1985. – 498 с.
4. Машины для послеуборочной поточной обработки семян : Теория и расчет машин, технология и автоматизация процессов [Текст] / под ред. Тица З. Л. – М. : Машиностроение, 1967. – 446 с.
5. Ямпилов С.С. Технологическое и техническое обеспечение ресурсо-энергосберегающих процессов очистки и сортирования зерна и семян [Текст] / С.С. Ямпилов. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2003. – 262 с.
6. Авдеев Н.Е. Центробежные сепараторы для зерна [Текст] / Н.Е. Авдеев. – М.: Колос, 1975. – 152 с.
7. Лещенко С.М. Обґрунтування алгоритму функціонування інерційно-прямоточних зерноочисних машин [Текст] / С.М. Лещенко, О.М. Васильковський, М.І. Васильковський, Д.І. Петренко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – Вип. 24. Ч.1 — С. 176-181.
8. Тавтилов И.Ш. Совершенствование процесса работы пневмосепаратора за счет рациональной подачи зерновой смеси в воздушный поток : автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.20.01 „Технологии и средства механизации сельского хозяйства" [Текст] / Ильфат Шайдуллович Тавтилов ; Челябинский государственный агроинженерный университет. – Челябинск, 2008. – 22 с.
9. Котов Б.І. Аналітичні дослідження раціональної подачі зернової суміші в аспіраційний канал пневмовідцентрових сепараторів [Текст] / Б.І. Котов, С.П. Степаненко, В.О. Швидя // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків, 2010 р. – Вип. 103. – С. 54-61.
10. Васильковський М.І. Дослідження роботи пневмосепаруючого каналу на фізичній моделі [Текст] / М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, О.В.Нестеренко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2006. – Вип.17. – С. 44–48.
11. Нестеренко О.В. Дослідження якісних показників пневмосепарації при багаторівневому введенні зерна [Текст] / О.В. Нестеренко, С.М. Лещенко, Д.І. Петренко // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 32. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2015. – С. 143-151.

О.В. Нестеренко, асист., С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, Д.І. Петренко, доц., канд. техн. наук, С.Я. Гончарова, доц., канд. фіз.-мат. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Аналітичне дослідження ефективності розділення зернового матеріалу у вертикальному пневмосепаруючому каналі

Повітряна сепарація є одним із найпоширеніших способів очищення зернових сумішей різних культур, а пневмосепаратори набагато дешевші, простіші і надійніші в експлуатації ніж пневморешітні машини. Тому подальший розвиток конструкцій цього класу машин і вдосконалення технології сепарації повітряним потоком є актуальною і своєчасною науково-технічною проблемою.

Враховуючи недостатню кількість теоретичних досліджень впливу умов введення в пневмосепаруючий канал (ПСК) на ефективність процесу розділення зернової суміші на фракції, постало наукове завдання по встановленню закономірності взаємодії зернового матеріалу з повітряним потоком при подачі до вертикального ПСК. В статті розглянуто рух зернових часток в вертикальному ПСК при їх однорівневому одношаровому введенні.

Отримані теоретичні залежності, які дозволяють оптимізувати основні параметри ПСК та визначити час перебування зернової частки в повітряному потоці. Для зернової маси, що характеризується значеннями k_3=0,075…0,12 – для повноцінного, k_3=0,11…0,14 – для некондиційного зерна та k_3=0,125…0,55 для смітних домішок, спостерігається можливість чітко розділити зернову суміш на фракції, встановивши відповідні параметри і режими роботи ПСК, а також умови введення. За рахунок підбору раціональних параметрів введення матеріалу в ПСК та встановленні відповідних аеродинамічних параметрів і режимів можливо виділити з зернової суміші до 98% легких домішок, забезпечивши при цьому мінімальні втрати повноцінного зерна у відходи.

Метою подальших досліджень повинно бути встановлення взаємодії зернової суміші з повітряним потоком при багатошаровому розміщенні матеріалу в ПСК.

розділення зернової суміші, сепарація, повітряний потік, зерновий матеріал, пневмосепаруючий канал (ПСК), умови введення зерна, рух зернових часток

Одержано 14.10.15

УДК 631.312.021.3

О.В. Козаченко, **проф., д-р техн. наук**, **О.М. Шкрегаль, доц., канд. техн. наук, В.С. Каденко, асп.**
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, м. Харків, Україна, vova_kadenko@mail.ru

Зміна форми леза ґрунтообробних знарядь при зношуванні

В статті розглянуто напрямки підвищення технічного рівня робочих органів ґрунтообробних знарядь, зокрема культиваторів для міжрядного та суцільного обробітку ґрунту. Визначено напрямки удосконалення і підвищення довговічності культиваторних лап при застосуванні локального зміцнення твердосплавними матеріалами, встановлено можливість формоутворення зубчастого леза при експлуатації.
ґрунтообробні знаряддя, лапа культиватора, ґрунт, зношування

О.В. Козаченко, проф., д-р техн. наук, **О.М. Шкрегаль, доц., канд. техн. наук, В.С. Каденко, асп.**
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, г.Харьков, Украина
Изменение формы лезвия почвообрабатывающих орудий при износе

В статье рассмотрены направления повышения технического уровня рабочих органов почвообрабатывающих орудий, в частности культиваторов для междурядной и сплошной обработки почвы. Определены направления совершенствования и повышения долговечности культиваторных лап при применении локального укрепления твердосплавными материалами, установлена возможность формообразования зубчатого лезвия при эксплуатации.
почвообрабатывающие орудия, лапа культиватора, почва, износ

Постановка проблеми. Технічний рівень сільськогосподарських машин і знарядь суттєво залежить від надійності і терміну служби робочих органів. Найбільше це відноситься до швидкозношуваних деталей ґрунтообробної техніки.

Найбільшу групу за різноманітністю конструктивного виконання робочих органів серед ґрунтообробної техніки складають культиватори для суцільного та міжрядного обробітку ґрунту. Враховуючи особливості умов експлуатації в абразивному середовищі, більшість робочих органів в результаті зношування втрачають початкову форму й працюють значну частину строку служби з погіршенням якісних показників та підвищених енерговитратах на виконання технологічного процесу (погане заглиблювання, нерівномірність ходу по глибині, збільшення тягового опору).

Останнім часом створена значна кількість технологічних процесів зміцнення і підвищення зносостійкості деталей, що засновані на різних фізичних принципах: термомеханічне оброблювання, плазмове наплавлення, термообробка та мікролегування поверхонь деталей тощо.

Найбільш поширеним способом підвищення довговічності робочих органів ґрунтообробних знарядь є застосування наплавлення робочих поверхонь твердосплавними матеріалами [1, 2, 3]. Враховуючи те, що більшість різальних поверхонь робочих органів виконують прямолінійними (лемеші плугів, лапи культиваторів та ін.), такий спосіб підвищення зносостійкості у зв’язку з незначною зміною конструкції є досить ефективним і недорогим.

© О.В. Козаченко, О.М. Шкрегаль, В.С. Каденко, 2015

Одним перспективних напрямків досліджень процесів зношування ґрунтообробних знарядь є можливість керування характером зношування деталей таким чином, коли змінна геометрія робочої частини забезпечує при заданому ресурсі виконання вимог щодо якісних показників роботи. При цьому, зношування робочих органів суттєво залежить від значної кількості чинників, в тому числі від руху ґрунту по робочій поверхні , що вказує на можливість керування його зміною на ефективність процесу. Це робить можливим реалізацією виконання робочої поверхні, відмінної від прямолінійної форми. Такий підхід дозволяє змінювати силову взаємодію з оброблюваним ґрунтовим середовищем та формувати задані параметри робочих органів ґрунтообробних знарядь.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Наукові дослідження в напрямку підвищення ефективності ґрунтообробних знарядь вказують на перспективність керування якістю роботи та зношуванням зміною геометричних параметрів. Виконання робочої поверхні культиваторної лапи, що утворюється з двох площин запропоновано в [4,5]. В першому випадку реалізована змінна геометрія носка робочого органу, коли кут його розхилу має більше значення у порівнянні з кутом постановки крил. Дослідженнями [4] встановлено, що таке конструктивне виконання забезпечує уповільнення зношування лапи. При цьому збільшення кута розхилу носової частини зумовлює підвищений рівень забивання та збільшення тягового опору. Ці недоліки усуваються в [5] виконанням різальної крайки із змінним кутом, що збільшується по довжині леза. Такий підхід дозволив збільшити тангенціальний потік ґрунту по робочій поверхні та запобігти забивання рослинами бур'янів. При цьому вказані роботи не містять результатів порівняльних випробувань з серійними робочими органами культиваторів, що не дозволяє зробити висновки щодо їх зносостійкості.

Зменшення інтенсивності зношування крил культиваторних лап по площині забезпечується виконанням криволінійної поверхні підвищеної обтічності [6], що має конічну поверхню, напрямною якої є логарифмічна спіраль. В [7,8] запропоновано удосконалення профілю леза робочого органу культиватора, що має мінімальну енергоємність. При цьому забезпечується зменшення у 1,25…1,32 рази тягового опору за рахунок зміни силової взаємодії з ґрунтовим середовищем. Вказані роботи не містять результатів стосовно визначення зносостійкості робочих органів при взаємодії їх з ґрунтовим середовищем.

Суттєве підвищення ефективності робочих органів ґрунтообробних знарядь можливо за рахунок виконання зубчастої робочої поверхні. Запропоновані в [9] зубчасті робочі органи за рахунок зміни силового навантаження мають менший тяговий опір при русі в абразивному середовищі та підвищують якісні показники процесу. Зубчаста поверхня леза може утворюватися також при зношуванні [10,11,12,13]. Дослідженнями встановлено, що зубчаста поверхня утворюється як результат різної швидкості зношування основного і наплавленого матеріалів. Ця особливість зношування леза пояснюється теорією різання анізотропних матеріалів, руйнування яких відбувається не чітко в площині руху леза і з причини не зминання, а обтікання ґрунтовим середовищем ріжучої кромки робочого органу. При цьому локалізований об'єм ґрунту переміщується в зони відносно низького тиску, що зумовлено точковим зміцненням і прискореним зношуванням несучого шару металу [10]. При цьому зубчасте лезо знижує питомий тиск на ділянку леза та сприяє зменшенню лінійного зношування, що сприяє підвищенню зносостійкості та довговічності робочих органів.

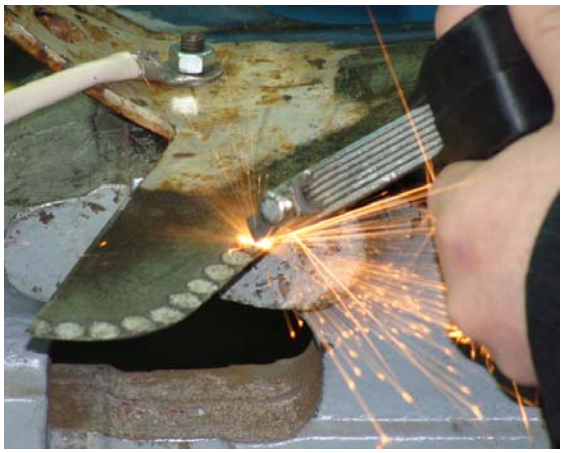
Виконаний аналіз літературних джерел вказує на переваги виконання робочих органів ґрунтообробних знарядь, що забезпечує формування зубчастої поверхні в процесі зношування.

Постановка завдання. Метою даної роботи є вивчення динаміки зношування робочих органів ґрунтообробних знарядь на прикладі лап культиваторів з криволінійною формою та оцінка впливу геометричних параметрів локального зміцнення леза при взаємодії з абразивним середовищем.

Виклад основного матеріалу. Важливими характеристиками локального зміцнення леза ґрунтообробних знарядь, в тому числі й лап культиваторів, є діаметр та розташування елементів по довжині леза [14]. В процесі абразивного зношування лезо приймає гладку зубчасту форму без гострих виступів, що сприяє підвищенню ефективності робочих органів.

В якості об'єкту дослідження прийнято робочі органи культиватора згідно [15] з характеристиками локального зміцнення $l=d$=10мм, тобто крок розташування елементів зміцнення дорівнював їх діаметру по довжині леза. Експериментальні робочі органи виконані з Ст 65Г та локально зміцнені за варіантами: 1 – електроерозійне легування (ЕЕЛ); 2 – наплавлення дротом Т-598. Локальне зміцнення методом ЕЕЛ виконували в Сумському національному аграрному університеті із застосуванням переносної установки «Елітрон 22А», яка дозволяє зміцнювати поверхні деталей на глибину до 0,12мм. Нанесення покриттів здійснювали на попередньо розмічені ділянки із заданим кроком (рис.1, а) за існуючою методикою [16]. В якості зміцнюючих матеріалів застосовано тверді сплави марок ВК8 та Т16К6. За першим варіантом отримано гладку поверхню з колами зміцнення (рис.1, а), а в другому – робочу поверхню з виступами над поверхнею деталі на 1,5…2,5мм. Наплавлення леза дротом Т-598 забезпечило отримання співвідношення твердості елементів локального зміцнення і основного матеріалу в межах 1,5:1, що зумовлює раціональну зносостійкість та самозагострювання леза робочих органів.

Експериментальні робочі органи встановлювали на культиватор для суцільного обробітку ґрунту КПС-4 в агрегаті з трактором МТЗ-82. Випробування проводили за наступних умов: грунт – чорнозем звичайний; вологість – в межах 22…24%, глибина обробітку 0,12м; робоча швидкість – 2…2,2м/с.



а)

б)

а) – електроерозійне легування; б) – лапа наплавлена дротом Т598

Рисунок 1 – Загальний вид локально зміцнених робочих органів культиватора

Джерело: розроблено автором

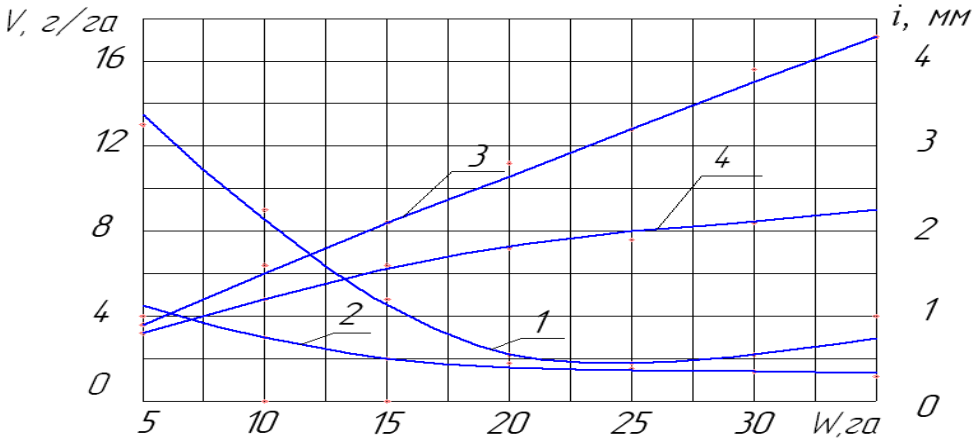
За результатами випробувань встановлена недоцільність застосування ЕЕЛ в якості зміцнюючих покриттів внаслідок незначної товщини нанесеного шару твердого сплаву. Його зношування спостерігалося до перших п'яти гектарів напрацювання культиваторного агрегату.

Аналіз досліджень робочих органів культиватора за другим варіантом вказують на різну інтенсивність зношування елементів деталі та інтенсивне утворення зубчастого профілю по довжині леза (рис.2). З рис.2 видно, що верхнє розташування елементів зміцнення при нижньому підрізані лапи забезпечує отримання зубчастої поверхні з плавними переходами між зубами та спостерігається ефект самозагострювання робочої поверхні.

Рисунок 2 – Загальний вид зносу експериментально лапи (вид знизу)

Джерело: розроблено автором

Результати порівняльних випробувань серійних стрілчастих лап культиватора шириною захвату 0,33м та експериментальних з криволінійною формою та локально зміцненим лезом вказують на суттєву відмінність динаміки їх зношування (рис.3). Найбільша інтенсивність масового зносу обох зразків робочих органів спостерігається в початковий період експлуатації в інтервалі напрацювання 0…15 га (залежності 1, 2). Після напрацювання 20 га цей показник стабілізується на рівні 3,0 г/га. Таку динаміку зміни вагового зносу дослідних робочих органів можна пояснити, в першу чергу, більшою обтічністю форми експериментального зразку лапи. Суттєва різниця для дослідних зразків спостерігається також в значеннях середнього лінійного зносу по довжині леза (залежності 3, 4). Характерним є уповільнення значення зносу експериментального робочого органу (залежність 4) після певного напрацювання, що можна пояснити утворенням зубчастого профілю леза та перерозподілом тиску ґрунту в зонах зубців та западин.



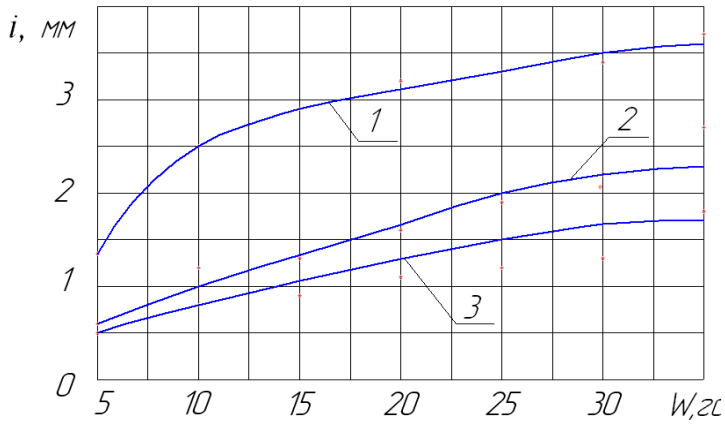
1,2 – ваговий знос, відповідно, серійної стрілчастої та експериментальної лап; 3,4 – середній лінійний знос по довжині леза, відповідно, серійної та експериментальної лапи

Рисунок 3 – Залежність зносу культиваторних лап за напрацюванням

Джерело: розроблено автором

Характерною особливістю експериментальної лапи [15] є те, що кожне крило виконано з двох спряжених ділянок із змінним кутом розхилу по довжині. Це спонукає розглядати особливості динамік кожної з них окремо з метою подальшого обґрунтування

раціональних параметрів робочих органів. На рис.4 представлені залежності зносу елементів (носок, перша та друга ділянки леза) експериментальної лапи за напрацюванням. Аналіз експериментальних даних вказує на характернице інтенсивне зношування носка лапи, особливо інтенсивне зношування відбувається на початку експлуатації до 10 га (залежність 1). Це пояснюється максимальним тиском ґрунту на носок робочого органу. Спостерігається різна інтенсивність зношування першої та другої ділянок лапи, що в першу чергу, пояснюється зміною значення динамічного напору ґрунту на різальну крайку леза з різним кутом розхилу [17].



1 – носок; 2 – перша ділянка; 3 – друга ділянка

Рисунок 4 – Залежності зносу елементів експериментальної лапи за напрацюванням
Джерело: розроблено автором

Отримані результати досліджень вказують на ефективність експериментальної лапи та доцільність подальшого пошуку способів підвищення рівностійкості зношування елементів робочих органів культиваторів. Як варіант вирішення цієї проблеми в напрямку оптимізації параметрів локального зміцнення та геометричних параметрів реалізовано в [18]. Крім того, необхідно зазначити, що збереження геометрії утвореного зубчастого леза лапи культиватора в горизонтальній площині можливо у випадку, коли форма зубу забезпечує рівномірний розподіл тиску в зоні контакту і зумовлює не тільки якісне руйнування оброблюваного шару ґрунту, але й зниження тягового опору.

Висновки:

1. Дослідження зношування робочих органів культиваторів з різними видами зміцнення вказує на доцільність застосування зубчастих різальних поверхонь, що можуть утворюватися в процесі експлуатації.

2. Для підвищення рівностійкості зношування культиваторних лап з криволінійною формою леза доцільно вести пошук в напрямку оптимальної форми зуба і геометричних параметрів леза та елементів локального зміцнення, що забезпечують рівномірний розподіл тиску в зоні контакту різального елементу з ґрунтом.

Список літератури

1. Аулін В.В. Зміна форми різальних елементів робочих органів ґрунтообробних машин в процесі зношування [Текст] /В.В. Аулін, В.М. Бобрицький, О.Ю. Жулай // Праці Таврійської держ. аграрнотехн. академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип.40. – С. 5-11.
2. Демидко М.О. Визначення оптимального наробітку до відновлення культиваторних лап: Зб. наук. праць Укр.НДіПВТ ім. Л. Погорілого [Текст] / М.О. Демидко, С.І. Бондарєв, В.І. Власенко. – Дослідницьке, 2005. – Вип. 8(22), кн.2. – С. 281-287.

3. Сидоров С.А. Повышение ресурса почвообрабатывающих органов наплавочными сплавами [Текст] / С.А. Сидоров, А.И. Сидоров // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2003. – №9. – С. 20-22.
4. Подкатилов К.Е. Испытания самозатачивающихся лап культиваторов [Текст] / К.Е. Подкатилов // Трактора и сельхозмашины. – 1966. - №8. – С. 28-29.
5. Козаченко О.В. Дослідження стрілчастих лап культиватора удосконаленої форми [Текст] / О.В Козаченко, О.С. Вотченко //Вдосконалення технологій та обладнання виробництва продукції тваринництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ. – 2005. – Вип.42. – С. 205-210.
6. Гаврильченко А.С. Особенности износа культиваторных лап с криволинейным лезвием [Текст] / А.С. Гаврильченко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ. – 2006. – Вип. 44. – т.2 – С. 34-38.
7. Козаченко О.В. Обґрунтування профілю леза лапи культиватора мінімальної енергоємності [Текст] / О.В. Козаченко, О.М. Шкрегаль, О.В. Блезнюк // Агроінженерні дослідження: Вісник Львівського національного аграрного університету. – Львів : ЛНАУ, 2008. – Вип. 12, Т. 2. – С. 347–353.
8. Козаченко О.В. Теоретические исследования энергоемкости культиваторных лап [Текст] / О.В. Козаченко, О.М. Шкрегаль // Экология и сельскохозяйственная техника: Вестник СЗНИИМЭСХ. – Санкт-Петербург : СЗНИИМЭСХ, 2009. – С.211–217.
9. Плоскорез с зубчатыми рабочими органами [Текст] / Кушнарев А.С., Хохотва А.С., Дяченко М.Н. и др. // Земледелие, 1984. - №3. – С.62.
10. Клюенко В.Н. Универсальные самозатачивающиеся плужне лемехи повышенной износостойкости [Текст] / В.Н. Клюенко // Трактора и сельхозмашины. – 1989. - №9. – С. 38-41.
11. Кобець А.С. Исследование износа культиваторных лап, оснащенных элементами локального упрочнения рабочей поверхности [Текст] / А.С. Кобець, Б.А. Волик, А.Н. Пугач // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ. – 2007. – Вип. 59.– Т.1 – С. 76-80.
12. Козаченко О.В. Вплив параметрів леза на довговічність лап культиваторів [Текст] / О.В. Козаченко, О.М. Шкрегаль, О.В. Блезнюк та інші // Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industri machinery – Lublin-Rzeszow, Poland, 2013. – Motrol. Vol.15, No 7 – С. 63-67.
13. Денисенко М. Зношування та підвищення довговічності робочих органів сільськогосподарських машин [Текст] / М. Денисенко, А. Опальчук // Вісник ТНТУ. – 2011. – Спецвипуск . 4.2. – С. 201-210.
14. Козаченко О.В. Теоретичні передумови формування зубчастого леза при зношуванні лапи культиватора [Текст] / О.В. Козаченко, О.М. Шкрегаль, О.С. Вотченко // Науковий вісник ЛНАУ: Технічні науки. – Луганськ, ЛНАУ, 2013. – №47. – С. 153-160.
15. Pat. 39713 Ukrayina, MPK A01V 35/00. Robochiy organ kultivatora / [Kozachenko O.V., Shkregal O.M., Bleznyuk O.V.]; zayavnik ta vlasnik HNTUSG Im. P. Vasilenka. – №u200811612; zayavl. 29.09.08; opubl.10.03.09, Byul. №5. – 3s.
16. Підвищення стійкості різального інструменту технологічними методами: навчальний посібник / [Тарельник В.Б., Коноплянченко Є.В., Марцинковський В.С. та ін.]; за ред. проф. В.Б. Тарельника. – Суми: Університетська книга, 2011. – 189 с.
17. Козаченко О.В. Математичне моделювання взаємодії леза з ґрунтовим середовищем [Текст] / О.В. Козаченко, О.М. Шкрегаль, В.С. Каденко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів №2 (1): Науковий журнал. - Харків, ХНТУСГ, 2014. – С. 86-91.
18. Пат.94680 Україна, МПК A01B 35/20. Робочий орган культиватора / [Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Блезннюк О.В., Каденко В.С., Манько В.В.] заявник та власник Козаченко О.В. - №201406241; заявл 05.06.2014; опубл. 25.11.14, Бюл.№22.
19. Козаченко О.В. Теоретичне обґрунтування параметрів культиваторної лапи [Текст] / О.В. Козаченко, О.М. Шкрегаль, О.В. Блезнюк // Motorization and power industriy in agriculture. – Lublin, Poland, 2010. – Motrol. Tom 12B. – С. 130-134.

Oleksiy Kozachenko, Professor, Ph.D., Alexander Shkrohal, associate professor Ph.D., Volodimir Kadenko, post-graduate
Kharkov National Technical University of Agriculture Petro Vasilenko, Kharkiv, Ukraine

Changing the shape of the blade with wear tillage implements

The aim of this work is to study the dynamics of work wear tillage implements the example cultivators paws with curved shape and impact assessment geometrical parameters of local strengthening the interaction blade with an abrasive environment

In the article the ways of raising the technical level of the working bodies of tillage implements, including cultivators for inter-row cultivation and continuous. Directions improved and durability cultivators paws when using local hardening carbide materials The possibility of forming toothed blades during operation

Research deterioration of working with different types of cultivators strengthening indicates the feasibility of gear cutting surfaces can be formed during operation
cultivating tools, paw cultivator, soil deterioration

Одержано 22.10.15

УДК 631.356.02

В.М. Булгаков , проф., д-р техн. наук, академік НААН України, І.В. Головач , проф., д-р техн. наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України, Київ, Україна
М.І. Черновол , проф., д-р техн. наук, чл.-кор. НААН
Кіровоградський національний технічний університет, Кіровоград, Україна

Теоретичні передумови дослідження коливань коренеплоду при його вібраційному викопуванні

В роботі проведені теоретичні дослідження поступальних коливань коренеплоду як твердого тіла у пружному середовищі разом з оточуючим ґрунтом, які надаються коренеплоду від вібраційного викопуючого робочого органу у повздовжньо-вертикальній площині. Складена система диференціальних рівнянь зазначеного коливального процесу, розв'язок якої дав можливості визначати амплітуди і частоти цих коливань, що забезпечують повне руйнування зв'язків коренеплоду з ґрунтом і створюють передумови для його остаточного вилучення.
коренеплід, вібраційний викопуючий робочий орган, поступальні коливання, частота, амплітуда, система диференційних рівнянь

В.М. Булгаков , проф., д-р техн. наук, академик НААН Украины, И.В. Головач , проф., д-р техн. наук
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, Киев, Украина
М.И. Черновол , проф., д-р техн. наук, чл.-кор. НААН
Кировоградский национальный технический университет, Кировоград, Украина
Теоретические предпосылки исследования колебаний корнеплода при его вибрационном выкапывании

В работе проведены теоретические исследования поступательных колебаний корнеплода свеклы как твердого тела в упругой среде вместе с окружающей почвой, передающихся корнеплоду от вибрационного выкапывающего рабочего органа в продольно-вертикальной плоскости. Составлена система дифференциальных уравнений указанного колебательного процесса, решение которой дало возможность определить амплитуды и частоты этих колебаний, обеспечивающие полное разрушение связей корнеплода с почвой и создающие предпосылки для его окончательного извлечения.
корнеплод, вибрационный выкапывающий рабочий орган, поступательные колебания, частота, амплитуда, система дифференциальных уравнений

Постановка проблеми. При вібраційному викопуванні цукрового буряку основну роль відіграють коливання, що надаються коренеплоду та оточуючому його ґрунту від викопуючих лемешів вібраційного робочого органу. Завдяки зазначеним коливанням відбувається інтенсивне розпушування ґрунту на глибині ходу робочого

© В.М. Булгаков, І.В. Головач, М.І. Черновол , 2015

органу та руйнування зв'язків коренеплоду з ґрунтом аж до повного вилучення коренеплоду. Крім того, значно знижується тяговий опір рухові вібраційного викопуючого робочого органу при поступальному русі копача, що призводить до істотного зменшення енергозатрат при збиранні врожаю. Тому виникає необхідність ґрунтовного теоретичного дослідження коливань коренеплоду як твердого тіла у пружному середовищі яким є ґрунт, особливо на першому етапі виконання технологічного процесу. Особливої актуальності такі дослідження набувають у разі, коли ґрунт на ділянці збирання врожаю є твердим і сухим. В цьому випадку найбільш прийнятним є вібраційне викопування. В результаті таких досліджень можна визначати кінематичні режими роботи вібраційного викопуючого робочого органу, зокрема амплітуду і частоту коливань викопуючих лемешів, які забезпечують повне вилучення коренеплоду цукрового буряку з ґрунту при мінімальних пошкодженнях і втратах коренеплодів.

Аналіз досліджень і публікацій. Фундаментальні теоретичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів відображені у працях [1-7].

Проте у повному вигляді коливання коренеплоду при вібраційному викопуванні на підставі взаємодії викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду буряку, закріпленого у ґрунті, при достатньо високих частотах коливань тут не розглядається. Лише в роботах [8, 9, 13, 14] приведені деякі результати такого дослідження. Тому у даній роботі досліджується процес коливань тіла коренеплоду як пружного тіла у пружному середовищі при взаємодії з вібраційним викопуючим робочим органом в момент його безпосереднього наїзду на коренеплід і послідуючого захвату. Як свідчить аналіз зарубіжної літератури [15-18], якісним показникам викопування коренеплодів цукрових буряків з ґрунту приділяється суттєва увага.

Постановка завдання. Розробити основні положення теорії коливань коренеплодів цукрових буряків як пружних тіл у пружному середовищі і отримати на їх основі параметри процесу, які забезпечують непошкодження коренеплодів.

Виклад основного матеріалу. При виконанні аналітичного дослідження процесу вібраційного викопування коренеплоду цукрового буряку з ґрунту застосований механіко-математичний метод, який базується на побудові математичної моделі процесу з використанням теорії коливань, та інших законів механіки.

Розглянемо докладно коливання коренеплоду у ґрунті разом з точкою закріплення O у поздовжньо-вертикальній площині на першому етапі вилучення. Ці коливання є поступальними, тому достатньо дослідити коливання якоїсь однієї точки коренеплоду, наприклад, точки закріплення. Оскільки коренеплід ще міцно зв'язаний з ґрунтом, то він буде здійснювати коливання разом з оточуючим його ґрунтом, який нижче ріжучих кромок лемешів є нерозпушеним. Позначимо масу цього ґрунту через $m_{гр.}$, тоді його вага $\overline{G}_{гр.}$ буде дорівнювати $G_{гр.} = m_{гр.}g$, де g – прискорення сили тяжіння. Оскільки ми розглядаємо даний процес при симетричному захваті коренеплоду робочим органом, то для складання диференціального рівняння, що описує зазначений коливальний процес, скористаємось силовою схемою взаємодії коренеплоду з робочим органом, зображеною на рис. 1.

Охарактеризуємо спочатку всі сили, що діють на коренеплід, які показані на зазначеній схемі.

Нехай від вібраційного викопуючого робочого органу діє вертикальна збуруюча сила $\overline{Q}_{зб.}$, яка змінюється за гармонічним законом такого вигляду:

$$Q_{зб.} = H \sin \omega t, \tag{1}$$

де H – амплітуда збуруючої сили, Н;

ω – частота збуруючої сили, $с^{-1}$.

Вертикальна збуруюча сила відіграє основну роль у процесі розпушування ґрунту в зоні робочого русла копача та вилучення коренеплоду. Зазначена збуруюча сила $\overline{Q}_{зб.}$ прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими $\overline{Q}_{зб.1}$ та $\overline{Q}_{зб.2}$, які очевидно будуть дорівнювати:

$$Q_{зб.1} = Q_{зб.2} = 0,5H \sin \omega t \,. \qquad (2)$$

Вказані сили прикладені на відстані h від початку координат (точки закріплення O) і саме вони викликають коливання коренеплоду в поздовжньо-вертикальній площині, які руйнують зв'язки коренеплоду з ґрунтом і створюють для останнього умови вилучення з ґрунту.

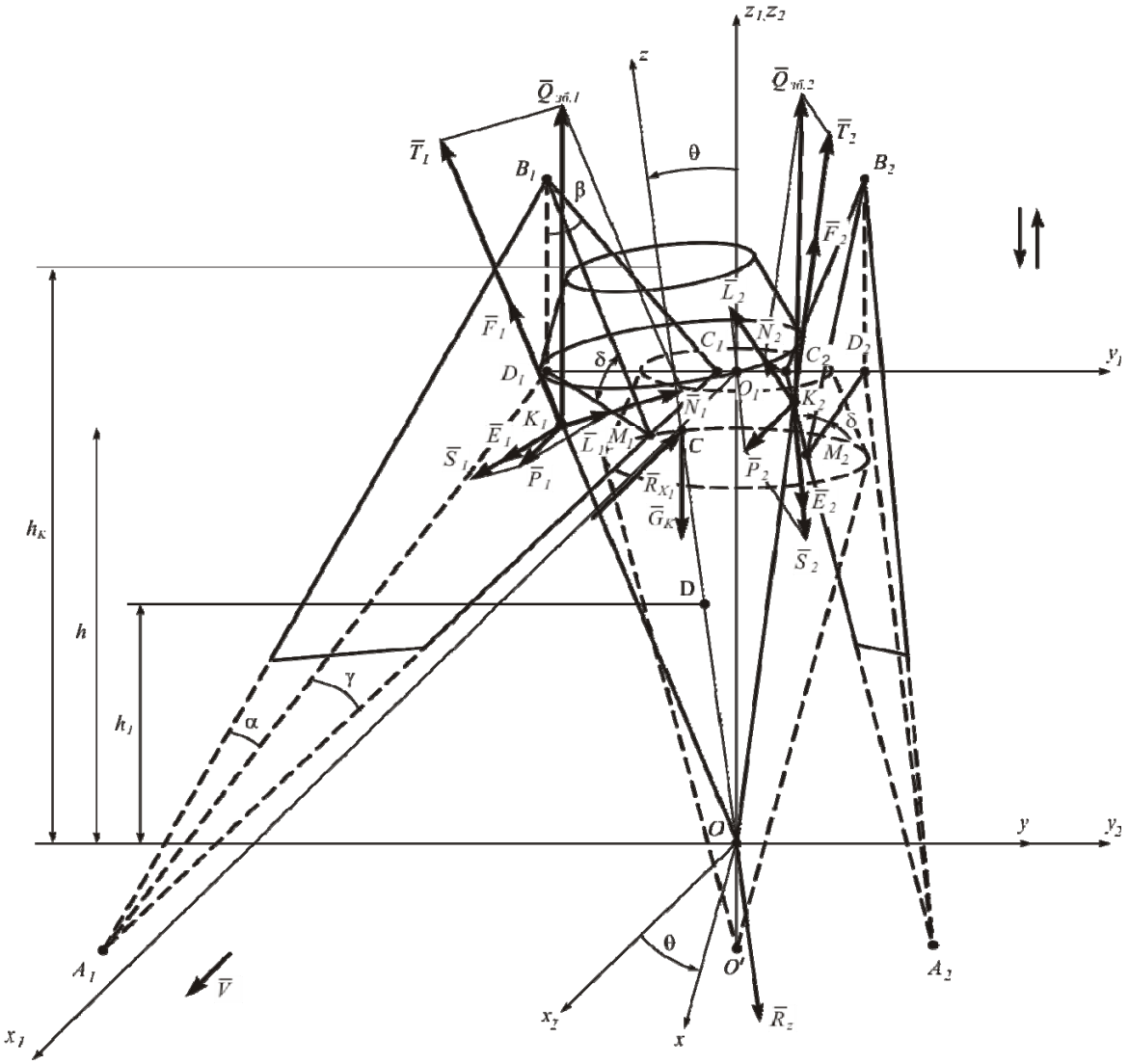


Рисунок 1 – Еквівалентна схема силова взаємодія коренеплоду з лемешами вібраційного викопуючого органу, при його поступальних коливаннях разом з умовною точкою закріплення у ґрунті

Джерело: розроблено автором з врахуванням [2-7]

При симетричному захваті тіла коренеплоду лемешами вібраційного викопуючого робочого органу сили взаємодії будуть виникати на робочих поверхнях обох лемешів, як це зображено на рис. 1. У точках контакту коренеплоду K_1 і K_2 з відповідними

поверхнями клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ діють на коренеплід збуруючі сили відповідно $\overline{Q}_{зб.1}$ і $\overline{Q}_{зб.2}$.

Розкладемо дані сили на нормальні складові $\overline{N}_1$ і $\overline{N}_2$ і дотичні складові $\overline{T}_1$ і $\overline{T}_2$, як це показано на рис. 1. Отже ці сили будуть дорівнювати:

$$\overline{Q}_{зб.1} = \overline{N}_1 + \overline{T}_1, \quad (3)$$

$$\overline{Q}_{зб.2} = \overline{N}_2 + \overline{T}_2. \quad (4)$$

Очевидно, що вектори сил $\overline{T}_1$ і $\overline{T}_2$ будуть напрямлені паралельно прямим B_1M_1 і B_2M_2 відповідно.

Оскільки вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі O_1x_1 відносно коренеплоду, який закріплений у ґрунті, то в момент захвату коренеплоду робочим органом у напрямку осі O_1x_1 діють також рушійні сили $\overline{P}_1$ і $\overline{P}_2$. Також розкладемо сили $\overline{P}_1$ і $\overline{P}_2$ на дві складові: нормальні $\overline{L}_1$ і $\overline{L}_2$ і дотичні $\overline{S}_1$ і $\overline{S}_2$ до поверхонь $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відповідно, тобто:

$$\overline{P}_1 = \overline{L}_1 + \overline{S}_1, \quad (5)$$

$$\overline{P}_2 = \overline{L}_2 + \overline{S}_2. \quad (6)$$

Вектори сил $\overline{S}_1$ і $\overline{S}_2$ діють у напрямку векторів відносної швидкості лемешів по поверхні коренеплоду при поступальному русі копача.

Таким чином, у точках контакту K_1 і K_2 на коренеплід з боку клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ діють сили, що відповідно дорівнюють:

$$\overline{N}_{K1} = \overline{N}_1 + \overline{L}_1, \quad (7)$$

$$\overline{N}_{K_2} = \overline{N}_2 + \overline{L}_2, \quad (8)$$

які напрямлені по нормалі до поверхні клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відповідно.

Очевидно, що величини цих сил дорівнюють:

$$N_{K_1} = N_1 + L_1, \quad (9)$$

$$N_{K_2} = N_2 + L_2. \quad (10)$$

Крім того, у точках контакту K_1 і K_2 діють сили тертя $\overline{F}_{K1}$ і $\overline{F}_{K2}$ відповідно, які протидіють проковзуванню коренеплоду по робочій поверхні клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ під час його захвату вібраційним викопуючим робочим органом. Вектори цих сил напрямлені протилежно вектору відносної швидкості проковзування коренеплоду по поверхні клинів.

У центрі ваги коренеплоду (точка C) діє сила ваги коренеплоду $\overline{G}_k$. Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом при його вилученні у напрямку осі O_1z_1 позначені через $\overline{R}_{z1}$.

Відновлюючими силами при поступальних коливаннях коренеплоду разом з точкою закріплення O будуть сили $\overline{R}_{z1}$ та $\overline{R}_{x1}$.

Визначимо далі значення сил, які показані на рис. 1. Так, дотичні складові $\overline{T}_1$ і $\overline{T}_2$ збуруючих сил $\overline{Q}_{зб.1}$ і $\overline{Q}_{зб.2}$ відповідно та дотичні складові $\overline{S}_1$ і $\overline{S}_2$ рушійних сил $\overline{P}_1$ і $\overline{P}_2$ відповідно безпосередньо на коренеплід не діють, вони викликають лише

розпушування ґрунту навколо коренеплоду.

Враховуючи симетричність захвату коренеплоду робочим органом, слід відмітити, що однойменні сили, що формуються на обох робочих поверхнях лемешів при їх взаємодії з коренеплодом, будуть однакові за величиною і розташовані симетрично відносно площини симетрії $x_1O_1z_1$ (рис. 1). Таким чином, зі схеми сил отримуємо вирази для визначення нормальних $\overline{N}_1$ і $\overline{N}_2$ та дотичних $\overline{T}_1$ і $\overline{T}_2$ складових збуруючих сил $\overline{Q}_{зб.1}$ і $\overline{Q}_{зб.2}$. Вони будуть відповідно дорівнювати:

$$N_1 = N_2 = Q_{зб.1}\cos\delta, \tag{11}$$

і

$$T_1 = T_2 = Q_{зб.1}\sin\delta. \tag{12}$$

З цієї ж схеми також отримуємо вирази для визначення нормальних $\overline{L}_1$ і $\overline{L}_2$ та дотичних $\overline{S}_1$ і $\overline{S}_2$ складових рушійних сил $\overline{P}_1$ і $\overline{P}_2$ відповідно:

$$L_1 = L_2 = P_1 \sin\gamma, \tag{13}$$

і

$$S_1 = S_2 = P_1 \cos\gamma. \tag{14}$$

Величини сил $\overline{N_{K1}}$ і $\overline{N_{K2}}$, враховуючи вирази (9), (11) та (13), будуть дорівнювати:

$$N_{K1} = N_{K2} = Q_{зб.1}\cos\delta + P_1\sin\gamma, \tag{15}$$

або, враховуючи вираз (2), матимемо:

$$N_{K_1} = N_{K_2} = 0,5H\cos\delta\sin\omega t + P_1\sin\gamma. \tag{16}$$

Тоді величини сил тертя $\overline{F}_{K_1}$ і $\overline{F}_{K_2}$ будуть дорівнювати:

$$F_{K_1} = F_{K_2} = f\,N_{K_1} = f\left(Q_{зб.1}\cos\delta + P_1\sin\gamma\right), \tag{17}$$

або, враховуючи вираз (2), матимемо:

$$F_{K_1} = F_{K_2} = 0,5f\,H\cos\delta\sin\omega\,t + f\,P_1\sin\gamma. \tag{18}$$

Очевидно, що під час безпосереднього контакту клинів $A_1B_1C_1$ та $A_2B_2C_2$ з поверхнею коренеплоду вектори сил тертя $\overline{F}_{K_1}$ і $\overline{F}_{K_2}$ будуть завжди лежати у площині клинів $A_1B_1C_1$ та $A_2B_2C_2$ відповідно. Оскільки на початку захвату коренеплід ще міцно зв'язаний з ґрунтом, то можливе його проковзування по поверхні клинів у напрямку, протилежному дії сил $\overline{T}_1$, $\overline{T}_2$ (паралельно лініям B_1M_1 та B_2M_2) та у напрямку, протилежному дії сил $\overline{S}_1$, $\overline{S}_2$.

Зазначені проковзування можуть відбуватись внаслідок дії сил $\overline{Q}_{зб.1}$, $\overline{Q}_{зб.2}$ та $\overline{P}_1$, $\overline{P}_2$ відповідно. Тому вектор відносної швидкості проковзування коренеплоду по поверхні клинів можна розкласти на складові у зазначених вище напрямах. Отже, силу тертя $\overline{F}_{K_1}$ також можна розкласти на дві складові $\overline{F}_1$ та $\overline{E}_1$ у напрямках векторів $\overline{T}_1$ та $\overline{S}_1$ відповідно, тобто:

$$\overline{F}_{K_1} = \overline{F}_1 + \overline{E}_1. \tag{19}$$

Аналогічно, силу тертя $\overline{F}_{K_2}$ також можна розкласти на дві складові $\overline{F}_2$ та $\overline{E}_2$ у напрямках векторів $\overline{T}_2$ та $\overline{S}_2$ відповідно, тобто:

$$\overline{F}_{K_2} = \overline{F}_2 + \overline{E}_2. \tag{20}$$

Очевидно, що $F_1 = F_2$, $E_1 = E_2$.

Визначимо величини складових $\overline{F}_1$ і $\overline{E}_1$, а отже $\overline{F}_2$ і $\overline{E}_2$. З наведених вище міркувань та виразу (18) можна зробити висновок, що на відрізках $[2k\pi, (2k+1)\pi]$, $k = 0, 1, 2, ...$, зокрема на відрізку $[0, \pi]$, величина сили тертя $\overline{F}_{K_1}$ ($\overline{F}_{K_2}$) визначається згідно виразу (18), причому на відрізку $[0, \pi/2]$ вона зростає від мінімальної величини

$$F_{K1\min} = F_{K2\min} = f P_1 \sin\gamma, \tag{21}$$

до максимальної величини

$$F_{K1\max} = F_{K2\max} = \frac{1}{2} f H \cos\delta + f P_1 \sin\gamma, \tag{22}$$

а на відрізку $[\pi/2, \pi]$ вона спадає від $F_{K1\max}$ ($F_{K2\max}$) до $F_{K1\min}$ ($F_{K2\min}$). Причому, напрям векторів сил тертя на відрізку $[0, \pi/2]$ також змінюється. Вектор $\overline{F}_{K1\min}$ ($\overline{F}_{K2\min}$) напрямлений так само, як вектор сили тертя для звичайного лемішного копача (при відсутності збуруючої сили), тобто паралельно прямим A_1O_1'(A_2O_2'), причому $\angle O_1'A_1M_1 = \angle O_2'A_2M_2 = \gamma$. Вектор $\overline{F}_{K1\max}$ ($\overline{F}_{K2\max}$) відхиляється від вектора $\overline{F}_{K1\min}$ ($\overline{F}_{K2\min}$) на деякий кут $\alpha_{K1\max}$ ($\alpha_{K2\max}$), причому $\alpha_{K1\max} = \alpha_{K2\max}$.

Отже, на відрізку $[0, \pi/2]$ вектор $\overline{F}_{K_1}$ ($\overline{F}_{K_2}$) рухається від вектора $\overline{F}_{K1\min}$ ($\overline{F}_{K2\min}$) до вектора $\overline{F}_{K1\max}$ ($\overline{F}_{K2\max}$), а на відрізку $[\pi/2, \pi]$ – від вектора $\overline{F}_{K1\max}$ ($\overline{F}_{K2\max}$) до вектора $\overline{F}_{K1\min}$ ($\overline{F}_{K_2\min}$). Таким чином, кут відхилення α_{K1} (α_{K2}) вектора $\overline{F}_{K_1}$ ($\overline{F}_{K_2}$) від вектора $\overline{F}_{K1\min}$ ($\overline{F}_{K2\min}$) на відрізку $[0, \pi]$ змінюється за наступним законом:

$$\alpha_{K2} = \alpha_{K1} = \alpha_{K1\max} \sin\omega t. \tag{23}$$

Очевидно, що величина $\alpha_{K1\max}$ ($\alpha_{K2\max}$) залежить у першу чергу від відношення $\frac{H}{P_1}\left(\frac{H}{P_2}\right)$ і буде тим більшою, чим більшим буде зазначене відношення. Отже, на відрізку $[0, \pi]$ величина вектора сили тертя $\overline{F}_{K_1}$ ($\overline{F}_{K_2}$) змінюється згідно закону (18), а напрям – згідно закону (23).

Таким чином, на відрізку $[0, \pi]$ маємо наступні значення складових $\overline{F}_1$($\overline{F}_2$) і $\overline{E}_1$($\overline{E}_2$).

$$F_1 = F_2 = F_{K_1} \sin(\alpha_{K_1} - \gamma), \tag{24}$$

$$E_1 = E_2 = F_{K_1} \cos(\alpha_{K_1} - \gamma), \tag{25}$$

або, враховуючи вирази (18) і (23), матимемо:

$$F_1 = F_2 = \left(\frac{1}{2} f H \cos\delta \sin\omega t + f P_1 \sin\gamma\right) \sin\left(\alpha_{K_1\max} \sin\omega t - \gamma\right), \tag{26}$$

$$E_1 = E_2 = \left(\frac{1}{2} f H \cos\delta \sin\omega t + f P_1 \sin\gamma\right) \cos\left(\alpha_{K_1\max} \sin\omega t - \gamma\right). \tag{27}$$

Вирази (26) і (27) мають місце на будь-якому відрізку $[2k\pi, (2k+1)\pi]$, $k = 0, 1, 2, ...$

Очевидно, що на відрізках $[(2k-1)\pi, 2k\pi]$, $k = 1, 2, ...$, сили тертя $\overline{F}_{K_1}$ ($\overline{F}_{K_2}$) дорівнюють:

$$F_{K1} = F_{K2} = F_{K1\,\min} = f P_1 \sin\gamma . \tag{28}$$

Отже, на зазначених відрізках матимемо:

$$F_1 = F_2 = F_{K1\ \min}\sin\gamma = fP_1 \sin\gamma \sin\gamma = fP_1 \sin^2\gamma, \tag{29}$$

$$E_1 = E_2 = F_{K1\ \min}\cos\gamma = fP_1 \sin\gamma \cos\gamma = \frac{1}{2} fP_1 \sin 2\gamma. \tag{30}$$

Обчислимо також величину сили $\overline{R}_z$ пружності ґрунту при переміщенні коренеплоду на величину z_k вздовж осі *Oz*.

Сила $\overline{R}_z$ є рівнодійною розподіленого по поверхні контакту коренеплоду з нерозпушеним шаром ґрунту навантаження, причому вектори інтенсивності цього навантаження напрямлені паралельно осі *Oz* вниз. Отже, сила $\overline{R}_z$ лежить на осі *Oz* і напрямлена вниз.

Розглянемо, як і у попередніх випадках, елементарну площинку *dF* на поверхні контакту, що знаходиться на відстані z від точки закріплення *O*, площа dS якої визначається наступним чином.

Нехай $d\alpha$ – центральний кут, на який спирається елементарна площинка *dF* у площині зазначеного поперечного перерізу.

Очевидно, що висота елементарної площинки буде дорівнювати $\dfrac{dz}{\cos\gamma_k}$.

Тоді площа елементарної площинки *dF* буде дорівнювати:

$$dS = z\,tg\gamma_k\, d\alpha \frac{dz}{\cos\gamma_k} \tag{31}$$

Очевидно, що на одиницю глибини закріплення h_1 припадає dS / h_1 частини площі елементарної площинки *dF*. Тоді, при переміщенні елементарної площинки *dF* на величину z_k вздовж осі *Oz*, зазнає деформації зсуву ґрунт площею, що дорівнює:

$$dS_{z_k} = \frac{dS}{h_1} z_k . \tag{32}$$

Нехай c_1 – коефіцієнт пружної деформації ґрунту, який показує, наскільки зростає зусилля на поверхні контакту при зміщенні поверхні контакту на одиницю площі контакту, Н/м^2.

Тоді елементарне зусилля dR_z пружності ґрунту при переміщенні елементарної площинки *dF* на величину z_k буде дорівнювати:

$$dR_z = c_1\, dS_{z_k} = c_1 \frac{dS}{h_1} z_k , \tag{33}$$

або, після підстановки виразу (31) у вираз (33), матимемо:

$$dR_z = \frac{c_1\, z\, tg\gamma_k d\alpha\, dz}{h_1 \cos\gamma_k} z_k . \tag{34}$$

Тоді рівнодійна R_z зазначеного розподіленого навантаження буде дорівнювати:

$$R_z = \int_0^{h_1}\int_0^{2\pi} \frac{c_1 z\, tg\gamma_k d\alpha dz}{h_1 \cos\gamma_k} z_k . \qquad (35)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$R_z = \frac{c_1 \pi h_1 \sin\gamma_k z_k}{\cos^2\gamma_k} . \qquad (36)$$

Складемо далі диференціальне рівняння руху тіла коренеплоду. У векторній формі дане диференціальне рівняння буде мати такий вигляд:

$$\left(m_k + m_{гр.}\right)\overline{a} = \overline{N}_1 + \overline{N}_2 + \overline{L}_1 + \overline{L}_2 + \overline{F}_1 + \overline{F}_2 + \overline{E}_1 + \overline{E}_2 + \overline{G}_k + \overline{G}_{гр.} + \overline{R}_{z_1} + \overline{R}_{x_1} , \qquad (37)$$

де $\overline{a}$ – прискорення коренеплоду (точки O).

Для проведення докладного аналізу даного коливального процесу запишемо диференціальне рівняння (37) у проекціях на осі декартової системи координат $O_1x_1y_1z_1$. Слід відмітити, що оскільки проекції нормальних реакцій N_i, L_i ($i = 1, 2$) робочих поверхонь $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ на вісь O_1y_1 рівні за величиною і протилежно напрямлені, то зазначений коливальний процес фактично відбувається у площині $x_1O_1z_1$ (при симетричному захваті), а тому векторне рівняння (37) зводиться до системи двох рівнянь наступного вигляду:

$$\left.\begin{aligned} &\left(m_k + m_{гр.}\right)\ddot{x}_1 = N_{1x_1} + L_{1x_1} + N_{2x_1} + L_{2x_1} - F_{1x_1} + E_{1x_1} - F_{2x_1} + E_{2x_1} - R_{x_1} , \\ &\left(m_k + m_{гр.}\right)\ddot{z}_1 = N_{1z_1} + L_{1z_1} + N_{2z_1} + L_{2z_1} + F_{1z_1} + F_{2z_1} + E_{1z_1} + E_{2z_1} - G_k - \\ &-G_{гр.} - R_{z_1} . \end{aligned}\right\} \qquad (38)$$

Визначимо значення проекцій сил, що входять у систему рівнянь (38).

Проекції нормальних складових $\overline{N}_1$ і $\overline{N}_2$ на вісь O_1x_1 визначаються наступним чином:

$$N_{1x1} = N_{2x1} = \frac{N_1\, tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} , \qquad (39)$$

або, враховуючи вираз (11), отримаємо:

$$N_{1x_1} = N_{2x_1} = \frac{Q_{зб1} \cos\delta\, tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} . \qquad (40)$$

Проекції нормальних складових $\overline{L}_1$ і $\overline{L}_2$ на вісь O_1x_1 дорівнюють:

$$L_{1x_1} = L_{2x_1} = \frac{L_1\, tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} . \qquad (41)$$

або, враховуючи (13), отримаємо:

$$L_{1x_1} = L_{2x_1} = \frac{P_1 \sin\gamma\, tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} . \qquad (42)$$

Для проекцій складових $\overline{F}_1$ і $\overline{F}_2$ сил тертя маємо наступні вирази:

$$F_{1x1} = F_{2x1} = F_1 \cos\delta \sin\gamma , \qquad (43)$$

або, враховуючи (26), матимемо:

$$F_{1x_1} = F_{2x_1} = \left(0,5 f H \cos\delta \sin\omega t + f P_1 \sin\gamma\right) \sin\left(\alpha_{K_1 \max} \sin\omega t - \gamma\right) \cos\delta \sin\gamma,$$
$$\omega t \in \left[2k\pi,\ \left(2k+1\right)\pi\right], \quad k = 0,1,2,... \tag{44}$$

Враховуючи (29), отримаємо:

$$F_{1x_1} = F_{2x_1} = fP_1 \sin^3\gamma \cos\delta,$$
$$\omega t \in \left[(2k-1)\pi,\ 2k\pi\right], \quad k = 1,2,... \tag{45}$$

Проекції складових $\overline{E}_1$ і $\overline{E}_2$ сил тертя на вісь O_1x_1 дорівнюють:

$$E_{1x1} = E_{2x1} = E_1 \cos\gamma, \tag{46}$$

або, враховуючи (27), матимемо наступний вираз:

$$E_{1x_1} = E_{2x_1} = \left(0,5 f H \cos\delta \sin\omega t + f P_1 \sin\gamma\right) \cos\left(\alpha_{K_1 \max} \sin\omega t - \gamma\right) \cos\gamma,$$
$$\omega t \in \left[2k\pi,\ \left(2k+1\right)\pi\right], \quad k = 0,1,2,... \tag{47}$$

Враховуючи (30), отримаємо:

$$E_{1x_1} = E_{2x_1} = 0,5 fP_1 \sin 2\gamma \cos\gamma,$$
$$\omega t \in \left[\left(2k-1\right)\pi,\ 2k\pi\right], \quad k = 1,2,... \tag{48}$$

Сила $\overline{R}_{x1}$ проектується на вісь Ox_1 у натуральну величину. Вона визначається згідно наступного виразу:

$$R_{x_1} = \frac{c\pi h_1^2 \sin\gamma_k}{2\cos^2\gamma_k} x_1. \tag{49}$$

де c – коефіцієнт пружної деформації ґрунту (відношення першого коефіцієнта Вінклера до площі контакту), тобто величина, яка показує, наскільки зростає напруження на контактній поверхні ґрунту з коренеплодом при переміщенні коренеплоду на одиницю довжини, перпендикулярно до осі коренеплоду, Н/м^3.

Проекції нормальних складових $\overline{N}_1$ і $\overline{N}_2$ на вісь O_1z_1 будуть дорівнювати:

$$N_{1z_1} = N_{2z_1} = \frac{N_1\, tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}, \tag{50}$$

або, враховуючи (11), отримаємо:

$$N_{1z_1} = N_{2z_1} = \frac{Q_{зб\,1} \cos\delta\, tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}. \tag{51}$$

Проекції нормальних складових $\overline{L}_1$ і $\overline{L}_2$ на вісь O_1z_1 дорівнюють:

$$L_{1z_1} = L_{2z_1} = \frac{L_1\, tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}, \tag{52}$$

або, враховуючи (12), матимемо:

$$L_{1z_1} = L_{2z_1} = \frac{P_1 \sin\gamma\, tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}. \tag{53}$$

Проекції складових $\overline{F}_1$ і $\overline{F}_2$ сил тертя на вісь O_1z_1 дорівнюють:

$$F_{1z_1} = F_{2z_1} = F_1 \sin\delta, \tag{54}$$

або, враховуючи вираз (26), матимемо:

$$F_{1z_1} = F_{2z_1} = \left(0,5 f H \cos\delta \sin\omega t + f P_1 \sin\gamma\right)\sin\left(\alpha_{K_1 \max} \sin\omega t - \gamma\right)\sin\delta,$$
$$\omega t \in \left[2k\pi, \left(2k+1\right)\pi\right], \quad k = 0,1,2,... \tag{55}$$

Враховуючи (29), отримаємо:

$$F_{1z_1} = F_{2z_1} = fP_1 \sin^2\gamma \sin\delta,$$
$$\omega t \in \left[\left(2k-1\right)\pi,\ 2k\pi\right], \qquad k = 1,2,... \tag{56}$$

Проекції складових $\overline{E}_1$ і $\overline{E}_2$ сил тертя на вісь O_1z_1 дорівнюють нулю на будь-якому відрізку, тобто $E_{1z_1} = E_{2z_1} = 0$.

Сила $\overline{R}_{z_1}$ проектується на вісь O_1z_1 у натуральну величину. Вона визначається згідно виразу (36) і є основною відновлюючою силою у цьому коливальному процесі.

Підставляючи вирази (40), (42), (44) або (45), (47), або (48), (49), (51), (53), (55), або (56), (36) у систему диференціальних рівнянь (38), отримаємо наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\left.\begin{aligned}
&\left(m_k + m_{гр.}\right)\ddot{x}_1 = \frac{2Q_{зб1}\cos\delta\, tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + \frac{2P_1 \sin\gamma\, tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - \\
&-\left(f H \cos\delta \sin\omega t + 2 f P_1 \sin\gamma\right)\sin\left(\alpha_{K_1 \max} \sin\omega t - \gamma\right)\times \\
&\times\cos\delta \sin\gamma + \left(f H \cos\delta \sin\omega t + 2 f P_1 \sin\gamma\right)\times \\
&\times\cos\left(\alpha_{K_1 \max} \sin\omega t - \gamma\right)\cos\gamma - \frac{c\pi h_1^2 \sin\gamma_k}{2\cos^2\gamma_k} x_1, \\
&\left(m_k + m_{гр.}\right)\ddot{z}_1 = \frac{2Q_{зб1}\cos\delta\, tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + \frac{2P_1 \sin\gamma\, tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + \\
&+\left(f H \cos\delta \sin\omega t + 2 f P_1 \sin\gamma\right)\sin\left(\alpha_{K_1 \max} \sin\omega t - \gamma\right)\times \\
&\times\sin\delta - G_k - G_{гр.} - \frac{c_1\pi h_1 \sin\gamma_k z_1}{\cos^2\gamma_k},
\end{aligned}\right\}$$
$$\omega t \in \left[2k\pi, \left(2k+1\right)\pi\right],\ k = 0,1,2,... \tag{57}$$

або

$$\left.\begin{aligned}
&\left(m_k + m_{гр.}\right)\ddot{x}_1 = \frac{2P_1 \sin\gamma\, tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - 2 f P_1 \sin^3\gamma \cos\delta + f P_1 \sin 2\gamma \times \\
&\times\cos\gamma - \frac{c\pi h_1^2 \sin\gamma_k}{2\cos^2\gamma_k} x_1, \\
&\left(m_k + m_{гр.}\right)\ddot{z}_1 = \frac{2P_1 \sin\gamma\, tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2 f P_1 \sin^2\gamma \sin\delta - \\
&-G_k - G_{гр.} - \frac{c_1\pi h_1 \sin\gamma_k z_1}{\cos^2\gamma_k},
\end{aligned}\right\} \tag{58}$$
$$\omega t \in \left[\left(2k-1\right)\pi,\ 2k\pi\ \right],\ k = 1,2,...$$

Оскільки на відрізку $\omega t \in \left[\left(2k-1\right)\pi,\ 2k\pi\right],\ k = 1,2,...,$ сили $Q_{зб.1}$ і $Q_{зб.2}$ на коренеплід не діють (робочий орган рухається вниз), то вони в систему рівнянь (58) не входять.

Таким чином, отримані системи диференціальних рівнянь описують процес вилучення коренеплоду з ґрунту на першому етапі у двох випадках: коли робочий орган рухається вгору, здійснюючи безпосередній симетричний захват коренеплоду (система (57)), і коли робочий орган рухається вниз і на коренеплід збуруюча сила не діє (система (58)).

Очевидно, що система диференціальних рівнянь (58) описує процес вилучення коренеплоду з ґрунту звичайним лемішним копачем за рахунок поступального руху копача під дією рушійних сил $\overline{P}_1$ і $\overline{P}_2$ при безпосередньому контакті коренеплоду з робочими поверхнями лемешів.

Оскільки система диференціальних рівнянь (57) є нелінійною, то її можна розв'язати лише наближеними чисельними методами із застосуванням ПЕОМ при заданих початкових умовах.

Початкові умови для систем диференціальних рівнянь (57) і (58) записуються наступним чином.

При $t = 0$:

$$\dot{x}_1 = 0,\ x_1 = 0,\ \dot{z}_1 = 0,\ z_1 = 0. \tag{59}$$

Однак, якщо зробити деякі припущення, то систему диференціальних рівнянь (57) можна звести до системи лінійних диференціальних рівнянь, що значно спрощує розв'язування зазначеної системи рівнянь.

У першому наближенні будемо вважати, що за короткий проміжок часу вектори сил тертя $\overline{F}_{K_1}$ та $\overline{F}_{K_2}$ зберігають постійний напрям, тобто кут між вектором $\overline{F}_{K1\min}$ та $\overline{F}_{K_1}$ постійний і дорівнює $\frac{\alpha_{K1\max}}{2}$, аналогічно кут між вектором $\overline{F}_{K2\min}$ та $\overline{F}_{K_2}$ постійний і дорівнює $\frac{\alpha_{K2\max}}{2}$, причому $\frac{\alpha_{K1\max}}{2} = \frac{\alpha_{K2\max}}{2}$.

Підставляючи вираз (2) у систему рівнянь (57) та враховуючи зазначені вище припущення, після деяких перетворень отримаємо наступні системи диференціальних рівнянь:

$$\left.\begin{aligned}
&\left(m_k + m_{гр.}\right)\ddot{x}_1 + \frac{c\pi h_1^2 \sin\gamma_k}{2\cos^2\gamma_k} x_1 = \left[\frac{\cos\delta\, tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - f\cos^2\delta\sin\gamma \times\right.\\
&\left.\times\sin\left(\frac{\alpha_{K_1\max}}{2} - \gamma\right) + f\cos\delta\cos\gamma\cos\left(\frac{\alpha_{K_1\max}}{2} - \gamma\right)\right]\times\\
&\times H\sin\omega t + \frac{2P_1\sin\gamma\, tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - 2fP_1\cos\delta\sin\left(\frac{\alpha_{K_1\max}}{2} - \gamma\right)\sin^2\gamma +\\
&+ fP_1\cos\left(\frac{\alpha_{K_1\max}}{2} - \gamma\right)\sin 2\gamma,\\
&\left(m_k + m_{гр.}\right)\ddot{z}_1 + \frac{c_1\pi h_1\sin\gamma_k}{\cos^2\gamma_k} z_1 = \left[\frac{\cos\delta\, tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} +\right.\\
&\left.+\frac{f}{2}\sin 2\delta\sin\left(\frac{\alpha_{K_1\max}}{2} - \gamma\right)\right] H\sin\omega t + \frac{2P_1\sin\gamma\, tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} +\\
&+2fP_1\sin\gamma\sin\delta\sin\left(\frac{\alpha_{K_1\max}}{2} - \gamma\right) - \left(m_k + m_{гр.}\right)g,\\
&\omega t \in \left[2k\pi, \left(2k+1\right)\pi\right],\ k = 0,1,2,\ldots,
\end{aligned}\right\} \tag{60}$$

або

$$\left.\begin{aligned}
&\left(m_k + m_{гр.}\right)\ddot{x}_1 + \frac{c\pi h_1^2 \sin\gamma_k}{2\cos^2\gamma_k} x_1 = \frac{2P_1 \sin\gamma\, tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - 2fP_1 \sin^3\gamma \cos\delta + \\
&+ fP_1 \sin 2\gamma \cos\gamma, \\
&\left(m_k + m_{гр.}\right)\ddot{z}_1 + \frac{c_1\pi h_1 \sin\gamma_k}{\cos^2\gamma_k} z_1 = \frac{2P_1 \sin\gamma\, tg\,\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + \\
&+2f\, P_1 \sin^2\gamma \sin\delta - \left(m_k + m_{гр.}\right) g, \\
&\omega t \in \left[\ (2k-1)\pi,\ \ 2k\pi\ \right],\ \ k = 1, 2, \ldots
\end{aligned}\right\} \tag{61}$$

Системи рівнянь (60), (61) є системами лінійних диференціальних рівнянь другого порядку з постійними коефіцієнтами з правою частиною. Система диференціальних рівнянь (60) описує вільні і вимушені коливання коренеплоду (його точки закріплення O) вздовж осей O_1x_1 та O_1z_1 разом з оточуючим коренеплід ґрунтом на першому етапі вилучення. Система диференціальних рівнянь (61) описує переміщення коренеплоду у напрямку осей O_1x_1 та O_1z_1 при відсутності дії збуруючої сили, тобто коли робочий орган рухається вниз. Таким чином, ми замінили системи нелінійних диференціальних рівнянь (57), (58), які можливо розв'язати лише наближено чисельними методами, на системи лінійних диференціальних рівнянь (60), (61), які є дещо наближеними, проте їх можна розв'язати в квадратурах, отримавши аналітичні залежності, що описують коливальний процес коренеплоду на першому етапі вилучення.

Для спрощення запису отриманих систем диференціальних рівнянь (60), (61) введемо наступні позначення:

$$\frac{c\pi h_1^2 \sin\gamma_k}{2\cos^2\gamma_k\left(m_k + m_{гр.}\right)} = k_1^2, \tag{62}$$

$$\left[\frac{\cos\delta \cdot tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - f\cos^2\delta \sin\gamma \sin\left(\frac{\alpha_{K_1\max}}{2} - \gamma\right) + f\cos\delta\cos\gamma\cos\left(\frac{\alpha_{K_1\max}}{2} - \gamma\right)\right] \times \tag{63}$$
$$\times \frac{1}{\left(m_k + m_{гр.}\right)} = A_1,$$

$$\left[\frac{2\sin\gamma\, tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - 2f\cos\delta\sin\left(\frac{\alpha_{K_1\max}}{2} - \gamma\right)\sin^2\gamma + f\cos\left(\frac{\alpha_{K_1\max}}{2} - \gamma\right)\sin 2\gamma\right] \times \tag{64}$$
$$\times \frac{1}{\left(m_k + m_{гр.}\right)} = B_1,$$

$$\frac{c_1\pi h_1 \sin\gamma_k}{\cos^2\gamma_k\left(m_k + m_{гр.}\right)} = k_2^2, \tag{65}$$

$$\left[\frac{\cos\delta\, tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + \frac{f}{2}\sin 2\delta \sin\left(\frac{\alpha_{K_1\max}}{2} - \gamma\right)\right]\frac{1}{\left(m_k + m_{гр.}\right)} = A_2, \tag{66}$$

$$\left[\frac{2\sin\gamma\, tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f\sin\gamma\sin\delta\sin\left(\frac{\alpha_{K_1\max}}{2} - \gamma\right)\right]\frac{1}{\left(m_k + m_{гр.}\right)} = B_2, \tag{67}$$

$$\left[\frac{2\sin\gamma\, tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}}-2f\sin^3\gamma\cos\delta+f\sin 2\gamma\cos\gamma\right]\frac{1}{\left(m_k+m_{гр.}\right)}=B_1', \tag{68}$$

$$\left[\frac{2\sin\gamma\, tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}}+2f\sin^2\gamma\sin\delta\right]\frac{1}{\left(m_k+m_{гр.}\right)}=B_2'. \tag{69}$$

Після підстановки виразів (62) – (69) у системи рівнянь (60), (61), зазначені системи рівнянь набудуть наступного вигляду:

$$\left.\begin{aligned}&\ddot{x}_1+k_1^2x_1=A_1H\sin\omega t+B_1P_1,\\&\ddot{z}_1+k_2^2z_1=A_2H\sin\omega t+B_2P_1-g,\end{aligned}\right\} \tag{70}$$
$$\omega t\in\left[2k\pi,\left(2k+1\right)\pi\right],\ k=0,1,2,...,$$

або

$$\left.\begin{aligned}&\ddot{x}_1+k_1^2x_1=B_1'P_1,\\&\ddot{z}_1+k_2^2z_1=B_2'P_1-g,\end{aligned}\right\} \tag{71}$$
$$\omega t\in\left[\left(2k-1\right)\pi,\ 2k\pi\right],\ k=1,2,...$$

В результаті інтегрування системи диференціальних рівнянь (70) отримаємо закон поступального коливального руху коренеплоду (точки закріплення O) у напрямку осей O_1x_1 та O_1z_1 відповідно:

$$\left.\begin{aligned}x_1&=-\frac{B_1P_1}{k_1^2}\cos k_1t-\frac{A_1H\omega}{k_1\left(k_1^2-\omega^2\right)}\sin k_1t+\frac{A_1H}{k_1^2-\omega^2}\sin\omega t+\frac{B_1P_1}{k_1^2},\\z_1&=-\frac{B_2P_1-g}{k_2^2}\cos k_2t-\frac{A_2H\omega}{k_2\left(k_2^2-\omega^2\right)}\sin k_2t+\frac{A_2H}{k_2^2-\omega^2}\sin\omega t+\frac{B_2P_1-g}{k_2^2},\end{aligned}\right\} \tag{72}$$
$$\left[\omega t\in 2k\pi,\ \left(2k+1\right)\pi,\right]\ \ k=0,1,2,....$$

Перші два члени у правій частині кожного з рівнянь системи (72) описують вільні коливання коренеплоду (точки закріплення O) у ґрунті в напрямку осей O_1x_1 та O_1z_1, причому перший з них відповідає вільним коливанням, які б здійснював коренеплід за відсутності збуруючої сили, а другий відповідає вільним коливанням, але з амплітудою, що залежить від збуруючої сили. Це так звані вільні супроводжуючі коливання [6]. Треті члени у правій частині кожного з рівнянь системи (72) відповідають чисто вимушеним коливанням коренеплоду. Частота вільних та вільних супроводжуючих коливань коренеплоду (точки закріплення O) у ґрунті в напрямку осі O_1x_1 дорівнює k_1 і визначається з виразу (62), а у напрямку осі Oz_1 дорівнює k_2 і визначається з виразу (65):

$$k_1=\frac{h_1}{\cos\gamma_k}\sqrt{\frac{c\pi\sin\gamma_k}{2\left(m_k+m_{гр.}\right)}}. \tag{73}$$

$$k_2=\frac{1}{\cos\gamma_k}\sqrt{\frac{c_1\pi h_1\sin\gamma_k}{m_k+m_{гр.}}}. \tag{74}$$

Амплітуди вільних і вільних супроводжуючих коливань у напрямку осей O_1x_1 і O_1z_1, як видно з виразів (72), відповідно дорівнюють:

$$\frac{B_1P_1}{k_1^2},\quad \frac{A_1H\omega}{k_1\left(k_1^2-\omega^2\right)},\qquad \frac{B_2P_1-g}{k_2^2},\quad \frac{A_2H\omega}{k_2\left(k_2^2-\omega^2\right)}. \tag{75}$$

Частота вимушених коливань дорівнює частоті збуруючої сили, а отже, дорівнює ω. Амплітуди вимушених коливань коренеплоду у напрямку осей O_1x_1 і O_1z_1, як видно з виразів (72), відповідно дорівнюють:

$$\frac{A_1H}{k_1^2-\omega^2},\qquad \frac{A_2H}{k_2^2-\omega^2}. \tag{76}$$

При цьому також отримано закон зміни швидкості коливального руху коренеплоду як функції від часу t у напрямку осей O_1x_1 та O_1z_1 відповідно:

$$\left.\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \frac{B_1P_1}{k_1}\sin k_1t - \frac{A_1H\omega}{k_1^2-\omega^2}\cos k_1t + \frac{A_1H\omega}{k_1^2-\omega^2}\cos\omega t, \\ \dot{z}_1 &= \frac{B_2P_1-g}{k_2}\sin k_2t - \frac{A_2H\omega}{k_2^2-\omega^2}\cos k_2t + \frac{A_2H\omega}{k_2^2-\omega^2}\cos\omega t, \end{aligned}\right\} \tag{77}$$

$$\left[\omega t \in 2k\pi,\ (2k+1)\pi,\right] \qquad k = 0,1,2,....$$

В результаті інтегрування системи диференціальних рівнянь (71), отримаємо закон коливального руху коренеплоду у ґрунті у напрямку осей O_1x_1 та O_1z_1 відповідно на відрізках $\left[\,(2k-1)\pi,\ 2k\pi\,\right]$, $k = 1,2,...$:

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= -\frac{B_1'P_1}{k_1^2}\cos k_1t + \frac{B_1'P_1}{k_1^2}, \\ z_1 &= -\frac{B_2'P_1-g}{k_2^2}\cos k_2t + \frac{B_2'P_1-g}{k_2^2}. \end{aligned}\right\} \tag{78}$$

Перші члени у виразах (78) описують вільні коливання, які здійснює коренеплід у напрямках осей O_1x_1 та O_1z_1 за відсутності збуруючої сили. Частоти вільних коливань коренеплоду у ґрунті у напрямках осей O_1x_1 і O_1z_1 визначаються згідно виразів (73), (74) відповідно. Амплітуди вільних коливань коренеплоду у ґрунті на відрізках $\left[\,(2k-1)\pi,\ 2k\pi\,\right]$, $k = 1,2,...$, (за відсутності збуруючої сили) у напрямках осей O_1x_1 і O_1z_1, відповідно дорівнюють:

$$\frac{B_1'P_1}{k_1^2}, \qquad \frac{B_2'P_1-g}{k_2^2}. \tag{79}$$

При цьому також отримано закон зміни швидкості коливального руху коренеплоду у ґрунті як функції від часу t у напрямку осей O_1x_1 та O_1z_1:

$$\left.\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \frac{B_1'P_1}{k_1}\ \sin k_1t, \\ \dot{z}_1 &= \frac{B_2'P_1-g}{k_2}\sin k_2t, \end{aligned}\right\} \tag{80}$$

$$\omega t \in \left[\,(2k-1)\pi,\ 2k\pi\,\right],\ k = 1,2,...$$

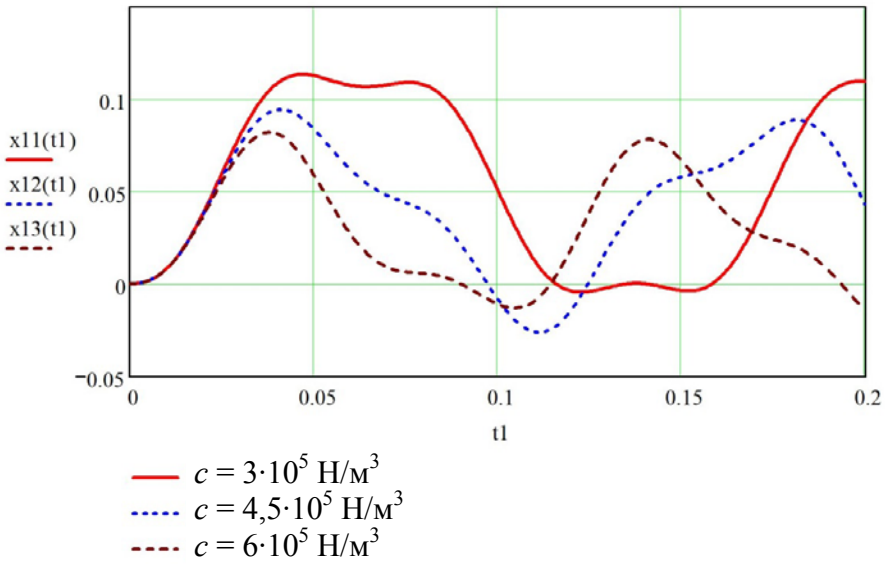
Таким чином, досліджені поступальні коливання коренеплоду (точки його закріплення O) у ґрунті у поздовжньо-вертикальній площині на першому етапі вилучення.

Для проведення розрахунків на ПЕОМ в середовищі Mathcad вибираємо значення необхідних величин згідно [8, 9]. Маса коренеплоду m_k = 0,9 кг; маса оточуючого коренеплід ґрунту $m_{гр.}$ = 0,4 кг; довжина коренеплоду h_k = 0,25 м; кути тригранних клинів вібраційного викопуючого органу: $\gamma = 14^o$; $\beta = 52^o$; коефіцієнт тертя сталі по поверхні коренеплоду f = 0,45; амплітуда збуруючої сили H = 500 Н; величина бокової рушійної сили P_1 = 400 Н; максимальний кут відхилення вектора сили тертя від вектора мінімального значення цієї сили $\alpha_{K_1\max} = 30^o$; коефіцієнти пружної деформації ґрунту: $c_1 = 2\cdot10^5$ Н/м^2, $c = 3\cdot10^5$ Н/м^3; частота коливань викопуючих лемешів ν = 20 Гц; кут конусності коренеплоду $\gamma_k = 15^o$; двогранний кут δ між робочою поверхнею лемеша і нижньою основою тригранного клина визначено з відомого виразу.

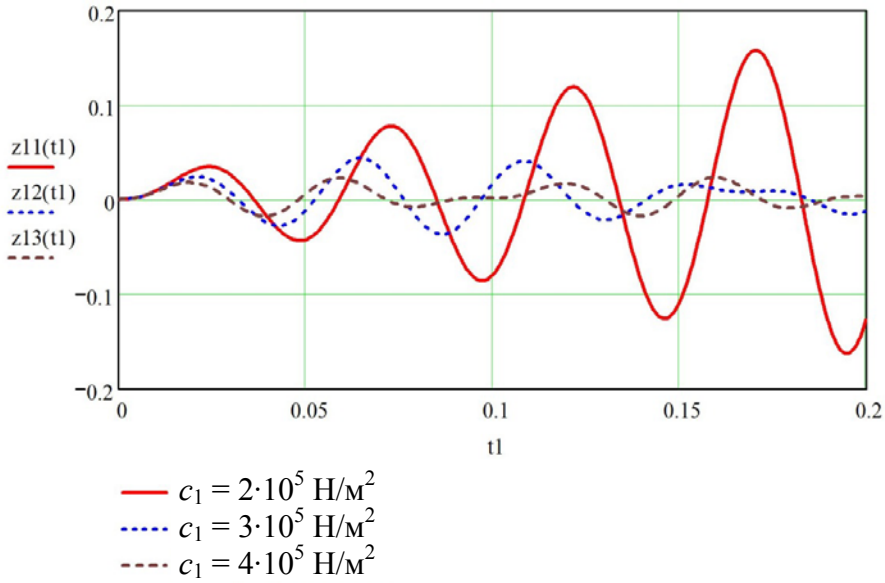
Проведені розрахунки дали можливість отримати графіки (рис. 2).

На рис. 2 наведені зображення закону поступальних коливань коренеплоду як твердого тіла, закріпленого у ґрунті, що отримані на підставі аналітичних залежностей (72) для декількох значень коефіцієнтів пружної деформації ґрунту c_1 і c та частот коливань робочого органу.

Як видно з наведених графіків (рис. 2), центр мас коренеплоду через 0,025 с здійснює переміщення по осі Ox_1 на відстань 50 мм при частоті збуруючої сили ν = 10, 15 і 20 Гц, а по осі Oz_1 при частоті збуруючої сили ν = 20 Гц – на відстань 40 мм ($c_1 = 2\cdot10^5$ Н/м^2), на відстань 30 мм ($c_1 = 3\cdot10^5$ Н/м^2), на відстань 20 мм ($c_1 = 4\cdot10^5$ Н/м^2).



а)



б)

Рисунок 2 – Графіки функцій (закон коливального процесу) $x_1(t)$ (а) і $z_1(t)$ (б), які описують коливання коренеплоду як твердого тіла, закріпленого у ґрунті, для відповідних значень коефіцієнтів пружної деформації ґрунту c_1 і c ($H = 500$ Н; $P_1 = 400$ Н; $\nu = 20$ Гц)

Джерело: отримано автором

Як зазначено у [9], для часткового порушення зв'язку крупних коренеплодів з ґрунтом необхідно забезпечити їх підняття до 6-8 мм, дрібних – до 4 мм, а до повного їх порушення – 12-25 мм. Таким чином, отримані значення амплітуд коливань для

наведених вище вихідних даних, як видно з графіків (рис. 2), повністю забезпечують руйнування зв'язків коренеплодів з ґрунтом і створюють умови для їх безпосереднього вилучення.

Висновки.

1. Створена математична модель коливань коренеплоду як твердого тіла у пружному середовищі при симетричному захваті коренеплоду робочим органом (захваті коренеплоду двома лемешами одночасно). Складена система диференціальних рівнянь поступальних коливань коренеплоду разом з оточуючим його ґрунтом

2. Розв'язок отриманої системи диференціальних рівнянь дав можливість знайти закон коливального процесу коренеплоду у ґрунті при вібраційному викопуванні, а також аналітичні вирази для обчислення частот і амплітуд вільних і вільних супроводжуючих коливань та амплітуд вимушених коливань коренеплоду як твердого тіла у ґрунті.

3. Згідно розрахунків, центр мас коренеплоду через 0,025 с здійснює переміщення по осі Ox_1 на відстань 50 мм при частоті збуруючої сили $\nu = 20$, 15 і 20 Гц, а по осі Oz_1 при частоті збуруючої сили $\nu = 20$ Гц – на відстань 40 мм ($c_1 = 2\cdot10^5$ Н/м^2), на відстань 30 мм ($c_1 = 3\cdot10^5$ Н/м^2), на відстань 20 мм ($c_1 = 4\cdot10^5$ Н/м^2).

4. Отримані розрахункові значення амплітуд коливань коренеплоду як твердого тіла для розглянутих кінематичних режимів повністю забезпечують руйнування зв'язків коренеплоду з ґрунтом і створюють умови для їх безпосереднього вилучення.

Список літератури

1. Василенко П.М. Вибрационный способ уборки корнеплодов [Текст] / П.М. Василенко , Л.В. Погорелый , В.В. Брей // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970. – №2. – С. 9-13.
2. Булгаков В.М. Теорія вібраційного викопування коренеплодів [Текст] / В.М. Булгаков , І.В. Головач . – Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". – 2003, Том XIV. – С. 34-86.
3. Булгаков В.М. Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні [Текст] / В.М. Булгаков , І.В.Головач // Праці Таврійської державної агротехнічної академії, 2004, Вип. 18. – С. 8-24.
4. Булгаков В.М. Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні [Текст] / В.М. Булгаков , І.В. Головач // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. – Харків: ХНТУСГ. – 2005, Вип. 39. – С. 23-39.
5. Булгаков В.М. Розробка математичної моделі вилучення коренеплоду з ґрунту [Текст] / В.М. Булгаков, І.В. Головач // Техніка АПК. – 2006. – № 6, 7, 8. – С. 36-38.
6. Булгаков В.М., Головач І.В. Теоретичне дослідження повздовжніх коливань коренеплоду у грунті як у пружньому середовищі при вібраційному викопуванні [Текст] / В.М. Булгаков , І.В. Головач // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць, 2006. – Вип. 44, т. 2. – С. 131-155.
7. Головач І.В. Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з грунту при вібраційному викопуванні [Текст] / І.В. Головач // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць, 2006. – Вип. 44, т. 2. – С. 77-100.
8. Свеклоуборочные машины: /Конструирование и расчет [Текст] // Л.В. Погорелый, Н. В. Татьянко, В. В. Брей и др.; Под ред. Л. В. Погорелого. - Киев: Техніка, 1983. – 168 с.
9. Погорелый, Л.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз [Текст] / Л. В. Погорелый, Н.В. Татьянко –. К.: Феникс, 2004. –232 с.
10. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара [Текст] / Я. Г. Пановко. - 4-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Политехника, 1990. - 272 с
11. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара [Текст] / Я. Г. Пановко . – М.: Наука, 1985. – 287с.
12. Бутенин Н.В. Курс теоретической механіки. Т. 2. Динамика [Текст] : учеб. для втузов / Н. В. Бутенин, Я. Л. Лунц, Д. Р. Меркин. – 3-е изд., испр. – М. : Наука, 1985. – 1985. – 496 с.

13. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том І. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37-63.
14. Булгаков В.М. Бурякозбиральні машини [Текст] : монографія / В.М. Булгаков. – К: Аграрна наука, 2011. – 351 с.
15. Zuckerrüben: Erntetechnik und Bodenschutz / FAT-Berichte Nr. 567//Eidgenssische Forschungsanstalt für Agrarwirtschaft und Landtechnik (FAT), CH-8356 Tänikon TG – 2001 P. 1-19.
16. Roller O. Entblatten statt Köpfen / Dr. Olaf Roller // Zuckerrüben Journal № 2 // Rheinischer Landwirtschafts-Verlag GmbH. – 2010, P. 14-15.
17. Merkes R. 50 Jahre Prodaktionstechnik im Zuckerrübenbau in Deutchland / R. Merkes // Zuckerrübe. – 2001, № 4. – P. 214-217.
18. Es geht um den Kopf / Zuckerrüben Journal №3 // Rheinischer Landwirtschafts-Verlag GmbH, – 2010, P. 7-8.

Vladimir Bulgakov, Prof., DSc., Ivan Holovach, Prof., DSc.
National University of Bio-resources and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine
Mykhailo Chernovol, Prof., DSc.
Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukreine
Theoretical background research oscillation vibration at its root digging

The task to develop the basic tenets of the theory of vibrations sugar beet roots as elastic bodies in an elastic environment and get them on the process parameters that provide neposhkodzhennya roots.

The paper contains theoretical research translational vibrations beet root as a rigid body in an elastic medium, together with the surrounding soil, root crops betrayed by digging out the vibration of the working body in the longitudinal vertical plane. A system of differential equations of this oscillatory process, the solution of which made it possible to determine the amplitude and frequency of vibrations to ensure complete destruction of root relations with the soil and creates preconditions for its eventual recovery.
root, vibratory excavating a working body, translational vibration frequency, amplitude, the system of differential equations

Одержано 06.11.15

УДК 621.9.048

Aleksandr Mazheyka, prof., PhD tech. sci.
Kirovograd National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

Features a combined laser processing of titanium-nickel alloys

The article describes a study of the combined laser processing (CLP) for coating of titanium-nickel alloy. The structural phases that are inherent in shape memory alloys, for a considerable time by X-ray analysis. The dependence of the volume fraction of martensite, depending on the depth. It was determined that the main mechanism of relaxation during the laser treatment is combined partial martensitic transformations in phase B2 in B19. The studies confirm the effectiveness of CLP.
surface, metal materials, crystal phase, combined laser processing, X-raystructure researches, diffractive pictures

А.И. Мажейка, проф., канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина
Особенности комбинированной лазерной обработки никель-титановых сплавов

© Alexsandr Mazheyka , 2015

В статье описано исследование технологии комбинированной лазерной обработки (КЛО) для получения покрытий из титан-никелевых сплавов. Исследованы структурные фазы, которые присущи сплавам с памятью формы, на протяжении значительного времени с помощью рентгеноструктурного анализа. Установлена зависимость объемной доли мартенсита в зависимости от глубины залегання. Определено, что основным механизмом релаксации при проведении комбинированной лазерной обработки является частичные мартенситные превращения фазы В2 в В19. Проведенные исследования подтверждают эффективность проведения КЛО.
поверхность , металлические материалы, кристаллические фазы, комбинированная лазерная обработка, ренгеноструктурный аналіз, ДРОН-7, дифракционные фотографи

Now in the world methods of modification of a surface of metal materials with use of the concentrated streams of energy which allow to shape superficial layers with new physical properties are actively developed, keeping thus initial properties of a material in its internal volume [1].

Crystal and amorphous phase conditions inside of these layers, as a rule, are metastable as are shaped in strong nonebalans conditions of heats, pressure and ultrahigh speeds of heating and cooling .

The saved up experimental data show, with what exactly these synthesized nonequilibrium conditions in near-surface areas of materials provide occurrence in last new atypical properties which find the important application in practical spheres of activity.

However data about the synthesized structurally-phase conditions, their interrelations with variation of superficial properties of materials are extremely limited, and mechanisms of their formation till now slightly are studied.

It is known, that power influences on a surface of materials cause occurrence of important fields of the internal pressure localized in near-surface volumes .

Except for variation of mechanical properties in zones of localization of these fields of pressure (hardening, increases of fragility, hardness), are available data about their negative influence on chemical properties of materials, for example, lowering of corrosion stability .

Alloys on the basis of nickelid the titan with effect of memory of the form with advantage win the right of use as materials for medicine owing to proximity of their elastic-mechanical characteristics to elastic properties of biofabrics.

However existing danger of an output of highly toxic nickel on biowednesday owing to its high concentration in structures of the given alloys forces to look for ways of formation on their surface barrier, the blanket providing high corrosion stability and, consequently, raising their biocompatibility.

Carried out before research have shown perspectivity of use for these objectives of the combined laser processing (the combined laser processing – KLP),. It has been established, that as a result of these influences the nonequilibrium structurally-phase conditions localized in near-surface zones of influences, with gradients of structural parameters are shaped.

Variations of thin atomik-crystal structure in the synthesized layers probably to investigate only with use of not destroying x-ray structural methods.

Problem formulation. In work results X-raystructure researches nonequilibrium structural and elastic pressure the conditions which have generated in near-surface layers nickelid of the titan as a result of combined process of laser superfast and local heating of materials with fusion are presented Powder material and mechanical plastic deformation that allows to solve appreciably problems characteristic both for cleanly laser processing, and for processing SPD (surface plastic deformation), i.e. to shape the strengthened layers with structures,

Possessing all dignity of structures of laser training and having characteristics favorable from the point of view of fatigue strength and wear resistance, as well as the analysis of character of distribution of microdeformation of bar B2-fase caused by such influences.

Samples of alloy TiNi were in a biphase condition from the basic phase with structure V2 (OKC, ordered as CsCl, the temperature has begun direct martensits transformations B2→Б19 ' Мн and 283 T^o; parameter of a bar aoB2 0,30125 ± 0,00005 nanometers, appropriating structure Ti_4Ni; 5Ni50,5) and a small amount (<5 % about.) intermetallide phases Ti_2Ni metal.

Objective of research. Researches of the structurally-phase conditions generated as a result of combined influences in near-surface areas of samples TiNi, spent at once and in 1 year after an irradiation methods X-ray diffraction the analysis (PCA) on diffractometr DRON-7 with use symmetric and asymmetric (with variation of angle of slipping of diagrams of reflection with lengths of waves of x-ray radiation Co-Ka, Cu-Ka).

With choice of angle and in asymmetric x-ray shootings provided identical effective thickness of a reflecting layer h at all angles Bregss reflections on a procedure described in [2].

Size of microdeformation of a bar of phase B2 in near-surface areas (caused by pressure of the first sort, along a direction defined by angle) defined on variation of parameter of a bar of this phase in the irradiated samples

$$\varepsilon_{\psi}^{I} = \frac{a_{\psi} - a_0}{a_0}$$

where, a_0 – parameter of a bar of phase B2 in the initial sample;

$a\psi$ – parameter of a bar of phase B2 in the irradiated sample, measured in a direction of angle ψ = ®ш - and between normals to a plane of a surface of the sample and to a plane of reflection (hkl); hhi – angle bregs reflections; and – angle between a direction of a primary bunch and a plane of a surface (angle of slipping).

Division on normal and a tangent (to a plane of a surface) components of microdeformation spent with use extrapolation charts a ($\sin^2$) and to definition on them of values aф (ψ = 0 conforms to value of parameter of a bar of phase B2 and, accordingly, its microdeformations along a normal to a plane of a surface of the sample, And $\psi = 90^0$ – along a tangent to this plane).

Research results. At use of the asymmetric diagram of reflection angle and reduced up to and = 0,1 (without rotation of the sample), smaller, than angles of full reflection of X-rays of the chosen lengths of the waves, theoretically calculated for nickelid the titan (for both types of radiation 0,3 <ati-p <0,4).

However even at such small coal of slipping it was possible to observe precise diffractions picture with availability of four-five diffractions B2 – reflection with halfwidths nearby 1, similar resulted on fig.1.

Apparently, that supervision diffractive pictures under angles, smaller rated angle of limiting reflection for the given material, is caused by availability of a nonzero roughness of a surface of experimental samples.

For reduction instrumental broadening x-ray structures used narrow (0, 05 mm) target cracks, as well as reduced the area of a surface of the sample shined by a x-ray bunch.

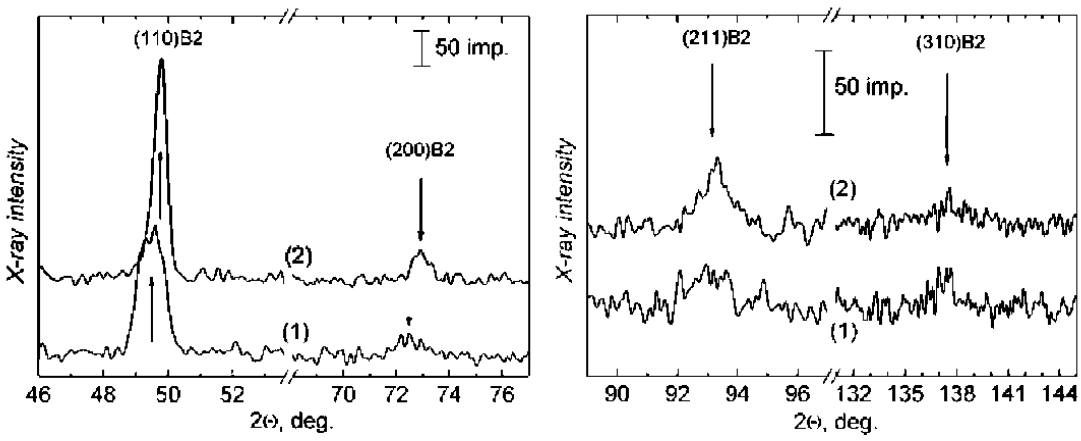


Figure 1 – Fragments diffraction patterns alloy Ti_4G, 5Ni50,5 with the superficial layer modified by combined laser processing, received at use of asymmetric diagrams of reflection with angles of slipping and = 0,15 (1), and = 2 (2); radiation Co-Ka

Source: created by the author

All this has allowed to estimate sizes of microdeformations in a superficial layer in thickness up to 50 nanometers.

In work [3], it has been established, that on the processed side the superficial layer which differs in the structural parameters from structure of samples TiNi before processing always is formed.

This layer is characterized by a single-phase structural condition with structure B2 having smaller parameter of a bar, than in its condition up to an irradiation, and a sharp structure that was showed in occurrence on diffractograms intensive superstructural (100) B2 and structural (200) B2 reflexes,

Completely disappearing at variation of angular orientation of the sample concerning a primary x-ray bunch.

It has been shown, that this layer has columnar the structure made of monocrystals with the sizes of areas of coherent dispersion in a direction of a normal to a surface of the sample more 150 nanometers, significantly surpassing the linear sizes of the basis separate rystallid.

The assessment elastic stress conditions synthesized B2 columnar structures has shown availability in it to significant microdeformation of a bar e1 ±1 the %, caused by pressure of the first sort, and rather smaller microdeformation of a bar e11 = 0,25 %, caused by pressure of the second sort.

Pressure of the first sort, possibly, arise at variation of the external conditions accompanying laser influence (propagation of temperature front, an elastic wave, speed of cooling, duration and quantity of impulses, etc.) and are counterbalanced in all things volume of the sample.

Pressure of the second sort are caused by microdistortions in the structure which has generated after an irradiation.

Apparently, elastic pressure the outer layer is the concentrator of pressure for underlaying (intermediate between an outer layer with the synthesized structure and internal volume of the material, remained without variation) layers nickelid the titan and should influence structural conditions of phase B2 in these layers. Really,

Research results. The analysis of pictures of x-ray diffraction from the samples, subjected to influences KLP, has shown, that in the layers laying under external recrystallized by a layer, the parameter of a bar of phase B2 naturally changes in dependence both on

thickness of an analyzed layer, and on mutual orientation of a primary bunch and a plane of a surface of the sample, that is from a direction of measurements.

At construction of dependences of parameter from function $\sin^2 \Phi$ which receive at use of a method of asymmetric shootings, in [2] it has been shown, that after an irradiation in samples TiNi linear increase with growth $\sin^2$ is observed F.Ugly of a slope of straight lines aB^2 ($\sin^2$) depend on thickness of effectively reflecting layer, however are always positive, so. It is shown, that the reason for such behaviour aB^2 are the fields of elastic pressure localized in near-surface layers of a material, was in a zone of influence by an electronic bunch.

On a slope of straight lines aB^2 ($\sin^2$) it is certain reference point radiation dependence and type (compression/stretching) elastic pressure conditions which is shaped in an investigated phase.

It is shown, that after electron beam processing in a near-surface layer in thickness up to 15 microns, along a normal to a plane of a surface pressure of compression, and in tangents directions to it – pressure of a stretching are induced. At the same time with it sizes ав2, measured under angle $\Phi = 45^0$, are close to the values in the initial sample, that is, average value of parameter of a bar of phase B2 in the elastic-strained layer remains former and consequently, and the concentration parity between Ti and Ni inside of this layer has not changed.

The assessment of size of microdeformation £ψ of a bar of phase B2 (micropressure of the first sort), lead earlier, right after electron beam influences on samples, has shown, that in an outer layer in thickness up to 1-3 microns it accepts the greatest values and decreases with an increase of thickness of a reflecting layer.

The sizes of microdeformation £ψ calculated on difractograms, removed in 1 year after an irradiation of samples, and resulted in the given work, have shown availability relations process in a superficial layer in thickness less than 1 micron which was showed in variation of character of dependence of micropressure from thickness of a reflecting layer. So, on fig. 2 dependences of microdeformation £ψ on thickness of a reflecting layer for mutually perpendicular directions appropriating ψ = 0 and ψ = 90 are presented. From picture it is visible, that right after an irradiation a tangent (type of a stretching) the component of microdeformation £ψ=до (point) reaches the greatest values in a superficial layer in thickness less than 2 microns.

In 1 year after an irradiation of the sample this dependence remains constant (point).

On the contrary, normal (N) a component of microdeformation £ψ=o (point) right after an irradiation reaches type of compression of the greatest (on absolute size) values in a superficial layer in thickness less than 1 micron, and in 1 year after an irradiation of the sample is observed reduction of its absolute values from them oscillations about zero in the modified layer (point).

On depth from a surface more than 1 microns of value £ψ=o received at once and in 1 year after an irradiation, practically have coincided. It means, that on depth from the irradiated surface more than 1 microns of a relaxation of elastic pressure has not occured.

The small divergence in a range of thickness 1-4 microns of values £ψ=o received through noted time interval, apparently, is caused by the contribution relaxations a layer in diffractions picture

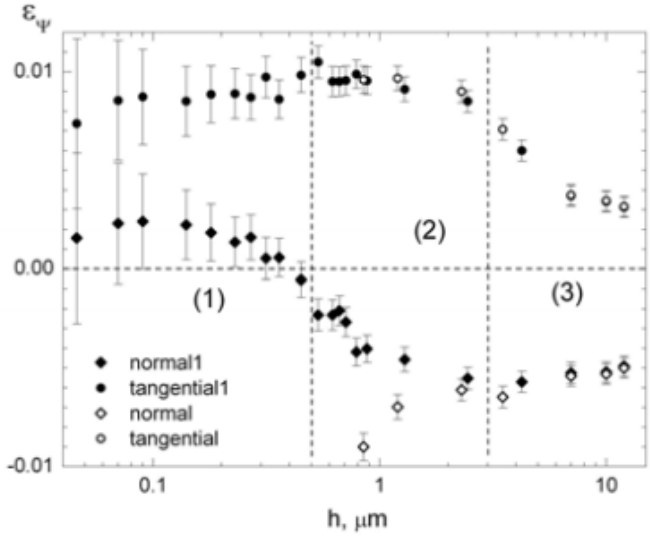


Figure 2 – Dependences on thickness of a reflecting layer a component of microdeformation of a bar of phase B2 e * = 0 (About,) and £ψ =д0 » (about,) in samples TiNi irradiated KLP about, O – right after irradiations; – in 1 year after an irradiation

Source: created by the author

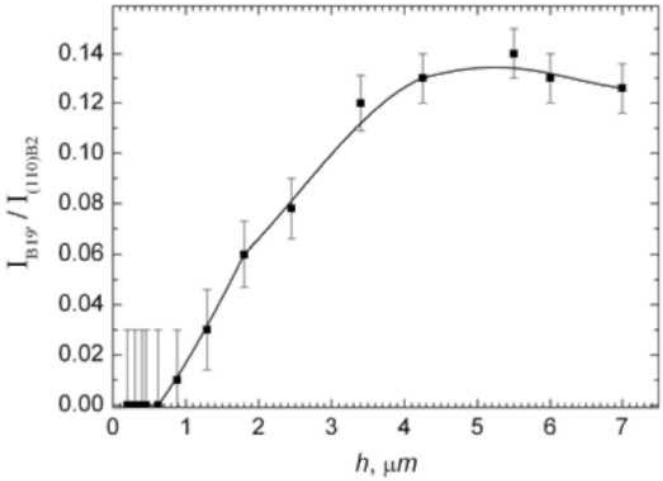


Figure 3 – Dependence of the attitude of total intensity of reflexes B19 ' to intensity of a reflex (110) B2 IBlg'Л (110) B2 иB19 '/B2 from thickness of effectively reflecting layer, received right after electron beam processing of sample TiNi

Source: created by the author

As it was marked, the alloy from which samples have been prepared, tests m transformation B2-B19 ' which temperatures lay near to a room temperature (Tr).

It means, that, first, at occurrence of internal fields of elastic pressure in samples phase B19 ' as a result of deformation transformation B2→B19 ', and, secondly, can to appear martensits phase B19 ' can be observed on the roentgenograms which have been removed not in temperature chambers, and at Tк. Really, on diffractograms.

The asymmetric shootings received by a method, in a range of angles 38 <20 <44 (for radiation Cu-Ka) precise enough reflexes from martensits phases B19 ' [2] which intensity changes depending on angle of slipping are observed and.

As noted angular range of shootings is conformed with thickness of a reflecting layer 6-7 microns (for radiations-K and Cu-Ka accordingly), it means, that martensit phase B19 ' is induced in a layer laying below external (with columnar structure).

Dependence on thickness of a reflecting layer of the attitude of total intensity of revealed reflexes B19 ' to intensity of a reflex (110) B2, describing a parity of volume fractions martesit and high-temperature phases B19 '/2 inside of all layer participating in reflection of X-rays, is illustrated on fig.

From this dependence the volume fraction martensits phases which near to a surface is minimal follows, that, changes in near-surface volume on a curve with the maximum falling depth from the irradiated surface of 4-6 microns with the tendency of reduction in deeper layers.

From comparison of dependences on fig.2 and 3 follows, that correlation in variation of microdeformation of a bar (caused by pressure of the first sort) in phase B2 and quantities martensits phases Б19 ' is observed at an increase of thickness of an analyzed layer.

So, on depth 3-6 microns from a surface both components essentially decrease on absolute size while the attitude at the most, i.e. behaves similarly to the module of derivative function:.

Differently, deformation of a bar of phase B2 essentially decreases when in a layer occurs partial deformation mfrtensits transformation B2-B19 ' which, apparently, causes partial removal of internal pressure in basic phase B2 inside of the modified layer.

Thickness of a layer in which are observed relaxations processes with the mechanisms of a relaxation caused martensits by transformations B2-B19 ', on x-ray data makes 10-15 microns.

It is necessary to note, that despite of essential decrease in intensity of all diffractions reflexes at transition to sliding shootings, on appropriating diffractions pictures from samples TiNi after lasers influences of reflexes B19 ' it was not observed.

It means, that in an outer layer with columnar structure V2 deformation martensits transformation B-19 ' does not proceed [3].

Thus, it is established, that after an irradiation of samples TiNi KLP on the irradiated side it is formed crystal a superficial layer with a sharp structure, which is in elasticpressure a condition and is characterized by microdeformation of a bar of phase B2 caused by pressure of the first and second sort important component of microdeformation e1 shows and the synthesized layer with столбчатой structure is the concentrator of internal pressure for underlaying layers of a material.

Conclusions. It is revealed, that in elastic pressure (intermediate) layer located under external the changed crystallization by a layer, process of a relaxation of the internal pressure induced by an irradiation develops.

It is shown, that the basic mechanism of such relaxation is partial deformation martensits transformation B2-B19 '. Availability martensits phases B19 ' inside of an intermediate layer leads to reduction of size of microdeformation of a bar in phase B2 adjoining it, that to greater, than more volume fraction martensits phases in a layer.

Thickness of a layer in which develop relaxations processes on the mechanism deformation martensits transformations B2-B19 ', makes 10-15 microns.

References

1. Мажейка О.Й. Лазерна, плазмова і детонаційна технології зміцнення поверхонь [Текст] : монографія / О.Й. Мажейка. – Кіровоград: вид. Лисенко В.Ф., 2011. – 260 с.
2. Миркин Л. И. Справочник по рентгеноструктурному анализу поликристаллов [Текст] / Л. И. Миркин. – М.: Физматгиз, 1968. – 864 с.
3. Мажейка А.И.Управление изменениями в твердых телах лазерным излучением [Текст] : монография / А.И. Мажейка. – Кировоград: «Код», 2010. – 236 с.

О.Й. Мажейка, проф., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Особливості комбінованої лазерної обробки никель-титанових сплавів

Метою роботи було визначення параметрів структур нікель-титанових сплавів при комбінованій лазерній обробці.

В статті описано дослідження технології комбінованої лазерної обробки (КЛО) для отримання покриттів з титан-никелевих сплавів. Досліджені структурні фази, яки притаманні сплавам з пам'яттю форми, на протязі значного часу за допомогою рентгеноструктурного аналізу. Встановлена залежність об'ємної долі мартенситу в залежності від глибини залягання. Визначено, що основним механізмом релаксації при проведенні комбінованої лазерної обробки є часткові мартенситні перетворення фази В2 у В19.

Деформаційні зміни структур сплавів TiNi при комбінованій лазерній обробці призводять до загартування поверхневих шарів і може бути використовано при зміцненні деталей сільськогосподарської техніки.

поверхня, металеві матеріали, кристалічні фази, комбінована лазерна обробка, рентгеноструктурний аналіз, ДРОН-7, дифракційні фотографії

Одержано 30.10.15

УДК 631.319.2

В.М. Булгаков, проф., д-р техн. наук, академік НААН України, І.В. Головач, проф., д-р техн. наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м.Київ, Україна
В.П. Горобей, канд. техн. наук
НВО "Селта" Національного наукового центру "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства"
М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Побудова математичної моделі коливального руху у ґрунті зубчастого сошника селекційної сівалки

Для розробленої нової конструкції комбінованого сошникового вузла створена теорія руху у ґрунті зубчастого розрізаючого диска сошника селекційної сівалки, встановленого на вібраційній підвісці. Складені диференціальні рівняння горизонтальних і вертикальних поступальних коливань лонжерона комбінованого сошникового вузла з зубчастим розрізаючим диском і системою пружинних механізмів з натискною пружиною і пружиною вібратора для вивчення впливу віброефекту на тяговий опір сошника. Отримана математична модель дала змогу визначати амплітуди і частоти поступальних коливань лонжерона комбінованого сошникового вузла в залежності від конструкційних параметрів і кінематичних режимів роботи з метою визначення їх впливу на технологічний процес, що дозволить оцінити стан системи і оптимізувати енергетичні характеристики універсальної сівалки.

сівалка, універсальний комбінований сошник, зубчастий диск, пружина, сила, реакція ґрунту, диференціальні рівняння, коливання,синусоїдальний закон, амплітуда, частота

© В.М. Булгаков, І.В. Головач, В.П. Горобей, М.О. Свірень, 2015

В.М. Булгаков, проф., д-р техн. наук, академик НААН Украины, И.В. Головач, проф., д-р техн. наук
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г.Киев, Украина
В.П. Горобей, канд. техн. наук
НВО "Селта" Национального научного центра "Институт механизации и электрификации сеільского хозяйства"
Н.А. Свирень, проф., д-р техн. наук
Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина

Построение математической модели колебательного движения в почве зубчатого сошника селекционной сеялки

Для разработанной новой конструкции комбинированного сошникового узла создана теория движения в почве зубчатого разрезающего диска сошника селекционной сеялки, установленного на вибрационной подвеске. Составлены дифференциальные уравнения горизонтальных и вертикальных поступательных колебаний лонжерона комбинированного сошникового узла с зубчатым разрезающим диском и системой пружинных механизмов с нажимной пружиной и пружиной вибратора для изучения влияния виброэффекта на тяговое сопротивление сошника. Полученная математическая модель позволила определять амплитуды и частоты поступательных колебаний лонжерона комбинированного сошникового узла в зависимости от конструктивных параметров и кинематических режимов работы с целью определения их влияния на технологический процесс, который позволит оценить состояние системы и оптимизировать энергетические характеристики универсальной сеялки
сеялка, универсальный комбинированный сошник, зубчатый диск, пружина, сила, реакция почвы, дифференциальные уравнения, колебания, синусоидальный закон, амплитуда, частота

Постановка проблеми. Селекційно-насінницька начіпна сівалка з механічним висівним апаратом СС-16 (СН-16) широко використовується для посіву насіння зернових, зернобобових культур і трав з метою проведення попереднього і конкурсного сортовипробування, агротехнічних дослідів, а також для рядового висіву в фермерських господарствах. Недосконала сошникова група не дозволяє її застосовувати для енергозберігаючих технологій сівби.

Розробка універсальних сошників для сівалки, обґрунтування конструкційно-кінематичних параметрів та оцінка їх енергетичних показників має практичне і теоретичне значення.

Аналіз останніх досліджень. Для технологій прямої сівби відомий виробник селекційно-насінницької техніки фірма Wintersteiger пропонує використовувати підсилену раму сівалки для суцільного висіву Plotseed XXL та сошники: дводискові ACRA Plant, з міжряддями від 19 см; дводискові Great Plains, з міжряддями від 15 см; дводискові Sunflower; зубчасті Horwood Bagshaw [1]. Розроблений макетний зразок спеціального пристосування з активними робочими органами – лопатевими дисками, встановленими в міжсошниковому просторі, та апробований на базі селекційної сівалки типу СКС-6-10, конструкції ВІМ [2]. Разом з тим, дводискові, кілевидні і анкерні сошники, якими комплектуються найбільш розповсюджені на пострадянському просторі селекційно-насінницькі сівалки, в тому числі типу СН-16 [3, 4, 5], не дозволяють здійснювати висів насіння в мульчований рослинними залишками ґрунт через недосконалу конструкцію сошникового вузла. Одним із шляхів розширення сфери застосування сівалок і можливостей різних типів сошникових груп забезпечувати якісний висів зернових культур при різноманітних системах обробки ґрунту, і відповідно, якості передпосівного обробітку, є сівалки з суцільними дисковими ножами: турбодисками, хвильовими та рифленими ріжучими дисками [6, 7].

Результати досліджень сівалки DST-6000 фірми "Agrisem" (Франція) з уніфікованими посівними модулями Disk-0-Sem, що складаються з двох рядів зубчастих дисків, закріплених на пружинних стійках, показали перспективність даних агрегатів. Незважаючи на недоліки по глибині висіву, оскільки заробка насіння здійснюється за допомогою ґрунтового потоку, що створюється дисками діаметром 560 мм, є і переваги –

під час роботи диски вібрують, створюючи ефект ударної хвилі, забезпечуючи заглиблення диска навіть на важких ґрунтах з меншим (на 20%) опором [8].

Відомо, що за рахунок вібрацій, зменшення коефіцієнта внутрішнього тертя між частками ґрунту, вібруючим органом та ґрунтом тяговий опір бурякозбирального комбайна зменшується на 26-53 % [9]. Зменшення сили опору при врізанні в ґрунт зубчастим лезом (відносно суцільного) доведено і біонічними напрямками розробки робочих органів ґрунтообробних машин [10].

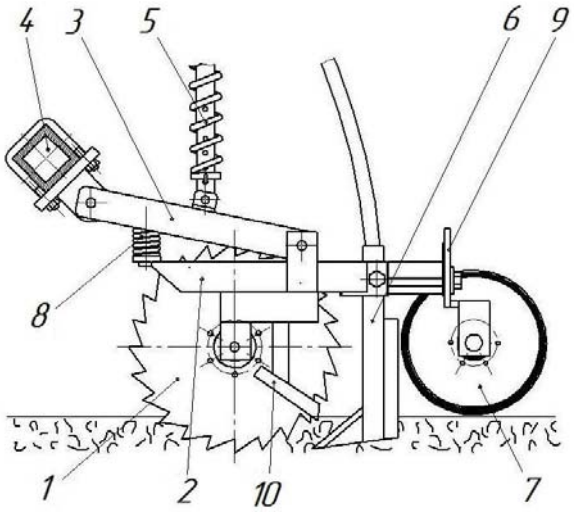
При розробці та дослідженні конструкцій сошників для прямої сівби з розрізаючим диском-ножем, встановлено зменшення норм висіву зернових культур на 25-30 % відносно звичайних дискових сівалок [11]. Збільшення швидкості з 1,94 м/с до2,67 м/с несуттєво впливає на рівномірність заробки насіння, при висіві зернових на глибину 0,07 м опір сошникової секції складає 72 Н без внесення добрив і 89 Н при внесенні добрив на глибину ходу у ґрунті 0,12 м. Ущільнення ґрунту котком тільки над насіннєвими рядками дозволяє знизити опір до 188 Н, або в 3,3 рази [12]. Проведені теоретичні дослідження зміни заглиблюючої сили, що створює механізм пружинної підвіски, в залежності від положення робочої зони важеля підвіски сошника [13], та складені схеми переміщення, визначення кута установки зуба і форми леза. Також приведені математичні моделі розрахунків для визначення оптимальних параметрів [14], але в дослідженнях не враховується енергетична складова, що виникає за рахунок вібраційних коливань в технологічному процесі.

Постановка завдання. Метою досліджень є розширення технологічних можливостей селекційно-насінницької сівалки при зменшенні енерговитрат за рахунок використання вібраційного ефекту взаємодії робочого органу з ґрунтом шляхом визначення раціональних конструкційних параметрів і кінематичних режимів роботи агрегату.

Виклад основного матеріалу. Розроблений сошниковий вузол з робочими органами, встановленими на пружинно-важільній підвісці, комплектується в залежності від вибраної технології для селекційно-насінницької сівалки [15, 16].

Сутність вдосконалення начіпної сівалки СНС-16А полягає в тому, що замість дводискових, анкерних чи кілевидних сошників, якими традиційно комплектується базова сівалка, необхідно встановити універсальні сошникові вузли, що дозволить сіяти за енергозберігаючими технологіями. Розроблений макет сошникового вузла (рис. 1) з розрізаючим зубчастим диском 1, корпус якого 2 на шарнірно-важільному механізмі 3 в передній частині через кронштейн прикріплений до квадратної балки сівалки 4 з нажимною пружиною 5, а позаду закріплюється анкерний чи стрільчастий сошник 6 і прикочуюче колесо 7. Між корпусом сошника 2 і шарнірно-важільним механізмом 3 встановлений пружинний механізм 8 вібраційних автоколивань. Глибина ходу сошникового вузла регулюється положенням прикочуючого колеса 7 механізмом регулювання 9. Зубчасті западини диска 1 спрямовані у зворотному напрямку обертання диску, що прискорює розвантаження від засмічувачів [11] та полегшує роботу чистика 10.

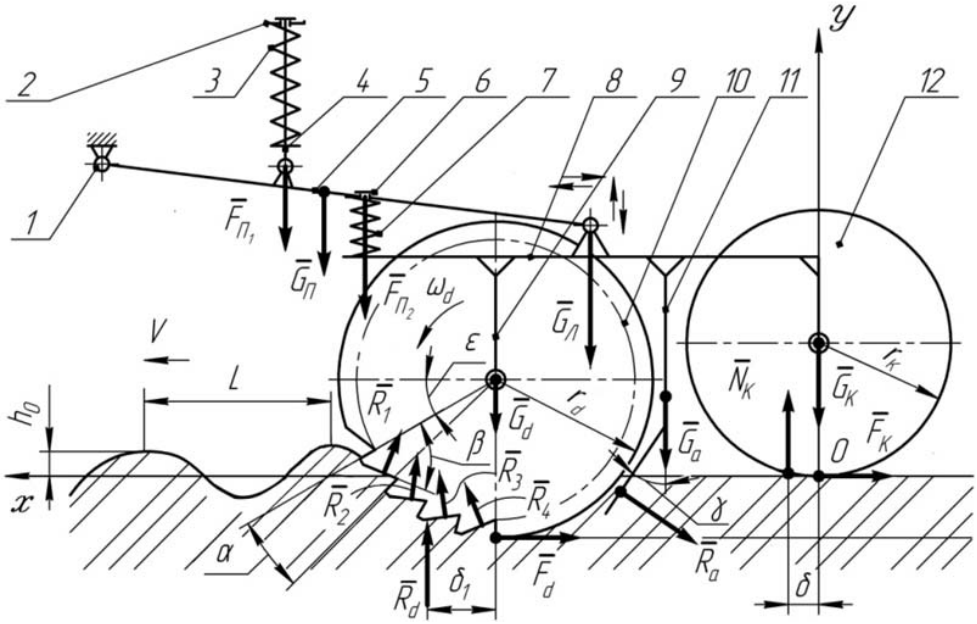
Відповідно до обґрунтованих раніше геометричних параметрів сошникового вузла був виготовлений його макетний зразок з розрізаючим сферичним зубчастим диском, що має спеціальні V-подібні вирізи, розташовані по периферії з рівними інтервалами, причому одна ріжуча кромка розташована радіально, а друга під кутом до радіусу і, відповідно, до радіальної ріжучої кромки вирізу.



1 – зубчастий диск; 2 – корпус; 3 – шарнірно-важільний механізм;4 – поводковий брус сівалки; 5 – натискна пружина; 6 – анкер-насіннєпровід; 7 – коток; 8 – пружинний механізм; 9 – механізм регулювання глибини ходу; 10 – чистик

Рисунок 1 – Схема універсального сошникового вузла

Перед оцінкою енергетичних характеристик агрегату, за описаною раніше методикою [17], для складання диференціальних рівнянь, що описують поступальні коливання посівного агрегату при його русі по нерівностях поверхні ґрунту, необхідно спочатку проаналізувати схему сил, що діють на цей агрегат під час його рівномірного руху вздовж поля [18, 19, 20]. Тому розглянемо відповідну еквівалентну силову схему, яка приведена на рис. 2.



1 – поводковий брус сівалки; 2 – п’ята натискного важеля; 3 – натискна пружина; 4 – штанга; 5 – поводок; 6 – шток вібратора; 7 – пружина вібратора; 8 – лонжерон; 9 – стійка; 10 – зубчастий диск; 11 – анкер-насіннєпровід; 12 – коток

Рисунок 2 –Еквівалентна силова схема сошникового вузла

У першу чергу покажемо на еквівалентній схемі сили ваги основних конструкційних елементів сошникового вузла:

$\overline{G}_П$ – вага повідка; $\overline{G}_\partial$ – вага зубчастого диска; $\overline{G}_л$ – вага лонжерона; $\overline{G}_a$ – вага анкера-насіннєпровіда; $\overline{G}_k$ – вага котка.

Відповідно, маси зазначених конструкційних елементів позначимо через $m_П$, m_∂, $m_л$, m_a, m_k.

Далі покажемо на схемі сили натягу першої та другої пружини $\overline{F}_{П1}$ та $\overline{F}_{П2}$ відповідно.

Очевидно, що за величиною ці сили дорівнюють:

$$F_{П1} = C_{П1} l_{П1},\ F_{П2} = C_{П2} y. \tag{1}$$

де $C_{П1}$, $C_{П2}$ – жорсткості першої та другої пружини відповідно, Н/м;

$l_{П1}$, y – деформації цих пружин, м.

Силу $\overline{F}_{П1}$ у першому приближенні можна вважати постійною.

Очевидно, що в результаті дії сил ваги конструкційних елементів та зусиль пружин, виникають опорні реакції з боку ґрунту на зубчастий диск, анкерний насіннєпровід та коток.

Будемо вважати, що профіль шляху (нерівності поверхні ґрунту) змінюється за синусоїдальним законом:

$$h(t) = h_0\, sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right), \tag{2}$$

де V – стала швидкості поступального руху сошникового вузла, м/с;

$2h_0$ – максимальна висота нерівностей ґрунту, м;

L – довжина нерівностей поверхні ґрунту (відстань між двома сусідніми гребенями), м;

t – поточний час, с.

У першому наближенні будемо вважати, що опорні реакції, які діють з боку ґрунту на зуби зубчастого диску при русі агрегату по нерівностях, також змінюються по такому ж синусоїдальному закону:

$$R_i(t) = R_0 + H\, sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right), \quad i = 1,2,3,4,..., \tag{3}$$

де R_0 – реакція з боку ґрунту при русі агрегату по ідеально рівному ґрунті, Н;

$H\, sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)$ – збурювальна компонента реакції ґрунту, яка виникає за рахунок нерівностей поверхні поля;

H – амплітуда цього збурення, Н.

Також з боку ґрунту на анкерний насіннєпровід діє реакція $\overline{R}_a$, яка, хоч і незначно, також впливає на рух агрегату.

І, нарешті, при коченні котка по розпушеному ґрунті виникає нормальна реакція $\overline{N}_k$ з боку ґрунту на коток, а також сила тертя кочення $\overline{F}_k$, яка дорівнює:

$$F_k = \delta \frac{N_k}{r_k}, \tag{4}$$

де δ – коефіцієнт тертя кочення, м;

r_k – радіус котка, м.

Виберемо систему прямокутних декартових координат Oxy з початком у точці O. Вісь Ox спрямуємо у напрямку поступального руху агрегату (вектора швидкості V поступального руху), вісь Oy спрямуємо вгору (рис. 2).

Запишемо рівняння руху агрегату у векторній формі:

$$M\overline{a} = \overline{F}_{П1} + \overline{F}_{П2} + \overline{G}_{П} + \overline{G}_{д} + \overline{G}_{л} + \overline{G}_{a} + \overline{G}_{k} + \overline{R}_1 + \overline{R}_2 + \\ + \overline{R}_3 + \overline{R}_4 + \overline{R}_a + \overline{N}_k + \overline{F}_k , \quad (5)$$

де M – маса агрегату, кг;

$\overline{a}$ – прискорення руху агрегату, м/с^2.

При цьому маса агрегату визначається за наступним виразом:

$$M = m_{П} + m_{д} + m_{л} + m_{a} + m_{k} . \quad (6)$$

Запишемо векторне рівняння (5) у проекціях на осі координат Ox і Oy.

Будемо вважати, що обидві пружини (рис. 2) розташовані паралельно осі Oy.

Також у першому наближенні будемо вважати, що реакції, які діють з боку ґрунту на зуби диску, спрямовані перпендикулярно до поверхні зуба, як показано на рис. 2. Очевидно, що сусідні зуби диску зміщені один відносно одного на кут

$$\alpha = \frac{2\pi}{z},$$

де z – кількість зубів на диску.

Нехай далі ε – кут між віссю Ox і верхньою боковою поверхнею першого зуба, який здійснює контакт з поверхнею ґрунту, а β – кут між боковими поверхнями зуба (рис. 2). Тоді проекції сил $\overline{R}_i$ на вісь Oy будуть дорівнювати:

$$\begin{aligned} R_{1y} &= R_1 cos\left(\beta - \varepsilon\right), \\ R_{2y} &= R_1 cos\left(\beta - \varepsilon + \alpha\right) = R_1 cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}\right), \\ R_{3y} &= R_1 cos\left(\beta - \varepsilon + 2\alpha\right) = R_1 cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}\right), \\ R_{4y} &= R_1 cos\left(\beta - \varepsilon + 3\alpha\right) = R_1 cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}\right). \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} R_{1x} &= -R_1 sin\left(\beta - \varepsilon\right), \\ R_{2x} &= -R_1 sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}\right), \\ R_{3x} &= -R_1 sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}\right), \\ R_{4x} &= R_1 sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}\right). \end{aligned} \quad (8)$$

Аналогічно на вісь Ox:

Силу тертя кочення зубчастого диску у першому наближенні можна обчислити за наступним виразом:

$$F_{\partial} = \frac{4R_1\delta_1}{R_{\partial}},$$

або, враховуючи вираз (3),

$$F_{\partial} = \frac{4\left[R_0 + H\,sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)\right]\delta_1}{R_{\partial}}, \tag{9}$$

де δ_1 – коефіцієнт тертя кочення, м;

R_{∂} – радіус диску, м.

Проекції сили $\overline{R}_a$ на осі координат x та y будуть дорівнювати:

$$\begin{aligned} R_{ax} &= -R_a cos\,\gamma\,, \\ R_{ay} &= -R_a sin\,\gamma\,. \end{aligned} \tag{10}$$

Кут γ показано на рис. 2.

Таким чином, враховуючи вирази (5), (6), (7), (8), (10), отримуємо систему диференціальних рівнянь руху агрегату вздовж осей Ox і Oy:

$$\left.\begin{aligned} M\,\ddot{x} = -R_1\Bigg[& sin(\beta-\varepsilon) + sin\left(\beta-\varepsilon+\frac{2\pi}{z}\right) + sin\left(\beta-\varepsilon+\frac{4\pi}{z}\right) - \\ & - sin\left(\beta-\varepsilon+\frac{6\pi}{z}\right)\Bigg] - R_a\,cos\gamma - F_{\partial} - F_k, \\ M\,\ddot{y} = -F_{П1} - F_{П2} - G_{П} - G_{\partial} - G_{л} - G_a - G_k + R_1\Big[& cos(\beta-\varepsilon) + \\ & + cos\left(\beta-\varepsilon+\frac{2\pi}{z}\right) + cos\left(\beta-\varepsilon+\frac{4\pi}{z}\right) + cos\left(\beta-\varepsilon+\frac{6\pi}{z}\right)\Big] - \\ & - R_a\,sin\gamma + N_k. \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

Підставляючи в систему диференціальних рівнянь (11) вирази (1), (3), (4), (9), отримаємо наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\left.\begin{aligned} M\,\ddot{x} = -\left[R_0 + H\,sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)\right]\Bigg[& sin(\beta-\varepsilon) + sin\left(\beta-\varepsilon+\frac{2\pi}{z}\right) + \\ & + sin\left(\beta-\varepsilon+\frac{4\pi}{z}\right) - sin\left(\beta-\varepsilon+\frac{6\pi}{z}\right)\Bigg] - \\ & - R_a\,cos\gamma - \frac{4\left[R_0 + H\,sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)\right]\delta_1}{R_{\partial}} - \delta\frac{N_{к}}{r_{к}}, \\ M\,\ddot{y} = -C_{П1}\,l_{П1} - C_{П2}\,y - & (m_{П} + m_{\partial} + m_{л} + m_a + m_{к})\,g + \\ & + \left[R_0 + H\,sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)\right]\Bigg[cos(\beta-\varepsilon) + cos\left(\beta-\varepsilon+\frac{2\pi}{z}\right) + \\ & + cos\left(\beta-\varepsilon+\frac{4\pi}{z}\right) + cos\left(\beta-\varepsilon+\frac{6\pi}{z}\right)\Bigg] - R_a\,sin\gamma + N_{к}. \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

Система диференціальних рівнянь (12) описує процес горизонтальних і вертикальних поступальних коливань сошникового вузла (лонжерона) при його переміщенні по нерівній ґрунтовій поверхні поля. Роль збурювальної сили відіграє складова $H\,sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)$, роль відновлюваної сили – складова $C_{П2}y$.

Для спрощення запису системи рівнянь (12) введемо наступні позначення:

$$\left[sin(\beta-\varepsilon)+sin\left(\beta-\varepsilon+\frac{2\pi}{z}\right)+sin\left(\beta-\varepsilon+\frac{4\pi}{z}\right)-sin\left(\beta-\varepsilon+\frac{6\pi}{z}\right)\right]=A,$$

$$\left[cos(\beta-\varepsilon)+cos\left(\beta-\varepsilon+\frac{2\pi}{z}\right)+cos\left(\beta-\varepsilon+\frac{4\pi}{z}\right)+cos\left(\beta-\varepsilon+\frac{6\pi}{z}\right)\right]=B.$$

Тоді система диференціальних рівнянь (12) набуде наступного вигляду:

$$\left.\begin{aligned}\ddot{x}&=-A\frac{R_0}{M}-\frac{AH}{M}sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)-\frac{Ra\,cos\gamma}{M}-\frac{4R_0\delta_1}{M\,R\partial}-\\&-4H\frac{sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)\delta_1}{M\,R_\partial}-\frac{\delta N_k}{M\,r_k},\\\ddot{y}+\frac{C_{П2}y}{M}&=-\frac{C_{П1}l_{П1}}{M}-g+\frac{R_0B}{M}+\frac{B\,H}{M}sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)-\\&-\frac{R_a sin\gamma}{M}+\frac{N\kappa}{M}.\end{aligned}\right\}\qquad(13)$$

Оскільки диференціальні рівняння, що входять у систему (13), незалежні і їх можна інтегрувати окремо, то спочатку проінтегруємо перше рівняння системи. Перший інтеграл цього рівняння буде дорівнювати:

$$\begin{aligned}\dot{x}&=-\left(\frac{R_0A}{M}+\frac{R_a\,cos\gamma}{M}+\frac{4R_0\delta_1}{M\,R_\partial}+\frac{\delta N_k}{M\,R_k}\right)t+\\&+\left(\frac{L\,AH}{2\pi V\,M}+\frac{4L\,H\delta_1}{2\pi V\,M\,R_\partial}\right)cos\left(\frac{2\pi vt}{L}\right)+C_1.\end{aligned}\qquad(14)$$

Другий інтеграл цього рівняння буде дорівнювати:

$$\begin{aligned}x&=-\left(\frac{R_0A}{M}+\frac{R_a\,cos\gamma}{M}+\frac{4R_0\delta_1}{M\,R_\partial}+\frac{\delta N_k}{M\,R_k}\right)\frac{t^2}{2}+\\&+\left(\frac{L^2\,AH}{4\pi^2V^2M}+\frac{L^2\,H\delta_1}{\pi^2V^2\,M\,R_\partial}\right)sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)+C_1t+C_2.\end{aligned}\qquad(15)$$

Довільні сталі C_1 і C_2 знаходимо з початкових умов при $t=0$:

$$x=0,\ \dot{x}=0,\ y=0,\ \dot{y}=0.\qquad(16)$$

При цьому отримуємо наступні значення довільних сталих:

$$C_1=-\left(\frac{L\,AH}{2\pi V\,M}+\frac{2L\,H\delta_1}{\pi V\,M\,R_\partial}\right),\ C_2=0.\qquad(17)$$

Таким чином, перший інтеграл даного диференціального рівняння системи (13), що задовольняє початковим умовам (16), матиме наступний вигляд:

$$\dot{x} = -\left(\frac{R_0 A}{M} + \frac{R_a \cos\gamma}{M} + \frac{4R_0\delta_1}{M R_д} + \frac{\delta N_k}{M R_k}\right)t + \left(\frac{L AH}{2\pi V M} + \frac{2L H\delta_1}{\pi V M R_д}\right)\times$$
$$\times\cos\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) - \left(\frac{L AH}{2\pi V M} + \frac{2L H\delta_1}{\pi V M R_д}\right). \quad (18)$$

Другий інтеграл, тобто розв'язок даного рівняння, що задовольняє початковим умовам (16), матиме наступний вигляд:

$$x = -\left(\frac{R_0 A}{M} + \frac{R_a \cos\gamma}{M} + \frac{4R_0\delta_1}{MR_д} + \frac{\delta N_k}{MR_k}\right)\frac{t^2}{2} + \left(\frac{L^2 AH}{4\pi^2 V^2 M} + \frac{L^2 H\delta_1}{\pi^2 V^2 MR_д}\right)\times$$
$$\times\sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) - \left(\frac{LAH}{2\pi VM} + \frac{2LH\delta_1}{\pi VMR_д}\right)t. \quad (19)$$

Вираз (19) описує поступальні коливання агрегату вздовж осі Ox. Амплітуда зазначених коливань, як видно з виразу (19), знаходиться як коефіцієнт при функції $\sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)$.

Розглянемо далі друге диференціальне рівняння системи (13). При цьому позначимо $\sqrt{\frac{C_{П2}}{M}} = k$.

Тоді дане диференціальне рівняння набуде наступного вигляду:

$$\ddot{y} + k^2 y = -\frac{C_{П1} l_{П1}}{M} - g + \frac{BR_0}{M} + \frac{BH}{M}\sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) - \frac{R_a \sin\gamma}{M} + \frac{N_k}{M}. \quad (20)$$

Для зручності введемо наступні позначення:

$$-\frac{C_{П1} l_{П1}}{M} - g + \frac{BR_0}{M} - \frac{R_a \sin\gamma}{M} + \frac{N_к}{M} = D, \quad (21)$$

тоді диференціальне рівняння (20) набуде наступного вигляду:

$$\ddot{y} + k^2 y = \frac{BH}{M}\sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + D. \quad (22)$$

Рівняння (22) є лінійним диференціальним рівнянням другого порядку з постійними коефіцієнтами з правою частиною. Його розв'язок складається з розв'язку однорідного диференціального рівняння

$$\ddot{y} + k^2 y = 0 \quad (23)$$

і частинного розв'язку, що залежить від вигляду правої частини даного рівняння. Відомо, що диференціальне рівняння (23) має наступний розв'язок:

$$y_{одн.} = L_1 \sin kt + L_2 \cos kt. \quad (24)$$

Частинний розв'язок неоднорідного рівняння з правою частиною знаходимо у наступному вигляді:

$$y_{част.} = R\sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + S\cos\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + T, \quad (25)$$

де R, S і T – невідомі коефіцієнти.

Ці коефіцієнти знаходимо методом невизначених коефіцієнтів.

$$\dot{y}_{част.} = \frac{2R\pi V}{L} cos\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) - \frac{2S\pi V}{L} sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right), \tag{26}$$

$$\ddot{y}_{част.} = -\frac{4R\pi^2V^2}{L^2} sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) - \frac{4S\pi^2V^2}{L^2} cos\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right). \tag{27}$$

Підставляємо вирази (25) і (27) у рівняння (22), отримаємо:

$$\begin{aligned} &-\frac{4R\pi^2V^2}{L^2} sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) - \frac{4S\pi^2V^2}{L^2} cos\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + k^2R\, sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \\ &+k^2S\, cos\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + k^2T = \frac{BH}{M} sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + D. \end{aligned} \tag{28}$$

Прирівнюючи коефіцієнти при однакових тригонометричних функціях у (28), отримуємо наступну систему рівнянь:

$$\left.\begin{aligned} &\left(-\frac{4\pi^2V^2}{L^2} + k^2\right)R = \frac{BH}{M}, \\ &\left(-\frac{4\pi^2V^2}{L^2} + k^2\right)S = 0, \\ &k^2T = D. \end{aligned}\right\} \tag{29}$$

З системи (29) знаходимо:

$$\begin{aligned} &R = \frac{BH}{M\left(k^2 - \frac{4\pi^2V^2}{L^2}\right)}, \\ &S = 0, \\ &T = \frac{D}{k^2}. \end{aligned} \tag{30}$$

Підставляючи вирази (30) у вираз (25), знаходимо необхідний частинний розв’язок:

$$y_{част.} = \frac{BH}{M\left(k^2 - \frac{4\pi^2V^2}{L^2}\right)} sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \frac{D}{k^2},$$

або в більш зручному вигляді:

$$y_{част.} = \frac{L^2BH}{M\left(L^2k^2 - 4\pi^2V^2\right)} sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \frac{D}{k^2}. \tag{31}$$

Таким чином, загальний розв'язок диференціального рівняння (20) буде дорівнювати:

$$y = y_{одн.} + y_{част.},$$

або, враховуючи (24) і (31), отримуємо наступний вираз:

$$y = L_1 \sin kt + L_2 \cos kt + \frac{L^2 BH}{M\left(L^2k^2 - 4\pi^2V^2\right)} \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \frac{D}{k^2}. \tag{32}$$

Довільні сталі L_1 і L_2 знаходимо з початкових умов (16).

З виразу (32) при $t = 0$ отримуємо:

$$L_2 = -\frac{D}{k^2}.$$

Для знаходження сталої L_1 продиференціюємо вираз (32) за часом t. Матимемо:

$$\dot{y} = C_1 k \cos kt - C_2 k \sin kt + \frac{2\pi VLBH}{M\left(L^2k^2 - 4\pi^2V^2\right)} \cos\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right). \tag{33}$$

З виразу (33) при $t = 0$ знаходимо значення довільної сталої C_1:

$$C_1 = -\frac{2\pi VLBH}{kM\left(L^2k^2 - 4\pi^2V^2\right)}.$$

Отже, отримуємо розв'язок диференціального рівняння (22), який задовольняє початковим умовам (16):

$$\begin{aligned} y = &-\frac{2\pi VLBH}{kM\left(L^2k^2 - 4\pi^2V^2\right)} \sin kt - \frac{D}{k^2} \cos kt + \\ &+ \frac{L^2BH}{M\left(L^2k^2 - 4\pi^2V^2\right)} \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \frac{D}{k^2}. \end{aligned} \tag{34}$$

Вираз (34) описує поступальні коливання агрегату вздовж осі Oy за наявності збурювальної сили $R_0 + H \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)$ і відновлюваної сили $C_{П2} y$ пружини вібратора.

У виразі (34) перших два доданки описують вільні вертикальні коливання посівного агрегату, третій доданок – змушені вертикальні коливання цього агрегату. При цьому амплітуда вільних коливань, як видно з виразу (34), буде дорівнювати:

$$A_1 = \sqrt{\frac{4\pi^2V^2L^2B^2H^2}{k^2M^2\left(L^2k^2 - 4\pi^2V^2\right)^2} + \frac{D^2}{k^4}}, \tag{35}$$

а амплітуда змушених коливань знаходиться з наступного виразу:

$$B_1 = \frac{L^2BH}{M\left(L^2k^2 - 4\pi^2V^2\right)}. \tag{36}$$

Частота вільних коливань визначається наступним чином:

$$k = \sqrt{\frac{C_{П2}}{M}}, \tag{37}$$

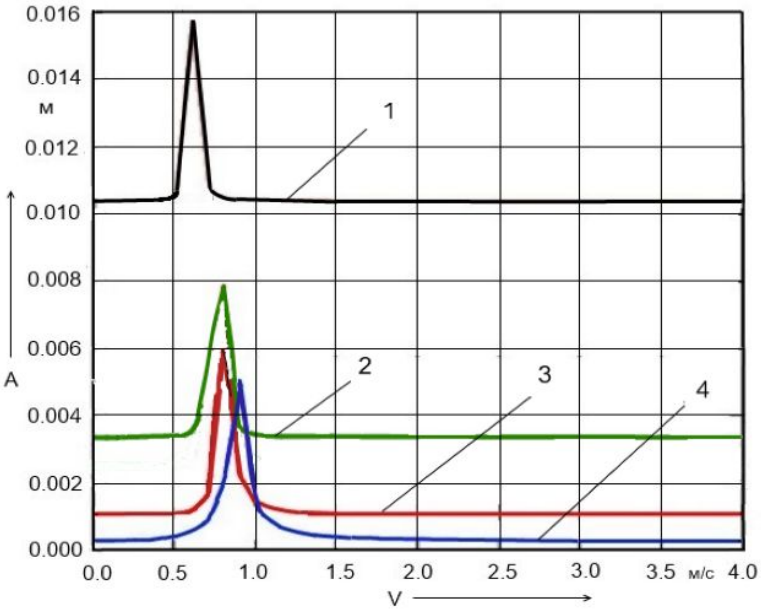
а частота змушених коливань, як відомо, дорівнює частоті збурювальної сили:

$$k_1 = \frac{2\pi V}{L}. \tag{38}$$

Таким чином, отримані вирази для визначення амплітуди (35), частоти вільних коливань (37) та амплітуди змушених коливань (36) лонжерона сошникового вузла в залежності від його основних конструкційних параметрів і режимів роботи при рівномірному переміщенні по нерівностям поверхні ґрунту. Зокрема, у зазначені вирази входять кількість зубів зубчастого розрізаючого диска, жорсткість пружин та швидкість поступального руху.

За отриманими кінцевими виразами амплітуди та частоти коливань лонжерона сошникового вузла проведемо чисельні розрахунки за допомогою ПЕОМ.

Згідно розробленої вище математичної моделі процесу взаємодії з ґрунтом комбінованого сошникового вузла з зубчастим розрізаючим диском і системою пружинних механізмів з натискною пружиною і додатковою пружиною автоколивань проведені розрахунки амплітуди віброколивань для оцінки стану системи і оптимізації, у подальшому, енергетичних характеристик універсальної сівалки. Побудована амплітудно-частотна характеристика сошникового вузла з зубчастим диском, установленим на двопружинній підвісці, при різних значеннях жорсткості пружин $C_{П1}$ і $C_{П2}$, Н/м, для визначення залежності амплітуди коливань А(V), м, від швидкості руху V, м/с. Проведення розрахунків виконано за допомогою програми MathCAD. Результати розрахунків наведені на рис. 3.



1 − Сп1 = 33270, Сп2 = 34600 (100% номінальної жорсткості);
2 − Сп1 = 50450, Сп2 = 51450 (75% номінальної жорсткості);
3 − Сп1 = 60000, Сп2 = 61000 (50% номінальної жорсткості);
4 − Сп1 = 67270, Сп2 = 68600 (25% номінальної жорсткості)

Рисунок 3 – Залежності амплітуди коливань сошникового вузла з зубчастим розрізаючим диском на двопружинній підвісці від швидкості його руху при жорсткості пружин, Н/м

Як видно із графіків, отримані резонансні величини амплітуди, коли частота збурень сошникового вузла співпадає з власною частотою при швидкостях від 0,5 м/с до 1,0 м/с, при подальшому збільшенні швидкості посівного агрегату від 1,2 м/с до 4 м/с спостерігаються стабільні показники його амплітуди.

Висновки.

1. Складена система диференціальних рівнянь поступальних коливань універсального комбінованого сошникового вузла з зубчастим диском, встановленим на вібраційній подвісці, які виникають під дією збурювальної сили, що генерується нерівностями поверхні ґрунту при рівномірному русі агрегату вздовж поля.
2. Отримано розв'язок зазначеної системи диференціальних рівнянь, який характеризує закон коливального руху лонжерона сошникового вузла вздовж осей прямокутної декартової системи координат.
3. Знайдені аналітичні вирази для визначення амплітуди і частоти зазначених коливань в залежності від конструкційних параметрів і кінематичних режимів роботи агрегату.
4. Отримана математична модель дозволить оцінити стан системи і оптимізувати енергетичні характеристики універсальної сівалки.

Список літератури

1. Селекційні сівалки Wintersteiger [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.wintersteiger.com.ua.
2. Домрачев В.А. Модернизация селекционной сеялки для посева по стерневому фону [Текст] / В.А. Домрачев, А.А. Кем, У.М. Сагалбеков, Б.У. Сагалбеков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2009. – №12. – С. 2-3.
3. Машины и лабораторное оборудование для селекционных работ в растениеводстве: справ. пособ. [Текст] / [В.П. Ситник, Я.С. Гуков, А.Л. Красниченко и др.]. – Воронеж: НПО "МОДЭК", 2010. – 432 с.
4. Педай Н.П. Комплексная механизация селекционно-опытных работ в России [Текст] / Н.П. Педай // Материалы 12-й Всемирной конференции по механизации полевых экспериментов. – М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2004. − С. 50-57.
5. Горобей В.П. Селекційна техніка для зернових і зернобобових культур [Текст] / В.П. Горобей, М.К. Лінник // Вісник аграрної науки. – 2012. – №11. – С. 49-53.
6. Погорілий В. Сошникові групи зернових сівалок для різних систем обробітку ґрунту [Текст] / В. Погорілий, Л. Шустік, С. Маринін, Л. Мазурик // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – Зб. наук. праць УкрНДІПВТ. – Дослідницьке. – 2009. – Вип. 13(27). – Кн. 1. – С. 198-205.
7. Гриссо Р. Сошники и диски – пехотинцы посевной [Текст] / Р. Гриссо, Д. Хольсхаузер, Р. Питмен // Зерно. – 2011. – № 9. – С. 144.
8. Коваль С. Тенденции развития конструкций зерновых сеялок [Текст] / С. Коваль, О. Митрофанов // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. - Зб. наук. праць УкрНДІПВТ. – Дослідницьке. - 2008. – Вип. 12(26). – С. 195-205.
9. Теорія вібраційних машин сільськогосподарського виробництва [Текст] / [М.В. Присяжнюк, В.В. Адамчук, В.М. Булгаков та ін.]. – К.: Аграрна наука. – 2013. – 374 с.
10. Бабицкий Л.Ф. Бионические направления разработки почвообрабатывающих машин [Текст] / Л.Ф. Бабицкий. – К.: Урожай, 1998. – 160 с.
11. Сисолін П. Нові сошники для якісної сівби зернових культур [Текст] / П. Сисолін , А.Бойко // Техніка АПК. – 2005. – №3-4. – С. 6-7.
12. Скурятин Н.Ф. Посевная секция зернотуковой сеялки [Текст] / Н.Ф.Скурятин, С.В. Мерецкий, А.В.Бондарев // Достижения науки и техники АПК. – 2008. – №9. – С. 48-50.
13. Белов В.В. О рабочей зоне механизма подвески сошников [Текст] / В.В.Белов, С.В. Белов // Техника в сельском хозяйстве. – 2007. – №5. – С. 10-12.

14. Лісовий І.О. Обгрунтування параметрів сошника для прямої сівби: автореф… ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» [Текст] / Іван Олександрович Лісовий; Кіровоградський національний технічний університет. – Кіровоград, 2013. – 20 с.
15. Пат. UA № 107775 МПК A 01 C 7/00 Сівалка навісна селекційно-насінницька СНС-16АП [Текст] / В.П. Горобей; заявник і патентовласник Горобей В.П.– № a201405418. – Заявлено 21.05.2014; опубл. 10.02.2015. – Бюл.№ 3.
16. Горобей В.П. Дослідження сошникового вузла для сівби зернових і зернобобових культур [Текст] / В.П.Горобей // Наукові праці ПФ НУБіП «КАТУ». Серія "Технічні науки". – Симферополь. – 2014. – Вып. 162. – С. 104-112.
17. Горобей В.П. Комплексные исследования вибрационных и тяговых параметров комбинированных рабочих органов сеялок [Текст] /В.П. Горобей, О.Е. Таримов, В.Ю. Москалевич // Проблемы конструирования, производства и эксплуатации сельскохозяйственной техники. - Материалы IX-й Межд. научн.-практ. конф. – Кировоград: КНТУ, 2013. − Вып.1. – С. 12-14.
18. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику [Текст] / М.П. Василенко . – Киев: Сельхозобразование, 1996. – 252 с.
19. Василенко П.М. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и машинных агрегатов): Учебное пособие [Текст] / П.М.Василенко, В.П. Василенко. – Киев: УСХА, 1980. – 137 с.
20. Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет [Текст] / [Б.Г. Турбин , А.Б. Лурье , С.М. Григорьев и др.]. – Ленинград: Машиностроение, 1967. – 583 с.

Vladimir Bulgakov, Prof., DSc., Ivan Golovach, Prof., DSc.
National University of Bio-resources and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine
Vasiliy Gorobey, PhD tech. sci.
Scientific-manyfacturing association "Selta" of National scientific centre "Institute of agriculture mechanization and electrification"of National academy of agricultural science of the Ukraine
Mikola Sviren, Prof., DSc.
Kirovograd national technical university, Kirovohrad, Ukraine

Building of mathematical model of vibration movement in soil of selection seeder tooth ploughshshare

Research invention is extend of technological possibilities of selection-seed-growing seeder, increasing(rising) of reliability of sowing technological process by diminish of energoexpenditure at the expense of using vibration interaction effect of working organ with soil by definition of rational construction parameters and kinematic regimes of aggregate work.

For developed construction of universal ploughshare unit with working organs, which mounted on vibration hanger and with complation in dependence from technology choice and for selection-seed-growing seeder it is developed theory of movement in soil of tooth cutting ploughshare disk. It is developed mathematical model of vibration movement in soil, put together with differential equations of horizontal and vertical progressive vibration movements of longeron of universal ploughshare unit with tooth cutting disk and system of spring mechanisms with pressing spring, a vibrator spring fordefinition of umplitude and frequency progressive aggregate vibration, studing and optimization construction parameters and kinematics regimes of aggregate work.

According to mathematical model put together with soil of universal ploughshare unit with tooth cutting disk and system of spring mechanisms it is developed calculations with the help of program MathCAD, it is constructed amplitude-frequency characteristics of ploughshare unit for further estimation of system state, energetic control, optimization of construction parameters and kinematic regimes of aggregate work.

seeder, universal combine ploughshare, tooth disk, spring, forse, soil reaction, differential equations vibration, sinusoidal law, amplitude, frequency

Одержано 06.11.15

УДК 62–752+62–755

В.В. Гончаров, доц., канд фіз.-мат. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна

Мінімізація тривалості перебігу перехідних процесів роторної машини з автобалансиром і нерухомою точкою

Аналітично досліджено тривалість перебігу перехідних процесів при настанні автобалансування в роторній машині, в якій ротор поміщений з можливістю обертатися навколо власної поздовжньої осі в корпус з нерухомою точкою і зрівноважується автобалансиром з багатьма корегувальними вантажами.

Показано, що тривалість перебігу перехідних процесів при настанні автобалансування зменшується при:

- збільшенні маси корегувальних вантажів, видовженності складеного ротора, швидкості обертання ротора (на великих крейсерських швидкостях);
- зменшенні швидкості обертання ротора (на малих крейсерських швидкостях).

Тривалість перебігу перехідних процесів суттєво зменшується при наближенні: видовженності складеного ротора до свого максимально допустимого значення; швидкості обертання ротора до резонансної швидкості.

ротор, корпус, дисбаланс, автобалансир, перехідні процеси, мінімізація

В.В. Гончаров, доц., канд. физ.-мат. наук
Кировоградский национальный технический университет, г. Кировоград, Украина

Минимизация продолжительности протекания переходных процессов роторной машины с автобалансиром и неподвижной точкой

Аналитически исследована продолжительность протекания переходных процессов при наступлении автобалансировки в роторной машине, в которой ротор помещен с возможностью вращаться вокруг собственной продольной оси в корпус с неподвижной точкой и уравновешивается автобалансиром со многими корригирующими грузами.

Показано, что продолжительность протекания переходных процессов при наступлении автобалансировки уменьшается при:

- увеличении: массы корригирующих грузов; удлиненности составного ротора; скорости вращения ротора (на больших крейсерских скоростях);
- уменьшении скорости вращения ротора (на малых крейсерских скоростях).

Продолжительность протекания переходных процессов существенно уменьшается при приближении: удлиненности составного ротора к своему максимально допустимому значению; скорости вращения ротора к резонансной скорости.

ротор, корпус, дисбаланс, автобалансир, переходные процессы, минимизация

Вступ. Ротори багатьох відцентрових машин – екстракторів, сепараторів, центрифуг, осьових вентиляторів і ін. – встановлені в корпус з можливістю обертатися, а уже корпус закріплений пружно-в’язко і здійснює неплоский рух. В цих машинах дисбаланс ротора змінюється в процесі виконання технологічних операцій, тому його доцільно зрівноважувати на ходу пасивними автобалансирами (АБ) [1,2].

Постановка проблеми. На даний момент практично немає робіт, в яких аналітично досліджуються перехідні процеси (ПП) при настанні автобалансування роторних машин з АБ та оцінюється час приходу корегувальних вантажів (КВ) в положення, в яких вони зрівноважують дисбаланс роторної машини.

© В.В. Гончаров, 2015

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш повний огляд літератури по пасивному автобалансуванню роторів наведений в [2]. Врахування цього огляду, більш пізніх публікацій і робіт [3–11] показує, що на сьогодні практично немає робіт, в яких аналітично досліджується ПП при автобалансуванні роторних машин, які здійснюють просторовий рух і мають нерухому точку (визначаються тільки умови настання автобалансування у вигляді критичних швидкостей, при переході через які настає або пропадає автобалансування).

В роботі [13] з використанням методу, запропонованого в [12], отримані корені характеристичного рівняння, за якими можна проводити оцінку тривалості перебігу ПП при настанні автобалансування роторної машини, яка має нерухому точку, з АБ із багатьма КВ.

Постановка задачі. Метою даної роботи є аналітична мінімізація тривалості перебігу ПП на основі отриманих в [13] коренів характеристичного рівняння для роторної машини, яка має нерухомою точкою, з одним АБ із багатьма КВ.

Для досягнення поставленої мети розв'язуються наступні задачі:

- отримується вираз, який залежить від трьох безрозмірних параметрів роторної машини і описує найменшу тривалість її ПП;
- досліджується вплив кожного з цих параметрів на тривалість ПП.

Виклад основного матеріалу.

1. Опис теоретико-механічної моделі роторної машини.

Осесиметричний ротор масою m_r встановлений в корпусі масою m_c і обертається відносно корпусу з постійною кутовою швидкістю ω навколо власної подовжньої осі, яка є його головною центральною віссю інерції (рис. 1). Корпус утримують опори: шарнірна – в точці O, завдяки якій ротор має нерухому точку O на поздовжній осі; дві пружні-в'язкі, властивості яких характеризують відповідні числа – k і b.

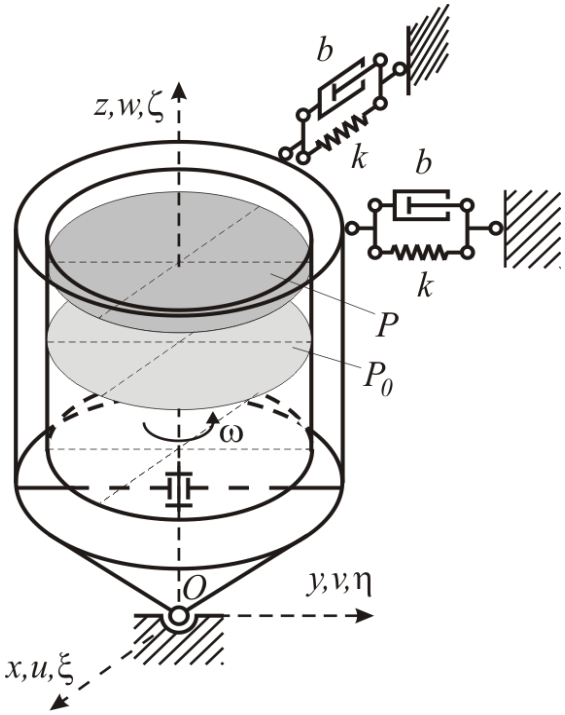


Рисунок 1 – Ротор з АБ в корпусі з нерухомою точкою

Джерело: побудовано автором на підставі [13, С. 73]

Рух ротора описується трьома системами осей: нерухомою – $Oxyz$; рухомими – $Guvw$ і $G\xi\eta\zeta$, жорстко зв'язаними відповідно з корпусом і ротором. У вихідному положенні всі три системи співпадають. Вісь Oz спрямована уздовж осі обертання ротора. У площині P_0 ($z = d_0 > 0$) розташований статичний дисбаланс $\mathbf{s}_0$ (рис. 1). У площині P ($z = d > 0$) ротор врівноважує АБ, який складається з n КВ (маятників, куль або циліндричних роликів).

Відносно системи осей $Ouvw$ тензори інерції ротора і корпусу мають вигляд $\mathbf{J}_r = \mathrm{Diag}(A_r, A_r, C_r)$, $\mathbf{J}_c = \mathrm{Diag}(A_c, A_c, C_c)$.

Як це прийнято в теорії пасивних АБ [1-13], дією сил тяжіння нехтуємо і вважаємо, що КВ не заважають рухатися один одному і, у випадку куль або роликів, мають радіуси набагато менше радіуса їх бігових доріжок. Маса КВ, а також сили в'язкого опору опор і сили, які протидіють відносному руху КВ вважаються малими величинами.

Відносному руху i-ої кулі або ролика (маятника) ($i = \overline{1,n}$) в АБ перешкоджає ньютонівська сила (момент сил) в'язкого опору, яка(ий) пропорційна(ий) b – коефіцієнту сил (моменту сил) в'язкого опору.

В роботі [13] показано, що перебіг ПП описується коренями $\lambda_{1,2}$ і $\lambda_{3,4}$ характеристичних рівнянь відповідно першого і нульового наближення відносно малого параметра $\tilde{m}$:

$$\lambda_{1,2} = -(1 \pm p)\tilde{m} / \tilde{b} \cdot \tilde{\omega}^4 / [(1 - \tilde{C})\tilde{\omega}^2 - 1], \ \lambda_{3,4} = -\tilde{b}, \tag{1}$$

де $\tilde{\omega} = \omega/\omega_0$, $\tilde{C} = C_r/A$, $\tilde{m} = mn/[2\kappa(m_c + m)]$, $\tilde{b} = b/(m\kappa\omega_0)$, $\omega_0 = \sqrt{k/A}$, $A = A_c + A_r$;

p – параметр АБ, який на встановленому русі при більше двох КВ в АБ є випадковою величиною і при фіксованих масо-інерційних параметрах роторної машини може приймати будь-яке значення на області $[0; 1]$, яке визначається поточним розташуванням КВ в АБ на встановленому русі з сім'ї таких рухів;

κ – коефіцієнт, який характеризує кінетичну енергію обертального руху КВ.

2. Мінімізація тривалості перебігу ПП роторної машини

Тривалість перебігу ПП визначається найбільшою дійсною частиною коренів (1), тобто значенням $\lambda_м = \max(\mathrm{Re}\lambda_i), / i = \overline{1,4} /$. Вона буде тим меншою чим менше значення $\lambda_м$.

З (1) слідує, що

$$\lambda_м = \begin{cases} -\tilde{b}_{кр}^2 / \tilde{b}, & \text{при} \quad \tilde{b} \ge \tilde{b}_{кр}, \\ -\tilde{b}, & \text{при} \quad \tilde{b} < \tilde{b}_{кр}, \end{cases} \tag{2}$$

де $\tilde{b}_{кр} = \sqrt{\tilde{m}(1 - p) / [(1 - \tilde{C})\tilde{\omega}^2 - 1]}\tilde{\omega}^2$. (3)

З (2) слідує, що $\min \lambda_м = -\tilde{b}_{кр}$, тому задача мінімізації тривалості перебігу ПП зводиться до дослідження параметра $\tilde{b}_{кр}$ на найбільше значення. Оскільки параметр p при більше 2-х КВ в АБ не є конструктивним параметром (до початку роботи роторної машини йому не можна надати певного фіксованого значення), то вираз $\tilde{b}_{кр}$ є функцією трьох безрозмірних параметрів $\tilde{\omega}, \tilde{C}, \tilde{m}$, які можна корегувати. Визначимо вплив

кожного з цих параметрів на вираз $\widetilde{b}_{\text{кр}}$ і знайдемо максимальне значення $\widetilde{b}_{\text{кр}}$.

2.1. Вплив маси КВ ($\widetilde{m}$) на тривалість перебігу ПП

З (3) слідує що, параметр $\widetilde{b}_{\text{кр}}$ є монотонно зростаючим по $\widetilde{m}$, тому тривалість перебігу ПП буде найменшою при найбільшому значенні параметру $\widetilde{m}$, при якому його ще можна вважати малою величиною.

2.2. Вплив видовженності ($\widetilde{C}$) складеного ротора на тривалість перебігу ПП

З (3) слідує, що область визначення параметра $\widetilde{C}$ - $\widetilde{C} \in (0; 1-1/\widetilde{\omega}^2)$ і параметр $\widetilde{b}_{\text{кр}}$ є монотонно зростаючим по $\widetilde{C}$.

Тому тривалість перебігу ПП тим менша, чим коротший ротор, і вона суттєво зменшується при наближенні параметра $\widetilde{C}$ до свого максимального допустимого значення – $\widetilde{C} \to 1-1/\widetilde{\omega}^2$ (при цьому крейсерська швидкість наближається до резонансної швидкості).

2.3. Вплив швидкості обертання ($\widetilde{\omega}^2$) складеного ротора на тривалість перебігу ПП

З (3) слідує, що

$$(\widetilde{b}_{\text{кр}})'_{\widetilde{\omega}^2} = \sqrt{\widetilde{m}(1-p)}\,/\,2\cdot[(1-\widetilde{C})\widetilde{\omega}^2-2]/\sqrt{[(1-\widetilde{C})\widetilde{\omega}^2-1]^3}\ ,$$

тобто вираз $\widetilde{b}_{\text{кр}}$ має максимум при $\widetilde{\omega}^2 = 2/(1-\widetilde{C}) = \widetilde{\omega}^2_{\widetilde{b}}$ і

$$(\widetilde{b}_{\text{кр}})'_{\widetilde{\omega}^2} > 0 \text{ при } \widetilde{\omega}^2 > \widetilde{\omega}^2_{\widetilde{b}} \text{ та } (\widetilde{b}_{\text{кр}})'_{\widetilde{\omega}^2} < 0 \text{ при } \widetilde{\omega}^2 < \widetilde{\omega}^2_{\widetilde{b}}\,.$$

Таким чином, тривалість перебігу ПП: а) зменшується при збільшенні швидкості обертання ротора (на великих крейсерських швидкостях - $\widetilde{\omega}^2 > \widetilde{\omega}^2_{\widetilde{b}}$); б) суттєво зменшується при зменшенні швидкості обертання ротора і наближенні її до резонансної швидкості - $\widetilde{\omega}^2 \to \widetilde{\omega}^2_{\text{рез}} = 2/(1-\widetilde{C})$ (на малих крейсерських швидкостях - $\widetilde{\omega}^2_{\text{рез}} < \widetilde{\omega}^2 < \widetilde{\omega}^2_{\widetilde{b}}$).

Висновки. В результаті досліджень встановлено, що тривалість перебігу ПП:

- зменшується при: збільшенні маси КВ; збільшенні видовженності ротора; зростанні швидкості обертання ротора (на великих крейсерських швидкостях); спаданні швидкості обертання ротора (на малих крейсерських швидкостях).

- суттєво зменшується при: наближенні видовженності складеного ротора до свого максимально допустимого значення; наближенні швидкості обертання ротора до резонансної швидкості.

Список літератури

1. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия [Текст] / А.А. Гусаров – М.: Наука, 2002. –119 с.
2. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами [Текст] / Г.Б. Філімоніхін. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
3. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы [Текст] / В.П. Нестеренко – Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1985. – 84 с.
4. Sperling L. Self-synchronization and automatic balancing in rotor dynamics [Текст] / L. Sperling, F. Merten, H. Duckstein // Int. J. Rotating Machinery. – 2000. – V. 6. – № 4. – P. 275–285.
5. Sperling L. Simulation of two-plain automatic balancing of a rigid rotor [Текст] / L. Sperling, B. Ryzhik,

Ch. Linz, H. Duckstein // Mathematics and Computers in Simulation – 2002. – V. 58. – № 4–6, – P. 351–365.
6. Sperling L. Single-Plain Auto-Balancing of Rigid Rotors [Текст] / L. Sperling, B. Ryzhik, H. Duckstein // Technische Mechanic. – 2004. – V. 24. – № 1. – P. 1–24.
7. Green K. Bifurcation analysis of an automatic dynamic balancing mechanism for eccentric rotors [Текст] / K. Green, A.R. Champneys, N.J. Lieven // Journal of Sound and Vibration, Volume 291, Issues 3–5, 4 April 2006, Pages 861-881.
8. Lu Chung-Jen. Analytical study of the stability of a two-ball automatic balancer [Текст] / Lu Chung-Jen, Wang Ming-Cheng, Huang Shih-Hsuan. // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2009. – V. 23. – Iss. 3. – P. 884–896.
9. Bolton J.N. Single- and dual-plane automatic balancing of an elastically mounted cylindrical rotor with considerations of coulomb friction and gravity: Diss. … degree of Dr. of Philosophy in Engineering Mechanics [Текст] / J.N. Bolton – Blacksburg, Virginia, 2010. – 317 p.
10. Rodrigues D.J. Two-plane automatic balancing: A symmetry breaking analysis [Текст] / D.J. Rodrigues, A.R. Champneys, M.I. Friswell, R.E. Wilson // International Journal of Non-Linear Mechanics. – 2011. – V. 46. – Iss. 9. – P. 1139–1154.
11. Mousa Rezaee, Reza Fathi. Improving the working performance of automatic ball balancer by modifying its mechanism [Текст] / Mousa Rezaee, Reza Fathi. // Journal of Sound and Vibration, Available online 29 August 2015.
12. Філімоніхін Г.Б. Методика складання диференціальних рівнянь руху роторних систем з автобалансирами і її застосування до системи ротор – масивний корпус – автобалансир [Текст] / Г.Б. Филимонихин, В.В. Гончаров // Збірник наукових праць КНТУ. – 2009. – Вип. 22. – С. 357–363.
13. Филимонихин Г.Б. Уравновешивание автобалансиром ротора в упруго-вязко закрепленном корпусе с неподвижной точкой [Текст] / Г.Б. Филимонихин, В.В. Гончаров // Известия Томского политехнического университета. – 2014, т. 324, № 2, С. 71–77.

Valery Honcharov, Assos. Prof., PhD phys. & math.
Kirovograd National Technical University, Kirovograd, Ukraine

Minimizing of the duration of the transient processes of rotor machine with auto balancer and a fixed point

The passive auto-balancers used for balancing many rotors. At the moment, virtually no studies of transition processes upon the occurrence of auto-balancing of rotating machines with auto-balancers.

In this paper the duration of the transient processes at the occurrence of auto-balancing in rotor machine in which the rotor is placed with the possibility to rotate around its longitudinal axis in the corps with a fixed point and is balanced by auto-balancer with many corrective loads is analytically investigated.

It is shown that the duration of the transition processes at the occurrence of auto-balancing is reduced when: the weight of corrective loads, elongation of composite rotor, rotor speed (at high cruising speeds) are increased; reducing of the rotor speed (at low cruising speeds). The duration of the transient processes is significantly reduced when approaching: of elongation of composite rotor to its maximum permissible value; of rotor speed to a resonance speed.

rotor, corps, imbalance, auto-balancer, transition processes, minimizing

Одержано 09.10.15

УДК 621.644:621.833.15

Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, А.А. Матвиенко, доц., канд. техн. наук, Р.А. Осин, доц., канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина

Экспериментальные исследования спектров шума шестеренного насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления

В статье приведены результаты испытаний шумовых характеристик экспериментального шестеренного насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления. Исследованы уровни звука, спектры шума экспериментального насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления, а также серийного насоса аналогичного типоразмера при разных режимах их работы. Выполнен сравнительный анализ шумовых характеристик насосов при разных нагрузках с целью оценки эффективности использования зубчатого зацепления с повышенным коэффициентом перекрытия в шестеренных насосах с целью снижения шума.
зубчатое зацепление, шестеренный насос, шум

Ю.В. Кулєшков, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, О.О. Матвієнко, доц., канд. техн. наук, Р.А. Осін, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Експериментальні дослідження спектрів шуму шестеренного насосу з підвищеним коефіцієнтом перекриття зубчатого зачеплення

В статті наведені результати випробовувань шумових характеристик експериментального шестеренного насоса з підвищеним коефіцієнтом перекриття зубчатого зачеплення. Досліджено рівні звуку, спектри шуму експериментального насосу з підвищеним коефіцієнтом перекриття зубчатого зачеплення, а також серійного насосу аналогічного типорозміру при різних режимах їх роботи. Виконано порівняльний аналіз шумових характеристик насосів при різних навантаженнях з метою оцінки ефективності використання зубчатого зачеплення з підвищеними коефіцієнтом перекриття в шестеренних насосах з метою зниження шуму.
зубчасте зачеплення, шестеренний насос, шум

Постановка проблемы. Снижение шума и вибраций является актуальной проблемой в машиностроении. Решение данной проблемы позволит обеспечить здоровые условия труда на производстве и увеличить производительность труда.

Шестеренные насосы (НШ), выпускаемые на сегодняшний день промышленностью, характеризуются высокими техническими показателями, однако обладают высоким уровнем шума, что обуславливает повышенную утомляемость оператора промышленного оборудования или транспортной системы, в которой используется насос.

Данная работа посвящена экспериментальному исследованию шума в НШ и разработке мероприятий по его снижению, следовательно, является актуальной.

Анализ последних исследований и публикаций. В работах [1, 2, 3] отмечается, что основным источником шума шестеренных насосов (НШ) является зубчатое зацепление.

© Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, А.А. Матвиенко, Р.А. Осин, 2015

Причинами высокого уровня шума зубчатых зацеплений является соударение зубьев при их сопряжении и размыкании в результате механических колебаний зубчатых колес и зубьев, возникающих вследствие переменности нагрузки, упругой податливости зубьев и привода, а также погрешностей изготовления и сборки передач.

На уменьшение шума в зубчатых зацеплениях очень часто влияют геометрические, инерционно-жёсткостные, технологические и другие факторы при их изготовлении [1, 2, 3].

Одним из способов снижения уровня шума в зубчатых передачах является увеличение коэффициента перекрытия [1, 2, 3]. Шум передачи можно снизить, если при проектировании обеспечить коэффициент перекрытия выше 1. В литературных источниках [12] утверждается, что при коэффициенте перекрытия равном 2,0 обеспечивается наиболее бесшумная работа зацепления.

Для реализации зубчатого зацепления с повышенным перекрытием был выполнен расчет параметров зубчатого зацепления с максимально возможным увеличенным коэффициентом перекрытия, при условии сохранения размеров других сопрягаемых деталей насоса.

Для проведения оценки внесенных конструктивных изменений на уровень шума насоса были проведены экспериментальные исследования шумовых характеристик экспериментального насоса с повышенным коэффициентом зацепления при различных режимах его работы.

Постановка задачи. Целью исследований являются экспериментальные исследования уровня звука по линиям спектра экспериментального НШ с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления и его сравнение с уровнем звука серийного насоса.

Методика исследований. Базируясь на теоретических и поисковых экспериментальных исследованиях, была разработана конструкция НШ с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления.

Для проведения сравнительного анализа использовали серийный насос, близкий по параметрам к экспериментальному по объему рабочей камеры и давлению. Для сравнения функциональных характеристик насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления использовали серийный насос НШ-32УК-3.

В процессе экспериментальных исследований проверяли работоспособность экспериментального насоса путем определения его основных технических характеристик, а также исследовали влияния предложенных конструктивных изменений на шумовые характеристики экспериментального насоса.

В соответствии с разработанной программой экспериментальных исследований были определены акустические характеристик экспериментальных и серийного насосов и произведено их сравнение с характеристиками серийного насоса.

В частности, экспериментальные исследования акустических характеристик насосов включали следующие этапы:

а) определение уровня звука, излучаемого насосом в присутствии помех (шум привода стенда), на разных нагрузочных и скоростных режимах;

б) определение уровней звукового давления и звуковой мощности в октавных полосах частот, излучаемых экспериментальными насосами в присутствии помех (шум привода стенда) на разных нагрузочных и скоростных режимах;

в) определение уровня звука стенда, как характеристики помех на разных скоростных режимах;

г) определение уровней звукового давления и звуковой мощности стенда в октавных полосах частот на разных скоростных режимах;

д) определение уровней звука насосов и сравнение их с допустимыми

значениями;

е) определение уровней звуковой мощности, излучаемой насосами по октавным полосам частот;

ж) анализ спектров полученных сигналов с целью оценки эффективности разных конструктивных решений по снижению шума.

Из приведенных этапов п. *в* и *г* являются промежуточными и необходимы для вычисления уровней звука насоса и уровней звуковой мощности насоса в октавных полосах.

Испытания проводились по стандартной методике в соответствии с ГОСТ 12.1.026-80.

Экспериментальные исследования проводились техническим методом [11] на испытательном участке после рабочего дня без дополнительной звукоизоляции объекта при постоянной температуре воздуха в слышимом диапазоне. Измерение частот проводилось в интервале от 63 Гц до 8 кГц.

При испытании изделий применяли стенд НШ ККД - 6 (DS 1036-4/N), обеспечивающий привод НШ, его нагружение и определение основных технических характеристик НШ.

Измерительная часть стенда содержит шумомер ВШВ-003М2 1 класса точности по ГОСТ 17187-81 для точных лабораторных и натурных экспериментов, предназначенный для измерения уровня шума по частотным характеристикам АВС (СТ СЭВ 1351 - 78), с пределом измерений 25-140 дБА

Полученные характеристики сравнивались с аналогичными характеристиками серийного насоса, а также с требованиями ГСТУ 3-25-180-97.

Изложение материала с полным обоснованием полученных научных результатов.

При проектировании насоса с шестернями с увеличенным коэффициентом перекрытия был использован принцип минимальных изменений в конструкции насоса. Ведь известно, что иногда даже малые изменения влекут за собой существенную переделку всей конструкции.

В качестве базового насоса был выбран шестеренный насос типа НШ-32УК-3.

В результате синтеза было разработано зубчатое зацепление, параметры которого представлены в табл. 1.

Таблица 1 - Геометрические параметры экспериментального НШ в сравнении с серийным насосом НШ-32УК-3

Параметры экспериментального шестеренного насоса	Значения параметров зубчатого зацепления	
	серийный насос НШ 32УК-3	экспериментальный насос
1. Модуль m, мм	5	4,5
2. Число зубьев z	8	10
3. Межцентровое расстояние A, мм	45	45
4. Угол зацепления α, град	33,35	20
5. Угол начального профиля α_0, град	20	20
6. КПЗ ξ	0,6236	-0,055
7. Толщина вершины зуба шестерни S_e, мм	1,0	0,80
8. Шаг зацепления t_0, мм	14,76	13,28
9. Диаметр шестерен D_e, мм	55,0	56,02
10. Угол вершины эвольвенты γ_e, град	46,89	37,20
11. Коэффициент перекрытия зубчатого зацепления ε	1,044	1,61

Продолжение таблицы 1

12. Диаметр впадин шестерен D_i, мм	34,5	31,72
13. Диаметр цапф d_z, мм	25	25
14. Ширина торцевого пояска уплотнителя h, мм	4,75	3,36
15. Длина большей оси $G = A + D_e$, мм	100,0	101
16. Площадь зуба шестерен S_z, мм^2	83,2	83,25
17. Площадь МЗВ шестерен S_w, мм^2	106,0	100,65
20. Ширина шестерен b, мм	22	22
21. Рабочий объем насоса V_0, см^3	32,0 100%	36,456 114%

Источник: разработано авторами

Зубчатое зацепление экспериментального насоса представлено на рис. 1.

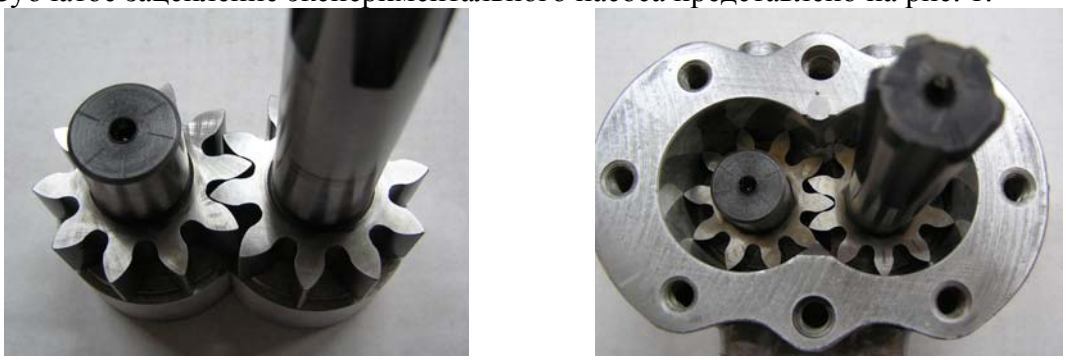


Рисунок 1 – Зубчатое зацепление экспериментального шестеренного насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления

Источник: разработано авторами

Исследование зависимости уровня звука от давления рабочей жидкости. Результаты экспериментальных исследований уровней звука насоса с повышенным коэффициентом перекрытия на разных нагрузочных и скоростных режимах представлены на рис. 2-8.

На рис. 2 показаны графики зависимости уровней звука экспериментального насоса от давления рабочей жидкости при основных скоростных режимах насоса.

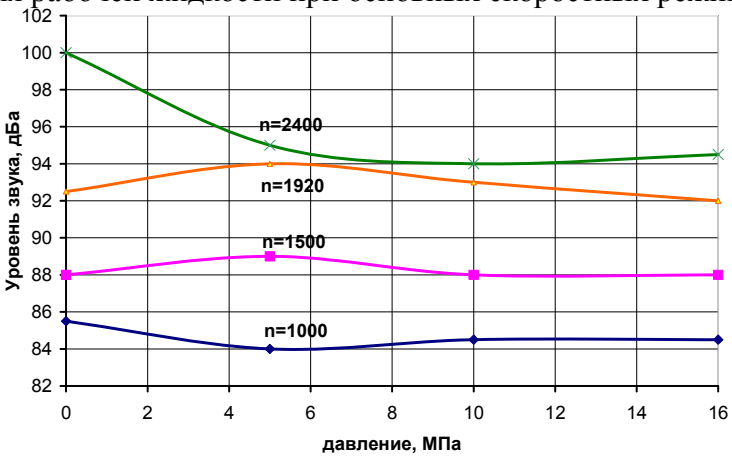


Рисунок 2 – Зависимость уровня звука экспериментального насоса с повышенным коэффициентом перекрытия от давления рабочей жидкости

Источник: разработано авторами

При испытаниях насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления установлено, что на всех скоростных режимах, кроме максимального (n=2400 об/мин) влияние давления на уровень звука не значительно. Более того, при увеличении давления до 16 МПа наблюдается падение уровня звука.

Наибольший уровень звука для данного насоса наблюдается при частоте вращения n=2400 об/мин и давлении 0,0 МПа (рис. 2).

Также, проведен ряд исследований шумовых характеристик (уровней звука) экспериментального насоса при различных оборотах. Результаты представлены на рис. 3.

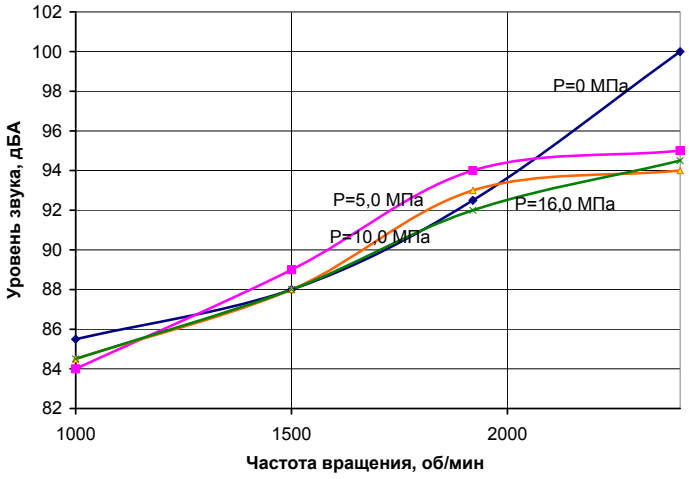


Рисунок 3 – Зависимость шумовых характеристик насоса от частоты вращения при разных давлениях рабочей жидкости

Источник: разработано авторами

При увеличении частоты вращения от 1000 до 2400 об/мин уровень звука возрастает на 9…14,5 дБ (рис. 3). При этом, следует отметить, что изменение давления рабочей жидкости не существенно влияет на акустические характеристика данного насоса.

Следует отметить, что на максимальных оборотах (2400 об/мин) уровень звука при нулевом давлении рабочей жидкости выше, чем при других нагрузочных параметрах. Этот факт можно объяснить прижатием деталей качающего узла насоса между собой, и таким образом, снижением колебаний деталей.

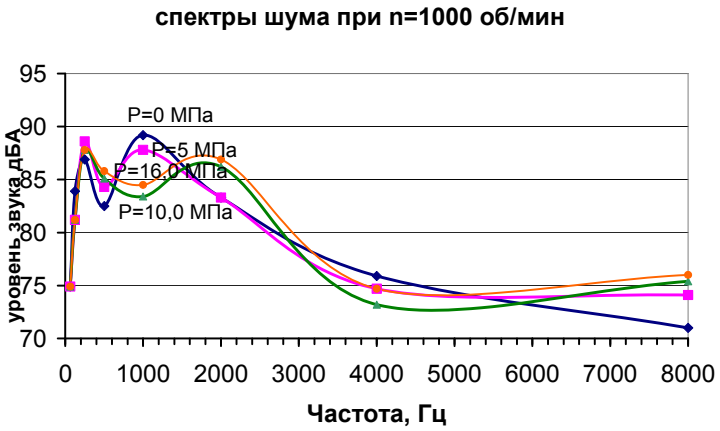


Рисунок 4 – Спектры шума насоса с повышенным коэффициентом перекрытия при разных давлениях и частоте вращения n=1000 об/мин

Источник: разработано авторами

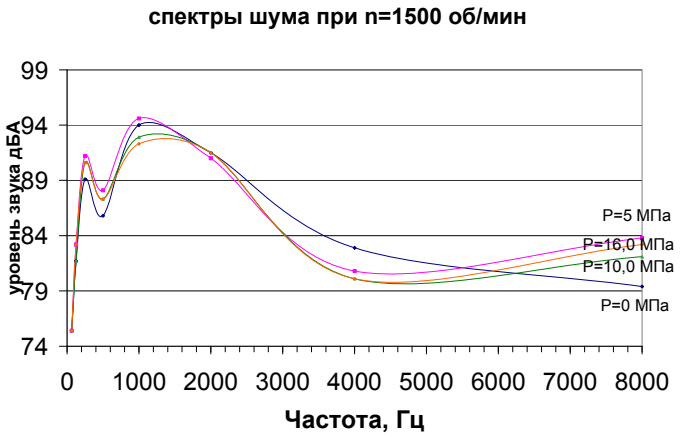


Рисунок 5 – Спектры шума насоса с повышенным коэффициентом перекрытия при разных давлениях и частоте вращения n=1500 об/мин

Источник: разработано авторами

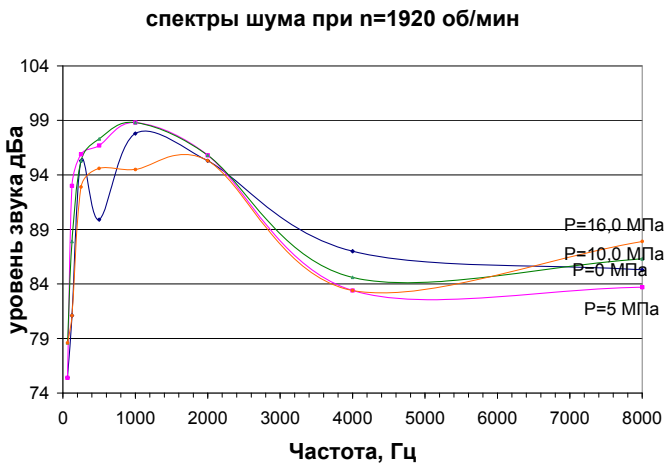


Рисунок 6 – Спектры шума насоса с повышенным коэффициентом перекрытия при разных давлениях и частоте вращения n=1920 об/мин

Источник: разработано авторами

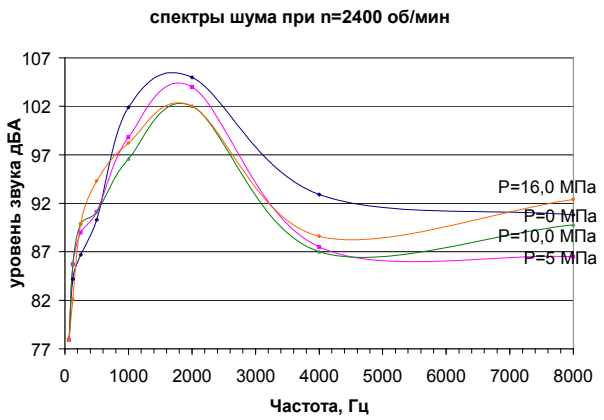


Рисунок 7 – Спектры шума насоса с повышенным коэффициентом перекрытия при разных давлениях и частоте вращения n=2400 об/мин

Источник: разработано авторами

Спектры шума насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления имеют два характерных пиковых значения.

Зубцовые частоты при частоте зубьев z=12 для данного насоса имеют следующие значения при n=1000 об/мин $f_{зубц}$=200 Гц, при n=1500 об/мин $f_{зубц}$=300 Гц, при n=1920 об/мин $f_{зубц}$=384 Гц; при n=2400 об/мин $f_{зубц}$=480 Гц.

Судя по частотам, на которых проявляются пики (рис. 4-6), одно из пиковых значений проявляется на частотах 200-480 Гц (в зависимости от скоростного режима), что является результатом контактов зубьев. Второе пиковое значение имеет наибольшие значения и появляется на частотах от 1000 Гц до 1500 Гц в зависимости от скоростного режима испытания. Источник данного шума неизвестен.

Сравнение шумовых характеристик насосов при разной нагрузке. Результаты испытаний шумовых характеристик экспериментального насоса в зависимости от давления и его сравнительный анализ с данными серийного насоса представлены на рис. 8-9. Сравнения проводим на номинальной частоте вращения насоса.

Результат испытаний шумовых характеристик экспериментального и серийного насосов в зависимости от давления представлен на рис. 8, в зависимости от частоты вращения – на рис. 9.

Судя по графикам (рис. 8), при давлениях рабочей жидкости 4…16 МПа уровень звука экспериментального насоса ниже, чем серийного.

При максимальном давлении рабочей жидкости (16,0 МПа) разница в уровне шума составляет порядка 3,5…4 дБ.

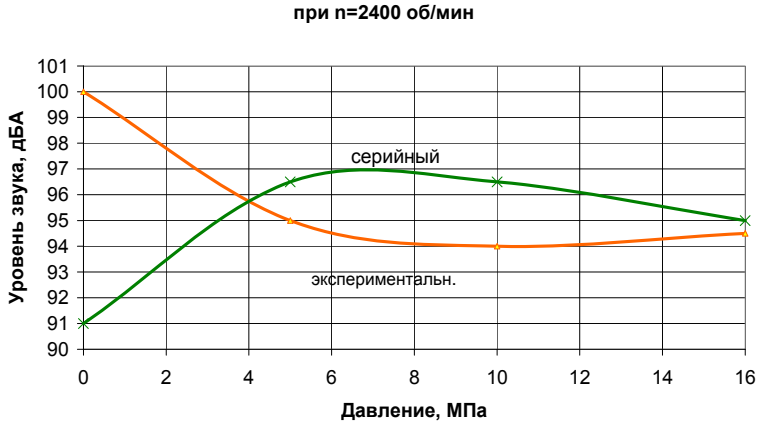


Рисунок 8 – Зависимость уровня звука от давления (при n=2400 об/мин)
Источник: разработано авторами

При испытаниях на максимальном нагрузочном режиме (P=16,0 МПа) во всем диапазоне оборотов экспериментальный насос имеет уровень звука меньший, чем серийный насос (рис. 9).

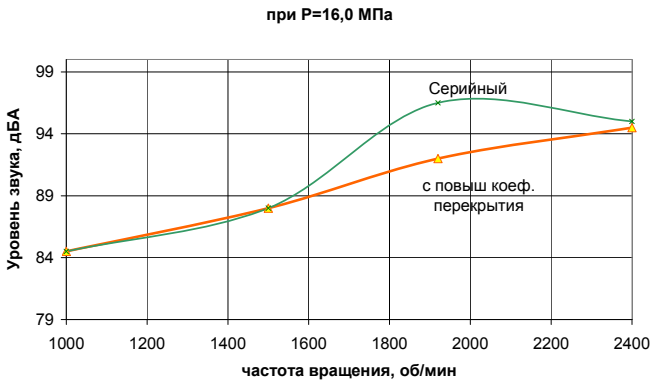


Рисунок 9 – Зависимость уровня звука от частоты вращения (при P=16,0 МПа)
Источник: разработано авторами

Разница в уровне звука серийного и экспериментального насос колеблется в пределах 0,5…4,5 дБА в зависимости от скоростного режима работы.

Выводы.

1. Применение зубчатого зацепления с повышенным коэффициентом перекрытия в шестеренных насосах позволяет при минимальных затратах значительно снизить уровень излучаемого шума и, таким образом, улучшить условия работы оператора оборудования, в котором этот насос используется.

2. Насос с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления имеет максимальные значения уровня звука (100 дБА) при частоте вращения *n*=2400 об/мин и давлении 0,0 МПа, при увеличении давления уровень звука данного насоса уменьшается. При возрастании давления (на других скоростных режимах) уровень звука практически не меняется. Шумность насоса данной конструкции в большей степени зависит от частоты вращения. С увеличением частоты вращения уровень звука возрастает на 9…14,5 дБ.

3. Спектры насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления имеют два характерных пиковых значений. Судя по частотам, на которых проявляются пики, одно из пиковых значений проявляется на частотах около 200-480 Гц (в зависимости от скоростного режима), что является результатом контактов зубьев. Второе пиковое значение имеет наибольшие значения и появляется на частотах от 1000 Гц до 1500 Гц в зависимости от скоростного режима испытания. Источник данного шума неизвестен.

3. Сравнительный анализ экспериментального и серийного насосов позволяет утверждать, что уровень шума экспериментального насоса при давлениях рабочей жидкости 4…16 МПа ниже, чем серийного, и только при нулевом давлении имеет более высокие значения. При испытаниях на максимальном нагрузочном режиме (P=16,0 МПа) во всем диапазоне оборотов экспериментальный насос имеет уровень звука меньший, чем серийный насос. Разница в уровне звука серийного и экспериментального насос колеблется в пределах 0,5…4,5 дБА в зависимости от скоростного режима работы.

Список литературы

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика [Текст]: [справочное пособие] / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1977. – 672 с.
2. Рыбкин Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков [Текст] / Е.А. Рыбкин , А.А. Усов – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
3. Леонов А.Е. Насосы гидравлических систем и машин [Текст] / А.Е. Леонов. – М.: Машгиз, 1960. – 226 с.
4. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет [Текст] / Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
5. Рыбкин Е.А. Исследование и разработка конструкций шестеренных насосов [Текст] / Рыбкин Е.А., Усов А.А. – ЭНИМС, 1956. –178 с.
6. Борьба с шумом на производстве: Справочник под. ред Е.Я.. Юдина М.: Машиностроение 1985. – 400 с.
7. Кулешков Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен [Текст] / [Кулешков Ю.В., Черновол М.И., Без О.В., Титов Ю.А.] //Теория, конструкция и расчет.- Монография. – Кировоград: «КОД», 2009 – 243 с.
8. Кулешков Ю.В. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса. / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко О.О. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація». – Кіровоград, КНТУ, 2008 – № 21 – С. 253 – 262.
9. Исследование закономерностей изменения геометрических параметров зубчатого зацепления шестеренного насоса [Текст] / Кулешков Ю.В., М.И. Черновол, Т.В. Руденко и др. //Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2014. – вип. 44. – С. 31-41.

10. Скворчевский Е.А. Проектирование и изготовление гидроприводов машин с учётом обеспечения минимального уровня шума [Текст] / Е.А. Скворчевский, Ю.И. Пеккер. – М.: Мосстанкин, 1979. – 120 с.
11. ГОСТ 12.1.026-80. Шум. Определение шумовых характеристик источников шума в свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью. Технический метод.
12. Мельников, В.З. Динамика и шум зубчатых передач : Учебное пособие [Текст] / В. З. Мельников, Моск. гос. индустр. ун-т (МГИУ) . – М. : Изд-во МГИУ, 2010 . – 67 с.

Yuriy Kuleshkov, Prof., DSc., Timofey Rudenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Mikhail Krasota, Assos. Prof., PhD tech. sci., Alexandr Matvienko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Ruslan Osin, Assos. Prof., PhD tech. sci.
Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

Experimental Research of the Noise Spectrums of a Gear Pump with the Increased Overlapping Coefficient

The objective of the work is the experimental testing of the noise level by the lines of spectrum of the experimental gear pump with helical toothing and the comparison with the noise level of a serial pump.

The article presents the results of tests of noise characteristics of the experimental gear pump with the increased overlapping coefficient. The levels of noise, noise spectrums of the experimental gear pump with the increased overlapping coefficient and a serial pump of the analogical size with straight toothing were investigated using different operating modes. The comparative analysis of noise characteristics of the pumps under different load was carried out in order to estimate the efficiency of using increased overlapping coefficient in gear pumps from the point of view of noise reduction.

The researching of the sound level of experimental pump showed, that the using of gearing with increased ratio of overlap allows to decrease the noise level that radiated. Mainly the noise level is influenced by speed mode of work, with increasing the frequency of rotation the sound level of a pump increasing by 9…14.5 dB.

Comparative analysis of experimental and serial pumps allows to approve, that the level of noise of experimental pump with lower pressure of working liquid 4..16 MPa, and only with zero pressure has higher value. In tests on the maximal loading mode (P=16,0 MPa) in all diapason of rotation experimental pump has lower sound level, than a serial pump. Difference in the sound level of a serial pump and experimental pump is located within 0.5…4.5 dB depending on speed work mode.

toothing, gear pump, noise

Одержано 04.11.15

УДК 631.354.2.026

Д.Г. Войтюк, проф., канд. техн. наук, чл.-кор. НААН України, С.В. Смолінський, доц., канд. техн. наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна

Щодо обґрунтування перспективної схеми стеблепідіймачів жатки зернозбирального комбайна

В статті розроблено техніко-технологічні принципи вдосконалення пасивних стеблепідіймачів жатки зернозбирального комбайна на основі аналізу процесу піднімання стебел по їх поверхні та обґрунтовано перспективну схему стеблепідіймача, застосування якого забезпечуватиме якісне копіювання поверхні поля та повне підбирання стебел зернових культур незалежно від величини полеглості.

збирання зернових культур, полеглі стебла, жатка зернозбирального комбайна, стеблепідіймач

Д.Г. Войтюк, проф., канд. техн. наук, чл.-кор. НААН України, С.В. Смолинский, доц., канд. техн. наук
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г. Киев, Украина

Относительно обоснования перспективной схемы стеблеподъемников жатки зерноуборочного комбайна

© Д.Г. Войтюк, С.В. Смолінський, 2015

В статье разработаны технико-технологические принципы совершенствования пассивных стеблеподъемников жатки зерноуборочного комбайна на основании анализа процесса поднятия стеблей по их поверхности и обосновано перспективную схему стеблеподъемника, применение которого будет обеспечивать качественное копирование поверхности поля и полное подбирание стеблей зерновых культур независимо от величины полеглости.
уборка зерновых культур, полеглые стебли, жатка зерноуборочного комбайна, стеблеподъемник

Постановка проблеми. При збиранні полеглих зернових культур існують істотні технологічні і технічні складності, що призводять до значних втрат врожаю. Основними шляхами підвищення ефективності збирання полеглих зернових культур є створення селекціонерами невилягаючих сортів та вдосконалення конструкторами і науковцями конструктивно-технологічних схем зернозбиральних комбайнів для якісної роботи при різних умовах збирання.

Для якісного збирання полеглого хлібостою зернових культур необхідно забезпечити технологічне налаштування мотовила відносно різального апарату, а також встановити стеблепідіймачі перед різальним апаратом жатки комбайна. Жатки сучасних зернозбиральних комбайнів обладнуються різними типами стеблепідіймачів таких фірм-виробників як Schumacher (Німеччина), Flexifinger, McKay Empire (Канада) та інші, конструкції яких відрізняються за формою полозка (дна), способом кріплення до брусу, встановленням додаткових конструктивних елементів тощо, але мають обмеженість в умовах застосування. Тому подальші дослідження та конструктивні розробки необхідно направити на можливість адаптації стеблепідіймачів до змінних умов роботи в процесі збирання. Це дозволить підвищити якість і продуктивність роботи зернозбирального комбайна.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню різних типів стеблепідіймачів і обґрунтуванню їх основних параметрів присвячені роботи А.Г. Мамаева, В.Н. Романенко, А.Н. Антипкина та інших вчених. Визначено раціональні режими роботи вдосконаленої конструкції пасивного стеблепідіймача в дослідженнях А.Н. Антипкина та К.З. Кухмазова [1]. Обґрунтовано конструкцію пальців стеблепідіймачів, встановлено взаємозв'язок між якістю роботи жатки і мікрорельєфом поля та швидкістю руху машини, а також доцільність їх застосування при збиранні полеглих зернових культур в роботі В.Н. Романенка [2]. Ефективність застосування при збиранні зернових культур гвинтового активного стеблепідіймача встановлено за результатами досліджень А.Г. Мамаева [3]. Результати аналізу існуючих конструкцій різних типів стеблепідіймачів щодо можливості їх застосування при збирання зернових культур і адаптації до умов збирання наведено в роботі Д.Г. Войтюка і С.В. Смолінського [4]. Технічні рішення щодо підвищення ефективності роботи стеблепідіймачів при різних умовах роботи викладені в численних патентах на винаходи.

Формулювання цілей. На основі аналізу піднімання стебел при збиранні полеглих зернових культур обґрунтувати техніко-технологічні принципи вдосконалення і перспективну схему стеблепідіймача жатки зернозбирального комбайна.

Виклад основного матеріалу. На основі аналізу існуючих конструкцій стеблепідіймачів [4, 5, 6, 7, 8] обґрунтовано їх узагальнену класифікацію за такими основними ознаками: призначення, активність стеблепідіймача, форма, тип, спосіб кріплення та вид руху робочого органу, можливість копіювання поверхні поля, управління та адаптації (рис. 1). Найбільш перспективними згідно проведеного аналізу є стеблепідіймачі універсальні, пасивні з прутковим робочим органом, без автоматичного управління, з копіюванням поверхні поля та адаптацією до умов роботи.

Якісне застосовування певного типу і серії стеблепідіймачів з відповідним профілем і вигином дна (полозка), типом напрямної та кріплення до бруса можливе лише для рекомендованих умов роботи при точному копіюванні поверхні поля, повному

підійманні стебел незалежно від напрямку та величини полеглості і компенсації змінного мікрорельєфу у поперечно-вертикальній та поздовжньо-вертикальній площинах.

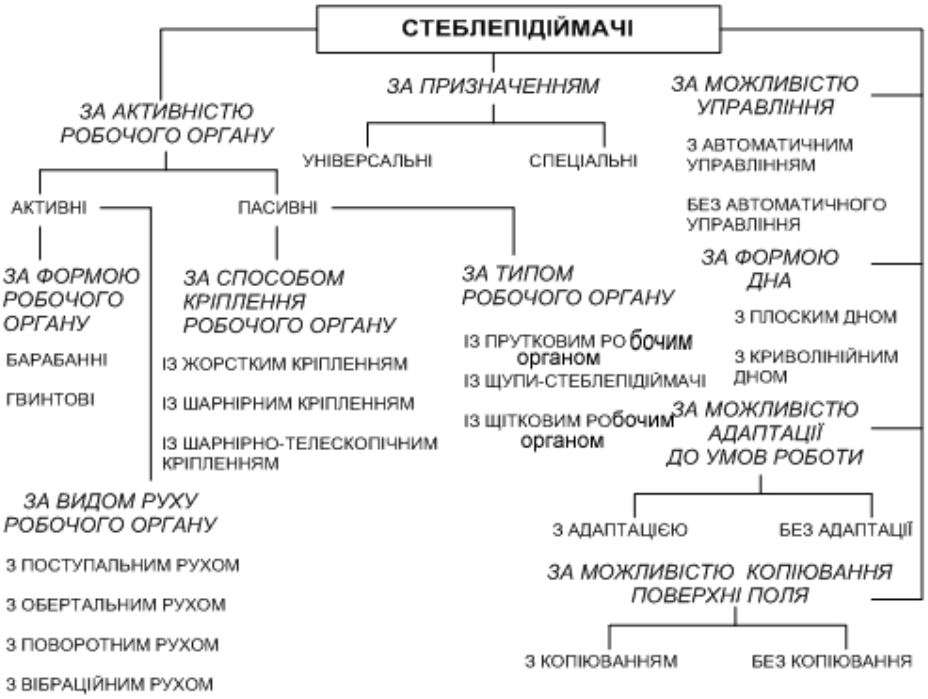


Рисунок 1 – Узагальнена класифікація стебел підіймачів зернозбиральних комбайнів

Джерело: розроблено автором

Для обґрунтування техніко-технологічних принципів вдосконалення пасивних стеблепідіймачів жатки зернозбирального комбайна проведено аналіз піднімання стебел по його поверхні на основі взаємодії стебел із подільниками збиральних машин, наукові основи яких розроблено в роботах О.О. Налобіної та М.М. Ковалева [9,10]. Дослідженнями встановлено, що для якісного піднімання стебел стеблепідіймачами необхідно, щоб сила дії піднімального пера на стебла була більшою за мінімально допустиме значення, яке визначається на основі розгляду динаміки відгину криволінійних стебел, а її величина буде збільшуватися із збільшенням густоти стеблостою, швидкості руху машини і довжини пера, а також із зменшенням кута нахилу стебла до горизонту. Найбільш інтенсивна дія стеблепідіймача на стебло відмічатиметься в момент початку контакту полеглих стебел із пером. І чим нижче розміщений носок стеблепідіймача, тим більше зусилля потрібне для піднімання стебел. На хід протікання процесу істотний вплив матимуть швидкість і прискорення точок контакту стебла із поверхнею робочого органа та кут розхилу.

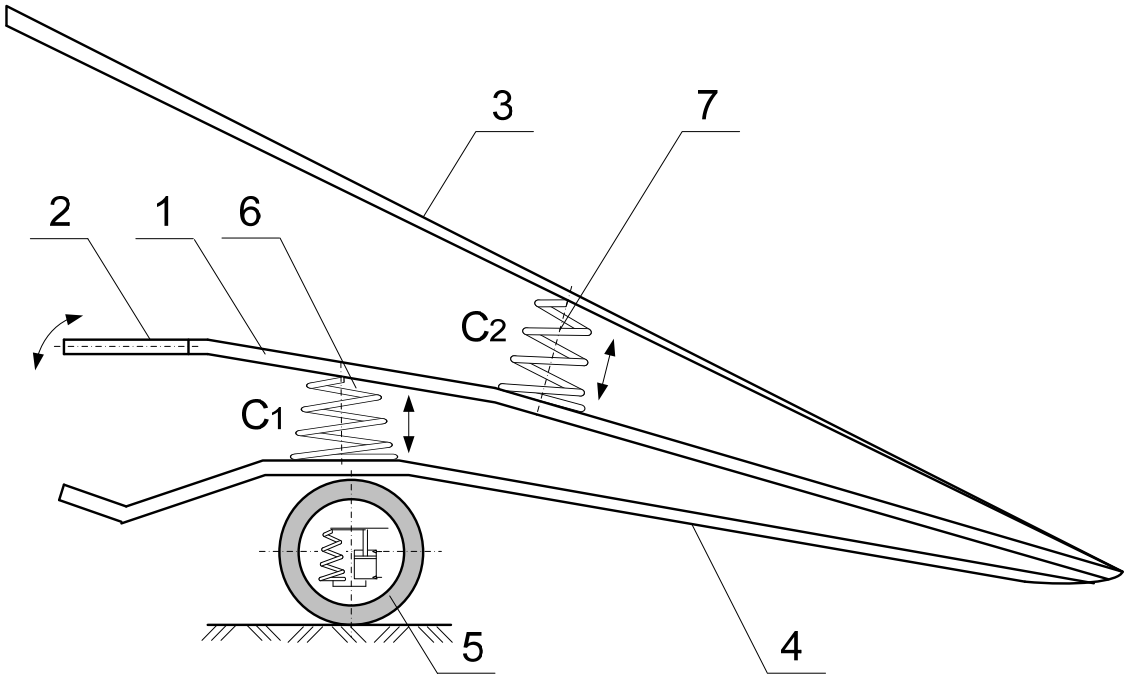
Для динамічної дії стеблепідіймача на стебло необхідно забезпечити збурення стебел внаслідок змінної форми пера або змінної величини зусилля з боку пера на стебло. Раціональний профіль пера (стеблепідводу) обґрунтовується із доцільності і необхідності збільшення величини сили опору при переміщенні вздовж робочої поверхні. Для зменшення енергозатрат на виконання процесу підіймання стебел необхідно зменшити величину кута тертя із застосуванням матеріалів із меншим коефіцієнтом тертя, часу і довжини зони контакту стебла із стеблепідіймачем.

Крім того, необхідно в конструкції стеблепідіймача забезпечити якісне копіювання поздовжніх і поперечних нерівностей поверхні поля та піднімання стебел незалежно від величини полягання. Якісне копіювання поздовжніх нерівностей поверхні поля дном можна досягнути шляхом обґрунтування його раціональної форми або

використанням конструктивного елементу (наприклад, котка), який дозволяє більш повно це виконати. Тоді в кожній точці нерівності поверхні поля буде більш повний контакт, а стабільність взаємодії додатково забезпечуватиметься встановленням компенсаційних пружних елементів відповідної жорсткості.

З метою зменшення ймовірності накопичення значної кількості стебел на робочій поверхні пера та погіршення процесу їх піднімання, а також забезпечення зрізання всього стебла (а не лише верхньої частини) необхідно встановити стеблепідіймач з відповідним виносом носка і кутом встановлення фронтальної кромки до горизонту.

На основі аналізу зазначених техніко-технологічних принципів було обґрунтовано схему перспективного стеблепідіймача (рис. 2). Стебелпідіймач містить основу 1, яка кріпиться віссю 2 до бруса жатки комбайна із можливістю поворотного руху в поперечно-вертикальній площині (це забезпечуватиме копіювання поперечних нерівностей поверхні поля), піднімальне перо 3 і дно 4. Для кращого копіювання поверхні поля у поздовжньо-вертикальній площині дно стеблепідіймача 4 опирається на поверхню поля за допомогою опорного катка 5. Для компенсації нерівностей поля між основою 1 і дном 4 закріплено компенсуючий пружний елемент 6 жорсткістю С1 (наприклад, пружину). Пружний елемент 7 жорсткістю С2 між основою 1 і піднімальним пером 3 забезпечуватиме вібраційну дію на стебла при їх підніманні, що унеможливить зависання стебел на пері, забивання ріжучого апарату та полегшить процес зрізання стебел. При істотному збільшенні кількості стебел на піднімальному пері під дією збільшеного навантаження пружний елемент 7 стискатиметься до крайнього положення, що обмежуватиме відгин пера. Це дозволяє зробити висновок про високу надійність та ефективність підведення полеглих стебел до різального апарату жатки, а, отже, перспективність застосування таких пристосувань в конструкції зернозбирального комбайна.



1 – основа; 2 – вісь кріплення; 3 – піднімальне перо; 4 – дно; 5 – опорний каток; 6, 7 –пружні елементи

Рисунок 2 - Схема перспективного стеблепідіймача

Джерело: розроблено автором

Висновки. Для якісного збирання зернових культур доцільно в конструкції жатки встановлювати стеблепідіймачі. Існуючі стеблепідіймачі не завжди виконують якісно

процес. На основі аналізу взаємодії стебел із подільниками збиральних машин було розроблено техніко-технологічні принципи вдосконалення та обґрунтовано перспективну схему стеблепідіймача жатки зернозбирального комбайна, застосування якого забезпечуватиметься висока надійність та ефективність виконання процесу. Для обґрунтування параметрів і умов якісної роботи запропонованого стеблепідіймача буде проведено комплекс теоретичних та експериментальних досліджень згідно прийнятої програми і методики.

Список літератури

1. Антипкин А.Н. Обоснование конструктивних параметров стеблеподъемника жатки зерноуборочного комбайна [Текст] / А.Н. Антипкин, К.З. Кухмазов - Вестник Мичуринского ГАУ. №1. Ч.1. 2011. – С.157-161.
2. Романенко В.Н. К решению проблемы уборки полеглых хлебов / електронний ресурс: edu.rgazu.ru/file.php/1/vestnik_rgazu/data/.../ing076
3. Мамаев А.Г. Обоснование кончтруктивных и технологических параметров активного винтового стебелподъемника для уборки полеглых хлебов. Автореферат дисс. к.т.н. Новосибирск, 2007. – 19 с.
4. Войтюк Д. Аналіз можливості застосування різних типів стеблепідіймачів при збиранні полеглих зернових культур [Текст] / Д.Войтюк, С.Смолінський // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства: збірник наук. пр. УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого. – Дослідницьке, 2015. – Вип. 19 (33). – С. 57-64.
5. Сільськогогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підручник [Текст] / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков; Ред. Д.Г. Войтюк. - К. : Вища освіта, 2005. – 464 с.
6. Проспект фірм-виробників Schumacher / електронний ресурс: http://www.groupschumacher.com
7. Проспект фірми Flexxifinger / електронний ресурс: http://flexxifinger.com
8. Проспект фірми McKay Empire / електронний ресурс: http://www.mckayempire.com.
9. Налобіна О.О. Механіко-технологічні основи процесів взаємодії робочих органів льонозбирального комбайна з рослинним матеріалом [Текст] / О.О.Налобіна // Автореф. дис. д.т.н. К., 2008. – 42 с.
10. Ковалев М.М. Технологии и машины для комбинированной уборки льна-долгунца [Текст] / М.М. Ковалев // Автореф. дисс. д.т.н. М., 2009. – 42 с.

Dmytro Voityuk, Prof., PhD tech. sci., Stanislav Smolinskyi, Assos. Prof., PhD tech. sci.
National University of Bio-resources and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine

About perspective lifter for harvester header

The research objectives: to reasoning the technical and technologic principles for the passive lifters of harvester header perfection as process of stems moving on surface; to design the perspective lifter.

The lifters are mounted on the harvester headers by laid grain-crops harvesting. There are passive and active lifters of different types. In the article there are determined the classification of lifters on the basis of different characters and the perspective lifter for harvesting conditions adaptation. It is necessary to attain the high-quality circumscribe of the field surface and the complete lifting of laid grain-crops. There are planned the theoretical and experimental research for perspective lifter characterization.

The using of perspective lifter one can attain the high-quality grain-crops harvesting of different laid level. The perspective lifter is longevous, effective and qualitative.

grain-crops harvesting, stems laid, harvester header, lifter

Одержано 05.11.15

УДК 621.77.014

В. Л. Хорольський, асист., С. В. Шлик, доц., канд. техн. наук
Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского, г.Кременчуг, Україна, vova_men25.ru@inbox.ru

Процесс снятия фаски резкой в штампах для усиления сварных соединений в сельском машиностроении

Рассмотрены основные прогрессивные методы разделки скосов и снятия фасок на листовых заготовках перед сваркой. Определено напряженно-деформированное состояние системы «нож-заготовка» в штампах с симметричным нагружением и штампах со скользящим пуансоном. Осуществлен выбор более рациональной схемы резки по наименьшим нагрузкам, действующим на инструмент.
резка, штамп, напряженно-деформированное состояние, скользящий пуансон, метод конечных элементов

В.Л. Хорольський, асист., С.В. Шлик, доц., канд. техн. наук
Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, м. Кременчук, Украина
Процес зняття фаски різанням у штампах для посилення зварювальних з'єднань у сільському машинобудуванні

Розглянуто основні прогресивні методи утворення скосів і зняття фасок на листових заготовках перед зварюванням. Визначено напружено-деформований стан системи «ніж-заготовка» в штампах з симетричним навантаженням і штампах з ковзаючим пуансоном. Здійснено вибір більш раціональної схеми різання по найменшим навантаженням, що діють на інструмент.
різання, штамп, напружено-деформований стан, ковзаючий пуансон, метод скінченних елементів

Постановка задач исследований. Широкое применение сварки в сельском машиностроении обусловлено ее технико-экономическими преимуществами по сравнению с другими способами соединения металлических заготовок и деталей. Разделка скосов и снятие фасок перед сваркой делаются для того, чтобы получить шов, имеющий не менее 80 % прочности целой детали. Обработка и скос кромок под сварку сегодня в основном производятся механическим путем на кромкострогальных, продольно-строгальных и фрезерных станках или газокислородным пламенем [1]. Прогрессивным способом обработки кромки является холодный способ обработки при помощи кромкообрабатывающего оборудования. Подготовка кромки под сварку с помощью механической обработки обеспечивает более высокое качество сварного шва при более низких затратах по сравнению с другими способами подготовки.

Анализ предыдущих исследований. Одним из путей повышения производительности труда является применение разделительных операций листвой штамповки для обработки кромки в специальных штампах на прессовом оборудовании. Высокая производительность и отработанные технологии позволяют получать высокое качество при невысокой квалификации персонала [2].

Для правильного проектирования штамповой оснастки необходимо иметь ясное представление о механике процесса отрезки и нагрузках, действующих на рабочий инструмент, а также о напряжениях, возникающих в нем при отрезке.

При кромкообразовании (отрезке) в штампах возможно использовать схемы с несимметричным (рис. 1, а) и симметричным (рис. 1, б) нагружением.

© В. Л. Хорольський, С. В. Шлик, 2015

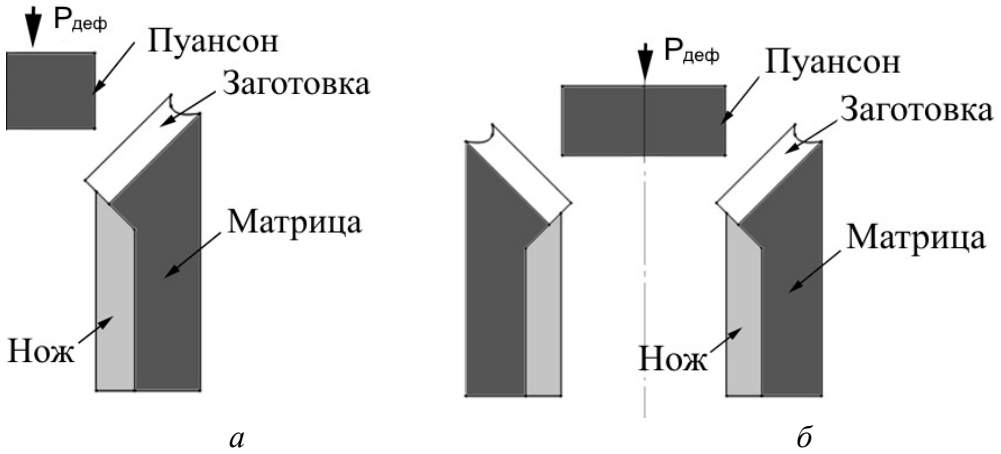


Рисунок 1 – Кромкообразование по схеме с несимметричным (а) и симметричным (б) нагружением

Источник: разработано авторами

Из двух представленных схем кромкообразования листовых заготовок предпочтение следует отдавать второй схеме, т.к., несмотря на более высокие силовые параметры штамповки, с точки зрения стойкости штамповой оснастки и качества получаемых деталей эта схема является более рациональной [3, 4].

Другим способом кромкообразования может быть применение штампов (рис. 2), разработанных в Кременчугском национальном университете имени М. Остроградского конструктором Р. С. Ревишвили. Эти штампы оснащены скользящим пуансоном, совершающим поступательное движение одновременно в двух направлениях – горизонтальном и вертикальном.

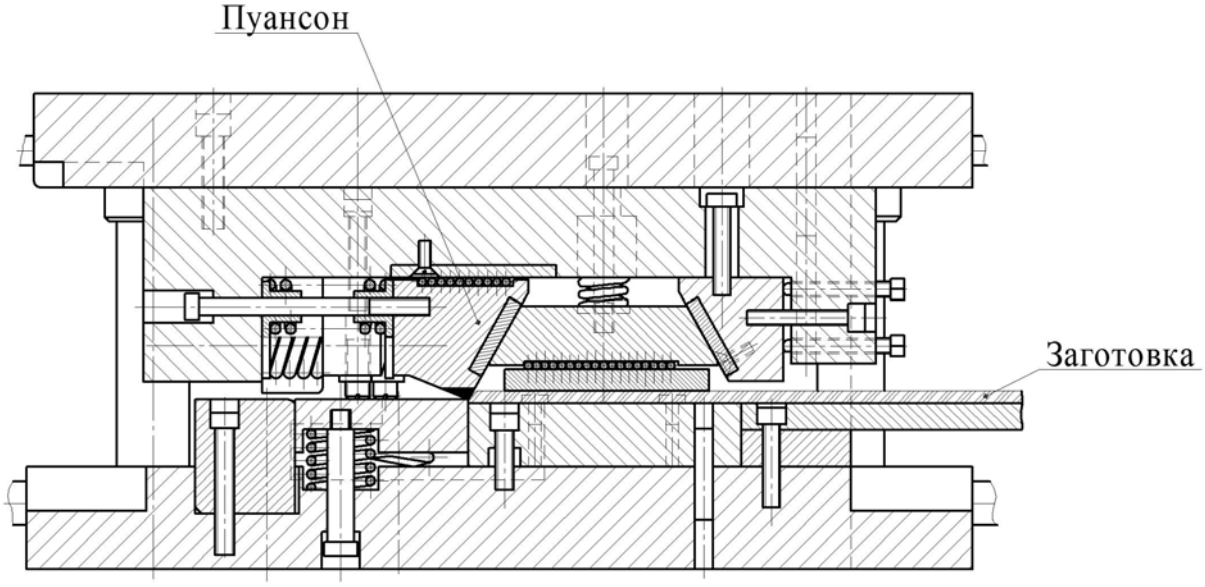


Рисунок 2 – Конструкция штампа со скользящим пуансоном.

Источник: разработано Р. С. Ревишвили

Численное моделирование быстропротекающих процессов резки позволяет получить дополнительную информацию о сложных физических явлениях, которая недоступна при экспериментальных методах исследований. При решении таких задач широкое распространение получили программные комплексы, использующие явный метод решения уравнений механики сплошной среды [5].

В настоящее время наиболее перспективным методом расчета таких задач является метод конечных элементов (МКЭ). Среди пакетов, позволяющих решать существенно нелинейные задачи МКЭ с реалистическими математическими моделями материалов лидером является LS-DYNA. Возможности этого пакета позволяют решать задачи как в квазистатической, так и в динамической постановке. LS-DYNA является, по существу, лишь решателем, данные для которого готовятся в других программных пакетах. То же самое можно сказать и об анализе результатов расчета (постпроцессинге). Наиболее удачным в настоящий момент препроцессором является ANSYS/LS-DYNA, который по геометрической модели делает сетку конечных элементов необходимого для упруго-пластических задач качества [6]. К достоинствам данного пакета относится также и возможность выполнения постпроцессорной обработки, позволяющей обратиться к результатам решения и интерпретировать их нужным образом, используя набор команд и возможностей интерфейса.

Существенно нелинейные задачи решают явным методом, который реализован в решателе LS-DYNA. Недостатком явного метода является его условная устойчивость, то есть решение задачи не будет зависеть от шага по времени, только если он меньше определенного значения. Это значение определяется из критерия Куранта:

$$\Delta t_{\max} = a\sqrt{\frac{\rho}{E}}, \qquad (1)$$

где a – характерный размер конечного элемента;

ρ – плотность материала;

E – модуль упругости материала.

Поэтому пакет LS-DYNA сам определяет размер шага по времени, так, чтобы критерий Куранта не нарушался [7].

Целью настоящего исследования является проведение расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) системы «нож-заготовка» в процессе отрезки с применением двух приведенных схем, и выбрать более рациональную схему.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

– определение оптимальных параметров частей моделей конечно-элементного анализа;

– выбор рациональной схемы кромкообразования по принципу наименьших нагрузок, действующих на инструмент;

– установить влияние геометрии и направления перемещения режущих частей приведенных схем на качество получаемой фаски.

Результаты исследований. При подготовке исходных данных для составления исходного k-файла в данном исследовании руководствовались рекомендациями, изложенными в [8, 9]. Геометрические параметры использованных моделей и направление перемещений их частей в вертикальной секущей плоскости представлены на рис. 3, 4.

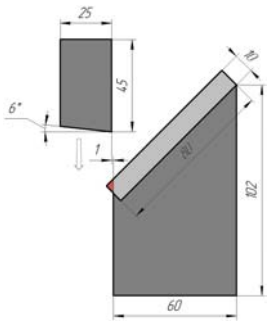


Рисунок 3 – Геометрические параметры схемы отрезки в штампе с несимметричным нагружением
Иточник: разработано авторами

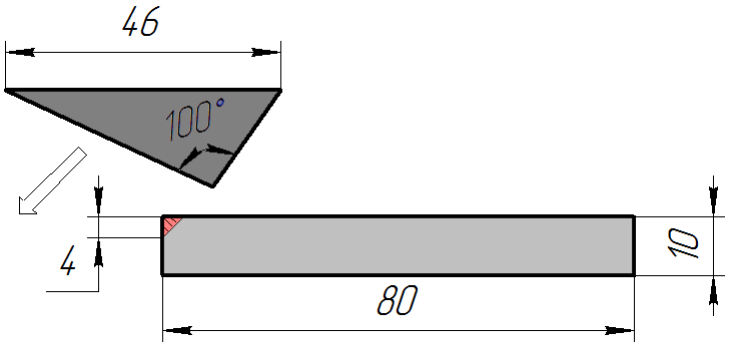


Рисунок 4 – Геометрические параметры схемы отрезки в штампе со скользящим пуансоном

Иточник: разработано авторами

В обеих схемах моделировалось снятие фаски с уклоном 45° и высотой катета 4 мм на заготовке размером 80×10 мм. В качестве материала заготовки принималась сталь 45, инструмента – сталь У8. Для заготовки принималась билинейная изотропная модель материала (Bilinear Kinematic). Данная модель используется для описания упругопластических деформаций, ее кривая состоит из двух элементов – упругой и пластической составляющих. Поскольку деформациями инструмента можно пренебречь (они обрабатываются до высокой твердости), они считались абсолютно твердыми (Rigid). Так как инструмент считается недеформируемым, при создании моделей ножа и матрицы схемы с несимметричным нагружением они выполнялись в виде одной цельной модели. Все части модели вытягивались на 30 мм вдоль оси z. Свойства используемых в моделях материалов приведены в табл. 1. При выборе данных свойств материалов использовались данные ресурса [10] и работ [11,12]. Следует отметить, в данном случае использовались единицы измерения, отличные от применяемых в системе СИ и их производных. Сравнение этих единиц измерения приведено в табл. 2.

Таблица 1 – Параметры частей моделей конечно-элементного анализа.

Схема	Часть	Материал	Параметр	Название	Обозначение	Величина	К-во узлов
Несим-метрич-ное нагру-жение	нож	сталь У8	DENS	плотность	ρ	7,83e-9	1000
			EX	модуль Юнга	E	2,05e5	
			NUXY	коэффициент Пуассона	μ	0,28	
	матрица	сталь У8	DENS	плотность	ρ	7,83e-9	1040
			EX	модуль Юнга	E	2,05e5	
			NUXY	коэффициент Пуассона	μ	0,28	
	заготовка	сталь 45	DENS	плотность	ρ	7,85e-9	3000
			EX	модуль Юнга	E	2,05e5	
			NUXY	коэффициент Пуассона	μ	0,29	
			Yield Stress	предел текучести	σ_S	310	
			Tangent Modulus	модуль пластичности	G	550	

Продовження таблиці 1

Штамп со скользящим пуансоном	нож	сталь У8	DENS	плотность	ρ	7,83e-9	390
			EX	модуль Юнга	E	2,05e5	
			NUXY	коэффициент Пуассона	μ	0,28	
	заготовка	сталь 45	DENS	плотность	ρ	7,85e-9	3000
			EX	модуль Юнга	E	2,05e5	
			NUXY	коэффициент Пуассона	μ	0,29	
			Yield Stress	предел текучести	σ_S	310	
			Tangent Modulus	модуль пластичности	G	550	

Источник: данные ресурсов [10, 11, 12]

Таблица 2 – Примеры согласованных единиц измерений.

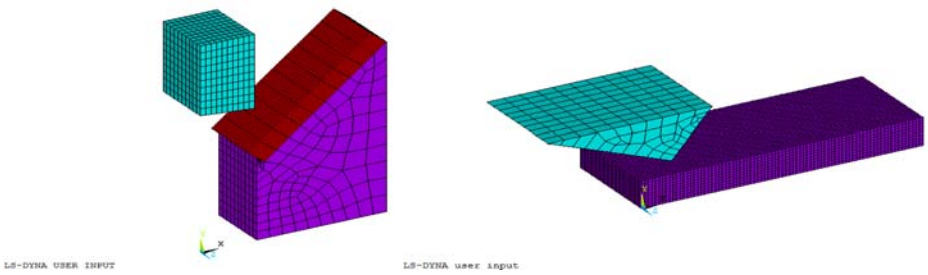
№	Масса	Длина	Время	Усилие	Напряжение	Плотность	Модуль Юнга	Ускорение свободного падения
1	кг	м	с	Н	Па	7,83e+3	2,1e11	9,8
2	тонна	мм	с	Н	МПа	7,83e-9	2,1e5	9,8e3

Источник: данные ресурса [7, 8]

Верхняя строка приведенной таблицы соответствует системе СИ. Система единиц измерений во второй строке принята в выполненных расчетах и является наиболее удобной в процессах пластического деформирования.

В случае схемы с несимметричным нагружением кромка ножа имеет уклон 6°, ножу задавалось перемещение вдоль оси Y со скоростью 1 м/с и запрещались перемещения во всех остальных направлениях. К матрице также прикладывались ограничения на перемещения вдоль оси, перпендикулярной плоскости основания (предполагалось, что матрица находится на жестком основании). Для моделирования работы штампа со скользящим пуансоном задавалось поступательное перемещение ножа вдоль биссектрисы прямого угла, образуемого осями X и Y, со скоростью 1 м/с. К заготовке прикладывались ограничения на перемещения вдоль оси, проходящей перпендикулярно нижней горизонтальной плоскости заготовки (заготовка лежит на жестком основании). В обеих схемах был определен тип контакта «поверхность – поверхность» между инструментом и заготовкой (Surface to surface – Automatic contact). Данный тип контакта применяется для произвольно расположенных тел, которые могут иметь большие области контакта, и эффективен для тел, которые подвержены большому относительному скольжению относительно друг друга [12–14]. Полученные модели с сеточным разбиением показаны на рис. 5.

Из практики решения подобных задач известно, что приблизительно1000 шагов интегрирования на один миллиметр продвижения инструмента достаточно для получения адекватного решения. Для решения указанных задач использовался персональный компьютер с центральным процессором Intel Core i5 с тактовой частотой 2,60 ГГц, а объем оперативной памяти машины составлял 4 Гб. При указанных параметрах расчетных моделей решение одной задачи занимало около двух часов непрерывной работы, а общее количество занимаемого дискового пространства составляет около 500 МБ.

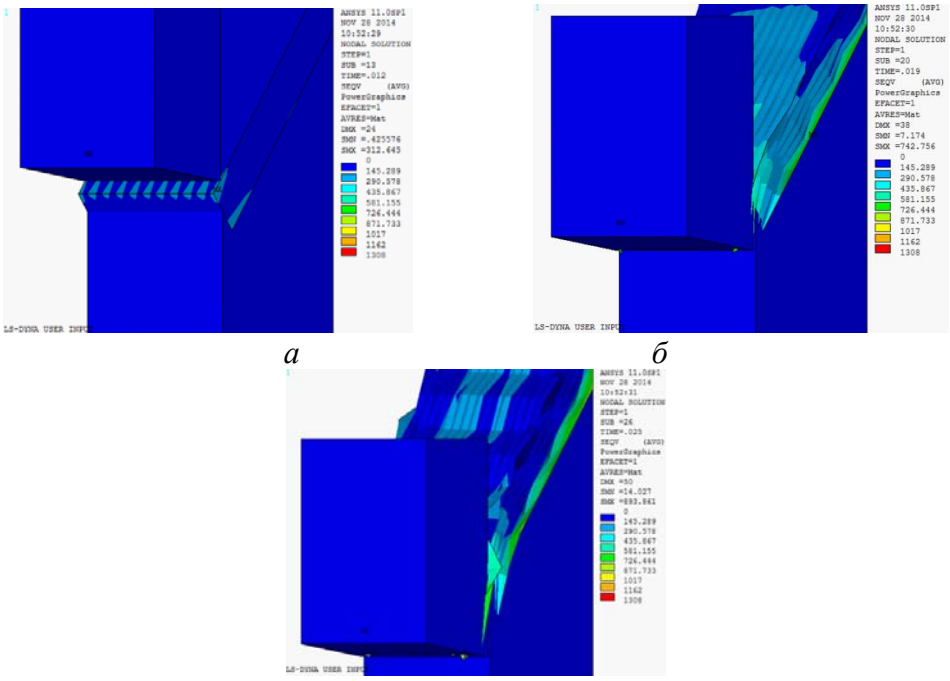


а *б*

Рисунок 5 – Полное сеточное разбиение моделей при кромкообразовании несимметричным методом (а) и скользящим пуансоном (б).

Источник. Разработано авторами

На рис. 6 (а – в) и 7 (а – в) приведены картины распределения напряжений на последних этапах активного нагружения (непосредственное отделение части заготовки пуансоном) с указанными зонами максимальных (MX) и минимальных (MN) напряжений в массиве пуансона.

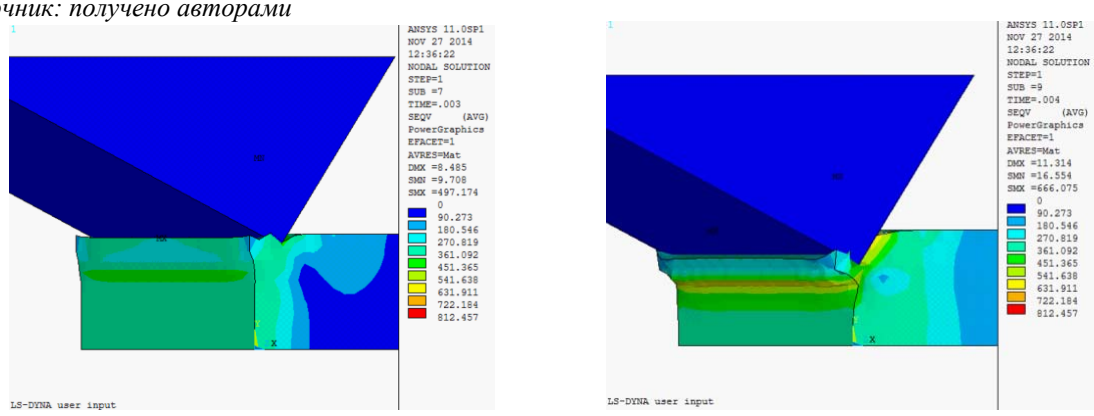


а *б*

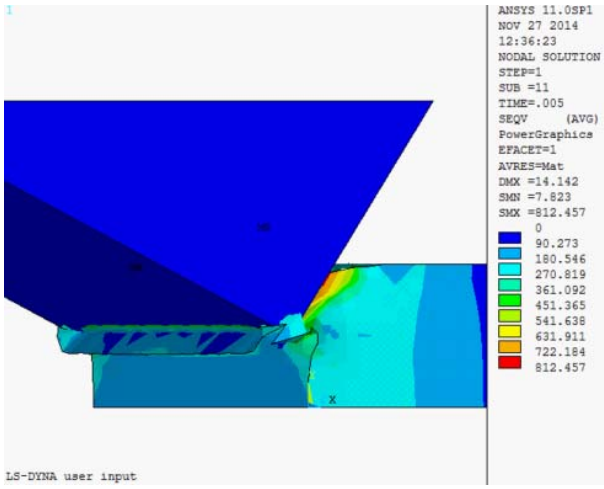
в

Рисунок 6 – Картина распределения эквивалентных (по Мизесу) напряжений при кромкообразовании несимметричным методом в момент времени: *а* – 0,012 с (касание инструмента); *б* – 0,019 с; *в* – 0,025 с

Источник: получено авторами



а *б*



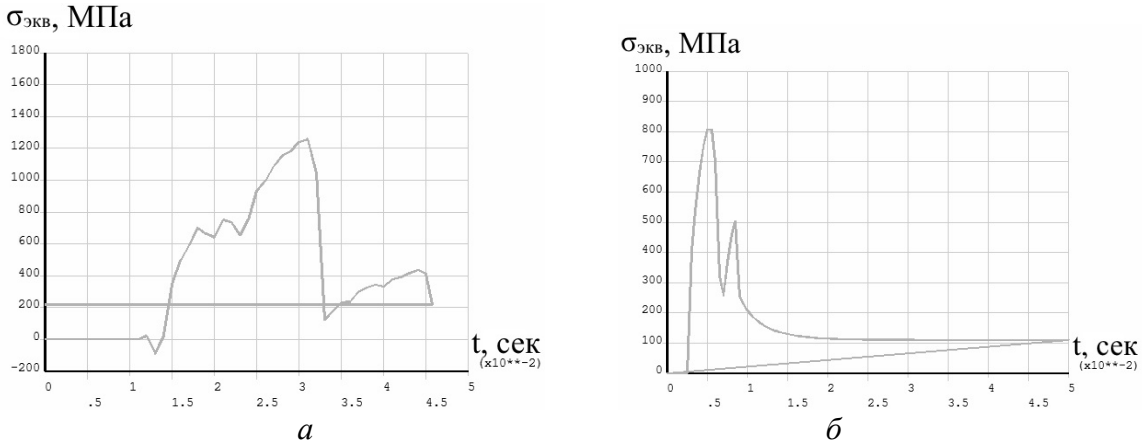
в

а – 0,003 с (касание инструмента); *б* – 0,004 с; *в* – 0,005 с.

Рисунок 7 – Картина распределения эквивалентных (по Мизесу) напряжений при кромкообразовании скользящим пуансоном в момент времени

Источник: получено авторами

На рис. 8, а, б показан график изменения эквивалентных напряжений на кромке пуансона.



а – при несимметричной схеме отрезки; *б* – при отрезке со скользящим пуансоном

Рисунок 8 – График изменения эквивалентных (по Мизесу) напряжений $\sigma_{экв}$ по времени t на режущей кромке пуансона

Источник: получено авторами

Приведенные графики были получены с использованием внутреннего интерпретатора результатов расчета пакета LS-DYNA выполнением команд просмотрщика «Время – переменная», где в качестве последней задавались суммарные эквивалентные напряжения, а в качестве точек анализа указывались точки, принадлежащие режущей кромке инструмента.

Как видно из полученных эпюр и графиков нагружения, при кромкообразвании по схеме со скользящим пуансоном, напряжения, возникающие на режущей кромке пуансона, ниже таковых при использовании несёимметричной схемы отрезки примерно на 400 МПа, а также исключается образование заусенца. Кроме того, в случае

кромкообразования по несимметричной схеме, усилие отрезки приводит к возникновению в массиве заготовки напряжений, вызывающих образование поперечных гофр на заготовке и ее изгибу, что делает обязательным применение прижимов.

Результаты проведенного численного моделирования позволили выбрать предпочтительную схему процесса получения фасок в штампах. Разработанная конструкция штампа внедрена и успешно работает на ПАО «Крюковский вагоностроительный завод». Стойкость этого штампа, вероятнее всего, в сотни раз превышает стойкость ранее используемых штампов. В последних использовалась традиционная схема резки с вертикальным движением пуансона и наклонной заготовкой. В этом случае смена пуансона обычно проводилась раз в 3 – 4 смены.

Выводы. Проведено исследование напряженно-деформированного состояния заготовок по методу конечных элементов при кромкообразовании с применением схемы с несимметричным нагружением и схемы, реализуемой конструкцией штампа со скользящим пуансоном. Расчеты проводились с применением программного комплекса ANSYS/LS-DYNA. Для этого были составлены расчетные схемы моделей, определены оптимальные параметры частей моделей и типы их контактного взаимодействия.

На основании полученных с помощью возможностей постпроцессора ANSYS эпюр эквивалентных напряжений и графиков напряжений в точках режущих кромок сделан вывод о более высоких нагрузках, действующих на режущую кромку в случае схемы с несимметричным нагружением.

Также было установлено, что применение штампов со скользящим пуансоном позволяет избежать образование заусенцев и гофр на заготовке, характерных для схемы с несимметричным нагружением.

Полученные результаты говорят о повышении стойкости режущей кромки инструмента и более высоком качестве получаемых фасок при использовании при кромкообразовании штампов со скользящим пуансоном.

Схема кромкообразования со скользящим пуансоном реализована в конструкции штампа, успешно применяемого в заготовительном производстве на ПАО «Крюковский вагоностроительный завод».

Список литературы

1. Гырдымов, Г. П. Автоматизация технологической подготовки заготовительного производства [Текст] / Г. П. Гырдымов, Л. И. Зильбург, И. Д. Савченко, В. Н. Шалышин. – Л.: Машиностроение, 1990. – 350 с.
2. Драгобецкий, В. В. Сопоставление энергетических параметров, процессов термической и механической резки листовых заготовок [Текст] / В. В. Драгобецкий, О. Б. Марцинюк // Вісник КДПУ. – 2005. – Вип. 1 (30). – С. 64–66.
3. Драгобецкий, В. В. Количественный анализ процесса резки листового металла в штампах [Текст] / В. В. Драгобецкий, О. Б. Марцинюк, Е. А. Наумова, Д. Л. Пирогов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2008. – № 6 (124), Ч. 1. – С. 85–88.
4. Драгобецкий, В. В. Новые методы снижения работы пластической деформации в операциях пробивки и вырубки [Текст] / В. В. Драгобецкий, О. Б. Марцинюк // Вісник КДПУ. – 2005. – Вип. 1 (30). – С. 67–69.
5. Cleary, P. W. Modelling of Metal Forging Using SPH [Text] / P. W. Cleary, M. Prakash, R. Das, J. Ha // Applied Mathematical Modeling. – 2012. – Vol. 36, Issue 8. – P. 3836–3855. doi: 10.1016/j.apm.2011.11.019
6. Gerber, B. Making an impact. [Text] / B. Gerber, T. C. Yang // ANSYS Advantage. – 2008. – Vol. 2, Issue 4. – P. 40–42.
7. Тыняный, А. Ф. Численное моделирование контактной задачи в рамках квазистатического упругопластического деформирования в пакете AnSYS/LS-DYNA [Текст] / А. Ф. Тыняный // Журнал «Нефтегазовое дело». – 2004. – Вып. 1.

8. Илюшкин, М. В. Моделирование процессов обработки металлов давлением в программе ANSYS/LS-DYNA. Учебно-методическое пособие [Текст] / М. В. Илюшкин. – Ульяновск: УлГУ, 2012 – 91 с.
9. Криворучко, Д. В. Основи 3D-моделювання процесів механічної обробки методом скінчених елементів: навчальний посібник [Текст] / Д. В. Криворучко, В. О. Залога, В. Г. Корбач. – Суми: Вид-во СумДУ, 2009. – 208 с.
10. MatWeb, Your Source for Materials Information [Electronic resource] / Available at: http://www.matweb.com/
11. Jones, N. An Experimental Study Into the Dynamic Plastic Behaviour of Wide Beams and Rectangular Plates [Text] / N. Jones, R. N. Griffin, R. E. Van Duzer // International Journal of Mechanical Sciences. – 1971. – Vol. 13, Issue 8. – P. 721–735. doi: 10.1016/0020-7403(71)90072-5
12. Jones, N. Higher Modal Dynamic Plastic Bahaviour of Beams Loaded Impulsively [Text] / N. Jones, C. G. Soares // International Journal of Mechanical Sciences. – 1978. – Vol. 20, Issue 3. – P. 35–147. doi: 10.1016/0020-7403(78)90001-2
13. Sturgess, C. E. N. Estimation of Dynamic Forces In High-Speed Compression Using a Free-Flight Impact Forging Device [Text] / C. E. N. Sturgess, M. G. Jones // International Journal of Mechanical Sciences. – 1971. – Vol. 13, Issue 4. – P. 309–322. doi: 10.1016/0020-7403(71)90056-7
14. Jones, N. Post-Failure Behaviour of Impulsively Loaded Circular Plates [Text] / N. Jones, M. Alves // International Journal of Mechanical Sciences. – 2010. – Vol. 52, Issue 5. – P. 706–715. doi: 10.1016/j.ijmecsci.2009.11.014

Vladimir Khorolskyi, assist., Shlyk Sergii, Assos. Prof., PhD tech. sci.
Kremenchuk Mykhailo Ostrohradsyi National University. Kremenchuk, Ukraine

The process of chamfering sharp in dies for strengthening the welded joints in the agricultural machinery

The purpose of the work is to carry out the calculation of the stress-strain state of the "knife-bar" in the process segments using the above two schemes, and choose a more rational scheme.

In this work the optimal parameters of the models parts finite element analysis, rational scheme forming edge selected on the basis of the smallest loads acting on the tool, set the effect of the geometry and direction of movement of the cutting parts of the above schemes on the quality of the bevel. The calculations were performed using the software package ANSYS / LS-DYNA. For this calculation schemes were drawn up models to determine the optimum parameters of parts models and types of contact interaction.

Based on the equivalent stress diagrams and graphs of the voltage at the cutting edges concluded higher loads acting on the cutting edge in the case of circuits with unbalanced loading. It has been found that the use of stamps with the sliding punch avoids the formation of burrs on the workpiece and the corrugations characteristic circuit with an asymmetric loading.

cutting stamp, stress-strain state, the sliding punch, finite element method

Одержано 16.09.15

УДК 631.51.01; 631.316.4

Ю.В. Мельник, доц., канд. техн. наук
Государственный Аграрный Университет Молдовы, г. Кишинев, Молдова, iu.melnic@uasm.md

Пути решения проблем обработки почвы под овощные рассадные культуры

В статье выдвинута гипотеза: повышение урожайности и снижение затрат при выращивании овощных рассадных культур в открытом грунте возможно только при более раннем (за несколько лет) планировании и обработке почвы поля, на котором это предполагается.

В статье теоретически обоснованно целесообразность использования технологии совместного посева люцерны и пшеницы с целью создания хороших условий для выращивания овощей при высокой рентабельности производства.

В результате исследований была разработана конструкция дискового культиватора снабженного блоками с дисковыми ножами, который предназначен для частичного разрушения трещин, образованных на поверхности почвы в междурядьях, а также образовании неглубоких узких каналов.
почвенная подошва, рассада, овощные культуры, совместный посев, люцерна, пшеница, дисковый культиватор, блоки с дисковыми ножами

Ю.В. Мельник, доц., канд. техн. наук
Державний аграрний університет Молдовы, м. Кишинів, Молдова
Шляхи рішення проблем обробки грунту під овочеві розсадні культури

У стті висунута гіпотеза: підвищення врожайності та зниження витрат при вирощуванні овочевих розсадних культур у відкритому грунті можливо тільки при більш ранньому (за декілька років) плануванні та обробці ґрунту поля, на якому це передбачається.

У статті теоретично обґрунтовано доцільність використання технології спільного посіву люцерни і пшениці з метою створення хороших умов для вирощування овочів при високій рентабельності виробництва.

В результаті досліджень була розроблена конструкція дискового культиватора забезпеченого блоками з дисковими ножами, який призначений для часткового руйнування тріщин, утворених на поверхні грунту в міжряддях, а також утворенні неглибоких вузьких каналів.
грунтова підошва, розсада, овочеві культури, спільний посів, люцерна, пшениця, дисковий культиватор, блоки з дисковими ножами

Постановка проблемы. Консервативные технологии No-Till получили большое распространение в мире. Поэтому идея защиты почвы путем уменьшения прямых механических воздействий на почву актуальна как никогда. Согласно этих технологий через каждые 3-4 года рекомендуется выполнение глубокой обработки почвы на глубину 35-45см. Цель этой обработки состоит в разрушении почвенной подошвы, в результате чего корневая система растений лучше развивается, а также увеличивается водопроницаемость почвы.

Как известно, водопроницаемость почв обуславливается в основном некапиллярной скважностью. В связи с большим диаметром некапиллярных промежутков вода не задерживается в верхнем слое, а устремляется вниз, насыщая почву вначале до полевой влагоемкости, а затем она проходит в нижележащие неувлажненные горизонты по трещинам, ходам землероев и отмерших корней растений [1].

© Ю.В. Мельник, 2015

Анализ последних исследований и публикаций. После посадки рассада овощных культур не может уже развить стержневую корневую систему, а только лишь мочковатую, которая расположена в основном в пахотном слое над почвенной подошвой [1]. Поэтому на развитие посаженной рассады овощных культур это также имеет очень большое влияние, так как эти культуры в условиях Республики Молдова, да и Южной части Украины возможно выращивать только при орошении. Именно из-за недостаточно хорошо подготовленной почвы при посадке рассады появляются проблемы на протяжении всего периода возделывания, особенно в летний период при выпадении атмосферных осадков или когда необходимо обильное орошение, а почва не в состоянии удержать такое количество воды и большая ее часть теряется при испарении или она провоцирует эрозию почвы [1-3].

Постановка цели. Выдвинутая гипотеза состоит в следующем:

- повышение урожайности и снижение затрат при выращивании овощных рассадных культур в открытом грунте возможно только при более раннем (за несколько лет) планировании и обработке почвы поля, на котором предполагается возделывание соответствующей культуры.

Изложение основного материала. Идеально ровных площадей под сельскохозяйственные культуры трудно найти, поэтому для лучшей подготовки почвы для овощных культур и для борьбы с водной эрозией почвы, а также для решения и других вышеперечисленных проблем в работе предлагается использовать технологию совместного посева люцерны и пшеницы [2, 3].

Почему люцерна+пшеница? Во-первых, для обеспечения рентабельности производства. Во-вторых, известно, что растения люцерны способны использовать влагу не только из пахотного, но также и из подпахотного слоя [1, 3].

Идея состоит в том, что за 3-4 года до посадки, например, томатов, поле высевается люцерной, а в последующие 2-3 года, по ней высевается пшеница (рис.1). Ряды пшеницы сеют под углом 15° по отношению к рядам люцерны.

В результате каждый год можно получить и урожай пшеницы, и дополнительно семена или сено люцерны. Однако самое главное то, что за это время корни люцерны изрешетят почву не только на глубину почвенной подошвы, но и глубже (1,0-1,5м), что позволит корням растений использовать влагу из более глубоких горизонтов, которая по созданным корнями люцерны капиллярам поднимается из нижних горизонтов в верхние.

Итак, корни люцерны подобно стержням пропустят воду вверх, а корни овощей через них будут иметь доступ вглубь.

Помимо этого, за это время почва обогатиться азотом и при этом улучшиться структура почвы. Однако в данной технологии предлагается использовать новую операцию – междурядную обработку, которая необходима для частичного измельчения и заделывания пожнивных остатков (стеблей люцерны и пшеницы), разбросанных по полю после уборки.

Цель этой операции состоит в частичном разрушении трещин, образованных на поверхности почвы в междурядьях, а также образовании неглубоких (80-140мм) узких каналов при помощи спроектированного дискового культиватора (рис.2). Это позволит при ливневом летнем дожде остановить и быстро впитать воду, увеличивая, таким образом, водопроницаемость почвы. Причем, в случае накопления стоков воды в одном месте, она сможет растекаться по этим мини каналам в стороны.

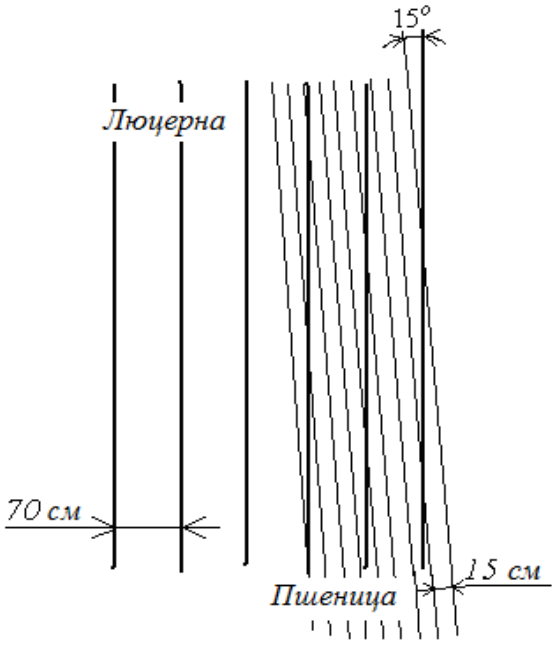
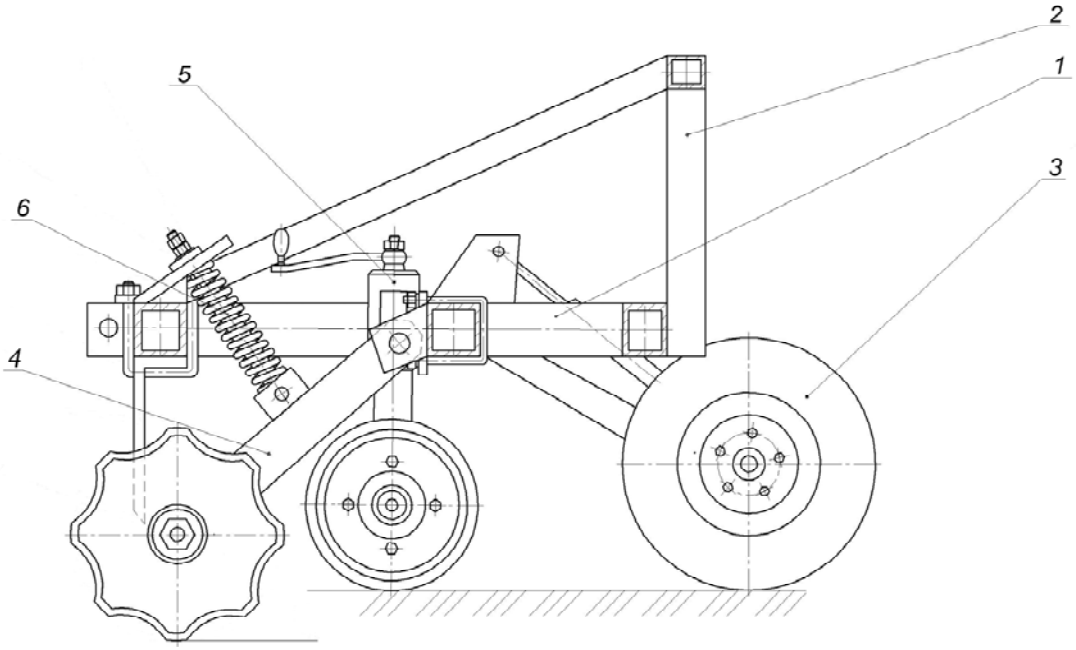


Рисунок 1 – Схема посева пшеницы по люцерне

Для выполнения этой операции предлагается использование спроектированной машины (рис.2, рис.3). Разработанная конструкция состоит из следующих частей: рамы 1, навесного устройства 2, опорных колес 3, блоков с дисковыми ножами 4, натяжного устройства 5 и устройства 6 для регулирования глубины.



1 – рама; 2 – навесное устройство; 3 – опорные колеса; 4 – блоки с дисковыми ножами; 5 – натяжное устройство; 6 – устройство для регулирования глубины

Рисунок 2 – Дисковый культиватор

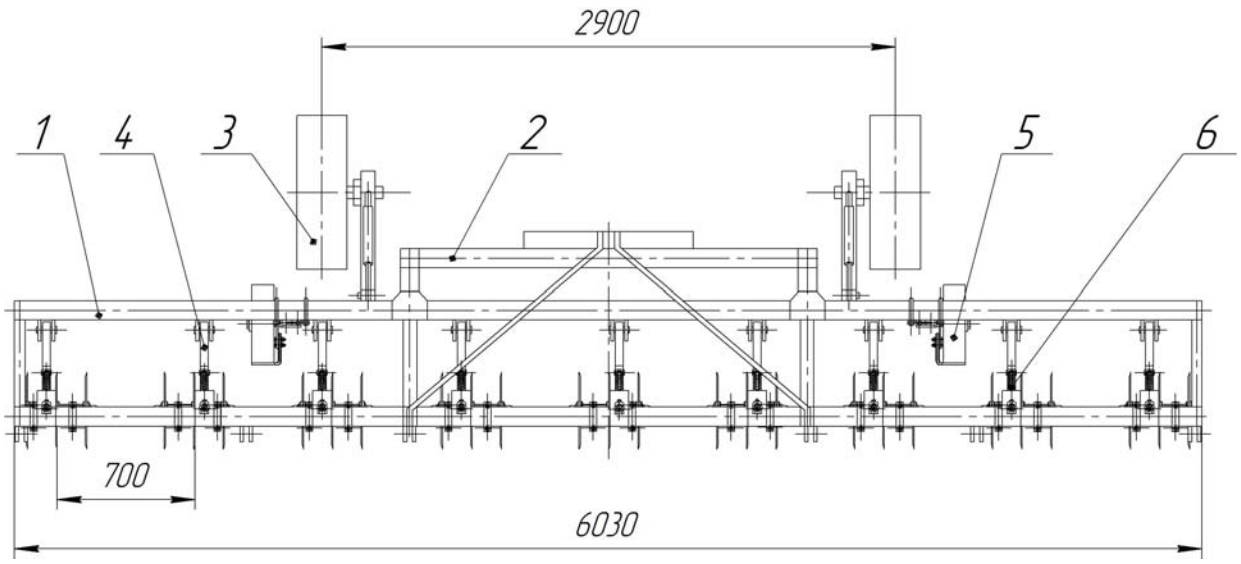


Рисунок 3 – Дисковый культиватор (вид сверху повернуто)

В качестве рабочего органа машины предлагается использовать дисковые ножи. Форма ножа может быть различной: сплошной плоской, сплошной волнистой, плоской с маленькими неровностями на лезвии и плоской с большими симметричными вырезами. Последние позволяют более полное измельчение растительных остатков люцерны и соломы после уборки пшеницы.

Принадлежность диска к той или иной категории можно определить по величине безразмерного параметра, представляющего собой отношение окружной скорости точки на лезвии диска к поступательной скорости машины (диска). Однако некоторые ученые отмечают, что величина указанного параметра зависит от погружения диска в почву, то есть от его взаимодействия с почвой.

Погружаясь в почву, за счет взаимодействия с ней, диск приобретает вращательное движение. Вращение создается моментом силы трения частиц почвы о боковую поверхность диска.

Так как на диск действуют моменты, способствующие вращению, и момент, препятствующий вращению, то желательно рассмотреть, в какой зависимости они находятся от глубины обработки и друг с другом.

Рабочий орган должен быть выбран с условием, что при междурядной обработке корневая система не будет поражена. Поэтому предлагается равномерное размещение 3-х дисков в блоке, образующих единый рабочий орган.

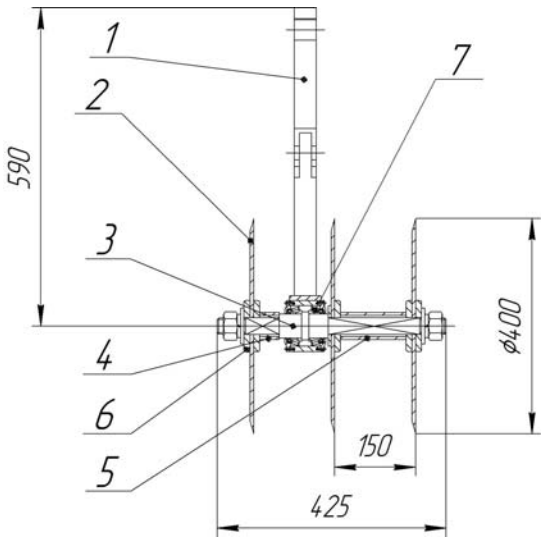
Толщина диска выбирается в зависимости от сопротивления и структуры почвы, но не более 20мм.

При помощи втулок и шайб дисковые ножи располагают на расстоянии 150мм один от другого. При движении машины по полю дисковые ножи 2 блока (рис.4) разрезают почву в вертикальной плоскости, таким образом разрезая и измельчая растительные и пожнивные остатки или вдавливая их в почву.

Рабочая глубина спроектированной машины регулируется подниманием или опусканием опорных колес 3 культиватора при помощи регулировочного болта устройства 6 для регулирования глубины.

Рабочая ширина дискового культиватора равна 5,6м, а рабочая скорость – до 6км/ч (1,67м/с).

Агрегатируется разработанный междурядный дисковый культиватор тракторами класса 6-14кН, рабочая глубина роторов с дисковыми ножами 20-140мм.



1 - стойка; 2 - дисковые ножи; 3 - ось; 4, 5 – малая и большая втулка; 6 - шайбы; 7 - подшипник
Рисунок 4 – Блок с дисковыми ножами
Источник: разработано автором

Выводы.

1. Для овощных культур, возделываемых рассадным способом в открытом грунте, необходимо спланировать и начинать обработку почвы за несколько лет до намечаемого посева.

2. Теоретически обоснованно целесообразность использования технологии совместного посева люцерны и пшеницы с целью создания хороших условий для выращивания овощей при высокой рентабельности производства.

3. Выполнение междурядной обработки в посевах люцерны предлагается с использованием спроектированного дискового культиватора.

Список литературы

1. Баздырев Г.И. Земледелие [Текст] / [В.Г. Лошаков, А.И. Пупонин и др.]. – Москва: Колос – 2000. – 550 с.
2. Зеленский Н.А. Бинарные посевы люцерны и озимых зерновых культур / Н.А. Зеленский А.П. Авдеенко // Земледелие. – 2007. – №5. – С. 15-17.
3. Зеленский Н.А. Совместные посевы озимой пшеницы с люцерной - будущее растениеводства [Текст] / Зеленская Г.М., Авдеенко А.П. Общество с ограниченной ответственностью "Издательский Дом" Академия Естествознания", Фундаментальные исследования, 2006. – №5. – С. 53-56.

Iurie Melnic, Assos. Prof., PhD tech. sci.
State Agrarian University of Moldova, Kishinev, Moldova
Ways to solve the problems of soil cultivation for vegetable seedlings culture

The article hypothesized: higher yields and lower costs for growing seedlings of vegetable crops in the open field is possible only if the earlier (for years) planning and tillage fields where it is supposed to.

The paper theoretically proved the feasibility of using technology joint planting of alfalfa and wheat in order to create good conditions for growing vegetables at high profitability.

As a result, studies of design disc cultivator equipped units with disc blades, which is designed for partial destruction of cracks formed on the surface of the soil between rows, as well as the formation of shallow narrow channels.
soil sole, sprouts, vegetables, joint planting, alfalfa, wheat, disc harrow, blocks with disk knives

Одержано 06.11.15

УДК 621.901

Т.С. Скобло, проф., д-р техн. наук, С.П. Романюк, асп., А.И. Сидашенко, проф., канд. техн. наук
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени П.Василенко, г. Харьков, Украина, svetlana_sis_pro@list.ru

Разработка комплексного, эффективного способа упрочнения режущего инструмента для переработки сельхозпродукции

Для повышения эксплуатационной стойкости режущего инструмента в перерабатывающем производстве нанесено вакуумно – дуговым методом покрытие CrN толщиной 300÷900 нм. Предложен математический метод для качественного и количественного описания особенностей формируемой структуры покрытия. Новый способ обеспечивает повышение эксплуатационной стойкости тонкостенного режущего инструмента в 11 – 25 раз по сравнению с дисковыми ножами без упрочнения.
тонкостенный режущий инструмент, упрочнение нанопокрытиями, нитриды, структура, свойства

Т.С. Скобло, проф., д-р техн. наук, С. П. Романюк, асп., О.І. Сідашенко, проф., канд. техн. наук
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені П.Василенка, м. Харків, Україна
Розробка комплексного, ефективного способу зміцнення ріжучого інструменту для переробки сільгосппродукції

Для підвищення експлуатаційної стійкості ріжучого інструменту в переробному виробництві нанесено вакуумно - дуговим методом покриття CrN товщиною 300 ÷ 900 нм. Запропоновано математичний метод для якісного і кількісного опису особливостей формованої структури покриття. Новий спосіб забезпечує підвищення експлуатаційної стійкості тонкостінного ріжучого інструменту в 11 - 25 разів у порівнянні з дисковими ножами без зміцнення.
тонкостінний ріжучий інструмент, зміцнення нанопокриттями, нітриди, структура, властивості

Постановка проблемы. При переработке сельхозпродукции используются различные виды режущего инструмента. В пищевой промышленности для измельчения широкого ассортимента продуктов, таких как сырая или соленая кожура цитрусовых, чернослива, изюма и, в частности, различных сортов орехов, используется режущий инструмент, изготовленный из холоднокатаной тонколистовой стали 65Г (отечественного производства) толщиной 0,64мм. Стойкость дисковых ножей недостаточна и составляет 1-2 дня.

Анализ последних исследований и публикаций. Для повышения потребительских свойств инструмента и его устойчивости в работе, эффективными решениями проблемы могут быть три направления: применение легированного материала; использование дополнительных конструктивных решений (создание элементов жесткости); применение упрочнения готовых ножей нанопокрытиями [1,2]. Данная работа посвящена последнему направлению повышения стойкости инструмента.

Поэтому **целью работы** является повышение стойкости режущего инструмента за счет нанесения нанопокрытия и анализ стабильности структурных составляющих при эксплуатации.

© Т.С. Скобло, С. П. Романюк, А.И. Сидашенко, 2015

Изложение основного материала. Для повышения эксплуатационной стойкости ножей предложена технология упрочнения нанопокрытиями, нанесенных ионно – плазменным методом с использованием установки типа "Булат-6", разработанной в Институте физики плазмы ННЦ ХФТИ (г. Харьков) [3]. Для упрочнения дисковых ножей применяли нанопокрытие CrN. Для напыления покрытия в вакуумной камере было создано давление не ниже $P = 5*10^{-5}$ Торр. Для лучшей адгезии покрытия CrN с режущим инструментом наносили подслой Cr (в течение 5мин). Для получения нанопокрытия CrN вакуумную камеру заполняли азотом чистотой 99,99% до давления $P = 2*10^{-3}$ Торр. Отрицательное смещение на подложке составило $U_{смещ}$ = - 80 В. Параметры вакуумной дуги: ток дуги хромового катода – 110 А, $I_{фок}$ = 0,7 А. Время нанесения нанопокрытий составляло 10-20 мин. В зависимости от времени обработки толщина полученного покрытия составляла от 300 нм до 900 нм. Упрочнение осуществляли с одной стороны для обеспечения при эксплуатации эффекта самозатачивания.

Предложенная технология включает предварительную обработку ультразвуком (в течении 5 мин) и ВЧ - разрядом перед нанесением покрытий. В процессе очистки режущего инструмента использовали следующие параметры разряда в среде аргона при давлении $P = 2*10^{-1}$ Торр: отрицательное смещение на подложке составляло -1кВ, а время очистки – 15 мин.

Новый способ упрочнения тонкостенных дисковых ножей нанопокрытиями CrN защищен патентом Украины [4].

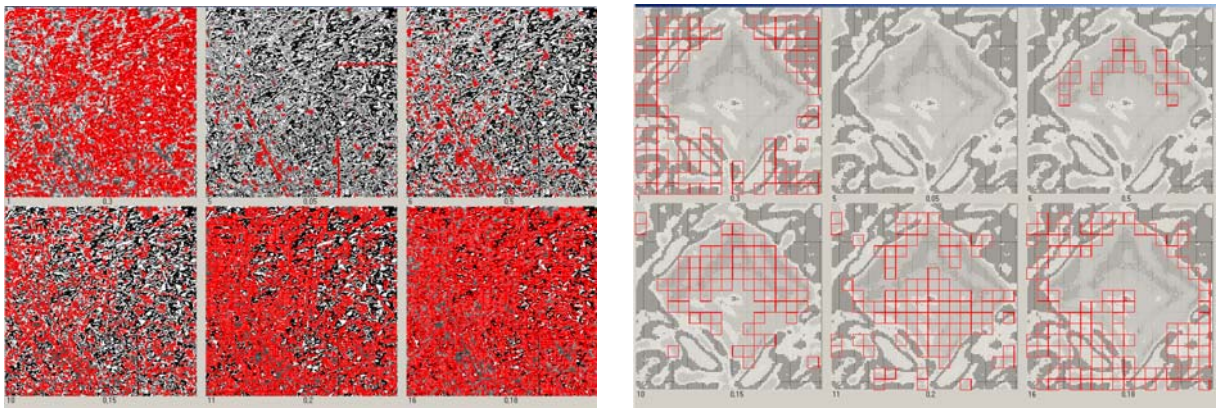
Для изучения влияния толщины покрытия на состав и распределение фаз сопоставительно анализировали образцы Cr+N толщиной 900нм и 300нм. Для описания процессов структурообразования упрочняющего покрытия использовали разработанную ранее методику [5], которая позволяет качественно и количественно определить фазовый состав и соотношение структурных составляющих, в том числе и формируемых в процессе нанесения покрытия. Специально разработанная программа включает 256 цветов (оттенков от черного до белого) от 0 до 255. При этом оптико - математической обработкой металлографических изображений статистически оценивали соотношения фаз в различных участках образцов до и после измерения микротвердости (по отпечатку), вокруг него и вне зоны измерения. Результаты оценки сведены в табл.1-3.

Таблица 1 – Распределение фаз при различной толщине покрытия

№ фото	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	Примечание
1	5,9	0	0	0	6,4	43,1	0	0	0	13,3	21	0	0	0	0,7	9,6	покрытие CrN толщиной 900нм
2	20	0	0	0	13,6	21,9	0	0	0	9,6	18,4	0	0	0	1,8	14,7	
3	30,5	0	0	0	0	8,1	0	0	0	11	22	0	0	0	8,2	20,2	
4	6	0	0	0	2,4	41,7	0	0	0	14,5	23,4	0	0	0	0	12	
5	28,8	0	0	0	0,1	9	0	0	0	9,1	21,5	0	0	0	8,5	23	
6	32,3	0	0	0	0,7	9,1	0	0	0	6,6	19,8	0	0	0	7,9	23,6	
7	11,8	0	0	0	0,7	18,8	0	0	0	12	29,4	0	0	0	0	27,2	
8	35,9	0	0	0	0	5,7	0	0	0	6,6	19,9	0	0	0	8,1	24	
9	36,6	0	0	0	0,5	6,5	0	0	0	4,9	17,9	0	0	0	3,3	30,2	покрытие CrN толщиной 300нм
10	28,5	0	0	0	1,1	9,2	0	0	0	6,5	22,1	0	0	0	2,5	30,2	
11	24,3	0	0	0	0,8	22	0	0	0	9,6	21,1	0	0	0	2,8	19,4	
12	34,4	0	0	0	0,8	21	0	0	0	6,9	13,7	0	0	0	8,2	15	
13	12,5	0	0	0	1	13,8	0	0	0	11,4	32,6	0	0	0	0,4	28,3	

Из табл. 1 видно, что распределение формируемых фаз в покрытии различной толщины не зависит от его толщины и свидетельствует об однородности нанесенного слоя.

На рис.1 представлено качественное распределение структурных составляющих упрочняющего покрытия CrN на поверхности инструмента.



а б

Рисунок 1 – Распределение структурных составляющих покрытия CrN по поверхности ножа (а) и под отпечатком индентора (б)

В системе железо-хром-азот образуются тройные твердые растворы внедрения структуры о.ц.к, г.ц.к. и г.п.у. Взаимодействие компонентов растворов, наносимых на сталь, приводит к образованию нитрида нестехиометрического состава (Cr, Fe)N_{1-x}. Предположительно, полученные структурные составляющие соответствуют следующим фазам: цвет 1 - чистый компонент Cr, цвет 5 – соединение FeN, цвет 6 – (Fe,Cr)N, цвет 10 – (Me, Cr)N. Упрочняющая фаза состоит, главным образом, из трьох видов нитридов хрома с различной концентрацией азота: цвет 11 – Cr_{1-x} N, цвет 15 – CrN, цвет 16 – Cr_2N. Так как количество формируемых структур колеблется в довольно широких пределах (например, чистого компонента в покрытие CrN толщиной 900нм от 5,9 до 35,9%), то было сделано усреднение и полученные данные представлены в табл.2. Дальнейший сопоставительный анализ проводился только для выявленных фаз с цветом 1, 5, 6, 10, 11, 15, 16.

Таблица 2 – Средние значения распределение фаз при различной толщине покрытия

Cr	Fe_xN_y	(Fe,Cr)N	(Me,Cr)N*	Cr_2N_x	Cr_2N	CrN	Примечание
21,4	2,99	19,68	10,34	21,93	4,40	19,29	покрытие CrN толщиной 900нм
27,26	0,84	14,5	7,86	21,48	3,44	24,62	покрытие CrN толщиной 300нм

**Примечание: в карбид типа (Me,Cr)N помимо Fe может входить и Mn.*

Наличие 45,62 – 49,54% нитридов на поверхности ножа с двухслойным нанопокрытием Cr - CrN обеспечивает повышение твердости, износостойкости и стабильность структуры, препятствуя пластической деформации режущего инструмента в эксплуатации.

Чем больше толщина слоя, тем выше температура и она способствует интенсификации диффузии железа и других компонентов из основного металла режущего инструмента по границам зерен с последующим формированием единичных сложных нитридов типа (Me, Cr)N. По данным табл. 2 видно, что в покрытии CrN толщиной 900нм, на 6,2% меньше чистого компонента (хрома), чем в слое 300нм.

Аналогичная картина и для нитридов с максимальной концентрацией азота. Их доля ниже на 5,33%. При этом по границам зерен формируются сложные соединения типа (Fe, Cr)N и (Me, Cr)N. Их процентное соотношение на 2,15 и 5,17% выше в более толстом слое покрытия CrN. По зерну образуются нитриды различного состава: $Cr_{1-x}N$, CrN, Cr_2 N. Степень однородности распределение каждой фазы в покрытии CrN представлено в табл. 3.

Таблица 3 – Степень однородности покрытия

Cr	Fe_xN_y	(Fe,Cr)N	(Me,Cr)N	Cr_2N_x	Cr_2N	CrN	Примечание
1,4-15,5	0,59-10,61	0,88-23,43	0,66-4,16	0,43-7,48	2,6-4,4	0,91-9,69	покрытие CrN(900нм)
1,24-12,5	0,04 - 1,0	5,3-13,8	0,96-11,4	0,38-32,6	0,14-4,76	5,22-28,3	покрытие CrN(300нм)

Из анализа полученных в табл. 3 данных следует, что максимальная степень неоднородности характерна для FeN в покрытии толщиной 900нм. При этом наиболее стабильной и однородной выявилась нитридная составляющая $Cr_{1-x}N$.

Диффузия Cr и N при нанесении покрытия характеризует фазовый состав в подповерхностном слое, глубиной проникновения индентора (табл. 4).

Таблица 4 – Вклад температуры в диффузию хрома и азота при нанесении покрытия

Процентное содержание фаз							Примечание
Cr	Fe_xN_y	(Fe,Cr)N	(Me,Cr)N	Cr_2N_x	Cr_2N	CrN	
18,24	4,50	24,76	11,50	21,26	3,84	15,90	отпечаток в покрытии CrN (900нм)
29,35	0,80	21,50	8,25	17,40	5,50	17,20	отпечаток в покрытии CrN (300нм)
26,67	0,47	11,20	8,40	23,03	5,33	24,93	покрытие CrN (900нм)
25,87	0,87	9,83	7,60	24,20	2,07	29,57	покрытие CrN (300нм)

В различные периоды оценки толщины покрытия в деформационных полосах при индентировании может происходить перемещение отличающихся типов упрочняющих фаз.

Сопоставляя процентное содержание фаз в отпечатке (см. табл. 4) и по поверхности режущего инструмента с покрытием CrN, следует отметить, что на глубину внедрения индентора, максимально уменьшилась концентрация нитрида Cr_2N - на 9,03% (для толщины 900 нм) и на 12,37% (для 300 нм). Содержание чистого компонента понизилось на 8,43% в покрытии толщиной 900нм. При этом увеличилась его доля на 3,48% в покрытии 300 нм. Основной вклад температуры заключается в диффузии азота, приведшей к формированию нитридов FeN, концентрация которых в 9,57 раз выше в отпечатке, чем в покрытии толщиной 900нм, где их доля минимальна (0,47), и к диффузии хрома в покрытии толщиной 300нм, концентрация которого на 3,48% выше в отпечатке, чем в поверхностном слое.

Из сопоставительного анализа результатов оптико – математической обработкой металлографических изображений можно сделать вывод, что распределение формируемых фаз в покрытии различной толщины не зависит от его глубины и свидетельствует об однородности нанесенного слоя. Повышенная температура способствует интенсификации диффузии железа и других компонентов из основного металла режущего инструмента по границам зерен с последующим формированием единичных сложных нитридов. Также отмечается диффузия азота и хрома в подповерхностный слой.

Проведен анализ упрочненных ножей с разной толщиной нанопокрытия CrN после эксплуатации (табл. 5).

Сопоставительный анализ полученных усредненных данных по количеству фаз до (см. табл. 2) и после эксплуатации (см. табл. 5) показал, что происходит разрушение сложных нитридов с железом (Fe,Cr)N с формированием более устойчивой структурной составляющей Cr_2N, особенно это характерно для покрытия CrN с толщиной 900 нм. Увеличение концентрации чистого компонента на 34,3% (300 нм) и 44,9% (900 нм) характеризует износ нитридного слоя с проявлением подслоя Cr, который не обеспечивает необходимой стойкости. Это и приводит к разрушению инструмента.

Таблица 5 – Средние значения распределение фаз после эксплуатации

Cr	Fe_xN_y	(Fe,Cr)N	(Me,Cr)N	Cr_2N_x	Cr_2N	CrN	Характеристика покрытия после эксплуатации
31,0	01,9	09,5	05,9	19,3	03,0	29,4	CrN (900нм)
36,6	02,1	09,4	05,4	15,0	06,1	25,3	CrN (300нм) (рис.2, зона 1)
28,0	02,2	13,7	07,6	21,2	02,4	24,9	CrN (300нм) (рис.2, зона 2)

Рисунок 2 – Поверхность дискового ножа с нанопокрытием CrN (300нм) после эксплуатации
1, 2 зоны измерения

В результате нанесения упрочняющего нанопокрытия CrN, обеспечено повышение износостойкости режущей кромки дискового ножа и эффект самозатачивания при эксплуатации, уменьшение склонности к усталостной повреждаемости.

Эксплуатационные испытания упрочненных тонкостенных ножей с покрытием 300-900 нм по предложенной технологии, проведенные на ПАО «Кондитерская фабрика «Харьковчанка» показали, что их стойкость в 11 - 25 раз выше исходного инструмента.

Выводы. Разработан новый комплексный технологический процесс упрочнения тонкостенных ножей нанопокрытием состава Cr+CrN, нанесеного вакуумно – дуговым методом в присутствии ВЧ разряда. Данный процесс включает и предварительную обработку перед нанесением покрытий для активации поверхности, ее очистку.

Для получения качественной и количественной информации о структурных составляющих, состоянии покрытия и его износе, использована оптико-математическая обработка изображений. Исследованы структуры покрытия и определено процентное содержание его фазового состава. Упрочняющая фаза в покрытии CrN толщиной 300нм и 900нм состоит, главным образом, из трех видов нитридов хрома с различной концентрацией азота: Cr_{1-x} N (21,93 -21,48%), CrN (4,40-3,44%), Cr_2N (19,29 - 24,62%). При этом чистого компонента Cr в нанопокрытии 21,4 - 27,26%. При нанесении покрытия отмечается диффузия железа по границам зерен с формированием фаз Fe_xN_y и (Fe,Cr)N. Установлено, что эксплуатационную стойкость инструменту обеспечивают

нитридные составляющие покрытия. Их частичный износ приводит к разрушению дисковых ножей.

Предложенная технология упрочнения тонкостенного режущего инструмента нанопокрытием CrN для условий промышленного производства ПАО «Кондитерская фабрика «Харьковчанка» позволила продлить срок службы изделий на 11 (толщиной 300 нм) и 25 дней (900 нм).

Список литературы

1. Анализ методов упрочнения режущих инструментов [Текст] /С.П. Романюк // Вісник ХНТУСГ, Випуск 133. – Харків, 2013. – С. 136 - 142.
2. Анализ патентов и авторских свидетельств по упрочнению изделий [Текст] /С.П. Романюк // Вісник ХНТУСГ. – Харків, 2015.- Випуск 158. – С. 117-126.
3. Вакуумно-дуговые устройства и покрытия [Текст] / А.А. Андреев, В.П. Саблев, В.М. Шулаев, С.Н.Григорьев – Харьков: «ННЦ «ХФТИ»», 2005. – 235с.
4. Пат. UA № 98218 МПК C23C 14/00; Спосіб нанесення нанозміцнюючого покриття для тонкостінних дискових ножів [Текст] / С.П. Романюк; заявник і патентовласник; Романюк С.П. – № u201410769· - Заявлено 02.10.2014; опубл. 27.04.2015. - Бюл.№ 8.
5. Методика математической оценки фазового состава стали [Текст] / Т. С.Скобло, Е.Л.Белкин, С.П. Романюк // Вісник ХНТУСГ. – Харків, 2014. – Випуск 146. – С.8-24.

Tamara Skoblo, Prof., DSc., Svitlana Romaniuk, post-graduate, Aleksandr Sidashenko, Prof., PhD tech. sci.
Kharkiv Petro Vasylenko national technical university of agriculture, Kharkiv, Ukreine

Development of complex, efficient method of hardening of cutting tools for the processing of agricultural products

The purpose of the work is improving the operational stability of the thin-walled cutting tools by applying of nano-coatings and the analysis of stability of structural components during its operation.

To improve the operational stability of the disk cutting tool in the processing industries, made of cold-rolled thin-sheet steel 65G, the CrN coating of 300÷900nm thickness has been applied. It was obtained by the vacuum - arc method at recommended processing parameters. Optical - mathematical methods have been proposed for the qualitative and quantitative description of the features of the formed coating structure at different layer thickness. Features of the phases distribution in the nanocoating has been studied and its influence on operational stability of the tool has been estimated.

The proposed method of hardening by the CrN nanocoatings provides increasing of wear and corrosion resistance. Industrial tests of hardened knifes has showed the increasing of operational stability of the thin-walled cutting tools in 11-25 times in comparison with disc knives without hardening.

thin-walled cutting tools, hardening by nanocoatings, structure, properties

Одержано 04.11.15

UDC 621.7; 621.8; 539.4

Dmytro Marchenko, PhD tech. sci.
Mykolayiv national agrarian university, Mykolayiv, Ukreine, marchenko_vod@mail.ru

Tribological research on the process of wear of a friction pair «cable block – rope» considering rolling slippage

Tribological studies conducted wear of the friction pair «cable block – rope», including rolling with sliding. It was found that wear does not depend on the hardness of the contacting surfaces at least by 5% slip. With the reduction of the surface roughness the coefficient of friction for the surfaces with grease decreases. It is shown that the slippage of up to 2%, a sharp change in the coefficient of friction, after which it remains almost flat due to the spread of slip on the entire contact area. Bearing strain increases with increasing slip, if the shear stresses are sufficiently large.
pair of friction, slipping, rolling motion, crumpling, coefficient of friction, rolling-off by a roller

Д.Д. Марченко, канд. техн. наук
Николаевский национальный аграрный университет, г.Николаев, Украина
Трибологические исследования процесса изнашивания пары трения «канатный блок - канат» при качении с учетом проскальзывания

Проведены трибологические исследования изнашивания пары трения «канатный блок - канат» при качении с учетом проскальзывания. Было обнаружено, что изнашивание пары трения не зависит от твердости контактирующих поверхностей, с проскальзыванием менее 5%. С уменьшением шероховатости поверхности коэффициент трения для поверхностей, которые имеют смазку, уменьшается. Показано, что проскальзывание до 2% приводит к резкому изменению коэффициента трения, после чего он остается практически не изменённым из-за распространения скольжения на всю площадь контакта. Деформация смятия увеличивается, при повышении проскальзывания, если касательные напряжения достаточно велики.
пара трения, проскальзывание, качение, смятие, коэффициент трения, обкатывание роликом.

Introduction. In the process of the contact interaction of bodies the state of the friction surfaces is influenced by many factors which should be considered when evaluating the options of trybological system on the point of identification of the processes and mechanisms of wear. The main factors are: physical and mechanical properties of materials and their interaction (hardness, structure, pressure, etc.), geometric properties of the contact surfaces of friction (deviation from form roughness that determine the speed of sliding friction behavior of friction pair, etc.) and environment of friction surfaces (temperature, humidity, presence of lubrication, etc.). Therefore, elucidating of the wear in the rolling considering slip is an important task for improving the durability of tribotechnical characteristics of contacting surfaces, such as a friction pair «cable block – rope».

Research methodology. To determine the rate of wear in the slip the method for determining the rate of deterioration in variable contact area and in accordance with the contact pressure changes – the so-called method of holes was improved. In this method, the change of the area of trybological contact is achieved by the formation of holes of wear by a rotating disc or cylinder on the surface of the sample. Method of holes is used in Spindles, Konvisarova, Skoda-Savin machinery according to standards ASTM G77-91, G83-90 and others. Usually when tested by this method durability rating is executed by volume, area or length of the chord holes of wear obtained over time. This made it impossible to compare the wear resistance of materials, measured on machines with different disk size and shape of the sample.

© Dmytro Marchenko, 2015

In the process of the growth of the hole, the area of friction increases and reduces the rate of wear. Putting in accordance instantaneous contact pressure and instantaneous wear rate we obtain the rate of wear curve depending on pressure [1].

To measure the depth of the hole the precise expensive equipment is necessary which allows automatically take into account the disturbance made by heating, beating, changes in roughness, wear of disc. To measure the length of the hole, in many cases sufficient accuracy is 0,1 mm, so these tests can be performed on almost any machine of friction. To calculate the rate of wear and building the graphs of wear rate of wear depends on the pressure source depending on the length of the hole on the way of rubbing or number of turns. Methodology of research was worked out by means of research methods.

For tests to determine tribotechnical characteristics we used a tribometer TRB – S – DE (Fig. 1), which was measured using such parameters as friction coefficient of accuracy (0,01), the friction force, friction profilograph trace and conducted continuous measurements of wear depth (profile trace) using dry friction in the presence of lubricants with automatic calculation of the rate of wear of working elements of tribometer and sample of tribological conjunction «drive - sector».

Figure 1 – Tribometer conjunction TRB – S – DE

The degree of wear of the samples (Fig. 2, *a*) was calculated by the software of tribometer, based on the volume of material lost during the study with a graphical display of the results (Fig. 2, *b*).

a *b*

Figure 2 – Samples for tests (*a*) and graphical representation of the results of research on tribometer TRB – S – DE (*b*)

Special feature of this device is that the pin or flat surface area of the working element of tribometer is applied to the surface of the sample with the required load and angle and during the test is determined by the coefficient of friction due to elastic deflection lever of tribometer, and value the effort accurately measured. Vertical movement of the lever tribometer TRB – S – DE, controlled by special sensitive sensor in tests directly related to the depth point of contact wear. Also, the control parameters of such tests as rolling and sliding speed, frequency, contact press (in Hertz contact stress) as well as the parameters of time and environment (temperature, humidity and the presence or lack of lubrication) to simulate actual working conditions for working media on the wear of the material in real time.

Tests are conducted in accordance with DIN 50324, ASTM G99 «Standard Test Method for wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus», as well as standards ASTM G 133, ASTM D 3702, ASTM D 5183, ASTM D 4172 and ASTM D 2266.

Tests with constant friction factor have this advantage over some tests with constant slip: first, when tested with a constant factor change of the diameter of the samples was not greatly reflected in the slip, and secondly, the fall of the coefficient of friction in them when changing external conditions automatically compensated by an increase in slip and provides a more stable amount of wear rate than the tests that have maintained a constant slippage: an increase in humidity or air pollution in the latter case causes a decrease in the coefficient of friction and wear rate respectively [2].

The tests of the samples being rolled with the slip were conducted on a wear machine MI the top shaft of which was able to rotate, and was returned about a vertical axis at an angle of 5°, which provided lateral slip about 10% of that observed in the friction pair «cable block – rope». To measure the wear weight loss of samples used VLR – 200.

The results. When using friction pair «cable block – rope» because of moving and inhibition longitudinal slip occurs, which is several times more than the cross.

Contact-fatigue damage of material at the contact interaction in real tribosystem can not only decrease with the increase of friction and respectively, equivalent stress, but may also increase. Fatigue damage of contact depends to a greater extent not only on the initial stress-strain state of contact, nor from the average stress-strain state, which is achieved by the time of appearing of contact fatigue crack but depends on heterogeneity of plastic deformation, which is created before the inception of contact-fatigue damage i.e. heterogeneity of residual stress field that is created in the contact fatigue until reaching the limit of slander [3, 4].

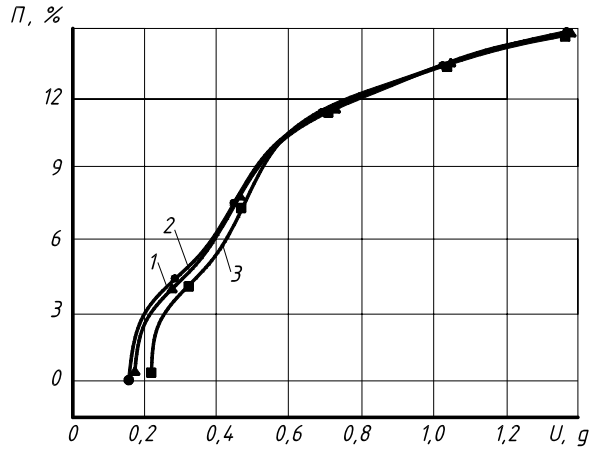
The speed of scrolling does not affect the results of determination of boundary-contact fatigue endurance. When rolling with longitudinal slip the leading and lagging rollers have different size of slip.

Likewise plays an important role in the mechanism of slip for internal or external rolling as contact pressure in this case is not defined by the Hertz formula (with internal rolling), then the method of equivalent pliability can be applied. Also there is difficulty in kinematics rolling with the flow balance in the tangent direction [5].

In the process of deterioration increases the size of the hole and the surface area of friction increases on the upper stationary roller, contact pressure is getting lower and thus the speed of wear. The coefficient of friction in the transition from sticking to the plastic smoothing of microscopic and then to oxidative deterioration vary very slightly, as determined by the critical pressure point sharp decrease in the rate of wear.

When the steel samples 20, 25L, 35L run-rollers, surface hardness HV 10 which was 235...272 were tested on the friction machine MI, the dependence of wear slip at different load was determined (Fig. 3).

Found that wear actually depends on the load, but depends only on the slip.

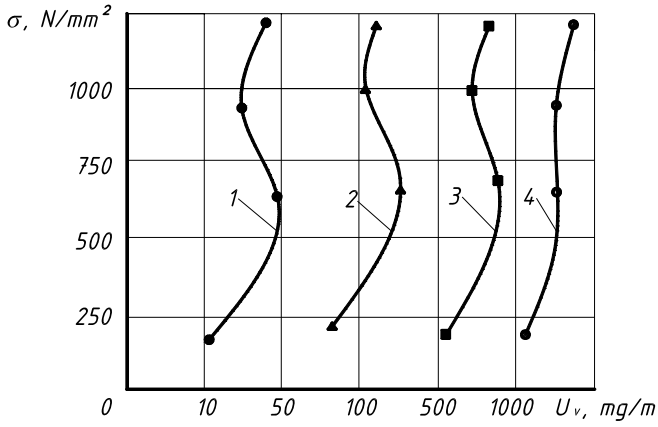


1 – 350 H 2 – H 500 3 – 650 H

Figure 3 – Dependence of wear slip under load

In the case of rolling with longitudinal slip, equal to 10% of the friction surface become brown color, typical of oxidative deterioration. When cross-slip surface layer due to lateral plastic flow continuously updated. In longitudinal slip surface areas and products of wear, moving along the circle skating, interact repeatedly, increasing the role of corrosion during wear. Speed oxidative deterioration was dependent on the hardness of steel, so the impact of hardness on the results of experiments with longitudinal slip offset that should be considered when analyzing the results of a wear machine MI.

This was determined dependence of the rate of wear of the contact pressure in the simulation slip to 10% with samples of steel 35L run-roller, surface hardness HV 10 which was 232 (Fig. 4).



1 – 2,5%; 2 – 5%; 3 – 7,5%; 4 – 10%

Figure 4 – Dependence of speed of wear on the pressure in contact with the sample of run steel 35L rolled in the process of modeling slip

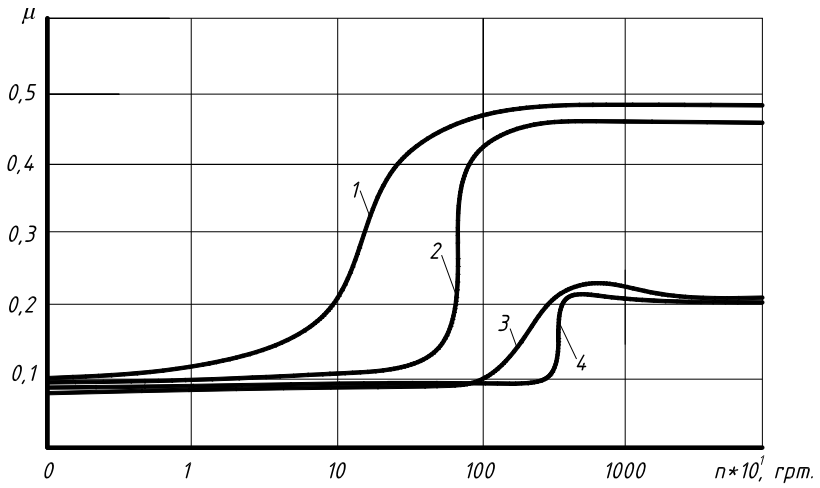
Thus, one could argue that the slip to 10% speed deterioration is almost independent of pressure or even decreases with its increase.

When changing operating conditions tribosystem wear rate may change abruptly, thus changing the surface friction type, size, color and chemical composition of the products of friction, that is a result of the transition from one mechanism to the second wear.

Boundary layers of bodies or surface film, with their contact during the rolling of the sliding friction coefficient reduce to 3 – 4 times and thus the speed and intensity of wear. Therefore, by changing the coefficient of friction may establish a process erase surface films.

Investigation of friction coefficient on the number of revolutions of samples of steel 34HN1M conducted simulations slip to 10%, with a load of 600 N. In this case, the test samples were subjected to the running-in, surface hardness HV 10 which was 366, and after the break-roller with a force of 12 kN, surface hardness HV 10 – 405 (Fig. 5). Lubrication samples occurred with the help of oil BOZ – 1.

The experiments showed that the number of revolutions before the abrupt change in the coefficient of friction of the surface of film is uniformly distributed; this explains the steady value of friction coefficient, whose value is about 0,1. When you reach a certain number of turns for the two samples without lubrication ($0{,}9 \cdot 10^1$ rpm – for no run-sample and $50 \cdot 10^1$ rpm – for a sample run-through video) boundary layers bodies begin to lose their properties change occurs multiple protective properties surface layer, which is why there is a sharp change in the coefficient of friction. It should be noted that the sample run-through video that change faster that fast run-in, then set the constant coefficient of friction, as is the balance of all processes (thermal, physical, mechanical, chemical), and the friction surface formed modified surface layers, which further define the mechanism of wear. The coefficient of friction is about the two samples without lubrication 0,45…0,48 and 0,2...0,21 and the second formation of a surface film with intense separation products wear appears. By means of rolling with break-rollers, which creates compressive residual stresses in the surface layer, lead to reduced separation of particles from the surface, thus reducing wear [6, 7]. Similar results were obtained when testing specimens strengthened by car break-in method HZYP Skoda-Savin, as well as run-tested 45 samples of steel cut from the shaft, the test which was conducted on the wear on the spindle. According to these experiments, it can be argued that the compressive residual stresses arising from the from hindering wear [8].



1 – not run-sample without lubrication; 2 – sample run-through by roller without lubrication; 3 – not run-of lubrication; 4 – sample run-through by roller with

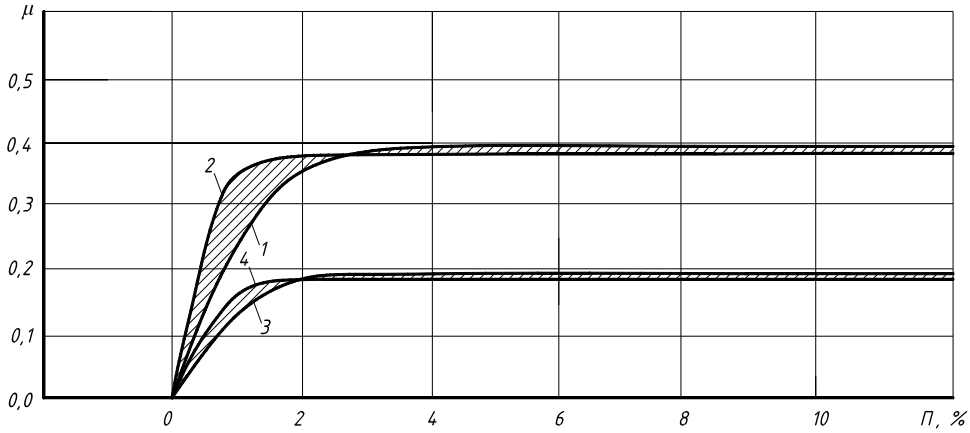
Figure 5 – Dependence of friction coefficient on the number of revolutions of samples of steel 34HN1M from slipping to 10%

Dependence of friction coefficient on the size of the slip was conducted on the samples before and after the break-in break-roller friction surface lubrication and without lubrication (Fig. 6). As oil used Torsyol – 55 (GOST 20458 – 75), which is used for lubrication of cables, at the speed of rolling samples of 31,4 m/min., made of steel 35 L.

As seen from the graph that the slip to 2% observed a drastic change in coefficient of friction, then it remains almost unchanged through the slip distribution on the entire contact area. The obvious connection maximum value of the friction coefficient of surface friction, as sudden changes in the coefficient of friction for reinforced and strengthened specimens with and without lubrication identified area (primed lines) when run-in is faster for samples run-rollers (Fig. 6), as can be argued that the surface roughness affects only at small slip (3%). If

slippage will not exceed 3%, as observed in the work of the friction pair «cable block – rope» when presenting his break-roller will not be significant damage to the surface of contact, since the coefficient of friction is less than no break-roller.

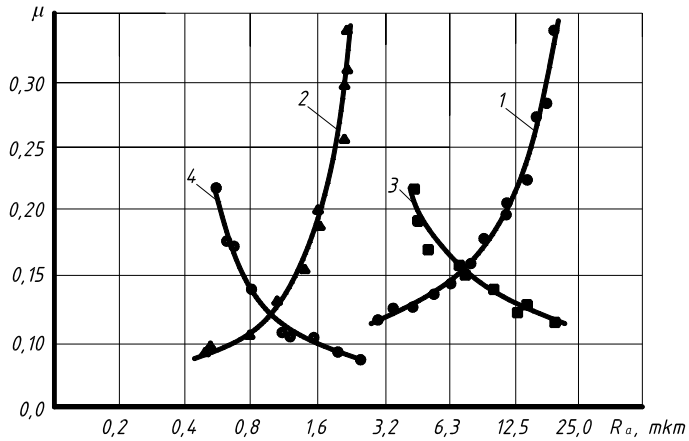
Similar results were obtained when testing the wheel sets [1]. The author proved that increasing slip leads to an increase in work hardening of the surface layer decreases the surface roughness and friction, which reduces the crushing surface and thus wear surfaces. In our case, with break-roller [9 – 11], this effect is achieved faster, thus making the surface layer set tribotechnical properties with reduced rates of wear.



1 – no run-sample without lubrication; 2 – sample run-through with the roller without lubrication;
3 – not run-of sample with lubrication; 4 – sample run-through with a roller with lubrication

Figure 6 – Dependence of friction coefficient on the size of the slip

Therefore, fig. 7 shows the dependence of the coefficient of friction of the surface roughness of the samples before and after the break-break-roller with grease lubrication Torsyol – 55.



1 – no run-sample without lubrication; 2 – sample run-through with roller without lubrication;
3 – not run-of sample with lubrication; 4 – sample run-through with roller with lubrication

Figure 7 – The dependence of the coefficient of friction on roughness of surface

The graph shows that with the decrease of surface roughness the friction for samples that have lubrication is reduced.

Conclusions. 1. In the process of contacting of surfaces with slip less than 5% the wear does not depend on surface hardness, but by changing the hardness of one of the surfaces of friction increased wear on other surfaces should be considered. Surface roughness effect on friction coefficient of friction and wear rate when rolling with slip, i.e. with decreasing surface roughness decreases.

2. If the slip is up to 2% it is seen as a sharp change in friction can be observed, after which it remains practically unchanged through the distribution of slip on the entire area of contact.

3. When rolling with a slip the main mechanisms is oxidative deterioration and jam wear. Deformation jam increases with increasing slip if tangent of pressure is rather large.

Referens

1. Markov D. P. Tribologicheskie aspekty povyshenija iznosostojkosti i kontaktno-ustalostnoj vynoslivosti koles podvizhnogo sostava: dis. … doktora tehn. nauk : 05.02.04 / Markov Dmitrij Petrovich. – M., 1996. – 386 s.
2. Bushe N. A. Sovmestimost' trushhihsja poverhnostej / N. A. Bushe, V. V. Kopyt'ko. – M. : Nauka, 1981. – 128 s.
3. Popov A. P. Kontaktnaja zadacha naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija tel pri rabote stal'nogo kanatnogo bloka i trosa / A. P. Popov, B. I. Butakov, D. D. Marchenko // Problemi tribologiї. – Hmel'nic'kij, 2011. – № 1. – S. 29–36.
4. Marchenko D. D. Kincevo-elementne modeljuvannja kontaktnoi' vzajemodii' pry roboti stal'nyh kanatnogo bloku i kanatu / D. D. Marchenko // Problemy trybologii'. – Hmel'nyc'kyj, 2013. – № 1. – S. 86–93.
5. Kuz'menko A. G. Zakonomernosti proskal'zyvanija pri vnutrennem i naruzhnom kachenii cilindrov. Jeksperiment (Chast' 1) / A. G. Kuz'menko // Problemi tribologiї. – Hmel'nic'kij, 2012. – № 2. – S. 121–126.
6. Butakov B. I. Povyshenie kontaktnoj prochnosti stal'nyh detalej obkatyvaniem ih rolikami / B. I. Butakov, D. D. Marchenko // Suchasni problemi tribologiї : mizhnar. nauk.-tehn. konf., 19-21 travnja 2010 r. : tezi dop. – K. : IVC ALKON NAN Ukraїni, 2010 – S. 74.
7. Butakov B. I. Razrabotka sposoba obkatyvanija rolikami stal'nyh detalej s cel'ju povyshenija ih kontaktnoj prochnosti / B. I. Butakov, D. D. Marchenko // MOTROL. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Polish Academy of Sciences Branch of Lublin Ropczyce School of Engineering and Management. – Lublin, 2008. – Vol. 10V. – R. 15–28.
8. Shkol'nik L. M. Tehnologija i prisposoblenija dlja uprochnenija i otdelki detalej nakatyvaniem / L. M. Shkol'nik, V. I. Shahov. – M. : Mashinostroenie, 1964. – 184 s.
9. Butakov B. I. Povyshenie kontaktnoj prochnosti stal'nyh detalej s pomoshh'ju poverhnostnogo plasticheskogo deformirovanija / B. I. Butakov, D. D. Marchenko // Problemi tribologiї. – Hmel'nic'kij, 2008. – № 1. – S. 14–23.
10. Issledovanie sostojanija poverhnostnogo sloja valov obkatannyh rolikami / B. I. Butakov, D. D. Marchenko, V. A. Artjuh, A. V. Zubehina // Tehnologii uprochnenija nanesenija pokrytij i remonta: teorija i praktika : materialy 14-j mezhdunar. nauch.-prakt. konf., 17 – 20 aprelja 2012 g. : tezisy dokl. : v 2 ch. – Sankt – Peterburg, 2012. – Ch. 2. – S. 50–64.
11. Pat. 93252 Ukrai'na, MPK V 24 V 39/04. Sposib chystovoi' ta zmicnjujuchoi' obrobky poverhon' til obertannja skladnogo profilju i prystrij dlja jogo zdijsnennja / B. I. Butakov, V. S. Shebanin, G. S. Butakova, D. D. Marchenko ; zajavnyk i patentovlasnyk Mykolai'vs'kyj derzhavnyj agrarnyj universytet. – № a200815098 ; zajavl. 29.12.2008 ; opubl. 12.07.2010, Bjul. № 13.

Д.Д. Марченко, канд. техн. наук
Миколаївський національний аграрний університет, м.Миколаїв, Україна

Трибологічні дослідження процесу зношування пари тертя «канатний блок – канат» при коченні з врахуванням проковзування

Проведені трибологічні дослідження зношування пари тертя «канатний блок - канат» при коченні з врахуванням проковзування. Було виявлено, що зношування пари тертя не залежить від твердості контактуючих поверхонь, з проковзуванням менш ніж 5%. Зі зменшенням шорсткості поверхні коефіцієнт тертя для поверхонь, які мають мащення, зменшується. Показано, що проковзування до 2% призводить до різкої зміни коефіцієнта тертя, після чого він залишається практично не змінним через розповсюдження ковзання на всю площу контакту. Деформація зминання збільшується, при підвищенні проковзування, якщо дотичні напруження достатньо великі.

Збільшення проковзування призводить до підвищення наклепу поверхневого шару, відбувається зменшення шорсткості поверхні і коефіцієнту тертя, що призводить до зменшення зминання поверхні та зношування. В нашому випадку, за допомогою обкатування роликом, цей ефект досягається швидше, при цьому створюючи в поверхневому шарі задані триботехнічні властивості зі зменшеними показниками зношування.

пара тертя, прослизання, кочення, зминання, коефіцієнт тертя, обкатування роликом

Одержано 06.11.15

УДК 621.9.048.4

В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук, В.В. Юр'єв, асп.
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Розмірна обробка електричною дугою складних за зовнішнім контуром деталей

Описано технологічну схему формоутворення розмірної обробки електричною дугою складних за зовнішнім контуром деталей та запропоновано конструкцію електрода-інструмента, що дозволяє визначити запропонований спосіб, як високоефективну альтернативу традиційним технологіям.
електрична дуга, РОД, складний контур, ЕІ, заготовка, формоутворення

В.И. Носуленко, проф., д-р техн. наук, В.В. Юрьев, асп.
Кировоградский национальный технический університет, г.Кировоград, Украина
Размерная обработка электрической дугой сложных по внешнему контуру деталей

Описана технологическая схема формообразования размерной обработки электрической дугой сложных по внешнему контуру деталей и предложена конструкция электрода-инструмента, что позволяет определить предложенный способ, как высокоэффективную альтернативу традиционным технологиям.
электрическая дуга, РОД, сложный контур, ЭИ, заготовка, формообразование

Постановка проблеми. В сучасному машинобудуванні широко використовують деталі зовнішнього складного контура типу «зірочка». В загальному випадку зовнішній контур може бути елементом конструкції машини або технологічного оснащення. При дрібносерійному виробництві для отримання деталей зі складним зовнішнім контуром частіше використовують механічну обробку та штампування. Механічна обробка доцільна при індивідуальному виробництві, оскільки є малопродуктивним процесом, а штампування не завжди ефективне, оскільки не компенсується вартість штампа. Тому помітного поширення знаходять електрофізичні способи обробки, а саме плазмова і лазерна обробки та електроерозійна обробка, різновидом якої є електроіскрова обробка та розмірна обробка електричною дугою (РОД).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Плазмове різання [1] не дозволяє отримати деталі зовнішнього фасонного контура, перш за все габаритами приблизно до 100 мм з дрібними елементами та гострими кутами при підвищених вимогах по якості і точності обробки. Товстолистові деталі, отримані плазмовим різанням, мають дещо оплавлену і неперпендикулярну площині деталі поверхню різу. Суттєвий недолік плазмового різання – порівняно велика (до 1 мм) зона термічного впливу при обробці вуглецевих сталей, що ускладнює подальшу механічну обробку. Тому деталь в цьому випадку підлягає відпалу. При різанні металу товщиною до 2 мм термічні напруження приводять до викривлення деталей. Вузькі щілини шириною менше товщини листа, дрібні прямокутні і квадратні отвори в товстолистовому металі є проблемою. Наступний недолік методу – досить жорсткі вимоги до відхилення від перпендикулярності різу. Залежно від товщини деталі кут відхилення не повинен перевищувати 10-50°. При виході за ці межі спостерігається значне розширення різу і, як один із наслідків, швидкий знос витратних матеріалів.

© В.І. Носуленко, В.В. Юр'єв, 2015

Лазерне різання дозволяє отримати деталь складного контуру. Недолік лазерної технології – її вартість [2], та наявність зони термічного впливу при обробці вуглецевих сталей. Нові технологічні рішення та збільшення об'ємів випуску продукції поступово знижують вартість одиниці потужності лазера, проте, для багатьох областей лазер порівняно з альтернативними технологіями все ще залишається занадто дорогим, навіть в тих випадках коли його застосування може забезпечити кращу якість. Враховуючи високу вартість лазерів, їх вигідно застосовувати в тих випадках, коли складно чи неможливо застосувати звичайні технології.

Електроіскрова обробка дозволяє уникнути вищезазначених недоліків плазмового та лазерного різання, але відрізняється низькою продуктивністю. Спосіб РОД порівняно з електроіскровою обробкою забезпечує значно більш високу продуктивність (в 5...10 разів і більше) та менші питомі витрати електроенергії (приблизно вдвічі) [3].

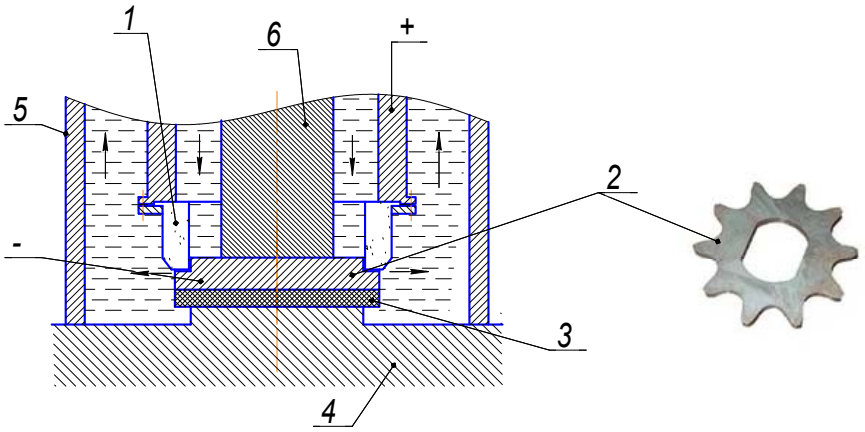
Отже, згідно зазначеного РОД є найбільш ефективним способом обробки складних за зовнішнім контуром деталей [4].

Постановка завдання – підвищення технологічних можливостей процесу РОД складних за зовнішнім контуром деталей.

Поставлена задача реалізується шляхом:

- обґрунтування технологічної схеми формоутворення деталей «Зірочка» способом РОД;
- розробка та аналіз математичних моделей, що обумовлюють технологічні характеристики продуктивності обробки, шорсткості обробленої поверхні, відносного лінійного зносу та бічного міжелектродного зазору;

Виклад основного матеріалу. При РОД складних за зовнішнім контуром деталей реалізують технологічну схему формоутворення при прямому прокачуванні робочої рідини (рис.1) через тонкостінний електрод-інструмент (ЕІ) 1 (рис. 2), стінки якого витримують внутрішній тиск робочої рідини і дозволяють руйнувати мінімальну кількість металу при формоутворенні зовнішнього контуру. Для зменшення впливу довгих дуг під заготовку 2 підкладено гумову підкладку 3, що забезпечує якісний вихід електрода та збереже швидкість потоку при виході ЕІ із заготовки. Заготовка разом з гумовою підкладкою утримується гідравлічним притискачем 6, який працює від робочої рідини, що надходить в верхню камеру електродотримача і надалі направляється в зону обробки.



1 – ЕІ; 2 – деталь «Зірочка»; 3 – гумова підкладка; 4 – підкладна плита; 5– гідрокамера; 6 – гідравлічний притискач

Рисунок 1 – Технологічна схема формоутворення при прямому прокачуванні робочої рідини

Джерело: розроблено автором

При РОД складних за зовнішнім контуром деталей, наприклад «зірочка», необхідно забезпечити рівномірну течію робочої рідини по контуру обробки, оскільки саме гідромеханічні характеристики визначають якість обробки.

В зв'язку з цим, приймаємо до уваги, що енергетичні характеристики дуги в умовах РОД, а отже і технологічні характеристики процесу регулюються легко, плавно і в широкому діапазоні за рахунок зміни динамічного тиску потоку та струму обробки. При цьому фізична модель процесу РОД описується простим співвідношенням:

$$y = k\, I^a\, Pd^b\,, \qquad (1)$$

де y – будь-який технологічний показник (характеристика) процесу, наприклад, продуктивність, шорсткість, глибина зони термічного впливу і інше;

k – коефіцієнт розмірності;

I – сила струму, А, приймається в межах від декількох ампер до декількох тисяч ампер, визначає продуктивність обробки і таким чином, по суті, відображає кількісну сторону процесу;

Pd – динамічний тиск потоку, Па, вибирається в межах від 1…2 кПа до 1МПа і більше, визначає якісну обробку (шорсткість, глибину зони термічного впливу, точність) і таким чином, по суті, відображає якісну сторону процесу;

a і b – показники степені, різноманітні для різних технологічних характеристик:

Як наслідок, в умовах РОД, з однієї сторони можна ввести в зону обробки, практично, будь які потужності, від найменших до найбільших, а отже забезпечити будь-яку потрібну продуктивність, а, з іншого боку, можливо реалізувати обробку в самому широкому діапазоні режимів, від розмірного плавлення і аж до тонкого розмірного випаровування при відповідній зміні якості обробки і це незалежно від сили струму. І досягається це мобільно, в потрібний час, і потрібному місці простим регулюванням I і Pd. Таким чином, В умовах РОД динамічний тиск потоку робочої рідини в міжелектродному зазорі визначає енергетичні характеристики дуги, а отже, і технологічні характеристики процесу.

За зазначених умов необхідно забезпечити оптимальні умови течії робочої рідини в зоні обробки, а отже відповідний гідродинамічний опір течії по всій торцевій робочій поверхні ЕІ. Для цього на вході в міжелектродний зазор забезпечують рівномірну течію робочої рідини в звужуючу щілину за рахунок нахилу внутрішньої стінки ЕІ в межах α – 0,5…1° (рис.2), а від нього по робочій торцевій поверхні передбачають робочий поясок (еквідистанту) в межах 3…5 мм. Окрім того, від робочого пояска в напрямку периферії ЕІ передбачають нахил β - 3…5°, який сприяє руйнуванню відходу за рахунок плавлення видовженими дугами, що зменшує енергоємність процесу ерозії.

Як наслідок, зазначена конструкція ЕІ забезпечує оптимальні характеристики процесу, а саме: продуктивність обробки М [мм^3/хв], шорсткість обробленої поверхні Ra [мкм], відносний лінійний знос ЕІ γ [%] та бічний міжелектродний зазор δ мм, що доведено експериментальними дослідженнями. Останні виконувались з застосуванням програмного пакету STATISTICA 6.0, зокрема модулів математичних методів планування експерименту. На підставі апріорної інформації було вибрано фактори, що визначають режими обробки (сила технологічного струму I = 50…400, А, статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор $P_{ст}$ = 0,8…1,6, МПа та напруги на електродах U = 28…32, В. Усі вибрані фактори задовольняють умовам керованості, операціональності та однозначності. Інші параметри процесу РОД були зафіксовані на постійному рівні. В якості робочої рідини використовувалося органічне середовище – масло «Індустріальне 1-20А» – 50 % та гас освітлювальний – 50 %, полярність обробки – зворотня, матеріал ЕІ електроерозійний графіт марки МПГ – 7. Експерименти виконувались на електроерозійному копіювально-прошивному верстаті моделі «Дуга-8Г».

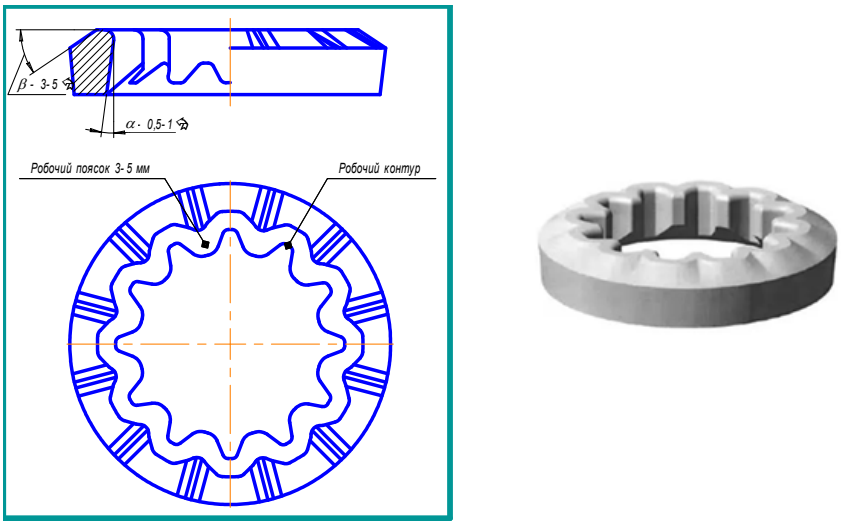


Рисунок 2 – Електрод-інструмент для обробки зовнішнього контуру
Джерело: розроблено автором

На рис. 3 показано залежність продуктивності *M* від сили технологічного струму *I* та статичного тиску $P_{ст}$, що визначається за формулою, мм^3/хв:

$$M = 7{,}41\, I^{1{,}07} P_{ст}^{-0{,}32} \,. \qquad (2)$$

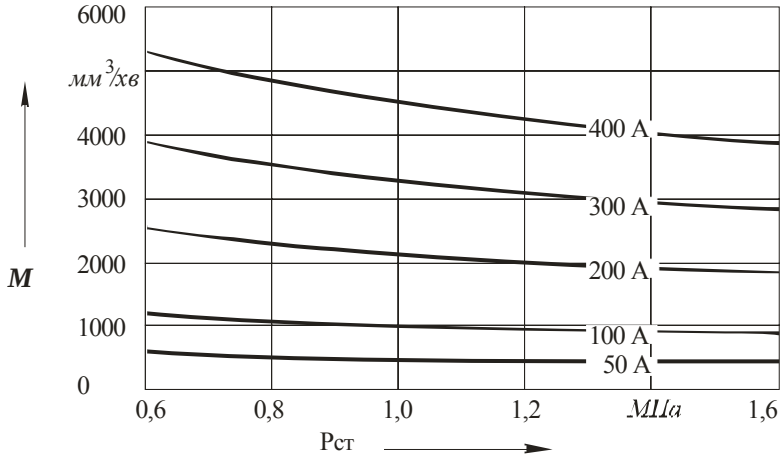


Рисунок 3 – Залежність продуктивності *M* від *I* та $P_{ст}$.
Джерело: розроблено автором

Отримана залежність дозволяє зробити висновок, що на продуктивність обробки *M* найбільш впливає сила технологічного струму, із підвищенням якої продуктивність збільшується. Отже силу струму слід визначити головним керуючим фактором, а статичний тиск *Рст* суттєвого впливу не створює.

На рис. 4 показано залежність шорсткості обробленої поверхні R_a від *I* та $P_{ст}$, що визначається за формулою, *мкм*:

$$Ra = 1{,}08\, I^{0{,}41} P_{ст}^{-1{,}12} \,. \qquad (3)$$

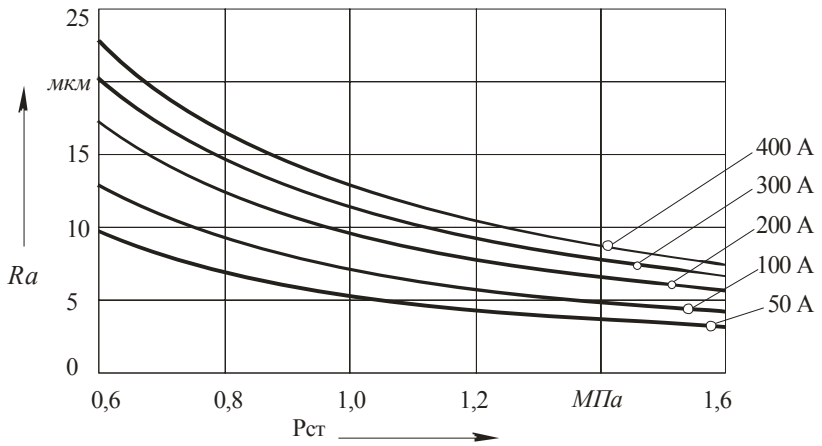


Рисунок 4 – Залежність шорсткості обробленої поверхні *Ra* від *I* $P_{ст}$

Джерело: розроблено автором

Отже, факторами, що впливають на шорсткість обробленої поверхні – сила технологічного струму *I* та статичний тиск *Рст* і тому їх слід визнати головними, керуючими.

На рис. 5 показано залежність відносного лінійного зносу ЕІ γ від *I* та *Рст* , що визначається за формулою, %:

$$\gamma = 0{,}001\, I^{1{,}26} P_{\text{ст}}^{0{,}53} . \qquad (4)$$

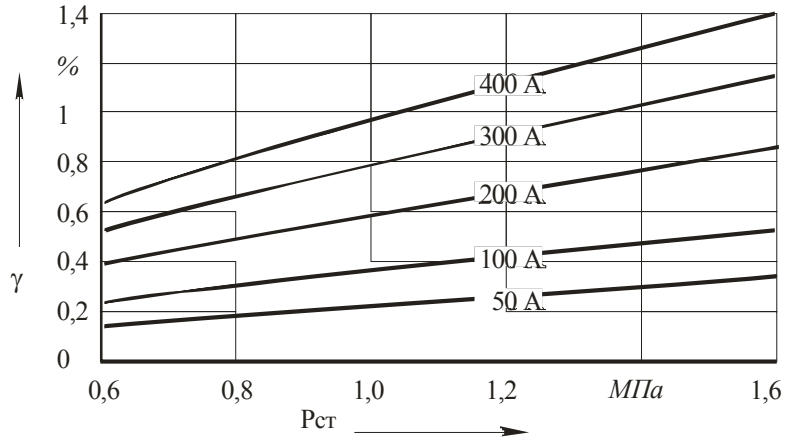


Рисунок 5 - Залежність відносного лінійного зносу ЕІ γ від *I* та $P_{ст}$

Джерело: розроблено автором

Отже, знос ЕІ збільшується зі збільшенням сили струму *I* та статичного тиску *Рст*. Побудову профілю робочої поверхні ЕІ виконують згідно технологічних схем формоутворення, режимів обробки та схеми утворення міжелектродних зазорів. Розрахунок розмірів ЕІ з врахуванням міжелектродного зазору, шорсткості поверхні виконують згідно існуючих методик. При обробці внутрішніх і зовнішніх контурів листових деталей важливою є величина бічного міжелектродного зазору.

На рис. 6 показано залежність величини міжелектродного зазору δ від *I* та $P_{ст}$, що визначається за формулою, мм:

$$\delta = 0{,}02\, I^{0{,}29} P_{\text{ст}}^{-0{,}59} \quad . \qquad (5)$$

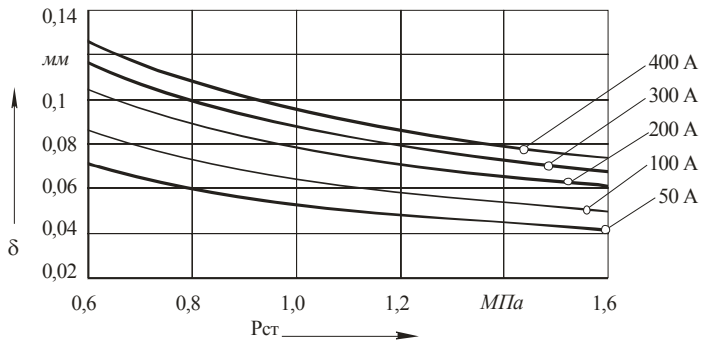


Рисунок 6 – Залежність міжелектродного зазору δ від I та $P_{ст}$
Джерело: розроблено автором

Отже, факторами, що впливають на величину міжелектродного зазору – сила технологічного струму I та статичний тиск $Pст$ і тому їх слід визнати головними, керуючими.

Висновки. РОД є найбільш ефективним із відомих способів обробки складних за зовнішнім контуром деталей і реалізує технологічну схему формоутворення при прямому прокачуванні робочої рідини через ЕІ, геометрію робочої кромки якого будують за такими параметрами: для цього на вході в міжелектродний зазор забезпечують рівномірну течію робочої рідини в звужуючу щілину за рахунок нахилу внутрішньої стінки ЕІ в межах α – 0,5…1°, а від нього по робочій торцевій поверхні передбачають робочий поясок (еквідистанту) в межах 3…5 мм. Окрім того від робочого пояска в напрямку периферії ЕІ передбачають нахил β - 3…5°, що забезпечує рівномірну течію робочої рідини в міжелектродному зазорі та відповідну якість обробленої поверхні.

Список літератури

1. Коваленко В. С. Электрофизические и электрохимические методы обработки метал лов [Текст] / В. С. Коваленко. – М.: Вища школа, 1985. – 236 с.
2. Подураев В. Н. Технология физико-химических методов обработки [Текст] / Подураев В. Н. Камалов В.С. – М.: « Машиностроение», 1985. – 264 с.
3. Электроимпульсная обработка металлов [Текст] / [Лившиц А. Л., Кравец Л. Т., Рогачев И. С., Сосенко А. Б.]. - М.: «Машиностроение», 1967. – 294 с.
4. Носуленко В. И. Размерная обработка металлов электрической дугой [Текст] / В.И. Носуленко // Электронная обработка материалов – 2005. - №1. – С. 8 - 17

Viktor Nosulenko, Prof., DSc., Vitaly Yuriev, post-graduate
Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukreine
Dimensional processing electric arc complex at the external contour of the parts

Purpose – to increase the technological capabilities of the process dimensional processing electric arc of difficult at the external contour of the parts.

The work presents the described method and the electrode-tool for machining complex at the external contour of the parts in the implementation of the technological scheme of formation by direct pumping of the working fluid. The results of experimental research of the technological characteristics of the process of dimensional processing electric arc such as: the processing performance M mm^3/min, the roughness of the processed surface Ra μm, the relative linear wear of the electrode tool of γ % and the side electrode gap δ mm.

Dimensional processing electric arc is the most effective of the known methods of processing complex at the external contour of parts and implements technological scheme of formation by direct pumping of the working fluid through the electrode-tool geometry of the working edge of which is built on the following parameters: inlet electrode gap provide uniform within the working fluid in the gap due to the inclination of the inner wall of the electrode tool within the α – 0,5...1°, and from it on the working end surface provide a work belt (equation) within 3...5 mm. In addition to the working zone in the circumferential direction of the electrode-tool include the inclination β - 3...5° that the steady flow of the working fluid in the electrode gap and the corresponding quality of the processed surface.
electric arc, ROD, complex contour, billet, forming

Одержано 22.09.15

УДК 621.9.06

І.А. Валявський, канд. техн. наук, Ю.В. Кулєшков, проф., д-р техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна, ivanvia@yandex.ru

Дослідження впливу компонувальної схеми та діапазону зміни довжини кінематичних ланок на просторові рухові характеристики гексаподів

В статті розглянуто вплив конструктивних параметрів (компонувальної схеми та діапазону зміни довжини кінематичних ланок) на розміри та об‘єм робочого простору верстата-гексапода.
верстат, гексапод, проектування, рухові характеристики, робочий простір

И.А. Валявский, канд. техн. наук, Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук
Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина
Исследование влияния компоновочной схемы и диапазона изменения длины кинематических звеньев на пространственные двигательные возможности гексаподов

В статье рассмотрено влияние конструктивных параметров (компоновочной схемы и диапазона изменения длины кинематических звеньев) на размеры и объем рабочего пространства станка-гексапода.
станок, гексапод, проектирование, двигательные характеристики, рабочее пространство

Постановка проблеми. Використання механізмів паралельної структури та створення на їх основі верстатів з паралельною кінематиою (ВПК) є одним з напрямків вирішення задачі розширення функциональних можливостей металорізальних верстатів. Подібні верстати мають високу продуктивність та дозволяють вести обробку деталей складної конфігурації.

Одним з набільш розповсюджених варіантів є використання механізму паралельної структури типу гексапод, побудованого на основі кінематичного з‘єднання шести кінематичних ланок змінної довжини, який в сукупності з виконавчим органом забезпечує створення верстата-гексапода [1]. Проектування подібних верстатів є досить складною задачею внаслідок їх специфічних властивостей. Тому визначення найбільш раціональних конструктивних параметрів основних елементів ВПК є актуальною проблемою верстатобудування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Результати попередніх теоретичних досліджень показують, що на геометричні характеристики робочого простору (РП) (форму, параметри, розташування та об‘єм) (рис. 1) впливають наступні чинники:

- компонувальна схема верстата;
- довжини кінематичних ланок та їх рухи;
- співвідношення рзмірів виконавчого органу (ВО) і несучої системи.

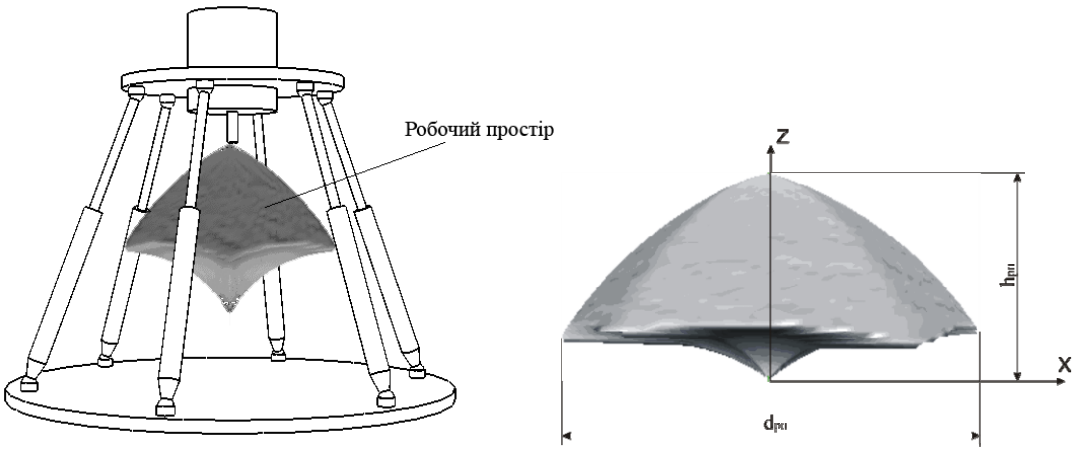
Основні параметри РП, які необхідно дослідити – це його форма, висота $h_{рп}$, діаметр $d_{рп}$ описаного навколо РП кола та об‘єм v (рис. 1, б).

При дослідженні використовувались математичні залежності, отримані при вирішенні зворотної задачі кінематики багатокоординатних просторових механізмів [2]. Дослідження проводились шляхом моделювання РП верстата-гексапода [3] при зміні заданих конструктивних параметрів та визначення геометричних характеристик РП (висота, діаметр, об‘єм).

© І.А. Валявський, Ю.В. Кулєшков, 2015

Постановка завдання. Дослідити вплив на параметри РП верстата-гексапода наступних чинників:

- компонувальної схеми;
- діапазону зміни довжини кінематичних ланок.



а) б)

Рисунок 1 – Робочий простір верстата-гексапода: а) розташування; б) параметри

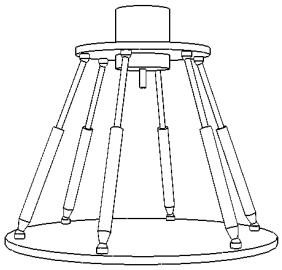
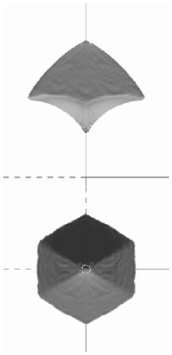
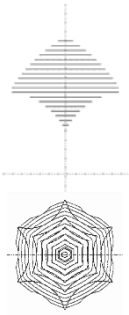
Джерело: розроблено автором

Виклад основного матеріалу.

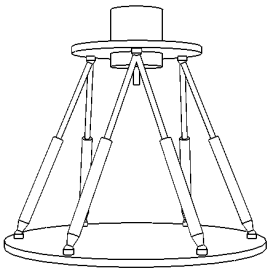
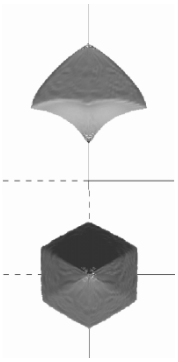
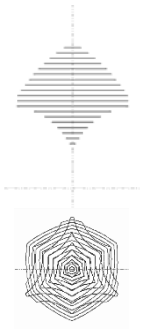
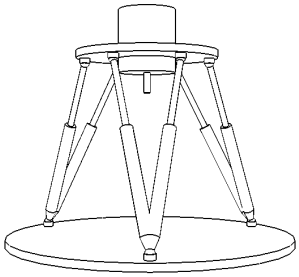
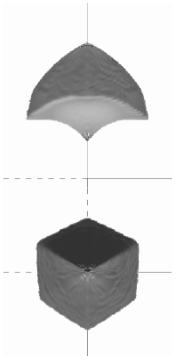
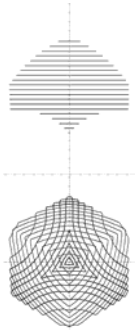
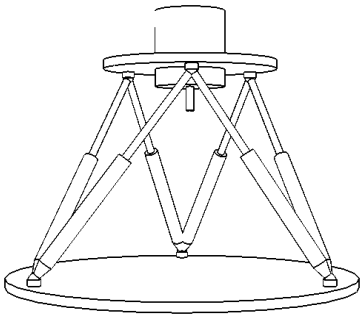
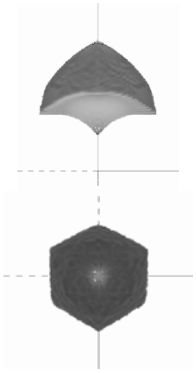
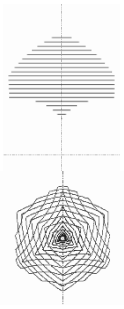
Компонувальна схема верстата характеризується кількістю груп опорних шарнірів кінематичних ланок, які змонтовані на несучій системі та ВО, що визначається структурою компоновки N×S.

Узагальнені компонувальні схеми відомих верстатів-гексаподів відрізняються взаємним розташуванням кінематичних ланок у конструкції ВПК та відповідною різноманітністю форми робочого простору (табл. 1).

Таблиця 1 – Залежність форми РП від компонувальної схеми верстата

Компонувальна схема та її структура	Робочий простір	
	об‘ємна форма	у вигляді ліній рівня
1	2	3
 N×S=6×6		

Продовження таблиці 1

1	2	3
 N×S=6×3		
 N×S=3×6		
 N×S=3×3		

Джерело: розроблено автором

При дослідженнях верстатів-гексаподів з різними компонувальними схемами, їх РП визначалися як об’ємна форма та у вигляді ліній рівня (поперечних перерізів) з метою коректного порівняння досліджуваних параметрів. Наведені форми РП показують, що зміна його розмірів та конфігурації відбувається по-різному, залежно від компонувальної схеми верстата.

Кожна компонувальна схема верстата-гексапода утворює відповідну форму РП з різними параметрами, що характеризується коефіцієнтом рухових можливостей в об‘ємі (v/V) [4], який визначається відношенням реального об‘єму РП до теоретично можливого.

Найбільший об’єм РП мають верстати, виконані за структурою N×S = 6×6, а найменший – верстат за структурою N×S = 3×3 (рис. 2). Але верстат-гексапод, виконаний за компонувальною схемою структури N×S=3×3, має найбільшу висоту РП при найменшій величині діаметра, а верстат структури N×S=6×6 має найменшу висоту та досить значну величину діаметра РП. Таким чином, зменшення кількості груп

опорних шарнірів на несучій системі та ВО зменшує об‘єм РП: N×S=3×6 – в 1,11 рази, N×S=6×3 – в 1,20 рази, N×S=3×3 – в 1,42 рази порівняно зі структурою N×S=6×6.

Отже, для обробки деталей у вигляді високого циліндра (H>D) доцільно застосовувати компонувальну схему верстата структури N×S=3×3, а для обробки деталей типу дисків (H<D) – верстати-гексаподи зі структурою N×S=6×6. Верстати-гексаподи, створені за іншими запропонованими компонувальними схемами (N×S=3×6 та N×S=6×3) мають значення параметрів та об’єму РП у діапазоні між розглянутими вище компонувальними схемами верстатів.

Поточне положення ВО під час обробки різноманітних поверхонь деталей забезпечується відповідною зміною довжини кожної кінематичної ланки залежно від геометричної форми та просторового положення оброблюваних поверхонь, що визначає реалізацію необхідних траєкторій формоутворюючих рухів інструмента. При виконанні математичного моделювання та експериментальних досліджень довжина кінематичних ланок змінювалася від l = 500 мм до L = 800 мм. Враховуючи забезпечення необхідної жорсткості кінематичних ланок та мінімальних пружних деформацій стрижневої просторової конструкції МПС як основного компонента верстата-гексапода, слід зауважити, що співвідношення l/L не повинне перевищувати значення 0,5 при використанні кінематичних ланок телескопічного виконання при довжині напрямної втулки, яка не менша 0,2l.

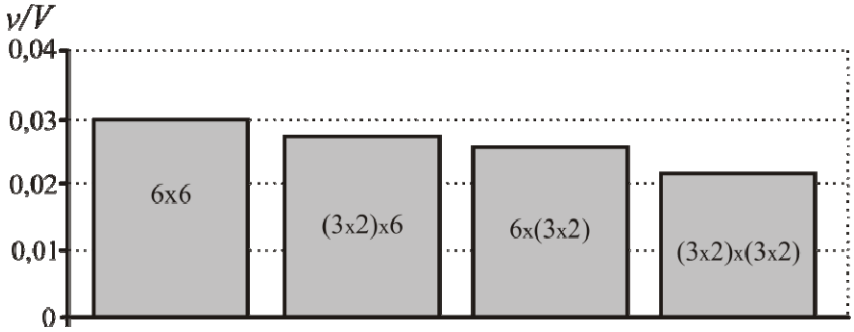


Рисунок 2 – Залежність рухових можливостей гексаподів в об‘ємі від компонувальної схеми
Джерело: розроблено автором

Збільшення величини переміщення кінематичних ланок обумовлює зміну форми та параметрів РП (рис. 3) та збільшення його об’єму (рис. 4, а).

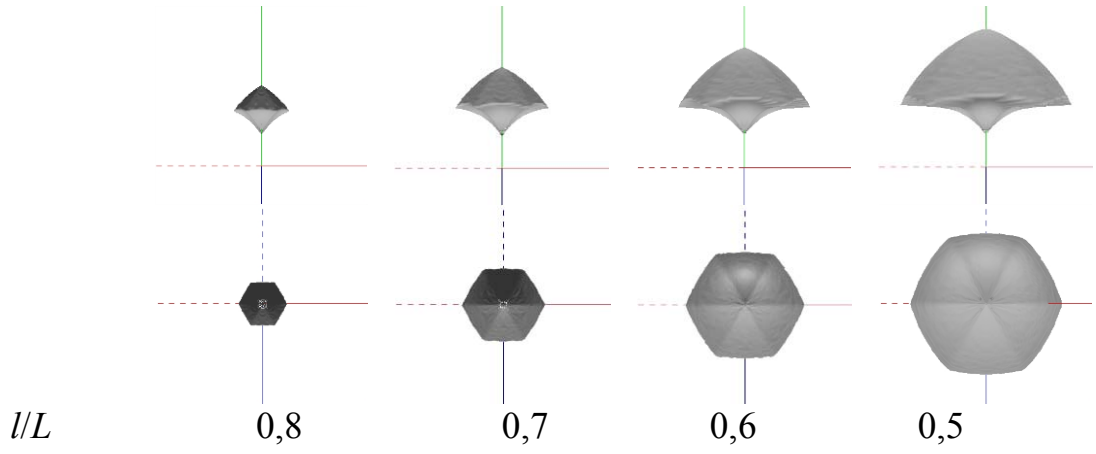
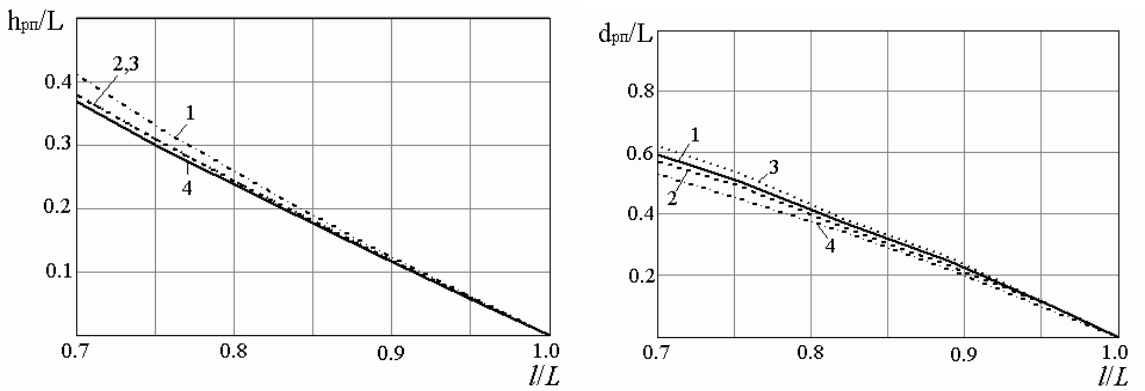


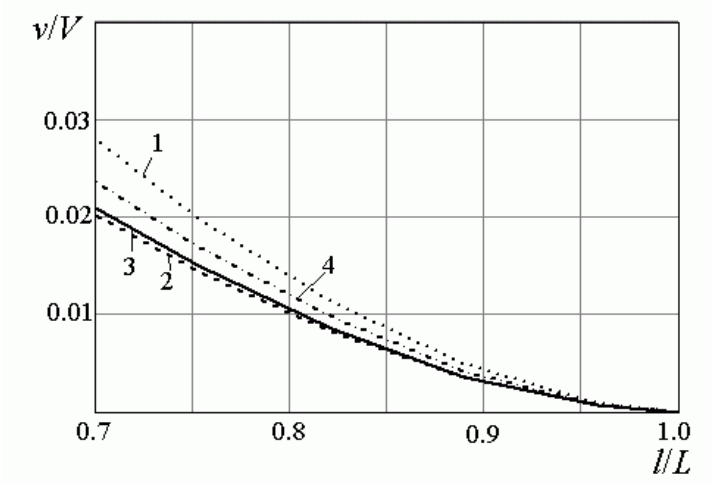
Рисунок 3 – Залежність форми і розмірів РП від діапазону зміни довжини кінематичних ланок (l/L)
Джерело: розроблено автором

Збільшення об‘єму РП при збільшенні діапазону зміни довжини кінематичних ланок відбувається за рахунок збільшення його діаметра ($d_{рп}$) та висоти ($h_{рп}$) (рис. 4, б, в). При збільшенні діапазону зміни довжини кінематичних ланок від 0,7 до 1,0 співвідношення діаметра РП та максимальної довжини кінематичної ланки ($d_{рп}/L$) зменшується майже у 0,6 раза для всіх компоновок, а співвідношення висоти РП до максимальної довжини кінематичної ланки ($h_{рп}/L$) – майже у 0,4 раза. Поряд з цим інтенсивно зменшується коефіцієнт рухових можливостей в об’ємі (v/V) – від 0,03 раза (для гексапода структури N×S=6×6) до 0,02 (для гексаподів структур N×S==(3×2)×6 та N×S=6× (3×2)) (рис. 4, в).

При збільшенні діапазону зміни довжини кінематичних ланок від 0,7 до 1,0 співвідношення діаметра РП та максимальної довжини кінематичної ланки ($d_{рп}/L$) зменшується майже у 0,6 раза для всіх компоновок, а співвідношення висоти РП до максимальної довжини кінематичної ланки ($h_{рп}/L$) – майже у 0,4 раза. Поряд з цим інтенсивно зменшується коефіцієнт рухових можливостей в об’ємі (v/V) – від 0,03 раза (для гексапода структури N×S=6×6) до 0,02 (для гексаподів структур N×S==(3×2)×6 та N×S=6× (3×2)) (рис. 4, в).



а) б)



в)

1 – N×S = 6×6; 2 – N×S = 6×3; 3 – N×S = 3×6; 4 – N×S= 3×3

Рисунок 4 – Залежність параметрів робочого простору від діапазону зміни довжин кінематичних ланок (l/L): а) зміна висоти РП; б) зміна діаметра РП; в) зміна об’єму РП

Джерело: розроблено автором

Висновки. Установлені залежності між параметрами основних конструктивних елементів верстатів-гексаподів та формою, розмірами й об‘ємом РП, дозволяють визначити найбільш раціональні варіанти виконання верстатів-гексаподів залежно від їх функціонального призначення.

Список літератури

1. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: [навч. посібн.] [Текст] / В.А. Крижанівський, Ю.М. Кузнєцов, І.А. Валявський, Р.А. Скляров. – Кіровоград, 2004. – 449 с.
2. Валявський І.А. Математичне моделювання положення вихідного органу *l*-координатного механізму [Текст] / І.А. Валявський, В.А. Крижанівський // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. / Збірник наук. праць. – Кіровоград: КДТУ. – 2003. – Вип. 12. – С. 223-229
3. Валявський І.А. Графічне моделювання робочого простору верстата-гексапода[Текст] / І.А. Валявський, В.А. Крижанівський // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. / Збірник наук. праць – Кіровоград: КДТУ. – 2003. – Вип. 13. – С.
4. Павленко І.І. Рухові характеристики верстатів з паралельною кінематикою [Текст] / І.І. Павленко, І.А. Валявський // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. / Збірник наук. праць – Кіровоград: КНТУ. – 2008. – Вип. 21. – С. 128-134.

Ivan Valyavsky, PhD tech. sci., Yuriy Kuleshkov, Prof., DSc.
Kirovograd National Technical University, Kirovograd, Ukraine

Research of design parameters for possibilities of parallel kinematics machine-tools

Use parallel kinematics machine tools is one of problems solving expanding functional capabilities of machine tools. Hexapod is one of that machine tools. Determining the most efficient design parameters of the hexapod main elements is an urgent problem.

The results of previous theoretical research determined that the design of hexapod and length of struts and their movements influence the geometric characteristics hexapod workspace. Modeling workspace for different layouts of hexapod and obtained graphic dependences between workspace parameters and lengths of kinematic links.

The article considers the influence of the design parameters (lyout of the machine and changing the length of the range of struts) on the shape, size and volume of the working space of the hexapod machine-tool and determine the most efficient execution heksapodiv options depending on their functionality.

machine-tool, hexapod, engineering, movable possibilities, workspace

Одержано 03.11.15

УДК 631.352.2

М.В. Бабій, здобувач, П.В. Попович, проф., д-р техн. наук, А.Й. Матвіїшин, доц., канд. техн. наук, А.В. Бабій, доц., канд. техн. наук
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна, ababiy@ukr.net

Дослідження ресурсу роботи спинки ножа сегментно-пальцевого різального апарату

В роботі проведено розрахунок ресурсу роботи спинки ножа косарки сегментно-пальцевої, встановлено його відповідність до нормативу. За результатами аналізу роботи приводного механізму запропоновано додатковий пристрій для зменшення негативного впливу інерційних знакозмінних сил на різальний апарат косарки та елементи його приводу. Отриманий ефект значно підвищує ресурс роботи спинки ножа.

привод, різальний апарат, концентратор, циклічна втома, ресурс роботи

© М.В. Бабій, П.В.Попович, А.Й. Матвіїшин, А.В. Бабій, 2015

М.В. Бабий, соискатель, П.В. Попович, проф., д-р техн. наук, А.И. Матвиишин, доц., канд. техн. наук, А.В. Бабий, доц., канд. техн. наук
Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, г. Тернополь, Украина

Исследование ресурса работы спинки ножа сегментно-пальцевого режущего аппарата

В работе проведен расчет ресурса работы спинки ножа косилки сегментно-пальцевой, установлено его соответствие нормативам. За результатами анализа работы приводного механизма предложено дополнительное устройство для уменьшения негативного влияния инерционных знакопеременных сил на режущий аппарат косилки и элементы его привода. Полученный эффект значительно повышает ресурс работы спинки ножа.

привод, режущий аппарат, концентратор, циклическая усталость, ресурс работы

Постановка проблеми. На сучасному етапі розвитку сільськогосподарського машинобудування залишаються актуальними питання підвищення ресурсу роботи машин, вузлів чи їх деталей. Також не менш важливим є зниження споживаної потужності робочими машинами при виконанні ними технологічного процесу. Розглядувана проблематика притаманна і для косарок з сегментно-пальцевим різальним апаратом та кривошипно-шатунним приводом. Проблема, яка виникає при роботі вказаної машини, полягає у виникненні значних знакозмінних динамічних сил під час руху ножа. А це, в свою чергу, призводить до підвищеного енергоспоживання приводом, різкого зростання напружень в небезпечних перетинах деталей і як наслідок малий ресурс їх роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналізуючи ряд праць авторів, які розглядають аналогічні питання, можна бачити різні шляхи їх вирішення. Знакозмінні динамічні навантаження спричиняються до незрівноваженості приводів різальних апаратів. Дослідники пропонують різні способи зрівноваження таких приводних механізмів: використання додаткових мас, розміщених на кривошипові [1, 2]; надання кривошипу або кривошипом змінної швидкості ножеві [3]; використання пружних елементів в конструкції приводу [1, 4-7] тощо. Такі рішення направлені на зменшення динамічних сил, що діють на елементи різального апарату та його приводу з метою підвищення ресурсу їх роботи.

Постановка завдання. На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень косарки з сегментно-пальцевим різальним апаратом та кривошипно-шатунним приводом розрахувати дійсний ресурс роботи спинки ножа при використанні пристрою для зменшення дії динамічних сил.

Виклад основного матеріалу. Проведені дослідження виконано для дослідного зразка косарки сегментно-пальцевої, ніж якої приводиться в рух від кривошипа через шатун при шарнірному їх з'єднанні. Ніж косарки складається зі спинки, на якій закріплено вісімнадцять сегментів та приєднана п'ятка (рис. 1, зліва). При експлуатації даного апарата в спинці ножа виникають знакозмінні напруження, які викликають руйнування розглядуваного елемента. На практиці короткотермінове відновлення ножової полоси (спинки ножа) виконують зварюванням (рис. 1, справа). Такий спосіб є малоефективним, але практичним для завершення розпочатих робіт.

Рисунок 1 – Ніж косарки

Джерело: розроблено автором

Відомим є той факт, що при наявності концентраторів напружень циклічна втома деталі різко зменшується. Це пов'язано із різким збільшенням напружень в околі концентратора. Їх значення можуть в кілька разів перевищувати середні напруження, які виникають в даному перетині. Тому при розрахунках на втомну міцність дане явище має бути обов'язково врахованим.

Якщо проаналізувати конструкцію спинки ножа, то вона представляє собою полосу прямокутного поперечного перетину з розмірами 20×6 мм та отворами діаметром $d = 6$ мм для приєднання сегментів за допомогою заклепкового з'єднання. Виготовлена спинка ножа зі сталі 35, для якої виділимо наступні характеристики міцності: $\sigma_B = 540$ МПа, $\sigma_T = 320$ МПа, $\sigma_{-1} = 151{,}2$ МПа, $\psi_\sigma = 0{,}05$ [8].

Даний елемент працює при дії повторно-змінних навантажень при коефіцієнті асиметрії циклу, що лежить в межах $-\infty < r < -1$.

Враховуючи, що отвори в спинці ножа є концентраторами напружень, то за [9] для розглядуваного поперечного перетину коефіцієнт концентрації напруження становить $\alpha_\sigma = 2{,}35$. Значення коефіцієнта чутливості матеріалу до концентрації напружень $q_\sigma = 0{,}575$ [10]. Після чого визначаємо значення ефективного коефіцієнта концентрації

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0{,}575(2{,}35 - 1) = 1{,}776. \quad (1)$$

За графіками [10] знаходимо коефіцієнт, що враховує якість обробки поверхні – $\beta = 0{,}87$ та коефіцієнт розміру стержня – $\varepsilon = 0{,}8$.

Тоді ефективний коефіцієнт концентрації з врахуванням розмірів та якості обробки буде становити

$$(k_\sigma)_d = \frac{k_\sigma}{\beta\varepsilon} = \frac{1{,}776}{0{,}87 \cdot 0{,}8} = 2{,}552. \quad (2)$$

Переходячи до визначення ресурсу роботи такого конструктивного елементу, потрібно правильно визначити максимальне ($P_{\max}$) та мінімальне ($P_{\min}$) навантаження протягом циклу. Скориставшись дослідженням, що викладені в роботі [8] для експериментального зразка косарки при середньому режимі її навантаження максимальне навантаження становитиме $P_{\max} = 1847$ Н, мінімальне – $P_{\min} = -1300$ Н.

Для визначання максимального напруження, яке діє протягом циклу в найбільш небезпечному перетині косарки використаємо відому формулу, яку уточнимо, ввівши поправочні коефіцієнти.

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\max}}{A}(k_\sigma)_d k, \quad (3)$$

де $(k_\sigma)_d$ – ефективний коефіцієнт концентрації з врахуванням розмірів та якості обробки, $(k_\sigma)_d = 2{,}552$;

k – поправочний коефіцієнт, що враховує підвищення напружень за рахунок дії на спинку ножа згинних моментів та динамічних перевантажень, $k = 5$.

Площа поперечного перетину планки коси в місці приєднання сегмента становитиме

$$A = b \cdot h - h \cdot d\,, \qquad (4)$$

тут b – ширина спинки ножа, $b = 0{,}020$ м;

h – висота спинки ножа, $h = 0{,}006$ м;

d – діаметр отвору під заклепку, $d = 0{,}006$ м.

Підставивши значення, отримаємо $A = 8{,}4 \cdot 10^{-5}$ м^2. Тоді максимальне напруження протягом циклу

$$\sigma_{\max} = \frac{1847}{8{,}4 \cdot 10^{-5}} \cdot 2{,}552 \cdot 5 = 280{,}6 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Далі перейдемо до перевірки втомної міцності спинки ножа при повторно-змінних навантаженнях.

Відповідно до міждержавного стандарту ГОСТ 158–74 «Сегменты, пластины противорежущие и полосы ножевые режущих аппаратов сельскохозяйственных машин» ресурс роботи полоси ножової або спинки ножа повинен становити два сезони. Якщо перевести це, посилаючись на нормативне напрацювання (додаток 1 Постанови кабінету Міністрів від 12 липня 2004 р. № 885 «Про затвердження Методики обчислення вартості машино-дня та збитків від простою машин») 120 годин на сезон, то кількість циклів до руйнування повинна бути не менше $2{,}9 \cdot 10^7$ циклів.

Для сталі 35 при визначенні її втомної міцності було встановлено [11-12]: базова кількість циклів $N_б = 1 \cdot 10^7$ при напруженні $\sigma = 315 \cdot 10^6$ Па, показник степеня кривої втоми $m = 9{,}4$.

Виходячи з цього вирахуємо кількість циклів до руйнування спинки ножа при діючих напруженнях.

$$N = N_б \left(\frac{\sigma}{\sigma_{\max}} \right)^m = 1 \cdot 10^7 \left(\frac{315 \cdot 10^6}{280{,}6 \cdot 10^6} \right)^{9{,}4} = 2{,}968 \cdot 10^7 \text{ циклів.} \qquad (5)$$

Отже, аналізуючи отримане значення, видно, що спинка ножа має необхідний ресурс роботи і вимога ГОСТу виконується. Це означає, що на третій сезон роботи ресурс даного елементу конструкції косарки практично відсутній. І якщо до списання потрібно експлуатувати косарку шість сезонів, то спинку ножа мінятимуть тричі.

Для підвищення ресурсу роботи спинки ножа потрібно знизити діючі напруження. Це є можливим при використанні додаткового пристрою з регульованими параметрами, що утворює енергозберігаючий приводний механізм косарки [4, 13].

Такий механізм складається з приводу 1 (рис. 2) від вала відбору потужності трактора (на кресленні не показаний) підведеного до кривошипно-шатунного механізму 2, який через з'єднувальний шарнір 3 приєднаний до спинки ножа 4 з сегментами 5. Спинка ножа 4 розміщена в пазу 6 пальцевого бруса 7. Сегменти 5 приєднані до спинки ножа 4 за допомогою кріпильних елементів 8. Причому кріпильні елементи 9 і 10, які виконані у вигляді виступів (за будь-яким з відомих способів) і розміщені в проміжках між пластинами тертя 11, 12 на початку і в кінці спинки ножа 4. Крім того, вони мають можливість контакту з плоскими S-подібними пружними елементами 13, 14, які нерухомо закріплені на пальцевому брусі 7 косарки.

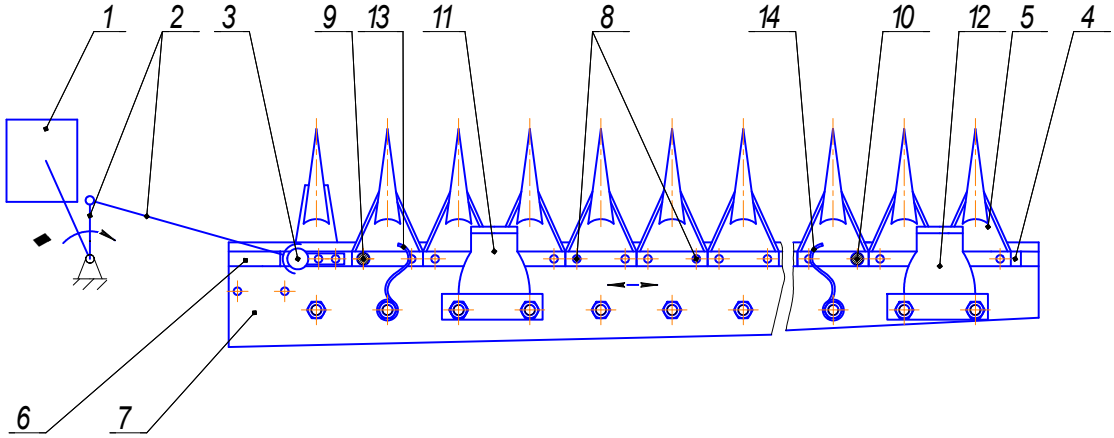


Рисунок 2 – Приводний механізм косарки

Джерело: розроблено автором

Приводний механізм косарки працює наступним чином. Крутний момент приводом 1 від вала відбору потужності трактора передається до кривошипно-шатунного механізму 2, що перетворює обертовий рух у зворотно-поступальний, і через з'єднувальний шарнір 3 змушує спинку ножа 4 з сегментами 5 рухатися так само зворотно-поступальним рухом в пазу 6 пальцевого бруса 7. Оскільки спинка ножа 4 з сегментами 5 та кріпильними елементами 8 має певну масу, то при наданні цій масі швидкості виникає кінетична енергія, яка спрямована за напрямком даної швидкості, а в момент різкої зміни напрямку руху породжує інерційну силу, що має напрямок, протилежний до напрямку швидкості. Це означає, що спинка ножа 4 з сегментами 5 набуває максимальної інерційної сили в момент її переходу через крайні «мертві» точки, коли напрямок ходу спинки ножа 4 змінюється на протилежний. І в той момент спостерігається максимальне навантаження на з'єднувальний шарнір 3, що надає зворотно-поступального руху спинці ножа 4 з сегментами 5. Причому, дане навантаження є також знакозмінним, оскільки спинка ножа 4 за один оберт кривошипно-шатунного механізму 2 перебуває в двох «мертвих» точках – в лівому і правому крайніх положеннях, з яких її потрібно виводити. В біль ширшому значенні – це зайве витрачання потужності приводу косарки на подолання виникаючих сил інерції, причому, дана складова в сумарній потужності, що затрачається на привод є найбільшою. Тому, виконавши кріпильні елементи 9 і 10 у вигляді виступів, які при зворотно-поступальному русі спинки ножа 4 контактують з пружними елементами 13, 14, які сприймають кінетичну енергію рухомої маси, перетворюючи її в потенціальну енергію деформації пружного елементу 13 при русі спинки ножа 4 з сегментами 5 в крайнє праве положення і потенціальну енергію деформації пружного елементу 14 при русі в крайнє ліве положення. Накопичення енергії проходить до моменту зміни напрямку руху спинки ножа 4. Коли остання проходить через «мертву» точку, то напрямок руху спинки ножа 4 і потенціальної енергії деформації співпадають і тут відбувається, так звана, «віддача» цієї енергії назад в систему. Тобто йде зворотне перетворення – потенціальної енергії в кінетичну. І так при кожному напівоберті кривошипно-шатунного механізму 2. В цілому, пружні елементи 13, 14 при взаємодії з кріпильними елементами 9, 10 в кінці ходу спинки ножа 4 виконують роль пружних гальм, які поглинають кінетичну енергію рухомої маси, «заряджаються» і «віддають» накопичену енергію, коли спинка ножа 4 змінює напрямок свого руху. Відстань від пружних елементів 13, 14 до кріпильних елементів 9 і 10 регулюється їх положенням при закріпленні на пальцевому брусі 7 одним з відомих способів. Зміна вказаної відстані та вибір жорсткості пружних

елементів 13, 14 виступають як регульовані параметри для утворення коливного контуру при роботі машини на різних типах скошуваної маси.

Таким чином, запропонована конструкція приводного механізму косарки дозволить зменшити інерційні знакозмінні сили, а відповідно і напруження в з'єднувальному шарнірі, спинці ножа при його зворотно-поступальному русі і тим самим зменшити затрати потужності на привод різального апарату в цілому, а також це забезпечить підвищення надійності та ресурсу роботи розглядуваних елементів.

Якщо перейти безпосередньо до аналізу напруженого стану спинки ножа, то при використанні такого пристрою на типових режимах роботи різального апарату напруження в спинці ножа зменшуються приблизно на 30 %. Це пов'язано з використанням S–подібних пружних елементів в ролі «додаткових опор».

Враховуючи це, ресурс роботи спинки ножа становитиме

$$N = N_б \left(\frac{\sigma}{0{,}7\sigma_{\max}} \right)^m = 1 \cdot 10^7 \left(\frac{315 \cdot 10^6}{0{,}7 \cdot 280{,}6 \cdot 10^6} \right)^{9{,}4} = 8{,}482 \cdot 10^8 \text{ циклів.} \quad (6)$$

При необхідних $1{,}728 \cdot 10^8$ циклів протягом шести сезонів роботи косарки.

Висновки. Таким, чином використання енергозберігаючого приводного механізму дозволяє не тільки заощаджувати енергію, що затрачається на привод косарки, але й підвищити ресурс роботи відповідальної деталі ріжучого апарату – спинки ножа.

Список літератури

1. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин [Текст] / Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов, Е.Г. Султан-Шах. – М.: Машиностроение, 1980. – 565 с.
2. Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин [Текст] / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.
3. Турбин, Б. И. Снижение вибрации и шумов в сельскохозяйственных машинах [Текст] / Б.И. Турбин, В.Н. Дроздов. – М. : Машиностроение, 1976. – 224 с.
4. Бабій, А.В. Динамічна модель енергозберігаючого приводного механізму косарки [Текст] / А.В. Бабій, М.В. Бабій // Вісник ХНТУСГ. Випуск 145 «Технічний сервіс машин для рослинництва», 2014. – С.112–118.
5. Бабій, А.В. Обґрунтування конструктивних особливостей енергозберігаючого приводного механізму косарки [Текст] / А.В. Бабій, Т.І. Рибак, М.В. Бабій // Вісник ХНТУСГ. Випуск 134 «Технічний сервіс машин для рослинництва». – Харків, 2013. – С.116–122.
6. А.с. 1547755 СССР, 1 (М)5 А 01 D 34/39. Привод режущего аппарата косилки [Текст] / Л.И. Бойко, А.Ф. Тышкевич, И.В. Михалькевич и А.М. Гацко. – № 4352072/30-15; заявл. 29.12.87; опубл. 07.03.90, Бюл. № 9.
7. А.с. 1586587 СССР, А 1 (51)5 А 01 D 34/02. Режущий аппарат [Текст] / Н.П. Барабан, Ю.И. Бабенко, С. В. Никольский. – № 4300448/30-15; заявл. 25.08.87; опубл. 23.08.90, Бюл. №31.
8. Бабій А.В. Дослідження впливу конструкторсько-технологічних факторів на запас міцності спинки ножа косарки [Текст] / Бабій А.В., Бабій М.В. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Випуск 139. "Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва ", Харків, 2013. – С.187–192.
9. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник [Текст] / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
10. Сопротивление материалов [Текст] / Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г.С. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 775 с.
11. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник [Текст] / Трощенко В.Т., Сосновский Л.А., ч.1 – Киев.: Наукова Думка, 1987. – 347 с.
12. R.A. Barna. Influence of Operating Media on the Fatigue Fracture of Steels for Elements of Agricultural Machines [Текст] / R.A. Barna, P.V. Popovich // Materials Sciences. – 2014. – Vol. 50, 3 – P. 377–380.
13. Деклараційний патент України на корисну модель 86797 A01D 34/00. Привідний механізм косарки [Текст] / Бабій А.В., Рибак Т.І., Бабій М.В.; заявник і власник ТНТУ: заявл. 15.07.2013 u201308853; опубл. 10.01.2014, Бюл. №1.

Maria Babiy, applicant, Pavlo Popovich, Prof., DSc., Anatoly Matviyishyn, Assos. Prof., PhD tech. sci., Andriy Babiy, Assos. Prof., PhD tech. sci.
Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University, Ternopil, Ukraine

Investigation of the blade-back service life of the segment-pin cutting device

The objective of investigation is to calculate real blade-back service life basing on the carried out theoretical and experimental investigations of the segment-pin cutting unit mower with crank drive taking advantage of the device for reducing dynamic forces.

The calculation of the segment-pin mower blade-back service life has been carried out and its correspondence to the standard was determined. According to the analysis of the drive mechanism operation additional device for reducing of the disadvantageous affect of inertia alternating forces on mower cutting device and its drive elements has been proposed. The obtained result increases the blade-back service life sufficiently.

The advantage of our investigation is that application of power-saving drive mechanism makes possible not only to save energy consumed by the mower drive, but to increase the service life of important part of the cutting device – blade back.

drive, cutting device, concentrator, cyclic fatigue, service life

Одержано 04.11.15

УДК 631.312; 631.316.22

В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, В.А. Пашинський, проф., д-р техн. наук, Р.В. Яровых, студ.
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна, serafsgm.ua@mail.ru

Аналіз процесів чизелювання ґрунтів з застосуванням різних комбінацій робочих органів

В роботі доведена доцільність проведення глибокого рихлення ґрунту чизельними глибокорозпушувачами на етапі основного обробітку з метою збереження вологи, руйнування ущільненої підорної підошви та зменшення механічної дії на агротехнічно цінні агрегати, що в кінцевому результаті повинно сприяти уповільненню процесів обезструктурювання ґрунту. Проведено огляд конструкцій чизельних лап, що можуть забезпечити ефективний перебіг процесу розпушування, в ході якого визначена необхідність поєднання в одному робочому органі як вертикальних, так і горизонтальних деформаторів. Представлено аналіз ефективності кришення ґрунту за глибиною його залягання залежно від послідовного впливу на нього різних наборів робочих органів, використаних в складі комбінованого чизельного глибокорозпушувача.

ґрунт, чизельний обробіток, зубчастий коток, крила, лапа, якісний показник обробітку

В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, С.Н. Лещенко, доц., канд. техн. наук, В.А. Пашинский, проф., д-р техн. наук, Р.В. Яровых, студ.
Кировоградский национальный технический університет, г. Кировоград, Украина

Анализ процессов чизелирования почвы с применением различных комбинаций рабочих органов

В работе доказана целесообразность проведения глубокого рыхления почвы чизельными глубокорыхлителями на этапе основной обработки с целью сохранения влаги, разрушения уплотненной подпахотной подошвы и уменьшения механического воздействия на агротехнически ценные агрегаты, что в конечном итоге должно привести к замедлению процессов разрушения структуры почвы. Проведен обзор конструкций чизельных лап, которые могут обеспечить эффективность процесса рыхления, в ходе которого определена необходимость сочетания в одном рабочем органе как вертикальных, так и горизонтальных деформаторов. Представлен анализ эффективности измельчения почвы по глубине ее залегания в зависимости от последовательного воздействия на нее различных наборов рабочих органов, которые могут использоваться в составе комбинированного чизельного глубокорыхлителя.

почва, чизельная обработка, зубчатый каток, крылья, лапа, качественный показатель обработки

© В.М. Сало, С.М. Лещенко, В.А. Пашинський, Р.В. Яровых, 2015

Постановка проблеми. В останні роки, за умов зміни клімату на більш посушливий, та в результаті інтенсивного використання плужного обробітку ґрунту, сформувалися негативні наслідки, основним проявом яких є недостача вологи на весь термін вегетації культурних рослин. В центральних регіонах України ґрунти представлені здебільшого важкими суглинками, які за своєю природою дуже важко поглинають вологу, а з урахуванням наявності десятиріччями сформованої плужної підошви, проникнення дощових чи талих вод в нижні горизонти взагалі не представляється можливим. Незначні ж запаси вологи в верхніх шарах ґрунту швидко випаровуються з першими весняними променями сонця. Крім цього, постійне використання відвальних та дискових знарядь призвело до інтенсивного руйнування агротехнічно цінних агрегатів ґрунту, та, як наслідок, до переущільнення родючого горизонту ґрунту, загострення проявів ерозій і стійкої втрати родючості [1, 2, 3].

Одним із шляхів покращення даної ситуації може бути, бодай періодичне, використання основного чизельного обробітку. Хоча досвід впровадження безвідвальних технологій обробітку ґрунту доводить, що повна заміна відвальної оранки та операцій дискування на глибоке розпушування дозволяє не тільки сприяти реалізації системи ресурсозберігаючого землеробства, а й започаткувати основи збереження та відновлення родючості ґрунту [2, 3]. Технічне забезпечення даних процесів представлене у всіх розвинених країнах десятками різноманітних конструкцій, від простих чизелів до комбінованих машин, з різними типами і конструкціями робочих органів. Незважаючи на значне різноманіття конструкцій, з'явилася нова тенденція поєднання в одному основному робочому органі як типових широко розповсюджених вертикальних, так і горизонтальних деформаторів [1–5].

Аналіз основних досліджень і публікацій. Відомо, що основними робочими органами машин і знарядь для чизелювання є стояк і вузька розпушувальна лапа (для покращення повноти розпушування на стояку встановлюють змінні стрілчасті лапи або закрилки), від глибини роботи та щільності розміщення яких змінюється не лише якість обробітку, а й енергоємність процесу. В залежності від глибини чизелювання розрізняють: чизель-культиватори (глибина рихлення 16-25 см), чизель-плуги (глибина рихлення до 40-45 см), чизель-глибокорозпушувачі (до 60 см).

Незважаючи на значну кількість конструктивних рішень чизельних лап, всі вони поділяються на робочі органи загального призначення та робочі органи з додатковими функціями (рис. 1), причому переважна більшість робочих органів машин загального призначення виготовляється з прямим стояком, що насамперед пов'язане із простотою їх виготовлення і обслуговування. Проте, існуючі конструктивні рішення не завжди забезпечують виконання агротехнічних вимог до означених робіт, що особливо чітко проявляється на важких обезструктурених ґрунтах та ґрунтах із недостачею чи надлишком вологи. Тому питання адаптації робочих органів чизельних машин до існуючих умов та проведення, в залежності від зовнішніх факторів, чіткої диференціації як основних робочих органів, так і допоміжних є доцільним.

В результаті огляду існуючих конструкцій серійних машин встановлено, що основні діапазони зміни параметрів чизельних лап із прямим стояком (рис. 2) наступні: кут нахилу робочої поверхні долота до дна борозни $\beta = 15...45\,°$; кут нахилу передньої частини стояка до дна борозни $\beta_1 = 15...60\,°$; задній (потилочний) кут $\varepsilon = 0...10\,°$; кут розхилу передньої кромки лапи $2 \cdot \gamma = 60...150\,°$; виліт передньої кромки долота чи лапи відносно стояка $L = (0,2...2,0) \cdot H$, де H – глибина обробки; ширина долота $b = 45...100$ мм; товщина стояка $b_2 = 25...35$ мм; висота стояка $H_{ст} = 450...900$ мм. [6]. Причому основне призначення стояка – нести деформатори (долото або лапу) і забезпечити певне винесення деформаторів відносно нижньої частини рами. В зв'язку з тим, що

конструктивна ширина долота b є значно меншою за ширину міжсліддя суміжних робочих органів і технологічну ширину захвату чизельної лапи, в окремих випадках з метою розширення зони розпушення і покращення підрізання рослинних решток, зону деформації розширюють шляхом встановлення долота з розширювачем (лапою), при цьому ширина лапи становить $b_1 = 100...350$ мм.

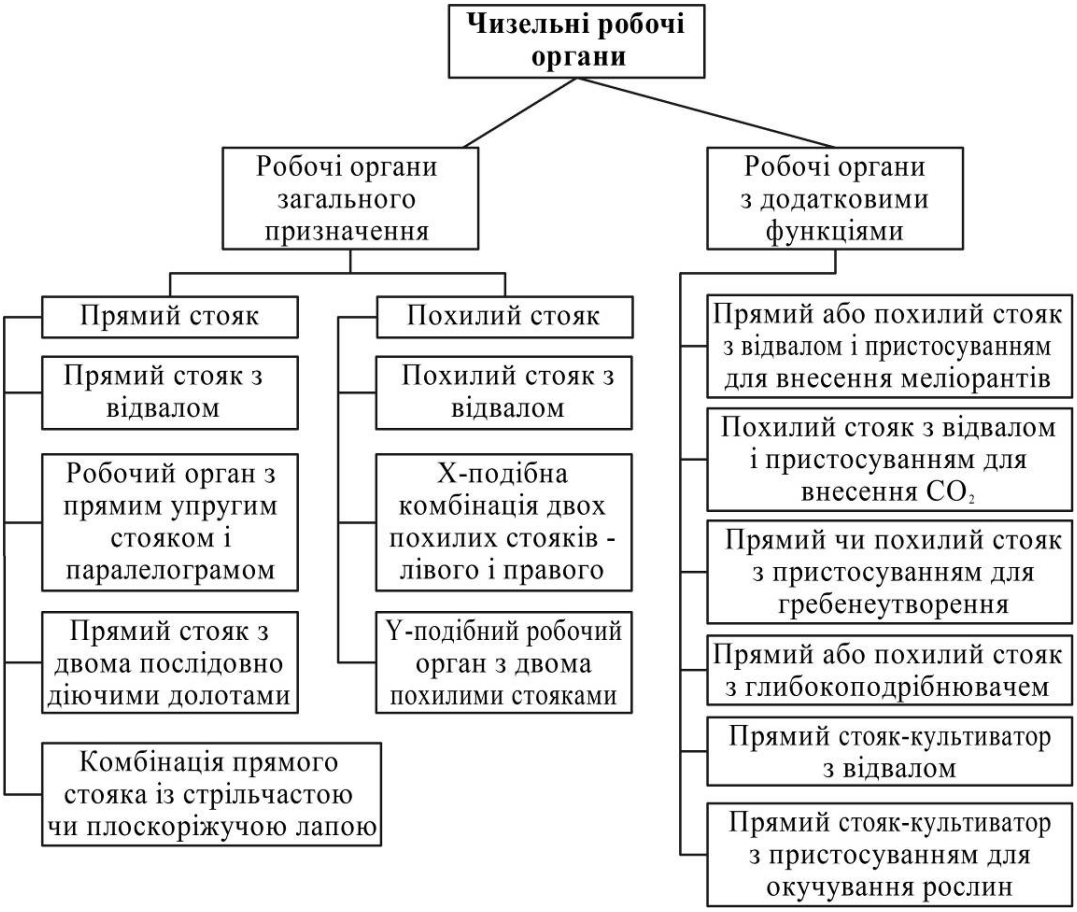


Рисунок 1 – Класифікація чизельних робочих органів

Джерело: розроблено автором з використанням [1, 2]

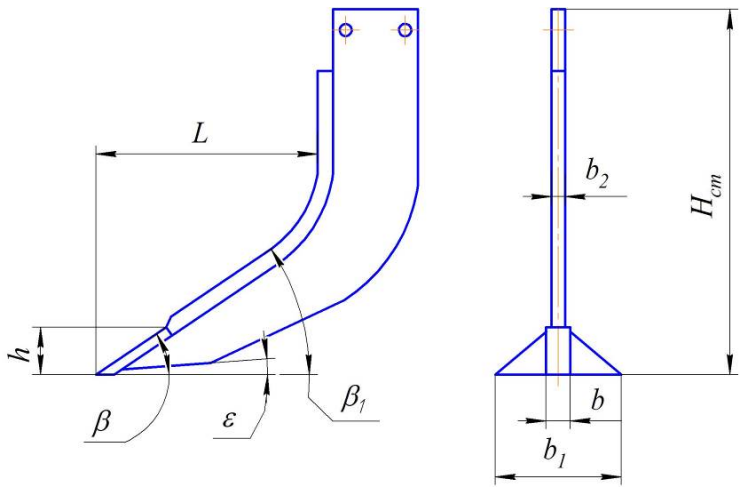


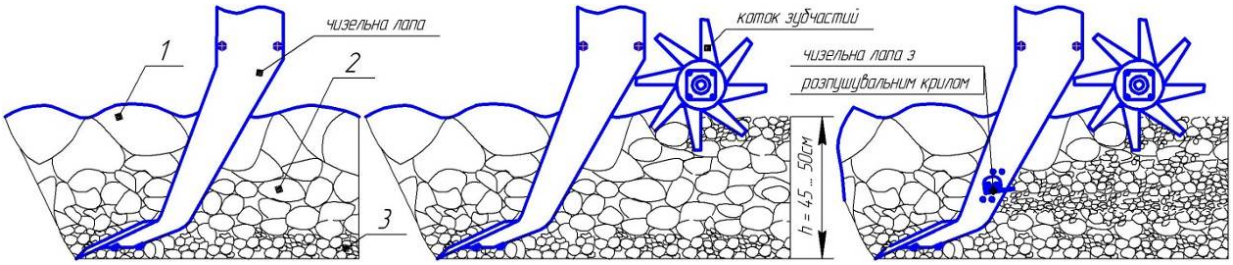
Рисунок 2 – Конструктивні параметри чизельної лапи з прямим стояком

Джерело: [6]

Крім конструктивних параметрів чизельної лапи на якість розпушування впливають і інші додаткові робочі органи, які можуть розміщуватися як безпосередньо на стояку, так і за чизельною лапою.

Формулювання цілей статті. Виходячи із наведеного, метою даної роботи є оцінка ефективності чизельного обробітку ґрунту в залежності від конструктивних особливостей чизельних лап та наявності додаткових робочих органів.

Виклад основного матеріалу. Перед виробниками сільськогосподарської продукції в ряді випадків постає питання вибору тієї чи іншої машини з відповідними конструктивними особливостями. Відповідь на дане питання може надати аналіз показників їх технологічних процесів. Відомо, що для створення сприятливих умов з метою накопичення вологи, ґрунт в процесі обробітку повинен бути рівномірно розпушеним по всій глибині, а відсоток окремих грудок розміром до 50 мм повинен бути не меншим за 75…80%. Цей показник є якісним показником обробки ґрунту і називається показником кришення ґрунту C. Основним недоліком простих чизельних глибокорозпушувачів, обладнаних тільки вертикальним деформатором, є формування в верхніх шарах обробленого ґрунту глибистої крупно-грудкуватої структури (рис. 3, а), яка сприяє інтенсивному випаровуванню залишків вологи. Конструктивне вирішення даної проблеми полягає у введенні до конструкції простих чизелів додаткових робочих органів і переведення їх в ранг комбінованих. Дані робочі органи можуть бути представлені рубчастими, зубчастими, голчастими, планчастими, кільчасто-шпоровими котками, зубовими боронами, дисковими батареями та іншими знаряддями.



а *б* *в*

1 – верхній глибистий шар зрушеного ґрунту; 2 – середній шар зрушеного ґрунту;
3 – нижній дрібно-грудкуватий інтенсивно розпушений шар ґрунту

Рисунок 3 – Схематичне зображення характеру кришення ґрунту при поєднанні різних типів робочих органів

Джерело: розроблено автором

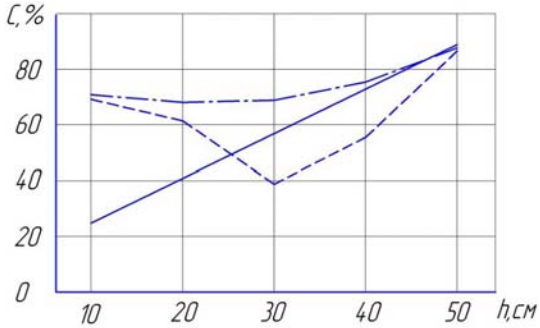
Якщо ж ставити задачу забезпечення максимальної рівномірності розпушування при обробітку ґрунту на велику глибину, то цілком логічним є поєднання в конструкції чизельних робочих органів вертикальних і горизонтальних деформаторів (рис. 3, в). Останні конструктивно можуть бути представлені крилами серповидної форми в поперечному до напряму руху перетині (Італійська фірма Gaspardo) [7] (рис. 4, а), плоскими зі взаємним кутом розхилу лез відносно напряму руху близьким до 60°, які використовують у власних конструкціях автори [4, 5] (рис. 4, б), чи крилами, сформованими криволінійною робочою поверхнею, запропонованою В.І. Корабельським (рис. 4, в))[7, 8].

а *б* *в*

а – крила на чизельних лапах фірми Gaspardo; б – плоскі крила; в – крила з криволінійною робочою поверхнею

Рисунок 4 – Загальний вигляд горизонтальних деформаторів на стояках чизельних лап
Джерело: розроблено автором з використанням [7, 8]

Об'єктивна оцінка ефективності їх роботи може бути надана тільки за результатами їх порівняльних випробувань, але вже на даний час, спираючись на результати попередніх експериментальних досліджень, можна однозначно стверджувати, що введення даних елементів в конструкцію комбінованої чизельної лапи сприяє підвищенню загальної рівномірності розпушування ґрунту при його обробітку на велику глибину (рис. 5). Так, навіть при надмірно високій твердості ґрунту ($T = 8...10$ МПа), під час проведення досліджень комбінований чизельний глибокорозпушувач, обладнаний чизельними лапами з плоскими розпушувальними крилами та зубовими котками, забезпечив середній якісний показник кришення ґрунту C понад 75%. При цьому, нерівномірність кришення, представлена коефіцієнтом варіації δ, в різних шарах ґрунту по глибині залягання знаходилася в межах δ = 7,2% порівняно з майже δ = 160 % при обробітку лише звичайною чизельною лапою. Порівняно з активними робочими органами, представленими зубовими котками, пасивні крила, закріплені на стояках лап, поступаються ефективністю розпушування середніх шарів ґрунту, але стверджувати про можливу ефективність використання для цього певних конструктивних елементів чи навіть і робочих органів активного типу передчасно.



_____ - звичайна чизельна лапа; - - - - - чизельна лапа з зубовими котками;
-·-·-·- - чизельна лапа з крилами та зубовими котками

Рисунок 5 – Зміна якісного показника C по глибині обробітку H, залежно від набору, типу та конструктивних особливостей робочих органів
Джерело: розроблено автором

Висновки. 1. Проведення глибокого розпушування чизельними глибокорозпушувачами є альтернативою традиційній оранці, що дозволяє покращити водний і повітряний режим ґрунту, зменшити руйнування агротехнічно цінних агрегатів ґрунту, забезпечити руйнування ущільненої підорної підошви і знизити енерговитрати на проведення основного обробітку.

2. Незважаючи на значну кількість конструкцій чизельних ґрунтообробних робочих органів, більшість чизельних лап виготовляються у вигляді прямого стояка із додатковими деформаторами різних конструкцій, що дозволяє інтенсифікувати якісні показники кришення ґрунту.

3. Якщо ефективність роботи комбінованих глибокорозпушувачів з точки зору забезпечення рівномірності обробітку ґрунту по глибині та забезпеченню більш сприятливих умов для розвитку культурних рослин не викликає сумніву, то вплив горизонтальних деформаторів, їх типів і форми на енергетику процесу та взаємне співвідношення між якісними та енергетичними показниками потребує подальших досліджень та розробки нових технічних рішень.

Список літератури

1. Бледных В.В. Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий: Учебное пособие [Текст] / В.В. Бледных– ЧГАА, Челябинск – 2010. – 214 с.
2. Дринча В.М. Агротехнические аспекты развития почвозащитных технологий: Монография [Текст] / В.М. Дринча, И.Б. Борисенко, Ю.Н. Плескачев. – Под ред. Кряжкова В.М. – Волгоград: Перемена, 2004. – 145 с.
3. Лещенко С.М. Технічне забезпечення збереження родючості ґрунтів в системі ресурсозберігаючих технологій. [Текст] / С.М. Лещенко, В.М. Сало // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2013. – Вип. 43, ч.1 – С. 96-102.
4. Лещенко С. Состояние вопроса и перспектива интенсификации работы чизельных орудий с целью сохранения естественного плодородия [Текст] / С. Лещенко, В. Сало, А. Васильковский // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 16 - №2, Lublin – Rzeszów: Polish Academy of Sciences, 2014. – P. 195-201.
5. Лещенко С.М. Експериментальна оцінка якості роботи комбінованого чизеля з додатковими горизонтальними та вертикальними деформаторами [Текст] / С.М. Лещенко, В.М. Сало, Д.І. Петренко // Вісник Харківського національного технічного університету ім. П. Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 156 – С. 25-34.
6. Ветохин В.И. Системные и физико-механические основы проектирования рыхлителей почвы: Дис. … д-ра техн. наук: [Текст] / В.И. Ветохин // НТУУ «Киевский политехнический институт», ОАО «ВИСХОМ». – К. - М.: КПИ – ВИСХОМ, 2010. – 284 с.
7. Каталог техніки Gaspardo [Електронний ресурс] // Глибокорозпушувачі. – Назва з титул. екрану. – Режим доступу до каталогу: http://www.maschionet.com/catalog/category/dissodatori-di-profondita/uk_UA.htm.
8. Корабельский В.И. Технологические основы формообразования криволинейных рабочих органов рыхлителей [Текст] / В.И. Корабельский, В.В. Погорелый // Труды Таврической гос. агротехн. академии. – Мелитополь, 2006. – Вып.40. – С. 74-82.
9. Корабельский В.И. Математическое обоснование технологичности изготовления саморазвёртывающегося чизеля (СЧ) и плуга-скобы [Текст] / В.И. Корабельский, А.С. Кобец, С.П. Сокол и др. // Науково-теоретичний фаховий журнал «Вісник аграрної науки Причорномор'я» Миколаївського державного аграрного університету. – Миколіїв, 2007. – Вип. 2 (41). – С. 43-48

Vasil Salo, Prof., DSc., Sergiy Leschenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Victor Pashinskiy, prof., DSc., Ruslan Yarovyh, stud.

Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

The Analysis of the Processes of Soil Chiseling with the Application of Various Combinations of Working Parts

The objective of the work is to make a preliminary assessment of the efficiency of deep loosening of soil with the application of various combinations of working parts.

The work presents the expedience of carrying out deep soil loosening by chiselling weeders at the stage of the basic soil tilling in order to keep moisture, to break compacted subsoil and to decrease mechanic influence on agro-technical machines. As a result this will provide the deceleration of the soil unstructuralizing processes. We reviewed the designs of chisel leg plows that can provide effective process of soil loosening under which it is a necessity to combine vertical and horizontal drivers in one working part. The analysis of the efficiency of soil crushing relating to its depth and depending on the consecutive influence of different sets of working parts used in the combined chisel weeder was presented.

As a result of the carried out work we proved experimentally the efficiency of application of the combined chisel equipment with additional horizontal drivers and tooth rollers.
soil, chisel soil tilling, tooth roller, wings, leg plow, qualitative indicator of tilling

Одержано 09.11.15

УДК 621.891:631.31

В.В. Аулін, проф., д-р техн. наук, А.А. Тихий, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна,
tihiy-andrey@mail.ru
В.А. Войтов, проф., д-р техн. наук
Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка, м.Харків, Україна

Фізичні аспекти взаємодії в системі "РОГМ-грунт"

В статті розроблена функціональна модель процесу взаємодії РОҐМ з середовищем ґрунту. Представлені процеси тертя та зношування в ґрунті, які реалізуються на фоні взаємообміну показників самого РОГМ із середовищем ґрунту і являють собою складну сукупність фізико-хімічних явищ.

При розгляді закономірностей взаємодії в ТТС "РОҐМ-ґрунт" враховується як зовнішня структура, так і внутрішня будова. Показано зміну елементного складу прилеглих до РОҐМ шарів ґрунту, що свідчить про процеси масопереносу і сегрегації під час взаємодії в ТТС "РОҐМ-ґрунт".

Представлені закономірності протікання процесів тертя і зношування РОГМ в залежності від його структурованості та гранулометричного складу. Досліджено стан ґрунту при дії РОҐМ, визначено розподіл його щільності за глибиною оброблюваного шару, за типами ґрунтів виявлено різний характер розподілу щільності, структури, пористості та вмісту гумусу за глибиною, отримано рівняння регресії між щільності ґрунту і вмістом гумусу.
функціональна модель, триботехнічна система, напруження, елементний склад, контакт, структура ґрунту, знос, робочий орган ґрунтообробної машини

В.В. Аулин, проф., д-р техн. наук, А.А. Тихий, доц., канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический університет, г.Кировоград, Украина
В.А. Войтов, проф., д-р техн. наук
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенка, г.Харьков, Украина

Физические аспекты взаимодействия в системе "РОПМ-почва"

В статье разработана функциональная модель процесса взаимодействия РОПМ со средой почвы. Представлены процессы трения и износа в почве, которые реализуются на фоне взаимообмена показателей самого РОПМ со средой почвы и представляют собой сложную совокупность физико-химических явлений. При рассмотрении закономерностей взаимодействия в ТТС "РОПМ-почва" учитывается как внешняя структура, так и внутреннее строение. Показано изменение элементного состава прилегающих к РОПМ слоев почвы, что свидетельствует о процессах массопереноса и сегрегации во время взаимодействия в ТТС "РОПМ-почва".

© В.В. Аулін, А.А. Тихий, В.А. Войтов, 2015

Представленные закономерности протекания процессов трения и изнашивания РОПМ в зависимости от его структурированности и гранулометрического состава. Исследовано состояние почвы при воздействии РОПМ, определено распределение его плотности по глубине обрабатываемого слоя, по типам почв выявлено различный характер распределения плотности, структуры, пористости и содержания гумуса по глубине, получено уравнение регрессии между плотностью почвы и содержанием гумуса.
функциональная модель, триботехническая система, напряжение, элементный состав, контакт, структура почвы, износ, рабочий орган почвообрабатывающей машины

Постановка проблеми. Створення високоефективних робочих органів ґрунтообробних машин (РОГМ) та розробка методів їх технічного обслуговування (ТО) вимагає більш глибокого дослідження взаємодії в системі РОГМ-грунт та фізичних процесів, що її супроводжують. Особлива увага приділяється різальним елементам (РЕ) РОГМ. Фізичне розуміння і математичний опис деформації і руйнування ґрунту відкривають перспективи створення математичних, технологічних та інших моделей теорії тертя та зношування РЕ РОГМ. Першочергове значення при цьому має опис процесу впливу РОГМ на ґрунт, а також руйнування, переміщення і перемішування структур середовища ґрунту. Процеси тертя та зношування в ґрунті реалізуються на фоні взаємообміну показників самого РОГМ із середовищем ґрунту і являють собою складну сукупність фізико-хімічних явищ. Ці процеси розглядають з точки зору трибофізичного підходу до природи і механізму їх прояву, а також еволюції розвитку з позиції термодинаміки нерівноважних та незворотних процесів. В контактній та приконтактній зонах взаємодії РЕ РОГМ з ґрунтом відбуваються структурно-енергетичні зміни. Дослідження енергетичних характеристик руйнування поверхневих шарів РЕ РОГМ ускладнюється впливом на їх стан багатьох одночасно протікаючих і конкуруючих синергетичних перехідних процесів, в результаті яких проявляються специфічні поверхневі ефекти, обумовлені взаємодією поверхні РЕ РОГМ з середовищем ґрунту та обміном потоками енергії та речовини.

Разом з тим, експериментальні дослідження зміни накопичення енергії поверхневими шарами РОГМ в процесі зношування практично не проводилися - не було відповідних методик і технічних засобів. Традиційні термокінетичні методи оцінки енергії активації руйнування матеріалів є тривалими, трудомісткими і не придатними для дослідження тонких, модифікованих тертям поверхневих шарів, що стало серйозною перешкодою для широкого застосування в трибології енергетичних критеріїв міцності і розрахункових моделей зношування кінетичного типу. З тієї ж причини відсутні систематизовані дані про активаційні параметри руйнування матеріалів РЕ РОГМ при різних механізмах пошкоджуваності. Тим часом, при оцінці зносостійкості та ефективності ресурсопідвищуючих технологій обробітку ґрунту, дослідження якості покриттів і визначення їх довговічності в полі діючих навантажень і температур, енергетичні показники можуть бути більш інформативними в порівнянні з силовими і деформаційними критеріями. Найважливішим практичними завданнями при цьому є широке впровадження кінетичного підходу до опису пошкоджуваності і руйнування матеріалів РЕ РОГМ і розробка доступних методик оцінки активаційних параметрів їх руйнування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що до цього часу не розроблена трибофізична теорія процесів обробки ґрунту, яка б враховувала структурно-енергетичні зміни в зоні взаємодії РЕ з ґрунтом. Результати дослідження по теорії руйнування ґрунту, запропоновані В.П. Горячкіним, ґрунтуються на представленні ґрунту як суцільного середовища з ізотропними властивостями і не відображають будови і властивостей реального ґрунту. Системні дослідження процесів різання ґрунтів землерийними машинами, проведені М.Г. Домбровським, І.Я. Айзенштоком, Ю.А. Вєтровим, А.Н. Зеленіним та ін., дали можливість більш глибоко дослідити механіку

ґрунтів, однак механіка ґрунтів базується в основному на ідеалізованих методах суцільного середовища.

Значний внесок у розвиток основних питань теорії механічної обробки ґрунту внесли праці М.Х. Пігулевської, Г.І. Покровського, В.В. Кацигіна, А.Н. Гудкова, Г.Н. Сінеокова, В.А. Желіговського, Т.М. Гологурського, А.С. Кушнарьова. В.В. Ауліна та ін.

Метою роботи є розробка трибофізичного підходу до виявлення процесів і станів в зоні контакту елементів трибосистеми "РОГМ-грунт" з врахуванням структурно-енергетичних змін трибопроцесу.

Виклад основного матеріалу. У загальному випадку процес взаємодії РОҐМ з середовищем ґрунту можна представити у вигляді функціональної моделі (рис. 1).

Модель містить наступну сукупність параметрів:

– вхідні: X_1 – тип ґрунту (глинистий, суглинний, піщаний, супіщаний) та його зношувана здатність; X_2, X_3 – характеристики і властивості ґрунтів матеріалу РОҐМ; X_4 – спосіб та варіант зміцнення та модифікування матеріалу РОҐМ;

– керуючі: Z_1 – сукупність умов та технологічних параметрів обробітку ґрунту; Z_2 – конструктивні параметри РОҐМ; Z_3 – конструктивна схема обробітку (глибина *a*, ширина захвату *b*); Z_4 – співвідношення фаз ґрунту;

– вихідні: Y_1 – сукупність триботехнічних характеристик робочих поверхонь РОҐМ; Y_2 – напружено-деформований стан (НДС) і структура ґрунту; Y_3 – НДС і структура поверхневого шару (ПШ) матеріалу РОҐМ; Y_4 – енергетичні характеристики процесу взаємодії РОҐМ з ґрунтом.

Модель можна розглядати як операторне перетворення:

$$\vec{X} \xrightarrow[\vec{Z}]{w(\vec{x})} \vec{Y}, \qquad (1)$$

де $\vec{X}$, $\vec{Y}$, $\vec{Z}$ – вектори вхідних, вихідних параметрів та умов функціонування ТТС;

$w(\vec{x})$ – оператор, що характеризує передачу енергії в ТТС "РОҐМ-ґрунт". Критерієм оцінки ефективності роботи РОҐМ виступають: НДС, ПШ ґрунту, сукупність триботехнічних характеристик, зносостійкість та тяговий опір.

Рисунок 1 – Функціональна модель взаємодії ТТС "РОҐМ-ґрунт"

Джерело: розроблено авторами

Для вивчення процесів взаємодії в ТТС [2] доцільно мати фізичну модель ґрунту, яка з достатнім ступенем точності, фізичної і математичної коректності описувала б явища, що протікають в ньому. Модель повинна з єдиних позицій розглядати НДС в об'ємі малих локальних областей, переходячи від них до НДС всієї області взаємодії, структуру, характеристики та властивості ґрунту й на її основі отримувати рівняння його стану. Саме структура, стан і співвідношення фазових складових ґрунту визначають

фізичну сутність процесів тертя та зношування РОҐМ і прояв властивостей ґрунту як властивостей в'язких, пружних та крихких матеріалів. Через змінність характеристик та властивостей ґрунту для ефективної взаємодії з РОҐМ необхідний його сприйнятливий НДС [5].

Оскільки зміна властивостей ґрунту, під час дії РОҐМ, передусім проявляється у зміні щільності в деформованому об'ємі, то є необхідність у розгляді його як середовища змінної маси. Ця особливість враховується в рівнянні зв'язку щільності з динамічними і кінематичними характеристиками. Багаторівнева будова середовища ґрунту, різномасштабність актів його деформації і руйнування, тертя та зношування РОҐМ, зумовлюють новий підхід до виявлення механізмів процесів і станів на основі фізики ґрунтів [3] та механіки дисперсних середовищ та руйнування.

Розглянемо стани та процеси, що відбуваються у ґрунті під час дії РОҐМ. Розрізняють чотири складові фазового стану ґрунту: тверда, рідка, газоподібна і жива [3,8]. При цьому окремі частинки однієї фази, наприклад, твердої, є не молекулами, а агрегатами, що містять сукупність молекул. Середовище ґрунту має структуру просторового каркасу, утвореного зв'язками молекул, міцел, кристалічних паростків і частинок колоїдних розмірів, які мають характер сил Ван-дер-Ваальса. Якщо тверді частинки ґрунту, сполучені в агрегати, мають різну міцність зв'язків, то ґрунт буде структурованим [3,9]. Такий стан обумовлений сумісною дією хімічних, фізичних, реологічних і біологічних процесів під час дії РОҐМ. При раціональному впливі властивості та характеристики ґрунту покращуються і реалізується стан самоорганізації.

Структурна організація ґрунту має елементарний, агрегатний та горизонтний рівні [4,6]. Структура ґрунту – це сукупність агрегатів різної величини, форми, пористості, механічної міцності і водоміцності [12]. При розгляді закономірностей взаємодії в ТТС "РОҐМ-ґрунт" враховується як зовнішня структура, так і внутрішня будова, тобто досліджуються макропроцеси у ґрунті, розкривши його мікроструктуру. Системно-спрямований підхід дає можливість вважати ґрунти матеріалами трибо елементів. Зв'язок між структурою і властивостями ґрунту визначає його міцність і зношувану здатність. Це відображається на трибофізичній сутності контактної взаємодії основних фаз ґрунту між собою та з поверхнею РОҐМ. Звісно вирішальне значення має тверда фаза, яка впливає на енергетику води, взаємодіє з газовою фазою і виступає своєрідною матрицею дисперсного середовища ґрунту з наповнювачами АЧ і частинками гумусу та формує комплекс основних характеристик і властивостей ґрунту.

Незважаючи на те, що фізика фаз ґрунту досліджується в землеробській механіці [11], закономірності їх взаємодії між собою і з матеріалом РОҐМ ще недостатньо вивчені. Системно-спрямований підхід та синергетична концепція дають можливість їх виявити, розглядаючи середовище ґрунту як безліч впорядкованих і зв'язаних між собою локальних областей, що володіють єдністю [8,12]. На основі досягнень фізики твердої фази ґрунту, термодинаміки його вологи, фізики поверхневих явищ, фізико-хімічної механіки дисперсних середовищ [10] можна теоретично обґрунтувати механізм взаємодії, виявити умови реалізації стану самоорганізації ґрунту, оцінити зміну триботехнічних характеристик і властивостей, тягового опору РОҐМ та визначити напрями підвищення їх зносостійкості.

Для енергетичної оцінки міжфазних взаємодій в ґрунті можна використати вільну енергію Гіббса [9]:

$$dG = T \cdot dS - dA, \tag{2}$$

де dS – ентропія;

TdS – кількість теплової енергії,

dA – кількість роботи. В умовах постійного тиску маємо рівняння:

$$dG = T \cdot dS - dA_K + pdV, \tag{3}$$

де dA_K – корисна робота зміни поверхні поділу dS_n між фазами ґрунту: $dA_K = \sigma_H \cdot dS_П$, σ_H – коефіцієнт поверхневого натягу;

pdV – робота розширення.

До корисної роботи можна віднести роботу, здійснювану молекулами води в полі поверхневих сил та по переміщенню ґрунту в гравітаційному полі.

Рівняння (3) при цьому набуває вигляду:

$$dG = T \cdot dS - \sigma_H \cdot dS_П + \rho dV \ . \tag{4}$$

Враховуючи присутність водної плівки на поверхні частинок ґрунту і зміну кривизни поверхні менісків в капілярах, зменшення поверхневої енергії $\sigma_H \cdot dS_n$ при T=const, маємо:

$$dG = -\Delta p \cdot dV - \sigma_H \cdot dS_П, \tag{5}$$

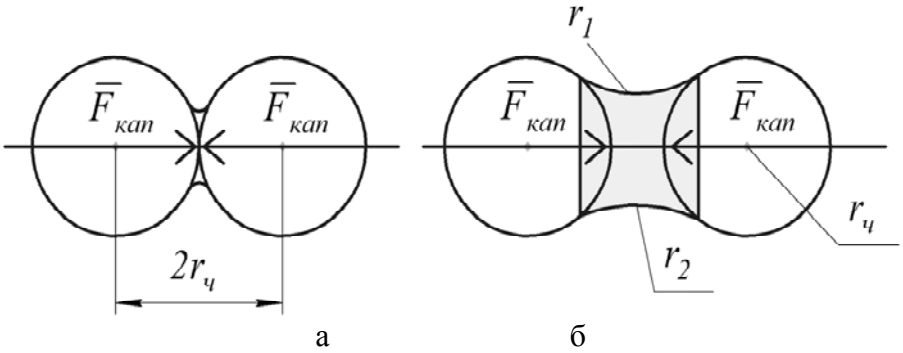
де Δp – різниця тиску між складовими поділу "вода-повітря";

dV – зміна об'єму "тіла обертання" менісків. Для стану рівноваги (dG=0), отримаємо:

$$\Delta p = \pm \sigma_H \cdot dS_П / dV \ , \tag{6}$$

де $dS_П / dV$ – кривизна поверхні поділу "вода-повітря".

Тиск в ґрунтовій волозі обумовлює різноманітні капілярні явища та виникнення сил притягання між окремими частинками [12]. Для частинок легких і слабозволожених (піщаних) ґрунтів характерним є "стиковий" розподіл вологи (рис. 2, а), а для сильно зволожених – наявність водної плівки (рис. 2, б).



а – стикова; б – стягуюча

Рисунок 2 – Схеми розподілу вологи між частинками ґрунту

Величина капілярної стягуючої сили $F_{кап}$ залежить від кількості вологи в зазорі між частинками (агрегатами) ґрунту та їх розмірів [3]:

$$F_{кап} = \Delta p S_{кап} = \pi r_1 \sigma_H \left(1 + r_1 / r_2\right), \tag{7}$$

де $S_{кап} = \pi \cdot r_1^2$ – площа контактів; r_1, r_2 – радіуси кривизни опуклого і увігнутого менісків між контактуючими частинками радіусом $\overline{r}_ч$. Сила (8) обумовлює енергію зв'язку між фазами ґрунту і визначає явища когезії усередині однієї фази та адгезії при взаємодії фаз [8]. При цьому під час дії РОҐМ спочатку у ґрунті руйнуються найбільш слабкі капілярні, а потім поверхневі зв'язки.

Дослідження величини і характеру зношування РОГМ у ґрунті свідчить, що основними видами зношування є: абразивне – за ріжучою або дряпаючою дією абразивних частинок (АЧ); втомне – по руйнуванню при повторній деформації мікрооб'ємів матеріалу ПШ; окислюване – в результаті хімічної реакції з киснем середовища ґрунту і мікропластичної деформації ПШ. При цьому основним фактором є зношувана здатність ґрунту, що визначається відношенням величини зношування зразків

(деталей) в даних умовах середовища ґрунту до величини їх зношування в умовах, прийнятих за еталонні [4]. Абразивний знос складає переважно більшу частку, його швидкість дорівнює:

$$v_и = k_{азн} N_{тр} / S_к K_и , \quad (8)$$

де $k_{азн}$ – коефіцієнт пропорційності; $N_{тр}$ – потужність тертя; $S_к$ – площа контакту АЧ з поверхнею РОҐМ; $K_и$ – коефіцієнт запасу зносостійкості:

$$K_и = E_и Q_{иет} / E_{иет} Q_и = \varepsilon_и / q_и , \quad (9)$$

де $E_и$, $E_{иет}$, $Q_и$, $Q_{иет}$ – зносостійкість і зношувана здатність досліджуваного та еталонного РОҐМ та ґрунтів; $\varepsilon_и = E_и / E_{иет}$, $q_и = Q_и / Q_{иет}$ – відносні зносостійкість матеріалу РОҐМ та зношувана здатність ґрунту.

Відносну зносостійкість можна оцінити за формулою [6]:

$$\varepsilon_и = \frac{E_и + k(H - H_{зм})}{E_{иет} + k_{ет}(H_{ет} - H_{зет})}, \quad (10)$$

де k, $k_{ет}$, H, $H_{ет}, H_{зм}$, $H_{змет}$ – коефіцієнти пропорційності та твердості незміцнених та зміцнених матеріалів для досліджуваних і еталонних РОҐМ.

Величину зношувальної здатності можна представити, як добуток коефіцієнтів:

$$q_и = K_a K_p K_д , \quad (11)$$

де K_a, K_p, $K_д$ – коефіцієнти, що враховують твердість, різальні та деформувальні впливи АЧ. З'ясуємо сутність цих коефіцієнтів:

$$K_a = (H_г / H_{гвт})^m , m = 1,2\ldots1,3; \quad K_p = u_V / u_{V\,ет} , \quad (12)$$

де $H_г, H_{гет}$ – твердість досліджуваного і еталонного ґрунтів, u_v, $u_{V\,ет}$ – знос РОҐМ в досліджуваному та еталонному ґрунтах. Коефіцієнт K_a аналогічний K_p.

При змішаних процесах дії АЧ знос РОҐМ в ґрунті дорівнює:

$$u_V = n_p \left(V_p + V_д / (\exp(\lambda_p N_p) - 1) \right), \quad (13)$$

де $V_p, V_д$ – об'єми пошкоджених ПШ РОҐМ при різанні і деформуванні АЧ; $\lambda_p = n_p / n_д$; $n_p = n'_p + 0{,}5 n_{рд}$, $n_д = n'_д + 0{,}5 n_{рд}$ – відповідне число циклів до руйнування та деформування; $n'_p = nP(H < 0{,}5H_a)$; $n'_д = nP(H > 0{,}7H_a)$; $n_{рд} = n - n_p - n_д$; n – загальна кількість АЧ ґрунту, що діють на одиницю площі поверхні РОҐМ; $P(H < 0{,}5H_a)$, $P(H > 0{,}7H_a)$ – імовірності умов $H < 0{,}5H_a$ та H_a, H – твердість абразиву та поверхні РОҐМ. При умові $V_p = V_д = V_{пш}$, маємо:

$$u_V = n_p V_{пш} [1 + (\exp(\lambda_p N_p) - 1)^{-1}] . \quad (14)$$

Якщо вважати, що розподіли твердості АЧ в прилеглому до РОҐМ шарі ґрунту підкоряються закону Гаусса [1], то маємо:

$$\begin{cases} P(H < 0{,}5H_a) = \Phi(\gamma_p) + 0{,}5, \ \gamma_p = \left(2\overline{H} - H_a\right) / \sqrt{\sigma_н^2 + \sigma_{н_a}^2} ; \\ P(H < 0{,}7H_a) = \Phi(\gamma_p) + 0{,}5, \ \gamma_д = \left(1{,}43\overline{H} - H_a\right) / \sqrt{2\sigma_н^2 + \sigma_{н_a}^2} , \end{cases} \quad (15)$$

$\sigma_н^2$, $\sigma_{н_a}^2$ – дисперсії розподілу твердостей поверхні зразків РОҐМ і АЧ.

Остаточно коефіцієнт K_p дорівнює:

$$K_p = \frac{V_{пш} K_{ор} \left(1 + (\exp(\lambda_p N_p) - 1)^{-1}\right)}{V_{ет} n_{ет} K_{орет} \left(1 + (\exp(\lambda_{рет} N_{рет}) - 1)^{-1}\right)}, \quad (16)$$

де $K_{ор} = n_p / n$; $K_{орет} = n_p / n_{ет}$, $n_{ет} = 4S_{тр} / \pi \bar{d}_ч^{\,2} \sqrt[3]{\bar{\xi}^2}$; $\bar{d}_ч$ – середній діаметр АЧ; $\bar{\xi}$ – усереднений об'єм АЧ в одиниці об'єму ґрунту; $S_{тр}$ – площа поверхні тертя.

Теоретичні обґрунтування та експериментальні дослідження [8] свідчать, що зношувана здатність ґрунтів змінюється з часом. Якщо ґрунт має сталий механічний склад і вологість, а також практично незмінні властивості ПШ РОҐМ, то при визначенні його відносної зношуваної здатності використовують корегуючий коефіцієнт $\eta_к$:

$$q_и = q_{иет} \cdot \eta_к . \quad (17)$$

РОҐМ при русі в середовищі ґрунту одночасно взаємодіє з різними фазовими компонентами. У більшості випадків ґрунти майже на 90% представлені мінеральними частинками, серед яких крупнодисперсну фракцію складають кварц і польові шпати, а тонкодисперсну – глинисті алюмосилікати [3]. У хімічному складі ґрунтів переважають кисень і кремній, менше алюміній, залізо, вуглець, кальцій, натрій, марганець [9], а інші елементи – у мікрокількостях, здійснюється масоперенос в ПШ РОҐМ (рис. 3).

Виявлено, що ПШ зразків РОҐМ за елементним складом по глибині мають дві характерні області. Елементний склад першої з них, глибина якої становить 0,10...2,0 мкм, різко відрізняється від початкового складу матеріалу, оскільки область являє собою нову фазу, що утворилася в процесі деформації при взаємодії з ґрунтом. Вміст кисню в ній різко збільшено: на поверхні – 10%, на глибині до 0,2 мкм – до 18%, а на глибині 0,5…0,8 мкм – до 30%. Також зафіксовано наявність кремнію в межах 3...5% та вуглецю до 20…30%. Друга область характеризується незначною зміною кисню і вуглецю на глибині 2,0 мкм і більше. Елементний склад в цій області стабілізується, що є характерним для матеріалу сталей. Максимум вмісту кисню фіксували не на самій поверхні тертя, а на певній глибині, що свідчить про нерівноважність процесів тертя і зношування в шарі товщиною до 0,1 мкм і більшу інтенсивність процесів масопереносу кисню.

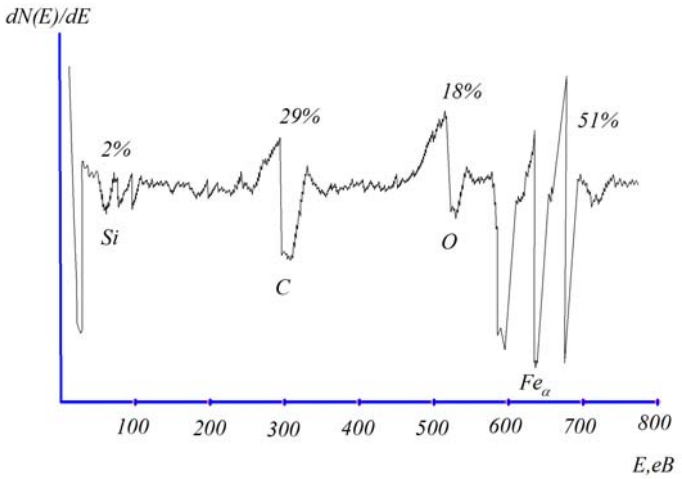


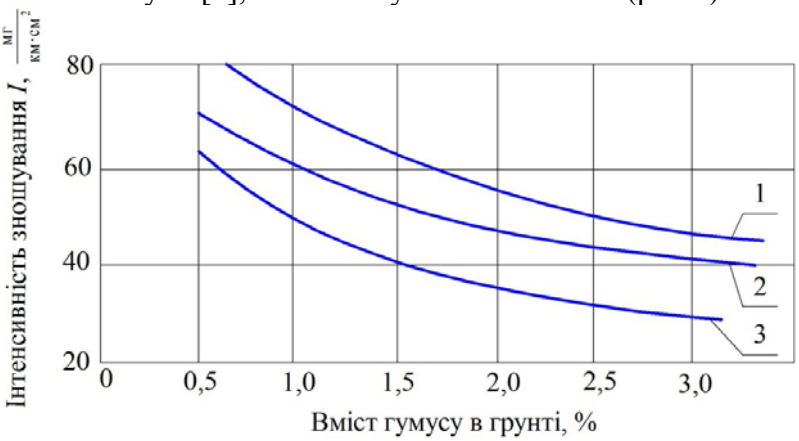
Рисунок 3 – Типовий оже-спектр хімічного складу поверхневого шару зразків РОҐМ зі сталі 65Г після напрацювання: $L_{тр}$ = 15 км

Джерело: отримано авторами за результатами експериментальних досліджень

Зміна елементного складу прилеглих до РОҐМ шарів ґрунту також свідчить про процеси масопереносу і сегрегації під час взаємодії [3,11] в ТТС "РОҐМ-ґрунт", що суттєво впливає на зміну триботехнічних характеристик матеріалу РОҐМ та динаміку

його зношування. Виявлене відіграє важливу роль в хімічних процесах формування вторинних структур, насиченні РОҐМ хімічними елементами, наявними в ґрунті, в зміні мікропластичної деформації, як головного параметру трибоактивування.

З трибофізичної точки зору компоненти ґрунту, що знаходяться в твердому стані, характеризуються стабільністю форми та визначеним характером теплового руху атомів, а тому при дослідженні впливу їх на його зношувану здатність переважно враховують розмір, форму, твердість і концентрацію АЧ. Будь-який ґрунт містить і органічну речовину, яка складається з гумусу і напіврозкладених залишків. Джерелом гумусу є органічні рештки рослин, мікроорганізмів і тварин, що живуть у ґрунті. Гумус – це гетерогенна динамічна полідисперсна система високомолекулярних азотистих ароматичних сполук кислотної природи [9]. Його вміст в поверхневих горизонтах ґрунтів коливається від 0,5…20% і різко або поступово зменшується за глибиною. Органічні речовини ґрунту постійно взаємодіють із мінеральною частиною, утворюючи органічно-мінеральні сполуки [4], які зменшують знос РОҐМ (рис.4).



1 –сталь Л53; 2 – сталь 45; 3 – сталь 65Г

Рисунок 4 – Залежність інтенсивності зношування матеріалів зразків РОҐМ від вмісту гумусу в чорноземному ґрунті: (W=10%, P=0,1 МПа, v=1,4 м/с)

Джерело: отримано авторами за результатами експериментальних досліджень

Можна бачити, що інтенсивність зношування зразків РОҐМ зі сталей Л53, 45, 65Г в ґрунті, зі збільшенням вмісту гумусу, значно зменшується. Зі збільшенням вмісту гумусу поліпшується структура ґрунту, знижується його зношувана здатність [4,5]. Наявність великої кількості функціональних і реактивних груп (CO; OH; COOH; COH_3) в гумусі підсилює хімічно- і поверхнево-активний вплив ґрунту на поверхневі шари РОҐМ. Видалення органічної речовини шляхом прокалюванням ґрунту збільшує знос у 1,5…2,0 рази.

Ґрунтова вода, як фаза ґрунту, може знаходитись у трьох станах – твердому, пароподібному, рідкому. Залежно від характеру зв'язку з твердою фазою ґрунту розрізняють такі її форми: хімічно зв'язана, фізично зв'язана, вільна та біологічна [3]. Під дією поверхневих сил вода відносно міцно втримується на поверхні мінералів, а її рух в ґрунтах може відбуватися лише під дією сорбційних, меніскових та гравітаційних сил [2]. Результати експериментальних досліджень впливу рідкої фази на зношувальні властивості ґрунту наведено на рис. 5.

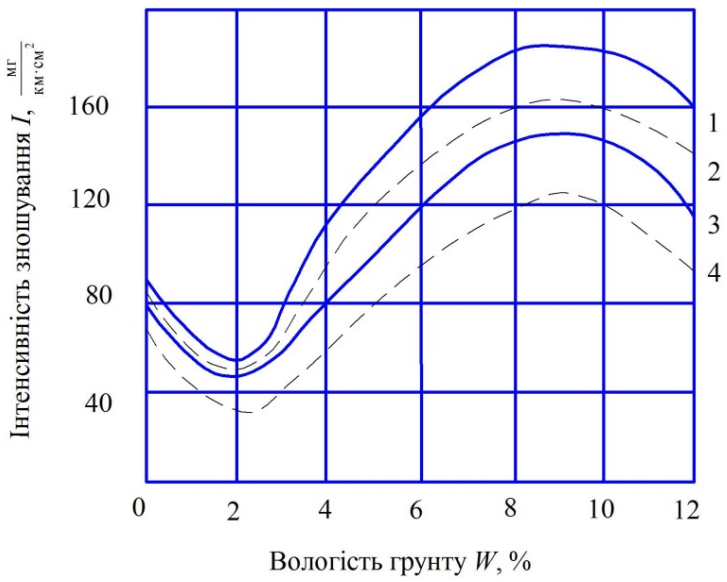


Рисунок 5 – Вплив водних ґрунтових витяжок дерново-підзолистого (1, 2) та чорноземного (3, 4) ґрунтів на інтенсивність зношування зразків РОҐМ зі сталей Л53 (1, 3), 65Г (2, 4)

Джерело: отримано авторами за результатами експериментальних досліджень

На кривих наявні екстремальні точки: мінімальної і максимальної інтенсивності зносу. Перша з них пояснюється наявністю гігроскопічної вологості, яка сприяє округленню частинок ґрунту і порушує їх зв'язок між собою. Підвищення вологості приводить до зростання товщини плівки води навколо частинок ґрунту, спостерігається їх притягування з меншим зусиллям і порівняно легкий перехід до інших стикаючих частинок й утворення на межі контакту ізольованих кілець вологи – менісків. Негативний тиск під меніском, сприяє зближенню ґрунтових частинок, що приводить до підвищення зношуваної здатності ґрунту. Крім того, має місце і ефект адсорбційного зниження міцності, обумовлений полярністю води.

При подальшому зволоженні ґрунту зростають шари рихлозв’язаної води й утворюється суцільна водна плівка. При цьому частинки ґрунту втрачають здатність фіксуватися і легко провертаються при зіткненні з поверхнею тертя РОҐМ. Зношувані властивості ґрунту при цьому знижуються. Зазначимо, що плівкова і капілярна вода розчиняють компоненти ґрунту, що обумовлює інтенсивне окислення активізованих поверхневих шарів РОҐМ.

Основні компоненти газів в ґрунтах представлені CO_2, N_2, O_2, а також домішками – Ar, CH_4, H_2. Існуючий газообмін між атмосферою і товщею ґрунтів направлений на вирівнювання складу атмосферного повітря і газоподібної складової ґрунтів [9]. Важливою газовою складовою є водяна пара, яка в ґрунті не перевищує 0,001%, але здатна пересуватися і шляхом конденсації утворювати плівки на поверхні частинок ґрунту, змінюючи його зношувану здатність [4,11].

Із зростанням дисперсності ґрунту кількість адсорбованих газів в ньому збільшується [10]. Інтенсивність адсорбції, складових газової компоненти на поверхні частинок ґрунту змінюється згідно ряду: $CO_2 > N_2 > O_2 > H_2$. Найістотніше від вмісту газової фази залежать такі фізичні характеристики ґрунтів як щільність, теплофізичні параметри (теплоємність, теплопровідність та ін.), проникність, а також фізико-механічні властивості і зношувана здатність [4,7].

Трибофізичне обґрунтування зношуваних характеристик ґрунтів як гетерофазних середовищ [8], свідчить, що системно-спрямований підхід і синергетична концепція з врахуванням фазових складових дає можливість побудувати моделі ґрунту та виявити еволюцію ТТС "РОҐМ-грунт" з реалізацією процесів і станів самоорганізації.

Висновки.

1. Побудована функціональна модель взаємодії елементів в ТТС "РОҐМ-ґрунт", в якій визначено сукупність вхідних, вихідних, керуючих параметрів та критерії оцінки ефективності її роботи за НДС прилеглого до РОҐМ шару ґрунту, сукупністю триботехнічних та енергетичних характеристик.

2. Дано триботехнічне обґрунтування змін характеристик та властивостей ґрунту як елементу трибосистеми "РОҐМ-ґрунт" та з'ясовано його міцність і зношувану здатність. Для енергетичної оцінки міжфазних взаємодій в ґрунті використано вільну енергію Гіббса.

3. Теоретично обґрунтовано зношувану здатність ґрунту, пов'язано її з концентрацією та розподілом АЧ в прилеглому до РОҐМ шарі ґрунту, циклів різного виду пошкодження поверхні РОҐМ при різанні та деформуванні АЧ.

4. Експериментальними дослідженнями виявлено вплив фазового складу ґрунту на його зношувану здатність, зміну елементного складу у прилеглому до РОҐМ шарі ґрунту та ПШ РОҐМ, вплив характеристик твердої, рідкої та газової фази на інтенсивність зношування зразків і деталей РОҐМ.

Список літератури

1. Аулін В.В. Закономірності зміни напружено-деформованого стану ґрунтового середовища при дії на нього робочих органів ґрунтообробних машин [Текст] / В.В. Аулін, А.А. Тихий, О.Д. Мартиненко // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка / Вип. 118. Техн. сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосп. машинобуд. – Харків. – 2011. – С.263-267.
2. Аулін В.В. Закономірності взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин з ґрунтом в процесі його обробітку [Текст] / В.В. Аулін, А.А. Тихий/ Вісник інженерної академії України. – 2011.– №2 – С.144-149.
3. Аулін В.В. Фазовий склад ґрунтового середовища та його зношувальні властивості [Текст] / В.В. Аулін, В.М. Бобрицький, А.А. Тихий // Проблеми трибології (Problems of tribology). Хмельницький. ХНУ, 2009. – №2 – С.91-99.
4. Аулін В.В. Зношувальна здатність ґрунтового середовища та закономірності спрацювання деталей РОҐМ [Текст] / В.В. Аулін, М.І.Черновол, А.А. Тихий// Проблеми трибології (Problems of tribology). Хмельницький. ХНУ, 2010. – №2 – С.6-10.
5. Аулін В.В. Напружено-деформований стан ґрунту при його взаємодії з різальними елементами робочих органів ґрунтообробних машин [Текст] / В.В. Аулін, В.М.Бобрицький, А.А.Тихий // Науковий вісник Луганського нац. аграр. університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ: Вид-во ЛНАУ, 2009. №3. - С. 6-17.
6. Аулін В.В. Трибофізичне обгрунтування зміни напружено-деформованого стану грунту під час дії РОГМ [Текст] /В.В. Аулін // Конструювання, виробництво та експлуатація с/г машин. Загальнодерж. міжвід. наук. – техн. зб. - Кіровоград: КНТУ. – 2012- Вип.42. Частина I. – С. 13-20.
7. Аулін В.В. Характер зміни напружено-деформованого стану ґрунту під час його взаємодії з робочим органом [Текст] / В.В. Аулін, М.І. Черновол, А.А. Тихий // Вісник інженерної академії України. – 2011. – №1. – С. 232-237.
8. Аулін В.В. Стан самоорганізації середовища ґрунту та закономірності зносу робочих органів ґрунтообробних машин [Текст] / В.В. Аулін // Проблеми трибології (Problems of tribology). – Хмельницький: ХНУ. – 2013. – №1 – С.114-119.
9. Воронин А.Д. Основы физики почв [Текст] / А.Д. Воронин. - М: МГУ, 1986. – 214с.
10. Мударисов С.Г. Принципы разработки адаптирующихся рабочих органов почвообрабатывающих машин [Текст] /С.Г. Мударисов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2005. – №6. – С. 10-11.
11. Кузнецов Е.А. Влияние сил трения на распределение энергии под синусоидальным индентором [Текст] / Е.А. Кузнецов, Г.А. Гороховский // Проблемы трения и изнашивания. - К.: Техника, 1980.- №18. – С. 12-17
12. Грунтоведение [Текст] / В.Т. Трофимов, В.А. Королев, Е.А. Вознесенський и др., под ред. В.Т.Трофимова. – М.: Изд-во МГУ, 2005. – 1024 с.

Viktor Aulin, Prof., DSc., Andrey Tihiy, Assos. Prof., PhD tech. sci.
Kirovohrad national technical university, Kirovohrad, Ukraine
Viktor Voytov, Prof., DSc.
Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture, Kharkiv, Ukraine
The physical aspects of the interaction in the system WBTM-soil

The paper developed a functional model of the interaction with the environment WBTM-soil. Presented friction and wear processes in the soil that are implemented against the background of the WBTM interchange indicators of soil and the environment is a complex set of physical and chemical phenomen.

When considering the patterns of interaction in TTS " WBTM-soil " takes into account both external structure and internal structure. Shows the change in the elemental composition of the surrounding WBTM-soil layers, indicating that the process of mass transfer and segregation during interaction TTS "WBTM-soil."

Presented patterns of processes of friction and wear WBTM depending on its structure and grain size. The state of the soil by the action WBTM, determined its density distribution in the depth of the treated layer of soil types found on the distribution of different density, structure, porosity, humus content and the depth obtained regression equation between the density of soil and humus content.
functional model, tribotechnical system, stress, elemental composition, exposure, soil structure, demolition, working body tillage machines

Одержано 12.11.15

УДК 621.891+631.3.02

Т.Н. Замота, доц., канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина

Повышение эффективности приработки ресурсоопределяющих спряжений транспортных средств

Применение метода электрохимико-механической приработки(ЭХМП) позволяет ускорить приработку, исправлять макрогеометрию деталей трибосопряжений, приспосабливать поверхности трения.Разработка научных основ метода ЭХМП деталей с макрогеометрическими отклонениями с возможностью управления процессом является безусловно актуальной проблемой.

ЭХМП основных сопряжений деталей ТС машин является высокоэффективным процессом приработки поверхностей, в котором кроме механического действия, процесс приработки ускоряется за счет электрохимических процессов. В статье с позиций основных положений теории электрохимических процессов, теории износоконтактного взаимодействия смазанных поверхностей, гидродинамической теории трения, особенностей электрохимико-механической приработки трущихся поверхностей деталей, проанализированы закономерности приработки основных сопряжений, от которых зависит ресурс машин. Выяснены возможности управления процессом приработки и состояниями трущихся поверхностей деталей.
приработка, электрохимико-механическая приработка, сопряжения, ресурс машин, транспортные средства

Т. М. Замота, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна
Підвищення ефективності припрацювання ресурсообумовлюючих сполучень транспортних засобів

© Т.Н. Замота, 2015

Застосування методу електрохіміко - механічного припрацювання (ЕХМП) дозволяє прискорити припрацювання, виправляти макрогеометрію деталей трибосопряжень, пристосовувати поверхні тертя. Розробка наукових основ методу ЕХМП деталей з макрогеометричними відхиленнями з можливістю управління процесом є безумовно актуальною проблемою.

ЕХМП основних сполучень деталей машин є високоефективним процесом припрацювання поверхонь, в якому окрім механічної дії, процес припрацювання прискорюється за рахунок електрохімічних процесів.У статті з позицій основних положень теорії електрохімічних процесів, теорії зносоконтактної взаємодії змащених поверхонь, гідродинамічної теорії тертя, особливостей електрохіміко - механічного припрацювання поверхонь деталей, що труться, проаналізовані закономірності припрацювання основних спряжень, від яких залежить ресурс машин. З'ясовані можливості управління процесом припрацювання і станами поверхонь деталей, що труться.

припрацювання, електрохіміко-механічне припрацювання, сполучення, ресурс машин, транспортні засоби

Постановка проблемы. Повышение долговечности восстанавливаемых транспортных средств (ТС) возможно путем улучшения эффективности процесса приработки рабочих поверхностей деталей ресурсоопределяющих сопряжений. Чем больше макрогеометрические отклонения, тем сложнее обеспечить высокое качество приработки сопряжений деталей. Устранить неточности взаимного расположения деталей можно в процессе обкатки, во время которой происходит приработка рабочих поверхностей деталей сопряжений и подготовка их к восприятию эксплуатационных нагрузок.

Применение метода электрохимико-механической приработки (ЭХМП) позволяет ускорить приработку, исправлять макрогеометрию деталей трибосопряжений, приспосабливать поверхности трения. ЭХМП основных сопряжений деталей ТС машин является высокоэффективным процессом приработки поверхностей, в котором кроме механического действия, процесс приработки ускоряется за счет электрохимических процессов.Разработка научных основ метода ЭХМП деталей с макрогеометрическими отклонениями с возможностью управления процессом является безусловно актуальной проблемой.

Анализ последних исследований и публикаций. Во всем мире наиболее перспективным при приработке трущихся поверхностей является применение совмещённых процессов. Электрохимико-механическое полирование широко применяется для формирования поверхностей с заданными свойствами на деталях из карбида кремния [1], титана [2], на медных поверхностях [3], в электронной промышленности [4]. Основы технологии электрохимико-механического полирования описаны учёными Китая и Тайваня [5,6]. Применение электрохимико-механического полирования позволило добиться отличных результатов при изготовлении жестких дисков компьютеров [7]. Основы электрохимико-механической приработки деталей из различных материалов доказывают эффективность данного вида приработки за счёт того, что формообразование поверхности проходит и при гидродинамическом режиме трения за счет электрохимического фактора процесса [8]. Применение органических кислот значительно усиливает положительный эффект при химико-механическом полировании поверхностей при изготовлении современных деталей микроэлектронной промышленности [9]. Зарубежными учёными разрабатывались математические модели процесса с учётом внедрения абразивных частиц в обрабатываемую поверхность [10], кроме этого были разработаны модели химико-механического полирования меди с помощью плоского притира [11]. Особое место в исследованиях уделяется формированию разделительных слоев смазки между трущимися поверхностями [12].

Согласно исследованиям Кембриджского и Массачусетского институтов технологии Д. Окуму Оума и Дьюну С. Бонингу эффективным оказывается даже

применение химико-механического выравнивания поверхностей с формированием во впадинах шероховатости оксидных пленок [10]. Подобных результатов достиг и Дик де Рувер в своей статье [9].

Постановка задания. Целью статьи является повышение эффективности приработки основных сопряжений машин разработкой научных основ метода ЭХМП деталей с макрогеометрическими отклонениями с возможностью управления процессом.

Изложение основного материала. Выражение зависимости скорости выравнивания макрогеометрической погрешности V_{max} от электрохимико-механических параметров процесса плоских поверхностей определяется следующей зависимостью (1):

$$V_{\max} = V_м + 1/2 \cdot (1-k_1) \cdot \frac{\chi\varepsilon}{\rho}(\eta_{ад}(U-\varphi_{ад}+\varphi_k)/\sqrt{h_{\min}{}^2 + (1-k_1)\frac{\chi\varepsilon}{\rho}\cdot\eta_{ад}(U-\varphi_{ад}+\varphi_k)\cdot t -}$$

$$-\eta_a(U-\varphi_a+\varphi_k)/\sqrt{(h_{\min} + \delta_{\max} - ax - c)^2 + (1-k_1)\frac{\chi\varepsilon}{\rho}\cdot\eta_a(U-\varphi_a+\varphi_k)\cdot t)} \quad , (1)$$

где $V_м$ – скорость механического съема, мкм/ч;

1/2 – коэффициент, учитывающий анодный полупериод переменного тока, при котором происходит травление одной из деталей сопряжения;

k_1 – коэффициент, учитывающий долю граничного трения (S_m<10^{-5}) в общем времени цикла;

h_{min} – минимальный разделительный слой смазочного материала между деталями, м;

a и c – постоянные, характеризующие наклон перекошенной поверхности детали плоского сопряжения; x – координата точки на прирабатываемой плоскости, м;

$\delta_{\max}$ – величина максимальной макрогеометрической погрешности, м;

U – рабочее напряжение, В;

$\varphi_а$– анодный потенциал, В;

$\varphi_к$ – катодный потенциал, В;

$\eta_а$ – анодный выход по току, %;

$\eta_{ад}$ – анодный выход по току при механической депассивации, %;

χ – удельная электропроводимость электролита, Ом$^{-1}$·см$^{-1}$;

ρ – плотность материала, г/см^3;

ε – электрохимический эквивалент материала анода, г/А·ч;

t – время процесса, с.

Выражение (1) полностью справедливо для приработки плоских поверхностей, когда режимы приработки известны и становятся постоянными величинами. Как видно из этого выражения, на скорость устранения макрогеометрической погрешности, кроме остальных факторов, влияет минимальная толщина разделительного слоя между прирабатываемыми поверхностями h_{min} .

При ЭХМП величина h_{min} является межэлектродным зазором. Подставив значение h_{min}, характерное для приработки цилиндрического сопряжения, в зависимость скорости выравнивания макрогеометрической погрешности V_{max} от электрохимико-механических параметров процесса (1), получим выражение для ЭХМП цилиндрических поверхностей (2).

$$V_{\max} = V_м + 1/2\cdot(1-k_1)\cdot\frac{\chi\varepsilon}{\rho}(\eta_{ад}(U-\varphi_{ад}+\varphi_k)/\sqrt{(q\cdot\frac{\upsilon\cdot\mu\cdot S_k}{F})^2+(1-k_1)\frac{\chi\varepsilon}{\rho}\cdot\eta_{ад}(U-\varphi_{ад}+\varphi_k)\cdot t-}$$

$$-\eta_a(U-\varphi_a+\varphi_k)/\sqrt{(q\cdot\frac{\vartheta\cdot\mu\cdot S_k}{F}+\delta_{\max}-ax-c)^2+(1-k_1)\frac{\chi\varepsilon}{\rho}\cdot\eta_a(U-\varphi_a+\varphi_k)\cdot t)}, \quad (2)$$

q – постоянная характеризующая тип сопряжения деталей (q=1 – для простых сопряженных поверхностей);

υ - линейная скорость;

μ - динамическая вязкость смазочного материала, Па·с;

S_k – площадь контакта сопряженных поверхностей;

F – сила в контакте, Н.

Очевидно, что для цилиндрических сопряжений развитие площади пятен контакта будет зависеть от наличия перекоса или несоосности. Для описания процесса макроприработки цилиндрических сопряжений с перекосом необходимо учитывать площадь пятна контакта $S_{цп}$. В этом случае получим (3)

$$V_{\max} = V_м + 1/2\cdot(1-k_1)\cdot\frac{\chi\varepsilon}{\rho}(\eta_{ад}(U-\varphi_{ад}+\varphi_k)/\sqrt{(q\cdot\frac{\vartheta\cdot\mu\cdot S_{цп}}{F})^2+(1-k_1)\frac{\chi\varepsilon}{\rho}\cdot\eta_{ад}(U-\varphi_{ад}+\varphi_k)\cdot t-}$$

$$-\eta_a(U-\varphi_a+\varphi_k)/\sqrt{(q\cdot\frac{\vartheta\cdot\mu\cdot S_{цп}}{F}+\delta_{\max}-ax-c)^2+(1-k_1)\frac{\chi\varepsilon}{\rho}\cdot\eta_a(U-\varphi_a+\varphi_k)\cdot t)}, \quad (3)$$

Для цилиндрических с несоосностью необходимо использовать выражение (4)

$$V_{\max} = V_м + 1/2\cdot(1-k_1)\cdot\frac{\chi\varepsilon}{\rho}(\eta_{ад}(U-\varphi_{ад}+\varphi_k)/\sqrt{(q\cdot\frac{\vartheta\cdot\mu\cdot S_{цн}}{F})^2+(1-k_1)\frac{\chi\varepsilon}{\rho}\cdot\eta_{ад}(U-\varphi_{ад}+\varphi_k)\cdot t-}$$

$$-\eta_a(U-\varphi_a+\varphi_k)/\sqrt{(q\cdot\frac{\vartheta\cdot\mu\cdot S_{цн}}{F}+\delta_{\max})^2+(1-k_1)\frac{\chi\varepsilon}{\rho}\cdot\eta_a(U-\varphi_a+\varphi_k)\cdot t)}, \quad (4)$$

Различное изменение площади пятна контакта при приработке цилиндрических сопряжений с перекосом и несоосностью, показанное в [16], будет оказывать непосредственное влияние на характер протекания процесса макроприработки при использовании электрохимико-механического метода.

По аналогии с выражениями (1), (3) и (4) определим скорости выравнивания макрогеометрических погрешностей для сферических сопряжений (5) и зубчатых зацеплений (6).

$$V_{\max} = V_м + 1/2\cdot(1-k_1)\cdot\frac{\chi\varepsilon}{\rho}(\eta_{ад}(U-\varphi_{ад}+\varphi_k)/\sqrt{(q\cdot\frac{\upsilon\cdot\mu\cdot S_{сф}}{F\cdot f})^2+(1-k_1)\frac{\chi\varepsilon}{\rho}\cdot\eta_{ад}(U-\varphi_{ад}+\varphi_k)\cdot t-}$$

$$-\eta_a(U-\varphi_a+\varphi_k)/\sqrt{(q\cdot\frac{\upsilon\cdot\mu\cdot S_{сф}}{F\cdot f}+\delta_{\max})^2+(1-k_1)\frac{\chi\varepsilon}{\rho}\cdot\eta_a(U-\varphi_a+\varphi_k)\cdot t)}, \quad (5)$$

$$V_{\max} = V_м + 1/2\cdot(1-k_1)\cdot\frac{\chi\varepsilon}{\rho}(\eta_{ад}(U-\varphi_{ад}+\varphi_k)/\sqrt{(q\cdot\frac{\upsilon\cdot\mu\cdot S_{зз}}{F\cdot f})^2+(1-k_1)\frac{\chi\varepsilon}{\rho}\cdot\eta_{ад}(U-\varphi_{ад}+\varphi_k)\cdot t-}$$

$$-\eta_a(U-\varphi_a+\varphi_k)/\sqrt{(q\cdot\frac{\upsilon\cdot\mu\cdot S_{зз}}{F\cdot f}+\delta_{\max})^2+(1-k_1)\frac{\chi\varepsilon}{\rho}\cdot\eta_a(U-\varphi_a+\varphi_k)\cdot t)}, \quad (6)$$

Отсюда видно, что при фиксированных значениях ε,ρ,q, скоростьсъема зависит от электрических параметров – напряжения U (от которого зависят η и χ (при газообразовании)), суммы анодного и катодного потенциалов φ_a и φ_k, которые являются функцией плотности тока [13] и условий трения. Сомножитель $\upsilon \cdot \mu \cdot S_k / F$ является величиной режима жидкостного трения. Следовательно, варьированием не только электрическими параметрами, но и величинами υ,μ, F можно управлять процессом съема материалов.

По уравнению (1) для условий приработки, указанных в [14], была рассчитана скорость съема материала стальной детали при ЭХМП в зависимости от толщины слоя электролита между трущимися поверхностями и возникающего в паре режима трения (рис.1). Полученные результаты подтвердили предпосылки, высказанные автором ранее [15].

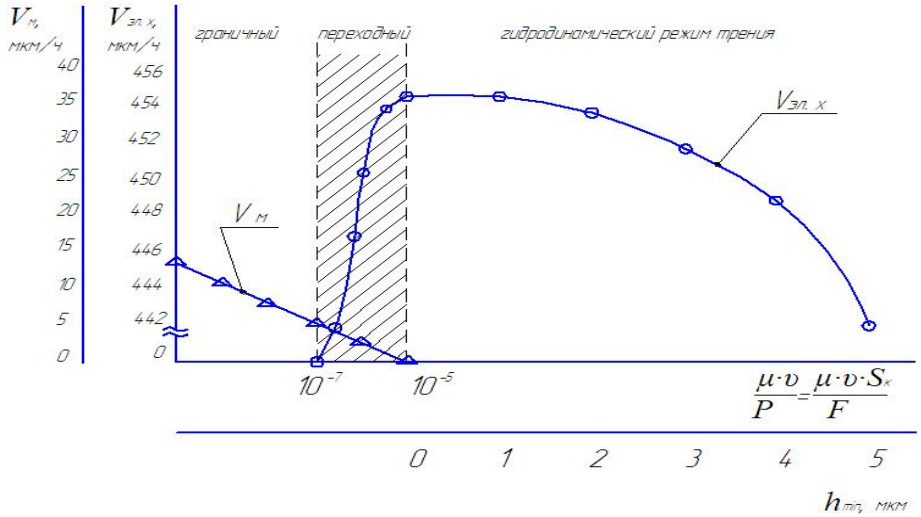


Рисунок 1 – Зависимость скорости снятия материала детали при ЭХМП от режима трения и толщины слоя электролита

Джерело: розроблено автором

Как видно из рис.1, режим трения существенно влияет на протекание процесса электрохимико-механической приработки. При граничном и переходном режимах присутствует механическое изнашивание поверхностей. Относительно малые нагрузки в паре трения являются причиной низкой скорости механического съема. С повышением значения критерия Зоммерфельда до 10^{-5} механическая составляющая снижается до нуля, а с развитием гидродинамического режима трения поверхности разделяются слоем электролита, механический контакт отсутствует и возникают хорошие условия для электрохимического травления поверхностей.

Малые зазоры при переходе к гидродинамическому режиму трения способствуют наибольшей эффективности процесса. Максимальная величина скорости электрохимического съема для данных условий ($V_{max}=V_{эл.х}=455$ *мкм/ч*) значительно превысила механическую составляющую процесса ЭХМП ($V_м=15$ *мкм/ч*). С ростом зазора увеличивается сопротивление слоя электролита и скорость съема постепенно снижается.

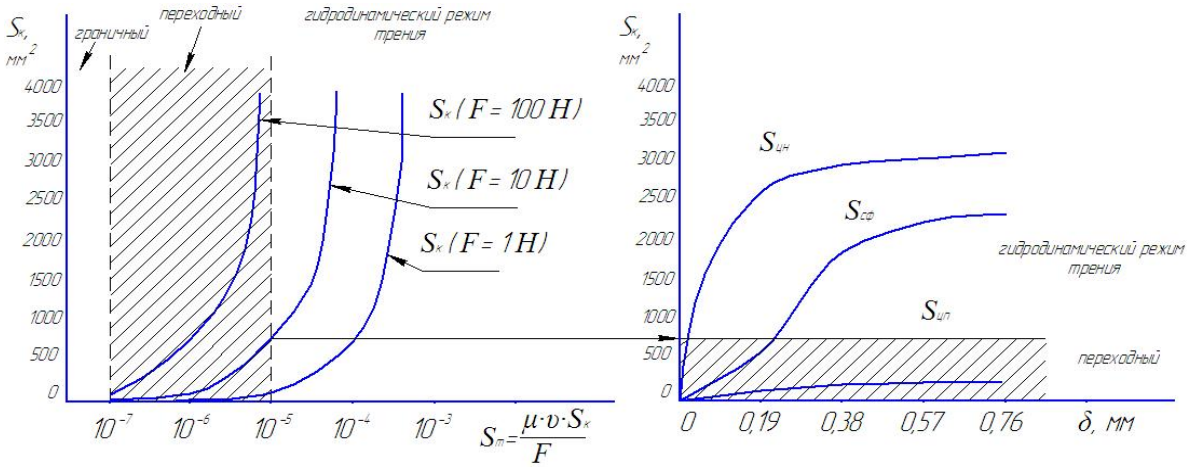
Из этого следует, что максимальная эффективность процесса может быть достигнута при минимальном разделительном слое электролита между трущимися поверхностями. При этом должен быть обеспечен гидродинамический режим трения. С наступлением переходного режима скорость электрохимического съема резко снижается. Граничный режим способствует механическому контакту поверхностей и является полезным для активации поверхностей трения, что приводит к усилению

травления на зазоре и способствует выравниванию поверхности в пассивирующем электролите.

Если проанализировать зависимость площади контакта $S_к$ прирабатываемых поверхностей на протекание ЭХМП, то открываются интересные взаимосвязи между факторами процесса. Площадь контакта $S_к$ может быть определена из критерия Зоммерфельда (7)

$$S_k = \frac{S_m \cdot F}{\mu \cdot \vartheta}. \qquad (7)$$

Для расчетовпринимаем следующие значения: динамическую вязкость электролита μ =0,13 Па·с; скорость взаимного перемещения υ=1м/с.Переменными сделаем критерий Зоммерфельда S_m и силу прижатия прирабатываемых поверхностей F. Полученные зависимости представлены на рис.2, а.



а б

а – зависимости формирования площади пятна контакта от значения критерия Зоммерфельда;
б – зависимость формирования площади пятна контакта от вида сопряжения и величины макрогеометрического отклонения δ при F=10Н

Рисунок 2 – Формирование различных режимов трения в зависимости от площади контакта $S_к$, силы взаимодействия поверхностей F и вида сопряжения

Джерело: розроблено автором

Увеличение нагрузки на прирабатываемую пару приводит к уменьшению значения критерия Зоммерфельда и переводит режим трения из гидродинамического в переходный даже при достаточно больших сформированных площадях контакта (рис.2, а). Малые нагрузки способствуют быстрому развитию гидродинамического режима трения и способствуют быстрому устранению макрогеометрической погрешности детали за счет электрохимической составляющей процесса (рис.1).

Как было показано ранее [16], формирование площади пятна контакта сильно зависит от вида сопряжения. Возникает необходимость совмещения графика формирования площади контакта $S_к$ в зависимости от критерия Зоммерфельда S_m и силы взаимодействия прирабатываемых поверхностей F (рис.2, а) с графиком формирования площади контакта $S_к$ от вида сопряжения и величины макрогеометрического отклонения δ (рис.2, б). Это позволяет определить режим трения в конкретном виде сопряжения в зависимости от сформированной площади контакта. Из представленного рисунка видно, что в цилиндрическом сопряжении с несоосностью быстро формируется такая площадь контакта, которая позволяет паре трения перейти на гидродинамический режим трения. Для данных условий, описанных в [134], цилиндрическая пара с перекосом вообще не достигает условий гидродинамического режима, что вызывает необходимость снижения

нагрузки F. Если провести прямую от точки пересечения кривой $S_к(F=1H)$ со значением критерия Зоммерфельда S_m =10^{-5} до кривой $S_{цп}$, то становится понятно, что гидродинамический режим трения в этой паре будет достижим уже при значении δ=0,19 мм, чего не достигается при больших нагрузках.

Еще одним важным фактором процесса ЭХМП является коэффициент k_1, учитывающий долю граничного трения (S_m<10^{-5}) в общем времени цикла. Если k_1 =1 , то вся электрохимическая составляющая процесса в выражениях (1), (3), (4), (5) и (6) становится равна 0. Для большей эффективности необходимо стремиться понижать значение этого коэффициента, но чередование граничного и гидродинамического режимов трения способствует интенсификации приработки за счет механического активирования поверхности.

Условие протекания между трущимися поверхностями гидродинамического режима трения ($S_m \geq 10^{-5}$), можно записать – $10^{-5} \leq \frac{\mu \cdot \upsilon \cdot S_K}{F}$.Для выбранных ранее значений (F=10Н, μ =0,13 Па·с) определим условие протекания гидродинамического режима смазки , .е. разделения поверхностей слоем электролита. Удобнее всего представить его в следующем виде (8)

$$\upsilon \cdot S_K \geq 7{,}69 \frac{m^3}{c}. \qquad (8)$$

Исходя из этого условия, для приработки цилиндрической пары с несоосностью (зависимость развития $S_к$= $S_{цн}$ представлена на рис.2,б) можно легко определить режим трения. Площадь меняется в зависимости от величины устранения макрогеометрического отклонения δ и является расчетной величиной, постоянной для определенной геометрии контакта и вида макрогеометрического отклонения (наличия несоосности, перекоса и т.д). Наиболее технологично менять режим трения с помощью скорости взаимного перемещения прирабатываемых поверхностей. При изменении скорости υ от 0 до 1 м/с были подсчитаны величины произведения $\upsilon \cdot S_{цн}$. Результаты представлены в виде графика на рис. 3.

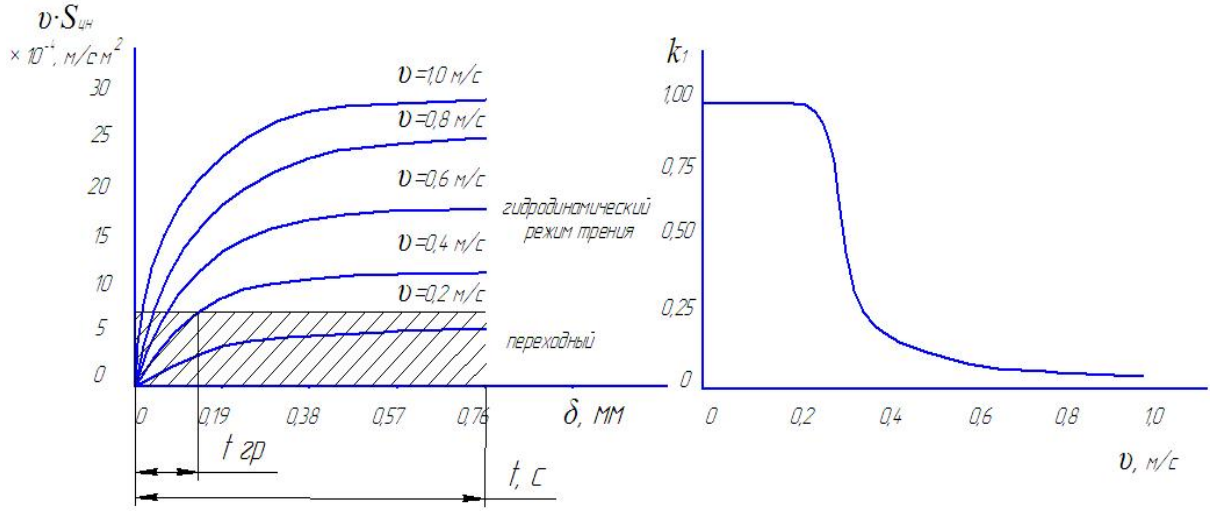


Рисунок 3 – Определение коэффициента k_1, учитывающего долю граничного трения (S_m<10^{-5}) в общем времени цикла для однонаправленного движения в цилиндрической паре трения с несоосностью

Джерело: розроблено автором

При относительно низких скоростях взаимного перемещения достичь условий гидродинамического режима трения не удается (k_1=1). Только увеличение скорости υ до

0,4 м/с понизило значение k_1 до 0,19. Процесс стал протекать при разделении поверхностей пленкой электролита и таким образом создались условия для быстрой макрогеометрической приработки за счет анодного травления. Дальнейшее повышение скорости приводит к более раннему наступлению гидродинамического режима трения и значительно снижает значение коэффициента k_1 (менее 0,1).

Подобные зависимости могут быть определены для различных сопряжений и характеров взаимных перемещений. По ним легко определять минимально допустимые значения факторов процесса. Технологически легко менять режимы трения в паре за счет вязкости электролита μ и скорости взаимого перемещения υ. Понимание того, как будет развиваться площадь контакта $S_к$, приводит к возможности дифференциации режимов с целью получения максимальной эффективности устранения макрогеометрической погрешности формы прирабатываемой детали.

Выводы.

1. Для ЭХМП характерна взаимосвязь между задаваемыми и зависимыми факторами процесса. Положительным качеством данного метода приработки поверхностей трения является возможность по получаемым откликам в режиме реального времени корректировать процесс за счет изменения факторов. Благодаря этому можно автоматизировать приработку сопряженных поверхностей и производить исправление макрогеометрических отклонений с дальнейшим формированием микрорельефа. Такой подход позволит значительно сократить время полной приработки поверхностей и в перспективе сразу после окончания макроприработки можно будет проводить микроприработку с формированием износостойких рельефов.

2. На основе выявленного механизма ЭХМП построены математические модели процесса для рассматриваемых плоского, цилиндрических (с перекосом и несоосностью), сферического и зубчатого зацеплений. В полученных выражениях учтены все механические и электрохимические факторы .

Список литературы

1. Canhua Li, Ishwara B. Bhat, Rongjun Wang, Joseph Seiler. Electro - Chemical Mechanical Polishing of Silicon Carbide. Journal of Electronic Materials, Vol.33, №5, 2004. [Text] – pp. 481– 486.
2. Yair Ein– Eli, David Starosvetsky. Review on copper chemical– mechanical polishing (CMP) and post– CMP cleaning in ultra large system integrated (ULSI) - An electrochemical perspective. Electrochimica Acta 52 (2007). [Text] – pp. 1825– 1838.
3. Shuo– Jen Lee, Yu– Ming Lee, Ming– Feng Du. The polishing mechanism of electrochemical mechanical polishing technology. Journal of Materials Processing Technology 140 (2003). [Text] – pp. 280 – 286.
4. Milind Kulkarni, Dedy Ng, Melloy Baker and other. Electropotential – stimulated wear of copper during chemical mechanical planarization. Wear 263 (2007). [Text] – pp. 1470 – 1476.
5. Jui– Chin Chen, Wen– Ta Tsai. Chemical – mechanical polishing behavior of tantalum in slurries containing citric acid and alumina. Surface & Coatings Technology 185 (2004). [Text] – pp. 50 – 57.
6. Samuel B. Emery, Jennifer L. Hubbley, Maria A. Darling and other. Chemical factors for chemical– mechanical and electrochemical– mechanical planarization of silver examined using potentiodynamic and impedance measurements. Materials Chemistry and Physics 89 (2005). [Text] – pp. 345 – 353.
7. Alan S. Brown. Flat, Cheap, and Under Control. IEEE Spectrum. – January 2005. [Text] – pp. 40 – 45.
8. Taras Zamota, Alexander Kravchenko, Viktor Aulin. Improvement of roughness at running insurfaces of details [Текст] // Материалышеснадесетатанаучно-техническаконференция «Транспорт, екология – устойчиворазвитие», сборникдоклади, изд.-воТУ-Варна. – 2010. – С.607 – 614.
9. Dick de Roover, Abbas Emami– Naeini, Jon L. Ebert. Model– Based Control for Chemical– Mechanical Planarization (CMP). AACC 2004. [Text] – pp. 3922 – 3929.
10. D. Okumu Ouma, Duane S. Boning, James E. Chung and other. Characterization and Modeling of Oxide Chemical – Mechanical Polishing Using Planarization Length and Pattern Density Concepts. IEEE 2002. [Text] – pp. 232 – 244.
11. Guanghui Fu, Abhijit Chandra, Sumit Guha, Ghatu Subhash. A Plasticity – Based Model of Material Removal in Chemical– Mechanical Polishing (CMP). IEEE 2001. [Text] – pp. 406 – 417.
12. Furuchama S., Sumi T. A dynamic theory of piston-ring lubrication (3-rd report, Measurement of oilfilm

thickness). Bulletin of ISME – Vol.№4. – №16. [Text] – 1961, p. 744 – 751.
13. Справочное руководство по гальванотехнике [Текст]. Под ред. В.И. Лайнера. Пер. с нем. М., «Металургиздат», 1969. – 415с.
14. Замота Т.Н. Электрохимические основы процесса макроприработки плоских поверхностей трения при ЭХМП(Д) [Текст] // Проблеми трібології. Міжнародний науковий журнал. – Хмельницький національний університет. – 2011., №4, С. 56…61
15. Замота Т.Н., Кравченко А.П., Аулин В.В. Улучшение макрогеометрии цилиндрических поверхностей трения при электрохимико-механической доводке [Текст] // Политранспортные системы: материалы VII Всерос. науч.- техн. конф., Красноярск, 25-27 ноября 2010 г. – Новосибирск: Изд-во СГУПСа, 2010. – С. 235-240.
16. Замота Т.Н., Аулин В.В. Развитие площади пятна контакта при макроприработке поверхностей трения [Текст] // Проблеми трибології. Міжнародний науковий журнал. – Хмельницький національний університет. – 2012., №1. – С. 6-11.

Taras Zamota, Assos. Prof., PhD tech. sci.
Kirovohrad national technical university, Kirovohrad, Ukraine

Increase of efficiency of running-in of conjugations which are determinating the sevice life of transport vehicles

Application of method of electrochemical - mechanical running-in (ECMR) allows to accelerate ofrunning-in, to correct macrogeometry of details of triboconjugations, to adjust the surfaces of friction. Development of scientific bases of method of ECMR of details with macrogeometrical rejections with possibility of process control is surely the issue of the day.

ECMR of basic connections of details of machines is the high-efficiency process of running-in surfaces, in which except a mechanical action, the process of running-in is accelerated due to electrochemical processes.In the article from positions of substantive provisions of theory of electrochemical processes, theory of wear contactinteraction of the smeared surfaces, hydrodynamic theory of friction, features of electrochemical - mechanical running-in surfaces of details which are ground, analysed conformities to law of running-in of basic conjugations which the resource of machines depends on. Found out possibilities of control process of running-in and conditions of surfaces of details which are ground.

running-in, electrochemical - mechanical running-in, conjugations, resource of machines, transport vehicles

Получено 27.10.15

УДК 621.891

В.В. Аулін, проф., д-р техн. наук, О.В. Кузик, доц., канд. техн. наук, В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна, Aulin52@mail.ru

Вплив властивостей компонентів КМ (КП) на напружено-деформований стан і триботехнічні характеристики деталей СГТ

Розглянуто різновиди контактування трибоелементів (ТЕ), зміцнених КМ (КП), які дозволяють істотно змінювати якість фізичного контакту, величину фактичної площі, здатність поверхневого шару (ПШ) ТЕ до еволюції складу і структури в процесі тертя та зношування. Виявлено ефективне гальмування руху дислокацій гетерогенними структурами КМ (КП), як при низьких, так і при високих температурах, а також рекристалізаційні процеси.

Розглянуто напружений стан матеріалу ТЕ з КМ (КП) при терті. Отримано умову пластичної рівноваги компонентів у вигляді системи рівнянь та формула величини напруження при переході від матеріалу наповнювача до матеріалу матриці та визначено характер деформації, яким вони підлягають.

© В.В. Аулін, О.В. Кузик, В.І. Носуленко, 2015

Отримано вираз для критичного кута нахилу виступу і коефіцієнта тертя та проведена оцінка зміни коефіцієнта тертя. В процесі тертя і зношування ПШ КМ (КП) підлягає пружно-пластичному деформуванню, мало- або багато цикловому руйнуванню під силовим впливом, при протіканні теплових процесів та структурно-фазових перетворень, формуванню залишкових напружень різних знаків, спостерігається сумарний ефект силових, температурних та структурно-фазових залишкових напружень.
композиційний матеріал, наповнювач, контакт, покриття, температура, напружено-деформований стан, поверхневий шар, гетерогенна структура

В.В. Аулин, проф., д-р техн. наук, А.В. Кузык, доц., канд. техн. наук, В.И. Носуленко, проф., д-р техн. наук
Кировоградский национальный технический університет, г.Кировоград, Украина
Влияние свойств компонентов КМ (КП) на напряженно-деформированное состояние и триботехнические характеристики деталей СХТ

Рассмотрены разновидности контактирования трибоэлементов (ТЭ), упрочненных КМ (КП), которые позволяют существенно изменять качество физического контакта, величину фактической площади, способность поверхностного слоя (ПС) ТЭ к эволюции состава и структуры в процессе трения и изнашивания. Выявлено эффективное торможение движения дислокаций гетерогенными структурами КМ (КП), как при низких, так и при высоких температурах, а также рекристаллизационные процессы.

Рассмотрено напряженное состояние материала ТЭ из КМ (КП) при трении. Получено условие пластичного равновесия компонентов в виде системы уравнений и формула величины напряжения при переходе от материала наполнителя к материалу матрицы и определен характер деформации, которым они подлежат.

Получено выражение для критического угла наклона выступления и коэффициента трения и проведена оценка изменения коэффициента трения. В процессе трения и изнашивания ПС КМ (КП) подлежит упруго-пластичному деформированию, мало- или много цикличному разрушению под силовым влиянием, при протекании тепловых процессов и структурно-фазовых превращений, формированию остаточных напряжений разных знаков, наблюдается суммарный эффект силовых, температурных и структурно-фазовых остаточных напряжений.
композиционный материал, наполнитель, контакт, покрытие, температура, напряженно-деформированное состояние, поверхностный слой, гетерогенная структура

Постановка проблеми. Деталі сільськогосподарської техніки (СГТ) працюють в складних умовах знакозмінного циклічного та динамічного навантаження, підвищеної запиленості, взаємодії з активними та агресивними робочими (технологічними) середовищами, а тому не виробляють запланованого ресурсу і 80...90% обсягу їх відмов спричиняють процеси тертя та зношування. Розробка методів та заходів підвищення зносостійкості деталей, спряжень, як триботехнічних систем (ТТС) СГТ, особливо зміцнення композиційними матеріалами (КМ) і композиційними покриттями (КП), потребують виявлення закономірностей взаємодії та механізму їх тертя та зношування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В процесі взаємодії при терті і зношуванні для спряжених поверхонь ТЕ, зміцнених КМ (КП), характерні наступні види контактування: між однойменними однофазними матеріалами; між різнойменними однофазними матеріалами; між однофазним матеріалом та КМ (КП), що складаються із багатокомпонентного твердого розчину; між КМ (КП), що складаються із багатокомпонентного твердого розчину та дво- або багатокомпонентних хімічних сполук [1]; між КМ (КП), що складається з дво- або багатокомпонентних хімічних сполук. Зазначений різновид типів контактів дозволяє істотно змінювати: якість фізичного контакту; величину фактичної площі контакту; здатність поверхневого шару (ПШ) ТЕ до еволюції складу і структури в процесі тертя та зношування; триботехнічні характеристики та властивості; здатність чинити опір утомленому зносу; градієнт опору зсуву та ін. На процес тертя спряжених ТЕ, зміцнених КМ (КП), впливають: розміри, форма і характер взаємного орієнтування наповнювачів; міцність міжкомпонентних границь; агрегатний стан; тип кристалічних ґраток; загальна кількість незалежних площинок ковзання в поверхнях стикання; міцність хімічного зв'язку сполук; тріщиностійкість; здатність взаємодіяти між собою та робочим (технологічним)

середовищем; межі текучості та міцності, пружні модулі [2, 3].

Розробку технологічних методів зміцнення здійснювали: Ю.С. Борисов, Д.М. Карпінос, П.С. Кислий, В.В. Кудинов, А.В. Поляченко, К.І. Кравець, І.М. Федорченко, М.Л. Шоршоров, Л. Браутман, Р. Крок, К. Крейдер, А. Хасуі, М.М. Дорожкин, М.І. Черновол, В.В.Аулін, Г.К. Потапов, В.І.Савуляк, Р.С. Сайфуллін, Г.В. Самсонов, Дж.Герланд, N.P.Suh, M.F.Ashby, E.J.Ready та ін. При цьому, велику увагу зосереджено на використанні КМ (КП) для зміцнення, а лазерного випромінювання (ЛВ) для модифікування матеріалів їх складових з утворенням рівноважних та нерівноважних вторинних структур (ВС). Разом з тим недостатньо досліджено різноманіття контактів складових КМ, КП, їх напружений та деформований стан в процесі тертя та зношування, вплив їх характеристик, властивостей та триботехнічних характеристик. Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить, що не існує єдиної теорії підвищення зносостійкості КМ (КП) та узагальнених методів трибофізичного обґрунтування їх складу і структур

Постановка завдання. Метою даної роботи є виявлення сукупності різноманітних видів контактування спряжень деталей, зміцнених КМ (КП), їх напружено-деформований стан (НДС) та визначення впливу характеристик і властивостей компонентів на властивості і НДС деталі в цілому.

Виклад основного матеріалу. При взаємному контактуванні деталей, зміцнених КМ (КП), як ТЕ з однофазного матеріалу, параметри зони тертя і фізико-хімічні процеси, що відбуваються в них, у порівнянні з контактуванням ТЕ з однофазних матеріалів, виявляються наступні особливості:

– наявність двох або більшої кількості типів контактів;

– залежність числа контактів від фазового складу матеріалу ТЕ, розміру структурних складових, співвідношення коефіцієнту термічного розширення (КТР) фаз (компонентів);

– залежність механічних (межі міцності і текучості, модуля пружності, коефіцієнта Пуассона), теплофізичних і адгезійних характеристик поверхневого шару (ПШ) від співвідношення механічних характеристик фаз, розмірів структурних складових, вмісту, розташування фаз (компонентів) та їх кількості;

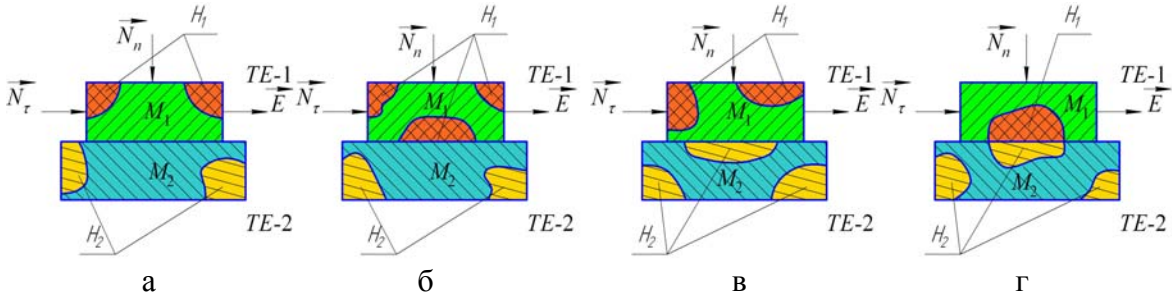
– періодичність чергування контактів нерівностей однофазного матеріалу ТЕ з нерівностями структурних складових КМ (КП), розмірів частинок структурних складових, механічних характеристик нерівностей, особливості деформації і руйнування структурних складових у процесі тертя;

– можливість прояву ефекту самозмащування та самоорганізації;

– залежність характеру еволюції складу і структури ПШ від складу і структури КМ (КП) та ін.

Гетерогенна структура КМ (КП) дозволяє ефективно гальмувати рух дислокацій як при низьких, так і при високих температурах та впливати на рекристалізаційні процеси. Діючі при терті навантаження розподіляються по твердим наповнювачам, а в пружно-пластичній матриці відбувається релаксація напружень. Тверді наповнювачі служать своєчинними бар'єрами для рухомих дислокацій і дозволяють різко знизити швидкість пластичної деформації, що може привести до зниження інтенсивності схоплювання в контакті "матриця-матриця". Результати експериментальних досліджень показують, що різниця в мікротвердості пружно-пластичної і твердої компонент КМ (КП) повинна складати 3...5 ГПа.

При наявності в пружно-пластичній матриці твердих частинок наповнювача підвищується ймовірність виникнення контактів типу "матриця M_1-наповнювач H_2", "наповнювач H_1-наповнювач H_2", "наповнювач H_1-матриця M_2" (рис. 1).



а – "матриця M_1-матриця M_2"; б – "наповнювач H_1-матриця M_2"; в – "матриця M_1-наповнювач H_2"; г – "наповнювач H_1-наповнювач H_2"

Рисунок 1 – Схема контактів при терті та зношуванні ТЕ, зміцнених КМ (КП)

Результати досліджень [4, 5] свідчать, що в КМ (КП) наповнювачи не викликають схоплювання, а пружно-пластична матриця забезпечує релаксацію діючих напружень, мінімальну деформацію і зниження ймовірності зародження тріщин утоми. При ковзанні спряження ТЕ в області контактів "матриця M_1-матриця M_2" може спостерігатися процес макросхоплювання, який переривається при утворенні контактів "матриця $M_1(M_2)$-наповнювач $H_2(H_1)$" або "наповнювач H_1-наповнювач H_2". При цьому структура ПШ не повинна суттєво змінюватися в процесі тертя, але може перебудовуватися, забезпечуючи мінімальний знос при наявності ефекту самоорганізації.

Таким чином, при контактуванні поверхонь ТЕ з КМ (КП) з'являються принципово нові типи контактів, їх характеристики та специфічні ефекти [6, 7]:

– контакти типу "наповнювач-наповнювач" і "наповнювач-матриця", залежні від складу, кількості фаз (компонентів), співвідношення розмірів структурних складових та характеру розташування;

– контактна взаємодія структурних складових одного ТЕ одночасно з кількома складовими іншого ТЕ й поява площ їх перекриття;

– залежність частки площі перекриття компонентів (фаз) від вмісту, розмірів і характеру їх взаємного розташування в ТЕ;

– періодична зміна типів контакту для складових компонентів обох ТЕ в процесі тертя та зношування;

– реалізація ефектів самозмащування, самоорганізації та ін.

При розв'язанні проблеми підвищення зносостійкості деталей і РО СГТ, зміцненням КМ (КП), необхідно враховувати не тільки їх склад, властивості фаз (компонентів), структуру, але і характеристики сукупності контактів ТЕ [8, 9]. Останнє дає можливість класифікувати ТТС наступним чином:

– першого роду: ТЕ-1 і ТЕ-2 з однофазних матеріалів;

– другого роду: ТЕ-1 з однофазного матеріалу, а ТЕ-2, зміцнений КМ (КП);

– третього роду: ТЕ-1 і ТЕ-2, зміцнені КМ (КП) (рис. 1).

Найбільш широкі можливості для керування процесом тертя та зношування за рахунок зміни складу, структури та властивостей матеріалів мають ТТС другого і третього роду. У випадку ТТС другого роду спостерігається наступна комбінація типів контактів: (M_1–M_2), (M_1–H_{2j}), де M_1, M_2 – матеріал ТЕ-1 та матриці ТЕ-2; H_{2j} – матеріал наповнювача КМ (КП) ТЕ-2. До структурних параметрів матеріалів елементів ТТС третього роду можна віднести: розмір, форму і характер розташування ділянок перекриття фаз (компонентів); число ділянок перекриття фаз (компонентів) на одному перетині частинки; розподіл частинок по числу ділянок перекриття на одному перетині частинки; розподіл ділянок перекриття за розміром і площею.

Якщо контактують КМ (КП) зі стохастичним розташуванням наповнювачів, то структурні параметри сукупної поверхні тертя залежать від їх параметрів та

властивостей на спряжених ТЕ ТТС третього роду. При цьому виникає чотири класи контактів: (M_1–M_2); (M_1–H_{2j}); (M_2–H_{1i}) і ($H_{1i}-H_{2j}$). Оскільки частка площі, зайнятої одним типом контактів, не залежить від ступеню орієнтації однієї поверхні тертя ТЕ відносно іншої, то для її визначення можна використати методи теорії імовірності та теорему про імовірність сукупності незалежних подій [8]. Відношення суми площ локальних ділянок з одним типом контакту до всієї площі поверхні тертя характеризує частка α_i, а сума часток усіх типів контактів на ній дорівнює: $\sum_{i=1}^{n}\alpha_i = 1$. Частки площ різних контактів ТЕ ТТС третього роду становлять: $\alpha_{(M_1-M_2)}$ – для контакту (M_1–M_2); $\alpha_{(H_{1i}-H_{2j})}$ – $(H_{1i}-H_{2j})$; $\alpha_{(M_1-H_{2j})}$–(M_1–H_{2j}); $\alpha_{(H_{1i}-M_2)}$–$(H_{1i}-M_2)$.

Враховуючи вміст одного з наповнювачів у ТЕ-1 – c_{1i}, а у ТЕ-2 – c_{2j} та відповідно їх матриць – $1-\sum_{i=1}^{n}c_{1i}$ та $1-\sum_{j=1}^{m}c_{2j}$, частки площ поверхні тертя різних типів контакту дорівнюють:

$$\alpha_{(M_1-M_2)} = \left(1-\sum_{i=1}^{n}c_{1i}\right)\left(1-\sum_{j=1}^{m}c_{2j}\right); \alpha_{(M_1-H_{2j})} = \left(1-\sum_{i=1}^{n}c_{1i}\right)c_{2j}; \alpha_{(H_{1i}-M_2)} = \left(1-\sum_{j=1}^{m}c_{2j}\right)c_{1i};$$

$$\alpha_{(H_{1i}-H_{2j})} = c_{1i}c_{2j}. \quad (1)$$

Зазначене було використано для розрахунку параметрів функціонально-спрямованого, диференціального зміцнення робочих поверхонь деталей і РО СГТ і при виявленні умов реалізації ефекту самоорганізації.

Вплив гетерогенності КМ (КП) на характер напруженого стану в зоні контакту можна оцінити за нормальними $\sigma_{м_x}$, $\sigma_{м_z}$, $\sigma_м$, $\sigma_{н_x}$, $\sigma_{н_z}$, $\sigma_н$ та дотичними $\tau_м$, $\tau_н$ складовими напруження. При цьому умова пластичної рівноваги компонент КМ (КП) має вигляд [10]:

$$\begin{cases}(\sigma_{м_x}-\sigma_{м_y})^2+4\tau_м^2=4\tau_{м\max}^2;\\(\sigma_{н_x}-\sigma_{н_y})^2+4\tau_н^2=4\tau_{н\max}^2.\end{cases} \quad (2)$$

Вважаючи, що напруження на межі поділу компонент, крім $\sigma_{м_x}$ та $\sigma_{н_x}$, однакові:

$$\sigma_{м_y}=\sigma_{н_y}=\sigma; \qquad \tau_н=\tau_м=\tau, \quad (3)$$

то враховуючи це в (2), маємо:

$$\begin{cases}(\sigma_{м_x}-\sigma)^2+4\tau^2=4\tau_{м\max}^2;\\(\sigma_{н_x}-\sigma)^2+4\tau^2=4\tau_{н\max}^2.\end{cases} \quad (4)$$

Віднімаючи перше рівняння з другого в системі рівнянь (4), отримуємо:

$$\sigma_{м_x}^2-\sigma_{н_x}^2-2\sigma\left(\sigma_{м_x}-\sigma_{н_x}\right)=4\left(\tau_{м\max}^2-\tau_{н\max}^2\right)=const. \quad (5)$$

Аналіз рівняння (5) свідчить, що у випадку, коли твердість матеріалу матриці більша твердості матеріалу наповнювача, виконується умова: $\tau_{м\max}^2-\tau_{н\max}^2<0$, а в протилежному випадку – $\tau_{м\max}^2-\tau_{н\max}^2>0$. При цьому, в рівнянні (5) маємо співвідношення напружень:

$$\begin{cases}(\sigma_{м_x}-\sigma_{н_x})(\sigma_{м_x}+\sigma_{н_x}-2\sigma_{м_y})<0\\(\sigma_{м_x}-\sigma_{н_x})(\sigma_{м_x}+\sigma_{н_x}-2\sigma_{м_y})>0\end{cases}. \quad (6)$$

Оскільки при переході через межу поділу компонент КМ (КП) напруження $\sigma_{м_x}$ змінюється стрибком, то усереднені напруження становлять:

$$\overline{\sigma_м} = (\sigma_{м_x} + \sigma_{м_y})/2\,; \qquad \overline{\sigma_н} = (\sigma_{н_x} + \sigma_{м_y})/2\,.$$

Змінюється і напрямок максимальних дотичних напружень $\tau_{н\max}$ і $\tau_{м\max}$:

$$\tau_{н\max}\cos 2\beta_н = \tau_{м\max}\cos 2\beta_м\,, \tag{7}$$

де $\beta_м$ і $\beta_н$ – відповідні кути нахилу їх напрямків до межі поділу.

Згідно діаграми Мора [11], в умовах пластичності, для матеріалу матриці матимемо коло з радіусом $\tau_{м\max}$, а для матеріалу наповнювача – з радіусом $\tau_{н\max}$. В умовах рівноваги дотичні і нормальні напруження на межах поділу компонент КМ (КП) мають бути однакові. Пластичний матеріал матриці, що деформується в процесі тертя, зсовується уздовж межі поділу матеріалів ТЕ, внаслідок чого виникають дотичні напруження $\tau_{н\max}$. Лінії ковзання в наповнювачі при цьому повинні йти поблизу межі, паралельно їй, а в матеріалі матриці – під граничним кутом $0{,}5\arcsin(\tau_{н\max}/\tau_{м\max})$. У випадку, коли межа поділу матеріалів компонентів знаходиться на середині виступу, то ділянки справа і зліва від неї, внаслідок симетрії, отримають однакову пластичну деформацію. При цьому більш твердий наповнювач вдавлюватиметься у ПШ і для гетерогенної поверхні ТЕ завжди буде надлишок більш м'якого матеріалу, в якому може реалізуватися ефект самоорганізації [12].

Для виявлення характеру деформації компонентів КМ (КП) в процесі тертя та зношування умову пластичної рівноваги подамо в циліндричній системі координат:

$$(\sigma_{r_м} - \sigma_{\alpha_м})^2 + 4\tau^2_{r_{0_м}} = 4\tau^2_{м\max}\,; \qquad (\sigma_{r_н} - \sigma_{\alpha_н})^2 + 4\tau^2_{r_{0_н}} = 4\tau^2_{м\max}\,. \tag{8}$$

Через те, що на межі поділу компонентів: $\tau_{r_{\theta_м}} = \tau_{r_{\theta н}} = \tau$, $\sigma_{\alpha_м} = \sigma_{\alpha_н} = \sigma_\alpha$, то при відніманні рівнянь (8), отримаємо:

$$(\sigma_{r_н} - \sigma_{r_м})\cdot(\sigma_{r_м} + \sigma_{r_н} - 2\sigma_\alpha) = 4\tau^2_{н\max} - 4\tau^2_{м\max} = const\,. \tag{9}$$

Оскільки напруження σ_α стиску завжди від'ємне, то для напруження σ_r маємо: $\sigma_{r_н} = -const/2\sigma_\alpha > 0$, а $\sigma_{r_м} = const/2\sigma_\alpha < 0$. Із зазначеного випливає, що більш твердий матеріал наповнювача підлягає деформації розтягу, а більш м'який матеріал матриці – стиску. Матеріал матриці, витиснутий на поверхню тертя, розмазується по ній, утворюючи тонку плівку з ВС, спостерігаючи процеси і стани самоорганізації. Критичний кут нахилу виступу нерівностей на поверхні тертя при цьому становить:

$$\alpha_{кр} \ge arctg\frac{\tau_{н\max} - \tau_{м\max} + \sqrt{\tau^2_{н\max} - \tau^2_{м\max}}}{3\tau_{н\max} + \tau_{м\max} + \sqrt{\tau^2_{н\max} - \tau^2_{м\max}}}\,,$$

а усереднена величина коефіцієнта тертя дорівнює:

$$\overline{f}_{тр} = \frac{\tau_{м\max}\left(S^м_{тр} + S^н_{тр}\right)}{2{,}57\tau_{м\max}S^н_{тр} + S^м_{тр}[\tau_{н\max}\left(2{,}57 + \arccos(\tau_{м\max}/\tau_{н\max})\right) + \sqrt{\tau^2_{н\max} - \tau^2_{м\max}}]}\,,$$

де $S^м_{тр}$, $S^н_{тр}$ – загальні площі ділянок матеріалу матриці і наповнювача на поверхні тертя. У випадку $S^м_{тр} = S^н_{тр}$, маємо:

$$\overline{f}_{тр} = 2\cdot\left[2{,}57 + \tau_{м\max}/\tau_{н\max}\left(2{,}57 + \arccos(\tau_{м\max}/\tau_{н\max})\right) + \sqrt{\left(\tau_{м\max}/\tau_{н\max}\right)^2 - 1}\right]^{-1}. \tag{10}$$

Розрахункові оцінки за формулою (10) наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Зміна коефіцієнта тертя $f_{тр}$ КМ (КП) при різних $\tau_{м\max}/\tau_{н\max}$.

$\tau_{м\max}/\tau_{н\max}$	0,01	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,0
$\overline{f}_{тр}$	0,00389	0,019	0,038	0,074	0,102	0,141	0,18	0,209	0,273	0,313	0,388

Джерело: розраховано авторами

Аналіз отриманих значень усередненого коефіцієнта тертя ТЕ, зміцненого КМ (КП), свідчить, що його значення у стільки разів менше від відповідної величини для однорідних матеріалів, у скільки разів межа текучості матеріалу наповнювача більше межі текучості матеріалу матриці. Зазначене дає можливість керувати трибофізичними характеристиками, варіюючи властивостями матеріалу компонентів КМ (КП).

При дослідженні властивостей та стану КМ (КП) в процесі їх формування, тертя та зношування вважали, що основа деталей СГТ має однорідні властивості. Шар КМ (КП) умовно поділяли на *n* підшарів, товщина яких $h_{км(кп)i} \geq d_{н\max}$. Температуру кожного підшару визначали за розв'язком властивого йому диференціального рівняння Фур'є. Для довільної точкової локальної області x_{ijk} КМ (КП) *i*-го підшару рівняння Фур'є має вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial t}T_i(z,t) = a_{км(кп)}\frac{\partial^2}{\partial z^2}T_i(z,t), \tag{11}$$

де $a_{км(кп)}$ – коефіцієнт теплопровідності, який визначає теплоінерційність КМ (КП);

t – поточний час процесу;

$T_i(z,t)$ – функція термодинамічної температури.

При цьому приймали наступні припущення: локальна постійність температурного поля; форма та розміри наповнювачів усереднені; склад та властивості матриці КМ (КП) постійні у всьому об'ємі; локальна концентрація наповнювачів в шарі КМ (КП) змінюється випадково; джерелом теплової енергії в зоні тертя є точки контакту між спряженими поверхнями деталей та ін.

При переході від безперервних до дискретних величин використовували різницеві рівняння зміни температури в підшарах КМ (КП), товщиною $h_{км(кп)i}$:

$$\frac{\partial}{\partial z}T(z,t) \approx \left(\frac{\Delta T}{h_{км(кп)i}}\right) = \frac{T_{i,k}-T_{i-1,k}}{h_{км(кп)i}};\ \frac{\partial}{\partial z}T_i(z,t) \approx \left(\frac{\Delta T}{h_{км(кп)i}}\right) = \frac{T_{i+1,k}-T_{i,k}}{h_{км(кп)i}}, \tag{12}$$

$$\frac{\partial^2 T(z,t)}{\partial z^2} \approx \frac{1}{h_{км(кп)i}}\left[\left(\frac{\Delta T}{h_{км(кп)i}}\right)_+ - \left(\frac{\Delta T}{h_{км(кп)i}}\right)_-\right] = \frac{T_{i+1,k}+T_{i-1,k}-2T_{i,k}}{h^2_{км(кп)i}}, \tag{13}$$

Після проведення перетворень отримуємо рівняння:

$$\frac{\partial}{\partial t}T_i(z,t) \approx \frac{T_{i,k+1}-T_{i,k}}{\Delta t_i}. \tag{14}$$

Прирівнявши праві частини рівнянь (11) і (14), з урахуванням (13), маємо:

$$\frac{T_{i,k+1}-T_{i,k}}{\Delta t_i} = \frac{a_{км(кп)}(T_{i,k+1}-T_{i-1,k})}{h^2_{км(кп)i}} - \frac{2a_{км(кп)}}{h^2_{км(кп)i}}T_{i,k};\ \ a_{км(кп)} = \frac{\lambda_{км(кп)}}{c_{км(кп)}\rho_{км(кп)}}, \tag{15}$$

де $c_{км(кп)}$, $\rho_{км(кп)}$ – відповідно питома теплоємність та густина КМ (КП).

З рівняння (15) отримуємо співвідношення:

$$T_{i,k+1} = \frac{a_{км(кп)}\Delta t_i}{h^2_{км(кп)i}}(T_{i+1,k}+T_{i-1,k}) - \frac{2a_{км(кп)}\Delta t_i}{h^2_{км(кп)i}}T_{i,k} + T_{i,k}, \tag{16}$$

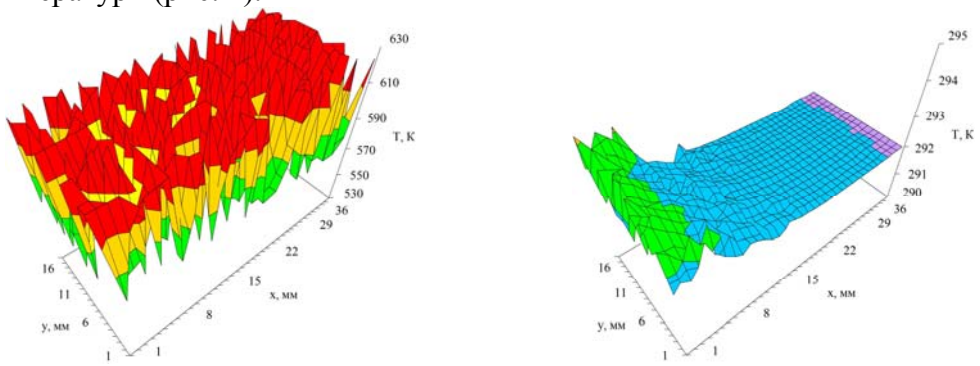
яке, при введенні позначення $F_{oz} = a_{км(кп)} \Delta t_i \big/ h^2_{км(кп)i}$, набуває вигляду:

$$T_{i,k+1} = F_{oz}\left(T_{i+1,k} + T_{i-1,k}\right) + \left(1 - 2F_{oz}\right)T_{i,k}. \qquad (17)$$

Аналіз рівняння (17) свідчить, що при $F_{oz} \le 0,5$ воно має сенс і у тривимірному розгляді задачі умовою рівноваги є: $\left(F_{ox} + F_{oy} + F_{oz}\right) \le 0,5$. Оскільки досліджувана просторова область КМ (КП) має *N* елементарних локальних областей, то її математична модель складається з *N* рівнянь типу (17).

Визначення полів температур і напружень на ПК проводили методом скінчених елементів за допомогою пакету COSMOSWorks, інтегрованого в CAD-систему SolidWorks [13], який дозволяє врахувати умови формування та експлуатації КМ (КП) з сукупністю істотних факторів. При цьому у навантаженому КМ (КП), нанесеному на поверхню деталі або РО СГТ, виділяються характерні області за кольором з різною величиною температури та напруження.

Послідовно досліджуючи кожну локальну область, отримуємо загальну картину розподілу температури (рис. 2).



а б

Рисунок 2 – Характерні поля температур в ПШ КМ (КП) з наповнювачем Cr_3C_2 (а) та верхньому шарі основи (б)

Джерело: отримано авторами

Можна бачити, що на НДС елементарного об'єму КМ (КП) в підшарі впливає неоднорідність теплового розширення матриці та наповнювачів:

$$\begin{cases} \varepsilon_{xi} = E^{-1}_{км(кп)}\left[\sigma_{xi} - \mu_{км(кп)}(\sigma_{yi} + \sigma_{zi})\right]; & \gamma_{xyi} = \tau_{xyi} \big/ G_{км(кп)}; \\ \varepsilon_{yi} = E^{-1}_{км(кп)}\left[\sigma_{yi} - \mu_{км(кп)}(\sigma_{zi} + \sigma_{xi})\right]; & \gamma_{yzi} = \tau_{yzi} \big/ G_{км(кп)}; \\ \varepsilon_{zi} = E^{-1}_{км(кп)}\left[\sigma_{zi} - \mu_{км(кп)}(\sigma_{xi} + \sigma_{yi})\right]; & \gamma_{zxi} = \tau_{zxi} \big/ G_{км(кп)}, \end{cases} \qquad (18)$$

де σ_x, σ_y, σ_z – нормальні напруження в напрямках OX, OY, OZ;

τ_{xyi}, τ_{yzi}, τ_{zxi} – дотичні напруження в локальних областях площин XOY, YOZ, ZOX;

ε_{xi}, ε_{yi}, ε_{zi} – відносні деформації в напрямках OX, OY, OZ;

γ_{xy}, γ_{yz}, γ_{zx} – відносний зсув в локальних областях (площин) XOY, YOZ, ZOX;

$E_{км(кп)}$, $\mu_{км(кп)}$ – модуль пружності та коефіцієнт Пуассона матеріалу КМ (КП);

$G_{км(кп)} = E_{км(кп)} \big/ 2(1 - \mu_{км(кп)})$ – модуль зсуву.

З урахуванням об'ємного вмісту наповнювача $c_н$, маємо:

$$\begin{cases} E_{км(кп)} = E_м(1 - c_н) + E_н c_н; & G_{км(кп)} = G_м(1 - c_н) + G_н c_н; \\ \mu_{км(кп)} = \mu_м(1 - c_н) + \mu_н c_н; & \alpha_{км(кп)} = \alpha_м(1 - c_н) + \alpha_н c_н, \end{cases} \qquad (19)$$

де $E_м$, $G_м$, $\alpha_м$, $\mu_м$; $E_н$, $G_н$, $\alpha_н$, $\mu_н$ – модулі пружності та зсуву, коефіцієнти теплового розширення та Пуассона матеріалу матриці та наповнювача.

Враховуючи різницю температур сусідніх локальних областей КМ (КП) в підшарі, система рівнянь (18) набуває вигляду:

$$\begin{cases} \alpha_{км(кп)}\Delta T_{xi} = E^{-1}_{км(кп)}\left[\sigma_{xi} - \mu_{км(кп)}(\sigma_{yi} + \sigma_{zi})\right]; & \alpha_{км(кп)}(\Delta T_{xi} - \Delta T_{yi}) = \tau_{xyi}/G_{км(кп)}; \\ \alpha_{км(кп)}\Delta T_{yi} = E^{-1}_{км(кп)}\left[\sigma_{yi} - \mu_{км(кп)}(\sigma_{zi} + \sigma_{xi})\right]; & \alpha_{км(кп)}(\Delta T_{yi} - \Delta T_{zi}) = \tau_{yzi}/G_{км(кп)}; \\ \alpha_{км(кп)}\Delta T_{zi} = E^{-1}_{км(кп)}\left[\sigma_{zi} - \mu_{км(кп)}(\sigma_{xi} + \sigma_{yi})\right]; & \alpha_{км(кп)}(\Delta T_{zi} - \Delta T_{xi}) = \tau_{zxi}/G_{км(кп)}. \end{cases} \quad (20)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (20) відносно складових напружень, маємо:

– нормальні напруження:

$$\begin{cases} \sigma_{xi} = E_{км(кп)}\alpha_{км(кп)}\dfrac{(1-\mu_{км(кп)})\Delta T_{xi} + \mu_{км(кп)}(\Delta T_{yi} + \Delta T_{zi})}{1-\mu_{км(кп)} - 2\mu_{км(кп)}^{2}}; \\ \sigma_{yi} = E_{км(кп)}\alpha_{км(кп)}\dfrac{(1-\mu_{км(кп)})\Delta T_{yi} + \mu_{км(кп)}(\Delta T_{zi} + \Delta T_{xi})}{1-\mu_{км(кп)} - 2\mu_{км(кп)}^{2}}; \\ \sigma_{zi} = E_{км(кп)}\alpha_{км(кп)}\dfrac{(1-\mu_{км(кп)})\Delta T_{zi} + \mu_{км(кп)}(\Delta T_{xi} + \Delta T_{yi})}{1-\mu_{км(кп)} - 2\mu_{км(кп)}^{2}}, \end{cases} \quad (21)$$

– дотичні напруження:

$$\begin{cases} \tau_{xyi} = G_{км(кп)}\alpha_{км(кп)}(\Delta T_{xi} - \Delta T_{yi}); \\ \tau_{yzi} = G_{км(кп)}\alpha_{км(кп)}(\Delta T_{yi} - \Delta T_{zi}); \\ \tau_{zxi} = G_{км(кп)}\alpha_{км(кп)}(\Delta T_{zi} - \Delta T_{xi}). \end{cases} \quad (22)$$

При цьому еквівалентне напруження в локальній області КМ (КП) підшару дорівнює:

$$\sigma_{ei} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_{xi} - \sigma_{yi})^2 + (\sigma_{yi} - \sigma_{zi})^2 + (\sigma_{zi} - \sigma_{xi})^2 + 6(\tau^2_{yxi} + \tau^2_{yzi} + \tau^2_{zxi})}, \quad (23)$$

а в ПШ КМ (КП) – $\sigma_{ш} = \sum_{i=1}^{n}\sigma_{ei}$.

Теоретичні обґрунтування підтверджені результатами експериментальних досліджень показали, що на неоднорідність полів температури, напружень та деформацій впливають: параметри структури, фізико-механічні властивості компонентів, технологічні параметри формування КМ (КП) та параметри навантаження тертям.

Висновки.

1. Розглянуто характерні різновиди контактування ТЕ, зміцнених КМ (КП), які дозволяють істотно змінювати якість фізичного контакту, величину фактичної площі, здатність ПШ ТЕ до еволюції складу і структури в процесі тертя та зношування, триботехнічні характеристики та властивості, здатність чинити опір утомленому зносу та ін. При взаємному контактуванні спряжених поверхонь ТЕ, зміцнених КМ (КП), з'являються принципово нові контакти, специфічні їх характеристики та ефекти.

2. Гетерогенна структура КМ (КП) ефективно гальмує рух дислокацій як при низьких, так і при високих температурах, а також рекристалізаційні процеси. Діючі при терті навантаження розподіляються по твердим наповнювачам, які служать своєчинним бар'єрами для рухомих дислокацій і знижують швидкість пластичної деформації матриці, що приводить до зниження інтенсивності схоплювання в контакті "матриця-матриця" і в пружно-пластичній матриці відбувається релаксація діючих напружень, мінімальна деформація і зниження ймовірності зародження тріщин утоми.

3. Розглянуто напружений стан матеріалу ТЕ з КМ (КП) при терті. Отримано умову пластичної рівноваги компонентів у вигляді системи рівнянь та формула величини напруження при переході від матеріалу наповнювача до матеріалу матриці та визначено характер деформації яким вони підлягають.

4. Враховуючи максимальні дотичні напруження матриці і наповнювача, отримано вираз для критичного кута нахилу виступу і коефіцієнта тертя та проведена оцінка зміни коефіцієнта тертя.

5. Виявлено, що в процесі тертя і зношування ПШ КМ (КП) підлягає пружно-пластичному деформуванню, мало- або багато цикловому руйнуванню під силовим впливом, при протіканні теплових процесів та структурно-фазових перетворень, формуванню залишкових напружень різних знаків, спостерігається сумарний ефект силових, температурних та структурно-фазових залишкових напружень.

Список літератури

1. Белый А.В. Структура и методы формирования износостойких поверхностных слоїв [Текст] / А.В. Белый, Г.Д. Карпенко, Н.К. Мышкин. – М.: Машиностроение, 1991. – 208 с.
2. Белоусов В.Я. Долговечность деталей машин с композиционными материалами [Текст] / В.Я. Белоусов. – Львів: Вища школа, 1984. – 180 с.
3. Бородин И.Н. Упрочнение деталей композиционными покрытиями [Текст] / И.Н. Бородин. – М.: Машиностроение, 1982. – 141 с.
4. Аулін В.В. Абразивна зносостійкість лазерно-модифікованих композиційних покрить / В.В.Аулін // Зб. наук. праць КДТУ "Техніка в сільськогосп. виробн., галузеве машинобуд., автоматизація. – Вип. 12. – 2003. – С.219-223.
5. Аулін В.В. Вплив на зносостійкість композиційних матеріалів процесів, що протікають на межі їх складових [Текст] / В.В. Аулін, Ф.Й. Златопольский, В.М. Бобрицький // Инженерия поверхности и реновация изделий. М-лы 4-й междунар. научн.-техн. конф., 24-26 мая 2005, г. Ялта. – Киев: АТМ Украины, 2005. – С.289-291.
6. Иваночкин П.Г. Контактные задачи для узлов трения с двухслойными композициями триботехнического назначения: автореф. дисс. на соиск. уч. степени д-ра техн. наук.:спец.01.02.04 "Механика деформируемого твердого тела", 05.02.04 "Трения и износ в машинах"/ П.Г. Иваночкин. – Ростов-на Дону, 2009. – 38с.
7. Черновол М.І. Фізичні основи створення композиційних матеріалів і покриттів триботехнічного призначення [Текст] / М.І. Черновол, В.В. Аулін // Вісник інженерної академії України.– №2-3. – 2006. – С. 80-87.
8. Аулін В.В. Вплив характеристик компонентів контактуючих композиційних матеріалів і покриттів на параметри та властивості зони тертя [Текст] / В.В. Аулін // Проблеми трибології (Problems of tribology). – Хмельницький: ХНУ. – 2006. – №4 (42) – С. 110-112.
9. Аулін В.В. Методологія розв'язання проблеми підвищення зносостійкості деталей і робочих органів сільськогосподарської техніки [Текст] / В.В. Аулін // Вісник ЖНАЕУ: наук.-теор. зб.– випуск № 2 (45), т.4, ч.II – 2014. – С. 80-91.
10. Аулін В.В. Поле напружень в композиційному матеріалі та композиційному покритті в умовах тертя ковзання [Текст] /В.В. Аулін// Зб. наук. праць ЛНАУ. Серія: Технічні науки. – Луганськ: ЛНАУ, 2006. – №.65(88). – С.13-20.
11. Бондаренко В.П. Триботехнические композиты с высокомодульными наполнителями / В.П. Бондаренко. – К.: Наук. думка, 1987. – 232 с.
12. Аулін В.В. Фізичні основи процесів і станів самоорганізації в триботехнічних системах [Текст] : монографія / В.В. Аулін. – Кіровоград: Вид. Лисенко В.Ф., 2014. – 370 с.
13. Аулін В.В. Комп'ютерне моделювання полів температур та напружень в композиційних матеріалах та покриттях при їх формуванні, терті та зношуванні [Текст] / В.В. Аулін, В.М. Бобрицький// Зб. наук. праць КНТУ/ Техніка в с/г виробництві, галузеве машинобуд., автоматизація, вип. 27. – Кіровоград, 2014. – С.235-245.

Viktor Aulin, Prof., DSc., Oleksandr Kuzyk, Assos. Prof., PhD tech. sci., Victor Nosulenko, Prof., DSc.
Kirovohrad national technical university, Kirovohrad, Ukraine

Influence of properties of components of CM(CC) on the tensely-deformed state and tribotechnical descriptions of details of agricultural technique (AT)

The varieties of contact of трибоелементів are considered tribo-element (TE), fortified composite

material (CM) composition coating (CC), that allow substantially to change quality of physical contact, size of actual area, ability of superficial layer (SL) TE to the evolution of composition and structure in the process of friction and wear. The effective braking of motion of distributions the heterogeneous structures of CM(CC) is educed, both at subzero and at high temperatures, and also recrystallizations processes. The operating at a friction loading is distributed on hard fillers, that serve as opportune, barriers to movable distributions and reduce speed of flowage of matrix, that brings to the decline of intensity grasping over in a contact "matrix-matrix" and in a resiliently-plastic matrix there is relaxation of net voltages, minimum deformation and decline of probability of origin of cracks of tiredness.

The tense state of material is considered TE of CM(CC) at a friction. The condition of plastic equilibrium of components as a system of equalizations and formula of size of tension are got in transition from material of filler to material of matrix and character of deformation is certain they are subject that.

Expression for the critical angle of slope of performance and coefficient of friction and conducted estimation of change of coefficient of friction are got. In the process of friction and wear of SL CM(CC) subject to resiliently-plastic deformation, small- or much to cyclic destruction under power influence, at flowing of thermal processes and structurally- phase transformations, to forming of remaining tensions of different signs, there is a total effect of power, temperature and structurally- phase remaining tensions.

composition material, filler, contact, coverage, temperature, tensely-deformed state, superficial layer, heterogeneous structuremotor oil, vehicle, engine, non-stationary conditions, exploitation, operating time, additives

Одержано 17.11.15

УДК 631.33

К.В. Васильковська, канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна, vasilkovskakv@ukr.net

Точний висів просапних культур – першочерговий крок у програмуванні майбутнього врожаю

Визначено, що першочерговим кроком у програмуванні майбутнього врожаю просапних культур є точний висів насіння. Запропоновано конструкцію нового пневмомеханічного висівного апарату для точного висіву насіння просапних культур з периферійним розташуванням комірок на висівному диску та пасивним пристроєм для видалення зайвого насіння відцентровим способом. Проведені дослідження запропонованого висівного апарата в ґрунтовому каналі, які підтвердили його високу продуктивність і якість висіву.

програмування врожаю, точний висів, насіння, пневмомеханічний висівний апарат

Е.В. Васильковская, канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический університет, г.Кировоград, Украина

Точный высев пропашных культур – первоочередной шаг в программировании будущего урожая

Определено, что первоочередным шагом в программировании будущего урожая пропашных культур является точный посев семян. Предложена конструкция нового пневмомеханического высевающего аппарата для точного посева семян пропашных культур с периферийным расположением ячеек на высевающем диске и пассивным устройством для удаления лишних семян центробежным способом. Проведены исследования предложенного высевающего аппарата в почвенном канале, которые подтвердили его высокую производительность и качество посева.

программирование урожая, точный посев, семена, пневмомеханический высевающий аппарат

© К.В. Васильковська, 2015

Постановка проблеми. Основою технологій для виробництва сільськогосподарських культур є програмування врожаю, до якого відносяться система підтримання родючості та захисту ґрунтів, підготовка високоякісного насіннєвого матеріалу, механізація та автоматизація виробництва, захист рослин від хвороб, шкідників та бур'янів.

Як відомо, родючість – це здатність ґрунту безперервно впродовж всього часу розвитку рослин забезпечувати їх необхідною кількістю поживних речовин, водою, теплом та повітрям [1].

Втрата родючості ґрунтів є наслідком інтенсивного ведення господарювання, висіву рослин, які виснажують ґрунти та забруднення навколишнього середовища.

Тому пошук нових технологій та засобів механізації з метою збереження родючості ґрунтів, зменшення ресурсовитрат і збереження навколишнього середовища є запорукою майбутнього врожаю та добробуту країни.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Програмування врожайності є одним із важливих та перспективних напрямів у технології виробництва просапних культур, що дає змогу раціональніше використовувати матеріальні, трудові та енергетичні ресурси для максимального виходу продукції належної якості [2]. Сьогодні існують окремі напрями програмування врожайності, котрі на різних етапах життєвого циклу допомагають аналізувати та оцінювати якість просапних культур, однак вони лише частково виконують завдання забезпечення якості та врожайності просапних культур. Існує низка проблем, які недостатньо вирішені.

Першим кроком до програмування майбутнього врожаю є вибір вологозберігаючого, ґрунтозахисного та енергоощадного передпосівного обробітку ґрунту.

Другим кроком до програмування майбутнього врожаю є підготовка насіння до висіву, а саме:

- районування насіння;
- передпосівна підготовка;
- підвищення схожості;
- покращення розвитку рослин;
- протруєння насіння;
- обробка стимуляторами росту;
- інкрустування насіння мікродобривами;
- дражування насіння живильною оболонкою.

Для покращення проростання насіння проводиться якісний передпосівний обробіток, а висів насіння проводиться у встановленні агростроки, що впливає на умови появи рослин та їх подальший розвиток.

Це пов’язано із вологістю та температурою верхнього шару ґрунту. При дотриманні агростроків висіву отримується найкраща схожість, життєздатність та енергія проростання насіння.

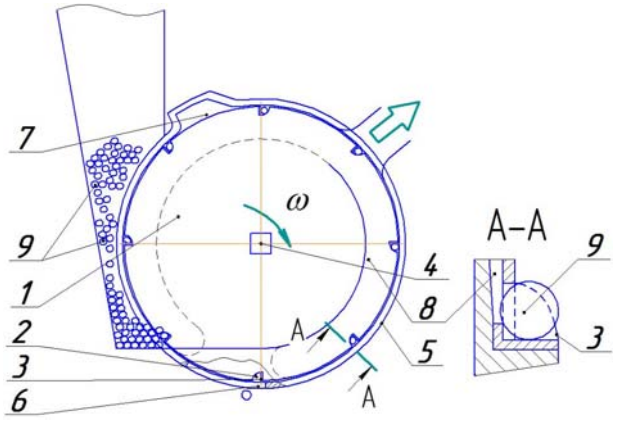
Третім кроком до програмування врожаю є забезпечення рівномірного розміщення насіння по площі живлення [4, 5]. Рівномірність висіву насіння, рівномірність його розташування в рядку є запорукою не тільки отримання дружніх сходів, а й в подальшому майбутнього врожаю. Із збільшенням рівномірності розподілу насіння по площі живлення, зменшується засміченість полям бур’яном.

З початку XX сторіччя почався пошук конструкцій висівних апаратів для пунктирної сівби насіння. Одним із перших пневмомеханічних висівних апаратів є висівний апарат з дозатором барабанно-пальцевого типу, заявлений у 1904 році у США [3].

За конструктивним виконанням пневмомеханічні апарати можуть бути дисковими або барабанними, а за способом використання повітря їх розрізняють на вакуумні та апарати надлишкового тиску [4].

Постановка завдання. Перераховані висівні апарати мають недостатню дозуючу здатність, викликану обмеженістю колової швидкості висівного диска і випадковим неконтрольований перерозподілом інтервалів між насінинами в борозні, внаслідок великої відносної швидкості насіння. Тому постає задача по підвищенню ефективності точного висіву насіння просапних культур шляхом розробки і дослідження нового пневмомеханічного дискового висівного апарата.

Виклад основного матеріалу. З метою підвищення ефективності точного висіву насіння просапних культур на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено і виготовлено дослідний зразок нового пневмомеханічного дискового висівного апарата [6-8] (рис. 1).



1 – висівний диск; 2 – комірка; 3 – лопатка; 4 – приводний вал; 5 – корпус; 6 – висівне вікно; 7 – пасивний пристрій для видалення зайвого насіння; 8 – вакуумна камера; 9 – насіння

Рисунок 1 – Схема запропонованого пневмомеханічного висівного апарата
Джерело: розроблено автором на підставі [6]

Головною особливістю нового висівного апарата є наявність оригінального висівного диска 1 з периферійним розташуванням комірок 2, за якими на його внутрішній поверхні розмішені лопатки 3 для примусового захоплення насіння в робочій камері та подальшого його транспортування до зони скидання. Висівний диск 1 з комірками 2 закріплено на приводному валу 4 і вставлено в циліндричну порожнину корпуса 5 апарата (рис. 2).

Рисунок 2 – Тривимірна модель запропонованого пневмомеханічного висівного апарата
Джерело: розроблено автором на підставі [6]

При обертанні висівного диска 1, комірки 2 з лопатками 3 входять в шар насіння, де під дією сил тяжіння та тиску зернового шару насінина самостійно вкладається в комірку висівного диска. Захоплення насінини висівним диском відбувається лопаткою 3 при першому контакті її з шаром насіння, інші насінини лише підштовхують ту, що вже контактує з лопаткою, глибше до комірки 2, де й відбувається її надійне захоплення і присмоктування за допомогою повітряного потоку та надійне утримання. Далі захоплена насінина рухається разом із диском.

Форму комірок висівного диска виконано з розширенням в радіальному напрямку в бік нерухомої циліндричної поверхні корпуса, яка замикає їх об'єм та створює нерухомі зовнішні стінки від зони заповнення до зони висіву. В зоні висіву, на циліндричній поверхні корпуса виконано висівне вікно 6, яке розкриває комірки диска в цій зоні і забезпечує вільне випадіння насіння до борозни під дією сил тяжіння та відцентрових сил.

Для видалення зайвого насіння з комірок висівного диска поряд з ним у верхній частині циліндричної поверхні корпуса, над зоною заповнення виконано пасивний пристрій 7, яким є спеціальна порожнина, в яку западають зайві насінини, відокремлюються від диска, а потім знову потрапляють (падають) в зону заповнення робочої камери.

Для визначення ефективності роботи запропонованого пневмомеханічного висівного апарата, з врахуванням проведених експериментальних досліджень, розроблено та виготовлено дослідний зразок секції пневмомеханічної сівалки (рис. 3).

Проведено попередні лабораторно-полігонні та польові випробування дослідного зразка посівної секції у ТОВ Агропромислова Група «Фаворит» (с. Підгайці Кіровоградського району, Кіровоградської області) [3].

В ґрунтовому каналі науково-дослідної лабораторії кафедри сільськогосподарського машинобудування з 13 по 30 серпня 2013 року були проведені лабораторно-полігонні випробування експериментального зразка дослідного пневмомеханічного висівного апарата, встановленого на секцію сівалки СУПК.

Рисунок 3 – Загальний вигляд дослідного зразка секції у ґрунтовому каналі
Джерело: розроблено автором на підставі [5]

Висів насіння цукрових буряків сорту «Білоцерківський однонасінний 45» та насіння кукурудзи сорту «Збруч» (рис. 4) проводився у ґрунтовому каналі на ділянці довжиною 8 м, яка складалась із двометрової ділянки для розгону агрегату і введення його у заданий режим роботи, залікової ділянки та двометрової ділянки для виходу агрегату із залікової ділянки.

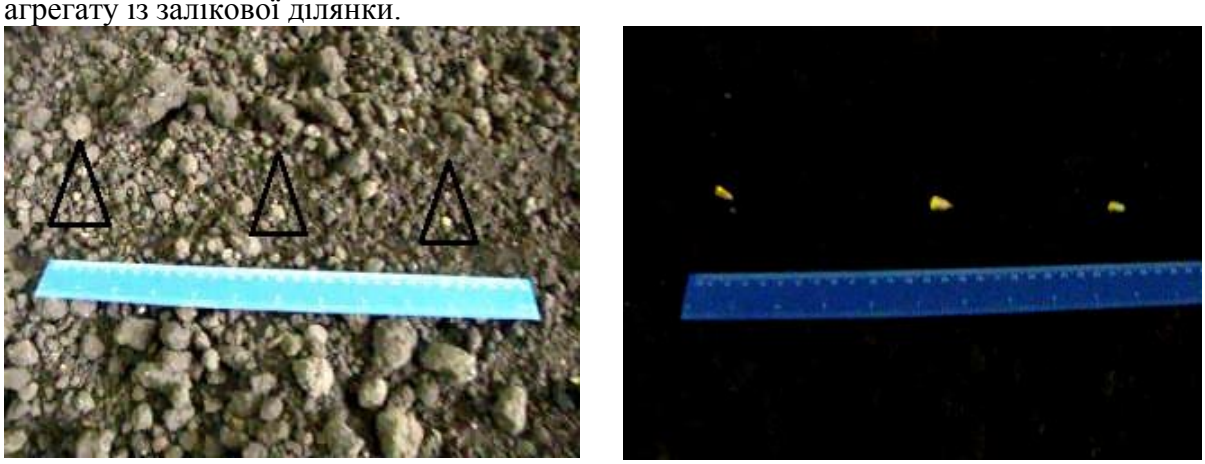
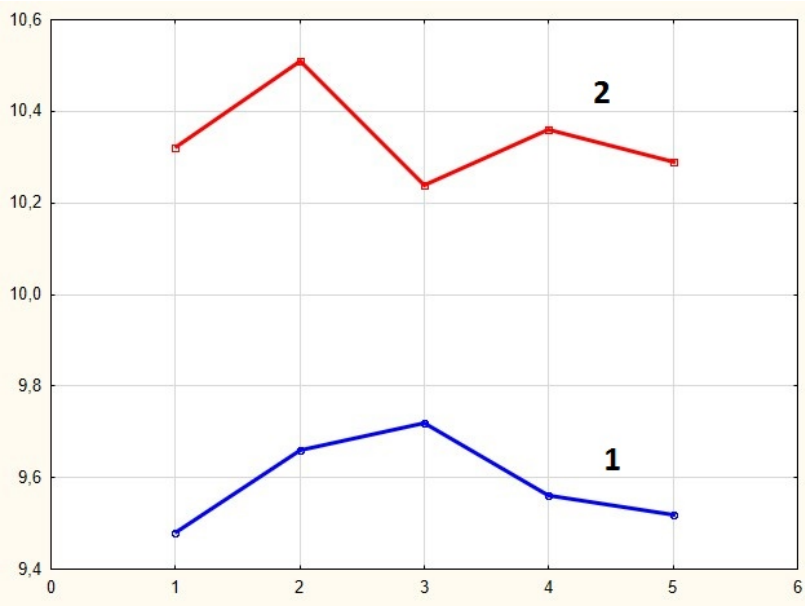


Рисунок 4 – Загальний вигляд визначення якості висіву насіння цукрових буряків та кукурудзи
Джерело: розроблено автором на підставі [5]

Швидкість посівного агрегату становила 3,6 км/год. Норма висіву насіння становила 10 шт./пог.м. Розрідження у вакуумній камері для насіння цукрових буряків становило – 0,2 кПа, для насіння кукурудзи – 2,0 кПа.

За результатами проведених досліджень отримали значення коефіцієнта варіації розміщення насіння цукрових буряків та кукурудзи по довжині рядка (рис. 5).



1 – для насіння цукрових буряків; 2 – для насіння кукурудзи

Рисунок 5 – Варіація розміщення насіння досліджуваних просапних культур в рядку
Джерело: розроблено автором на підставі [5]

Перевірка якості висіву насіння цукрових буряків та кукурудзи в ґрунтовому каналі показала наступні результати:

 використання нового пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок на висівному диску та пасивним пристроєм для видалення зайвого насіння відцентровим способом дозволяє отримати рівномірно розміщені в рядку насінини. На заліковій ділянці коефіцієнт варіації розміщення насіння цукрових буряків по довжині рядка становив 9,59% та – 10,34% для насіння кукурудзи відповідно (рис. 5);

 використання нового пневмомеханічного висівного апарата дозволяє дозувати насіння цукрових буряків та кукурудзи без зміни диска у висівному апараті, підтверджуючи його універсальність;

 використання нового пневмомеханічного висівного апарата дозволяє зменшити використання посівного матеріалу при збереженні високої якості розміщення насіння в рядку, тим самим досягши рівномірного розміщення насінин по площі живлення.

Висновки. Таким чином, експериментальні дослідження секції пневмомеханічної сівалки для точного висіву з новим пневмомеханічним висівним апаратом з периферійним розташуванням комірок на висівному диску та пасивним пристроєм для видалення зайвого насіння відцентровим способом в ґрунтовому каналі підтвердили отримання більш рівномірно розміщених в рядку насінин. Також, застосування нового пневмомеханічного висівного апарата надає змогу зменшити використання посівного матеріалу при збереженні високої якості розміщення насіння в рядку, тим самим здійснюється програмування майбутнього врожаю шляхом рівномірного розміщення насінин по площі живлення.

Список літератури

1. Хорунженко, В.Е. Концепция разработки технологий посева и нового поколения машин для высокоиндустриальных и фермерских хозяйств [Текст] / В.Е. Хорунженко // Теория и методика создания почвообрабатывающих и посевных машин: Сб. науч. трудов НПО “Лан”, под. ред. акад. АИН Украины В.Е. Хорунженко. – Кировоград, 1996. – С. 6-19.
2. Мороз, Н.В. Програмування врожайності та якості зернових культ [Текст] / Н.В. Мороз // Вісник Національного ун-ту «Львівська політехніка» «Комп’ютерні системи та мережі». – 2011. – №717. – С. 105–107.
3. Patent US of America №773205 [Text] / dated October 25, 1904, Seed-planting machine, George William Green.
4. Васильковська, К.В. Обґрунтування параметрів універсального пневмомеханічного висівного апарата точного висіву [Текст] : дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.11/ К.В. Васильковська. – Кіровоград, 2014.
5. Васильковська, К.В. Польові випробування секції пневмомеханічної сівалки з запропонованим висівним апаратом [Текст] / К.В. Васильковська, О.М. Васильковський, С.М. Мороз // Збірник наукових праць Луцького національного технічного університету: Сільськогосподарські машини, ЛНТУ, Луцьк. – 2015. – Вип. 30. – С. 32-36.
6. Петренко, М. М. Вдосконалення пневмомеханічного висівного апарата для точного висіву насіння просапних культур [Текст] / М. М. Петренко, М. І. Васильковський, К. В. Васильковська // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. Т. 1 «Механізація сільськогосподарського виробництва» – 2011. – Вип. 107. – С. 359–363.
7. Петренко, М. М. До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата с периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур [Текст] / М. М. Петренко, М. І. Васильковський, К. В. Васильковська // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – 2011. – Вип. 41, Ч. 1. – С. 288–293.
8. Васильковська, К.В. Вплив форми і типу комірок висівного диска на якість дозування насіння [Текст] / К.В. Васильковська, О.М. Васильковський // Східноєвропейський журнал новітніх технологій. Vol 6, No 7 (72) (2014). – Харків: Технологічний центр, 2014. – С. 33-36.

Katherina Vasilkovska, PhD tech. sci.
Kirovohrad national technical university, Kirovohrad, Ukraine
Exact seeding cultivated crops – priority steps in the programming the future harvest

The basis of technologies for production of crops is crop programming, which includes system maintaining and protection of soil fertility, training of high-quality seed, mechanization and automation of production, protection of plants from diseases, pests and weeds. First priority step in programming future crop cultivated crops - is exact seeding, that ensure uniform seed placement by area of feed.

To enhance the effectiveness precision seeding row crops at the Department of Agricultural Engineering Kirovohrad National Technical University have developed and made prototype of a new pneumomechanical seed distribution vehicle for precise seeding of cultivated crops with a peripheral cells to seed disk and a passive device to remove superfluous seeds centrifugal method.

Research proposed sowing device channel in the ground showed that the proposed device allows seed: get uniformly placed in the seed row, dosed sugar beet seeds and corn without changing disk sowing apparatus, reduce the use of seed.
programming a crop, accurate sowing seeds, pneumomechanical seed distribution vehicle

Одержано 29.08.15

УДК 631.312

М.І. Ікальчик, канд. техн. наук
ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут», м. Ніжин, Україна, kol489@yandex.ua

Обґрунтування конструктивних параметрів скреперно-роликового пристрою для прибирання гною

В даній статті розглянуті недоліки існуючих скреперних установок для видалення гною. Розроблений скреперно-роликовий пристрій для прибирання гною в якому на краях скребків закріплено по ролику, які будуть не ковзати, а перекочуватись по стінці гнойового каналу, що забезпечить зменшення енерговитрат при прибиранні гною. В результаті проведення експериментальних досліджень та обробки їх результатів побудовані поверхні відгуків і їх двомірні перетини та визначені значення факторів, при яких споживана потужність приймає мінімальне значення.
скреперна установка, гній, кут розкриття, ролик, енерговитрати

Н.И. Икальчик, канд. техн. наук
ОП НУБиП Украины «Нежинский агротехнический институт», г. Нежин, Украина
Обоснование конструктивных параметров скреперно-роликового устройства для уборки навоза

В данной статье рассмотрены недостатки существующих скреперных установок для удаления навоза. Разработано скреперно-роликовое устройство для уборки навоза в котором на краях скребков закреплено по ролику, которые будут не скользить, а перекатываться по стенке навозного канала, что обеспечит уменьшение энергозатрат при уборке навоза. В результате проведения экспериментальных исследований и обработки их результатов построены поверхности отзывов и их двумерные сечения и определены значения факторов, при которых потребляемая мощность принимает минимальное значение.
скреперная установка, навоз, угол раскрытия, ролик, энергозатраты

© М.І. Ікальчик, 2015

Постановка проблеми. Своєчасно вичищені від гною приміщення для утримання тварин благотворно впливають на поліпшення мікроклімату та рівня гігієни.

За безприв'язно-боксового утримання корів у приміщенні обладнують бокси на підвищеному місці, в які тварини заходять для відпочинку. Довжина бокса 2,1 м, ширина 1,1 м.

При безприв'язному способі утримання ВРХ гній прибирають з відкритих гнойових каналів, для цього застосовуються скреперні установки зі зворотно-поступальним рухом робочих органів, так звані «дельта-скрепери».

Скреперна установка УС-80 [1] складається з приводу, тягових ланцюгів, проміжних штанг, скреперів, поворотних роликів. Привід установки включає два спарені редуктори, електродвигун, механізм реверсування та ведучу зірочку.

Скреперна установка здійснює поступально-зворотний рух.

При роботі скреперної установки УС-80 під час руху вперед, обмеженням розкриття скребків є упор скребків у бокові стінки гнойового каналу [2] (рис. 1).

Недоліком скреперної установки УС-80 є:

1. Металеві скребки інтенсивно труться об бетонні стінки гнойового каналу, отже відбувається швидке зношування (руйнування) стінок гнойового каналу.

2. Упираючись в стінки гнойового каналу, під час свого руху створюється додатковий опір, який призводить до надлишкових витрат електроенергії.

3. За рахунок додаткового опору збільшується навантаження на вальниці кутових зірочок та роликів, а отже зменшується їх довговічність.

Рисунок 1 – Скреперна установка для прибирання гною УС-80

Джерело: [2]

В основу розробки поставлена задача розробити скреперно-роликовий пристрій для зменшення енерговитрат на прибирання гною, та збільшення терміну служби скреперної установки.

Для вирішення поставленої задачі на краях скребків пропонується закріпити ролики.

Завдяки цьому ролики будуть не ковзати, а перекочуватись по стінці гнойового каналу, а як загально відомо, що тертя кочення набагато менше за тертя ковзання, отже в нас зменшиться опір скребків.

Суть розробки пояснюється кресленнями де зображено скреперно-роликовий пристрій та розрізи скребка.

Скреперно-роликовий пристрій для прибирання гною (рис. 2) складається з повзуна 1, поворотного пристрою 2, скребків 3, 4, ланцюга 5, двох роликів 6, в УС-80 під час робочого руху вперед, обмеженням розкриття скребків є упор скребків у бокові стінки гнойового каналу 7.

Скреперно-роликовий пристрій для прибирання гною працює таким чином: при включенні приводу з механізмом реверсування повзун 1 виконує зворотно-поступальний рух, що має робочий і зворотній рухи. Під час робочого руху скребки 3 і 4 за рахунок тертя об дно гнойового каналу розкриваються і згрібають гній з гнойового каналу і транспортують його до поперечного каналу. При цьому в УС-80 обмеженням розкриття скребків є упор скребків у бокові стінки гнойового каналу. При зворотному русі скребки складаються що забезпечує їх вільне проходження через масу гною.

Скреперно-роликовий пристрій для прибирання гною відноситься до сільськогосподарського машинобудування, зокрема до конвеєрів для видалення гною із тваринницького приміщення.

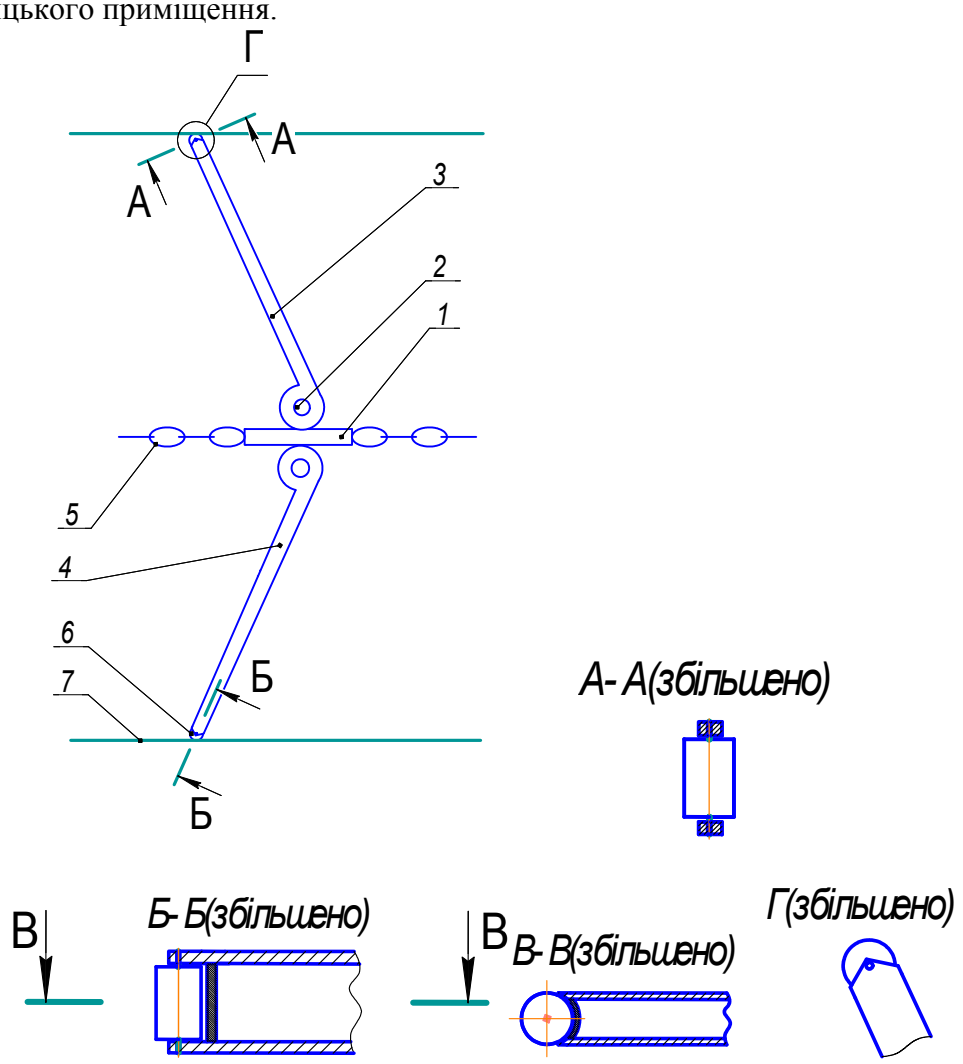


Рисунок 2 – Скреперно-роликовий пристрій для прибирання гною

Джерело: Розроблено автором

Аналіз останніх досліджень. Досліджуючи процес прибирання гною, М.В. Левчикова розробила методику розрахунку шагу і кількості скреперів установки [3]. Досліджуючи механізм розкриття скребків штангових конвеєрів Колде О.Ф. встановив, що тривалість розвороту скребка на холостому ході залежить від вихідного кута установки скребка [4]. А.А. Шувалов дослідив зону розвороту скребків дельта-скреперної установки, і віднайшов оптимальне розподілення маси скребків за їх довжиною [5]. М. І. Ікальчик в 2013 році обґрунтував оптимальні параметри скрепера скреперної установки для прибирання гною - кут розкриття скрепера становить 120º, кут нахилу скребків – 55º, конструкція скребків скрепера не прямокутна, а параболічна [6]. Відповідна зміна конструкції скрепера захищена патентом України [7].

Мета досліджень. Зменшення енерговитрат на прибирання гною, збільшення терміну служби скреперної установки, визначити споживану потужність скреперної установки для прибирання гною та обґрунтувати її мінімальний рівень.

Результати досліджень. Для встановлення взаємозв'язку впливу кута розкриття скрепера γ (град.) та наявності і діаметра опорних роликів на скребках скрепера D (м) на споживану потужність електродвигуна приводу удосконаленої скреперної установки N_{CK} (кВт) у виробничих умовах було проведено експерименти за планом Бокса-Бенкіна. При цьому незмінними були розміри гнойового каналу, об'єм прибраного гною та швидкість руху скрепера.

За результатами двофакторних експериментів були отримані залежності споживаної потужності електродвигуна приводу удосконаленої скреперної установки від конструктивних параметрів скрепера.

Аналіз залежностей (рис. 3) показує, що в результаті встановлення опорного ролика на скребках скрепера та зміни його діаметра споживана потужність зменшується. Тому що при експлуатації без опорних роликів скребки упираючись у стінки гнойового каналу, під час свого руху створюють додатковий опір, який призводить до надлишкових витрат електроенергії. Встановлені ролики на краях скребків, будуть не ковзати, а перекочуватись по стінці гнойового каналу, а як загально відомо, що тертя кочення набагато менше за тертя ковзання, отже в нас зменшиться опір скребків.

Мінімальне значення споживаної потужності знаходиться в діапазоні зміни діаметра опорних роликів від 0,1 до 0,2 м, при цьому зміна діаметра опорних роликів на споживану потужність має незначний вплив.

Встановлено що зі збільшенням кута розкриття скрепера γ від 60^0 до 120^0 (рис. 4) споживана потужність змінюється за параболічною функцією. Максимальне значення споживана потужність має при мінімальному куті розкриття скрепера 60^0, яке становить 1 кВт, 0,8 кВт та 0,78 кВт відповідно для скрепера без роликів, скрепера з роликами діаметром 0,1 м та 0,2 м, це пояснюється тим, що при незмінній ширині гнойового каналу ми змушені збільшувати довжину скребків щоб згрібати гній зі всієї ширини каналу, а отже збільшується вага скребків.

При максимальному куті розкриття скрепера 120^0, значення споживаної потужності має відносно високі показники, а саме 0,92 кВт, 0,8 кВт та 0,73 кВт відповідно для скрепера без роликів, скрепера з роликами діаметром 0,1 м та 0,2 м, це пояснюється тим, що буде розпочинатись розклинювання скребків між стінками гнойового каналу.

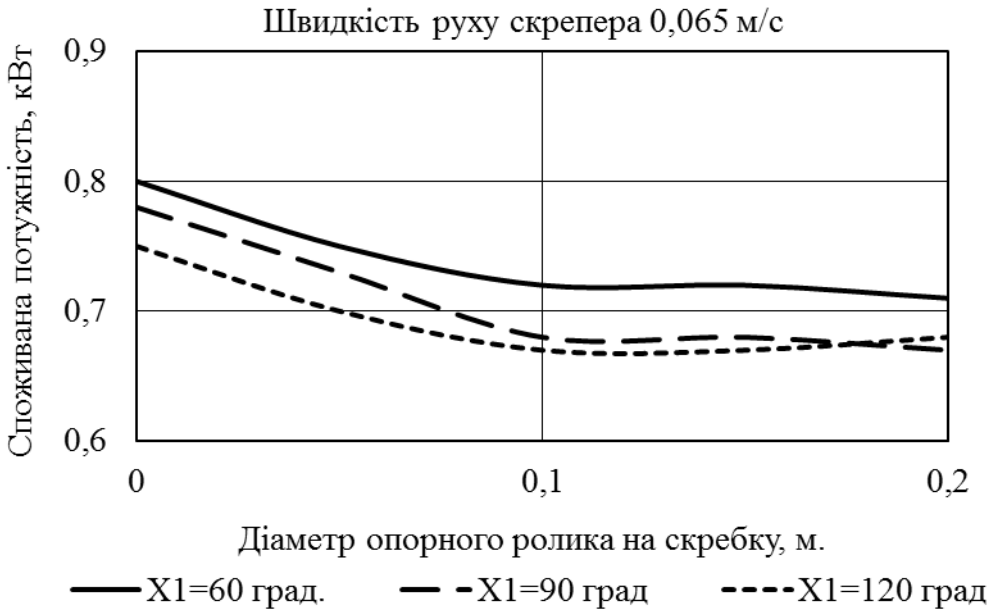


Рисунок 3 – Залежність споживаної потужності електродвигуна приводу удосконаленої скреперної установки від наявності і діаметра опорних роликів на скребках скрепера

Джерело: розроблено автором

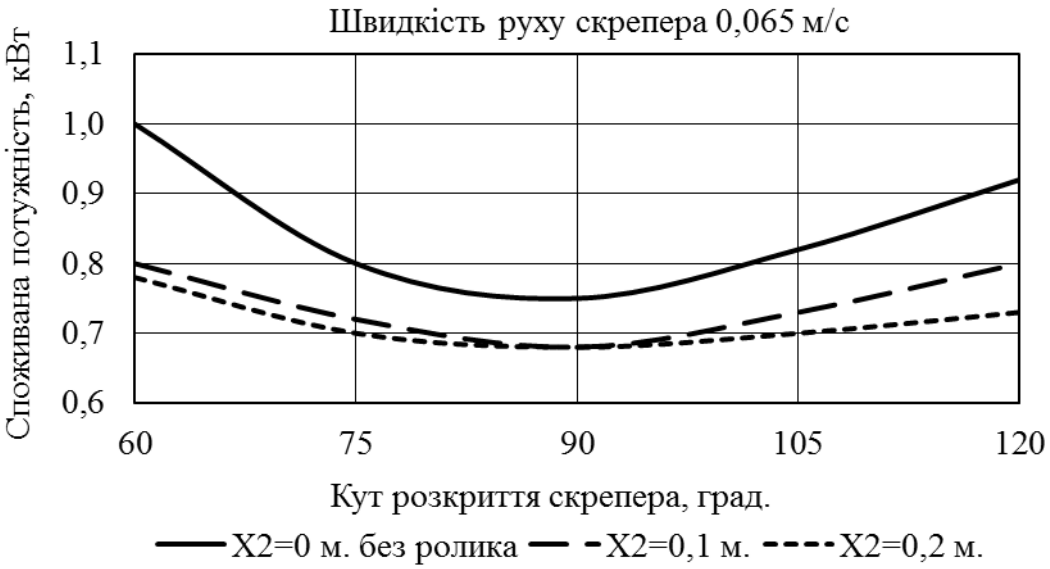


Рисунок 4 – Залежність споживаної потужності електродвигуна приводу удосконаленої скреперної установки від кута розкриття скребків скрепера

Джерело: розроблено автором

Аналіз взаємного впливу кута розкриття скребків γ (град.) та наявності і діаметра опорних роликів на скребках скрепера D (м) (рис. 5) показав, що мінімальне значення споживаної потужності знаходиться в діапазоні діаметра опорних роликів 0,1 м та 0,2 м і куті розкриття скрепера в діапазоні від 80^0 90^0 і становить 0,67 кВт.

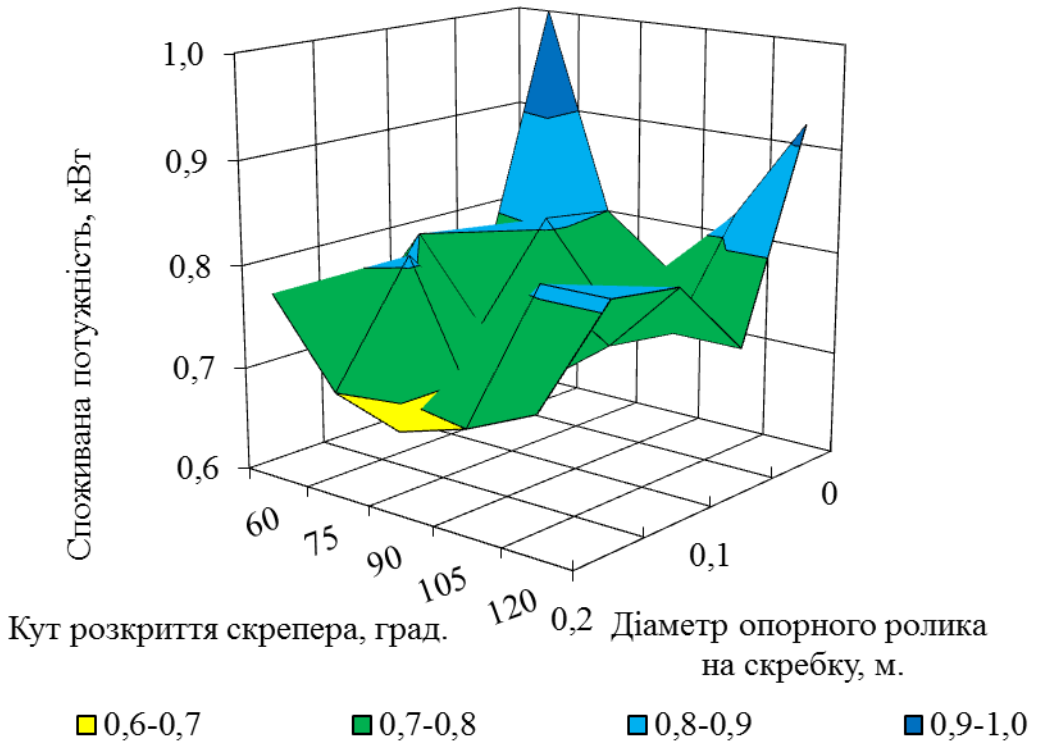


Рисунок 5 – Залежність споживаної потужності електродвигуна приводу удосконаленої скреперної установки від кута розкриття скребків та наявності і діаметра опорного ролика на скребках скрепера

Джерело: розроблено автором

Висновки. Результати досліджень свідчать про вагомий вплив наявності опорних роликів на скребках скрепера та зміни кута розкриття скребків на споживану потужність процесу видалення гною. На основі експериментальних досліджень було встановлено, що споживана потужність електродвигуна змінюється від 0,67 до 1 кВт. При експлуатації скрепера з наявністю опорних роликів, в порівнянні без опорних роликів на скребках скрепера спостерігається зменшення споживної потужності на 10 %.

Провівши оптимізаційний розрахунок, було встановлено, що споживана потужність процесу видалення гною приймає мінімальне значення N_{CK}=0,67 кВт при куті розкриття скрепера γ=80^0, та наявності опорних роликів на скребках скрепера, конструктивно приймаємо D=0,1 м.

Техніко-економічні переваги розробленого скреперно-роликового пристрою в порівнянні з прототипом полягає у зменшенні енерговитрат на прибирання гною, подовженні терміну використання бокових стінок гнойового каналу, збільшенні ресурсу використання вальниць на кутових зірочках, а також самих кутових зірочок та роликів, зменшенні загальних витрат на прибирання гною із каналів.

Список літератури

1. Ревенко І.І. Механізація тваринництва : Підручник [Текст] / І.І. Ревенко, В.С. Хмельовський, М.І. Ікальчик. – Ніжин: ПП Лисенко М.М., 2015. – 320с.
2. Установки скреперні для прибирання гною УС-80, УС-100 та УС-120 : Протокол державних приймальних випробувань технічного засобу для АПК №1314/1103-01-2010 [Текст] / УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2010. – 14 с.
3. Левчикова М.В. Иследования и обоснование параметров и режимов роботы скреперних установок для уборки навоза на фермах крупного рогатого скота : автореф. дисс. на соиск. учен. степени канд.

техн. наук : 05.20.01 "Механизация сельскохозяйственного производства" [Текст] / Левчикова Маргарита Владимировна ; Всесоюзный научно-исследовательский институт электрификации сельского хозяйства. – Москва, 1980. – 15 с.
4. Колде О.Ф. Исследование рабочего процесса штангового транспортера для уборки навоза в коровнике: автореф. дисс. на соиск. учен. степени канд. техн. наук : 05.20.01 "Механизация сельскохозяйственного производства" [Текст] / Колде Оскар Фридрихович; Центральный научно-исследовательский інститут механизации и электрификации сельского хазяйства нечерноземной зоны СССР. – Минск, 1981. – 16 с.
5. Шувалов А.А. Скреперная установка для уборки навоза на фермах и комплексах крупного рогатого скота. Автореф. дисс. на соиск. учен. степени канд. техн. наук [Текст] / А.А. Шувалов – Л., 1980. – 24 с.
6. Ікальчик М.І. Удосконалення скреперної установки для прибирання гною [Текст] / М.І. Ікальчик // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2013. – Вип. 97 Т.1. – С. 613–618.
7. Пат. на корисну модель № 82787 Україна, МПК А01К 1/01 (2006.01) u 2013 01462. Скреперний пристрій для прибирання гною / М.І. Ікальчик, Г.А. Голуб, М.Є. Шаблій, В.С. Хмельовський ; заявник та патентовласник Ікальчик М.І. – заявл. 07.02.2013; опубл. 12.08.2013, Бюл. №15.

Mykola Ikalchyk, PhD tech. sci.
IS of NULES of Ukraine "Nizhyn Agrotechnical Institute", Nizhyn, Ukraine

Justification design parameters-roller scraper device for manure

The article is devoted to the problem of reducing energy consumption for manure in the Loose boxed hold cattle through improved design scrapers installation.

An patent information retrieval, analyzed scientific works and other sources of information concerning the process of manure scraper settings.

Considered shortcomings of existing installations winches to remove manure.

Based on the results of research and systems analysis presents recommendations for designing the scraper unit. Designed scraper roller device in which manure scrapers on the edges in video fix that will not slide, and rolled on the wall manure channel that will reduce energy consumption in the manure. As a result of experimental research and processing of results built surface of reviews and their two-dimensional section and identified the factors mentioned in which power consumption takes a minimum value.

scraper installation, manure, opening angle, roller, energy consumption

Одержано 08.10.15

УДК 621.4: 629.113.01

С.О. Магопець, доц., канд. техн. наук, О.В. Бевз, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна, oleg_bevz@ukr.net

Дослідження можливості оцінки технічного стану системи випуску відпрацьованих газів на основі аналізу зміни параметрів тиску в циліндрі двигуна

В статті розглядається методика експериментального дослідження наявності підвищеного опору з боку системи випуску відпрацьованих газів ДВЗ, що працює на легкому рідкому паливі – бензині за характером зміни тиску в циліндрі протягом робочого циклу.

двигун, система випуску, відпрацьовані гази, опір, тиск

© С.О. Магопець, О.В. Бевз, 2015

С.А. Магопец, доц., канд. техн. наук, О.В. Бевз, доц., канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический университет, г. Кировоград, Украина

Исследование возможности оценки технического состояния системы выпуска отработанных газов на основе анализа изменения параметров давления в цилиндре двигателя

В статье рассматривается методика экспериментального исследования наличия повышенного сопротивления со стороны системы выпуска отработанных газов ДВС, который работает на легком жидком топливе – бензине по характеру изменения давления в цилиндре на протяжении рабочего цикла.
двигатель, система выпуска, отработанные газы, сопротивление, давление

Постановка проблеми. В сучасному автомобілі на систему випуску відпрацьованих газів (ВГ) покладається декілька важливих функцій:

- зменшення рівня акустичного шуму при випуску ВГ до рівня, що не перевищує встановлених санітарних норм;
- зменшення кількості токсичних компонентів у ВГ до значень, що не перевищують гранично допустимих концентрацій.

Поряд з виконанням цих функцій система випуску повинна забезпечувати:

- якісне очищення і продувку циліндрів двигуна;
- мінімальні втрати енергії ВГ на шляху від випускних клапанів до лопаток соплового апарата турбіни (в двигунах із наддувом) або до атмосфери (в атмосферних двигунах);
- роботу турбіни та системи випуску при мінімальних пульсаціях потоку ВГ.

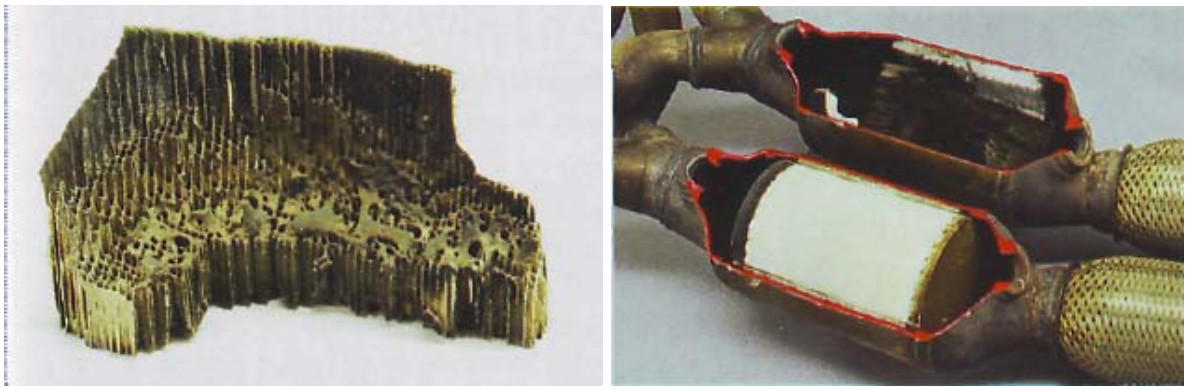
Крім того, система випуску повинна мати відносно просту конструкцію і бути технологічною у виготовленні. Виконання зазначених вимог дозволяє одержати прийнятну витрату палива, знизити ймовірність поломки лопаток турбіни, зменшити металоємність системи випуску і полегшити її обслуговування.

Основною проблемою при прагненні оснастити автомобіль ефективною системою глушіння шуму є труднощі розміщення глушителя досить великих розмірів. Як правило, ця проблема вирішується шляхом установки на автомобіль декількох (до трьох) послідовно з'єднаних глушителів з меншими габаритами замість одного великого. Важливою вимогою, що пред'являється при цьому до випускного тракту, є наявність мінімального опору руху ВГ і зменшення за рахунок цього втрат потужності двигуна.

Для зменшення кількості токсичних компонентів у ВГ у випускний тракт сучасних автомобілів встановлюється каталітичний нейтралізатор.

Варто відмітити, що при розміщені каталітичного нейтралізатора опір випускної системи неминуче зростає, що супроводжується деяким зменшенням ефективної потужності двигуна (в межах 2...3 кВт). З метою запобігання суттєвого росту загального опору випускної системи при встановленні каталітичного нейтралізатора, останній розміщують, як правило, на місці переднього глушителя. Випускний же тракт системи намагаються виконати таким чином, щоб при здійсненні покладених на нього основних функцій він сприяв би більш повному очищенню камер згорання від залишкових газів і більш повному наповненню циліндрів двигуна свіжим зарядом.

При нормальній якості палива і нормальному регулюванні двигуна вихлопні гази вільно проходять через канали керамічного блоку каталітичного нейтралізатора й очищуються. Але при роботі двигуна (інколи навіть короткотривалій) на паливі низької якості (або на паливі із наявністю залізовміщуючих домішок або газоліну) температура ВГ суттєво підвищується. Результатом є оплавлення керамічних блоку нейтралізатора (рис. 1, а) й часткове або повне перекриття каналу випускної системи для проходження ВГ (рис. 1, б).



а) б)

а) – оплавлення керамічного блоку; б) – перекриття випускного каналу

Рисунок 1 – Вихід з ладу керамічного блоку нейтралізатора ВГ системи випуску автомобіля
Джерело: розроблено автором

Слід зазначити, що в експлуатаційних умовах можна виділити три основні стани технічного стану каталітичного нейтралізатора: робочий, напівробочий та, відповідно, неробочий. При робочому стані нейтралізатора двигун автомобіля працює нормально, лампочка перегріву каталізатора на панелі приладів при роботі двигуна не загорається – жодних зовнішніх ознак, що можуть свідчити про збільшення внутрішнього пору системи випуску ВГ також немає.

Напівробочий стан характеризується наявністю деяких відхилень в роботі двигуна – насамперед зменшенні потужності, що проявляється у:

- зниженні динамічних характеристик автомобіля (інколи навіть не постійних, а таких, що виникають нерегулярно та не прогнозовано;
- погіршенні пускових характеристик двигуна, особливо після тривалого простою та при низьких температурах навколишнього середовища;
- зниженні швидкісних характеристик двигуна (за обертами колінчастого валу) та підвищенні витрати палива тощо.

Для суб'єктивного підтвердження наявності такого стану випускної системи достатньо провести просту перевірку – запустити двигун і забезпечити максимальну паливоподачу, витиснувши педаль акселератора до упора. Повільне підняття обертів і досягнення максимуму на значеннях 2000...3000 об/хв є ознакою підвищеного опору випускної системи. Хоча, заради справедливості, слід відзначити, що подібний ефект може виникати і при неефективній роботі паливного насоса.

У неробочому стані каталітичного нейтралізатора, двигун автомобіля запускається довго, а коли заведеться – то зупиняється майже відразу або ж не запускається взагалі. Для підтвердження впливу технічного стану нейтралізатора, на відсутність запуску двигуна та виключення інших можливих причин необхідно викрутити свічку запалення з будь-якого циліндра та спробувати завести двигун. У разі, якщо запуск відбувся – причиною є каталітичний нейтралізатор та створений ним підвищений опір системи випуску ВГ.

Слід однак визнати, що не тільки каталітичний нейтралізатор є причиною збільшення тиску у системі випуску ВГ в експлуатаційних умовах, а й руйнування внутрішньої мережі каналів звичайних глушників і резонаторів також обумовлюють підвищення опору руху ВГ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для експериментального виміру зворотного тиску відпрацьованих газів у випускному трубопроводі найбільш простими та поширеними технічними засобами є манометр та декілька з'єднувачів і трубок. Детально дана методика описана у [1] та [2] і разом із простотою її технічної реалізації

має ряд суттєвих недоліків серед яких, наприклад, необхідність втручання в конструкцію системи випуску ВГ, що носить незворотній характер. Для діагностування технічного стану кожного з елементів системи випуску методика передбачає необхідність послідовної оцінки опору, що здійснюється кожним елементом за показниками тиску, та передбачає необхідність свердлування декількох отворів для встановлення манометру. При цьому, не виключена ситуація, коли показники тиску будуть знаходитися в межах нормативних значень, а здійснені втручання будуть не тільки марними, а й при подальшій експлуатації суттєво вплинуть на надійність й довговічність системи випуску ВГ. Крім того, разом із простою технічної реалізації, тривалість в часі її проведення є доволі суттєвою.

Постановка завдання. Більш доцільним, на нашу думку, перед втручанням в систему випуску ВГ є проведення загальної оцінки технічного стану системи випуску відпрацьованих газів без втручання в її конструкцію. При цьому, відсутність втручання унеможливлює використання в якості оціночного параметру такої величини як тиск у системі випуску ВГ і потребує знаходження іншого критерію оцінки. В якості такого параметру було запропоновано інший показник – тиск в циліндрі двигуна. Саме тому, основна задача досліджень була сформульована як дослідження можливості оцінки технічного стану системи випуску ВГ на основі аналізу параметрів зміни тиску в циліндрі двигуна.

Виклад основного матеріалу. Означена задача може бути реалізована при використанні діагностичного мотор-тестеру (наприклад SUN SMP-4000) вищої групи складності, який дозволяє отримували осцилограми зміни тиску в циліндрі двигуна на різних швидкісних режимах та при різних значеннях опору системи випуску ВГ.

Головною особливістю мотор-тестера є автоматичне порівняння результатів тестів (при цьому тести послідовно задаються самим приладом) з еталонними значеннями параметрів двигуна даної моделі, записаними в пам'яті приладу. При істотній розбіжності тестованого параметра й еталонного, мотор-тестер за допомогою експертної програми видає список можливих несправностей в порядку зменшення ймовірності їх виникнення, а також причини і способи усунення. Крім оцінки величини тиску у системі випуску ВГ за еталонним показником для конкретного автомобіля, прилад дозволяє для кожного автомобіля накопичувати в пам'яті результати вимірів, проведені через певний експлуатаційний термін та відслідковувати динаміку зміни технічного стану його системи випуску.

Об'єктом досліджень був обраний автомобіль марки "ZAZ-Lanos" 2010 року випуску, оснащений бензиновим двигуном із системою розподіленого вприскування палива та обладнаний системою зниження токсичності ВГ із каталітичним нейтралізатором. Пробіг автомобіля на момент випробування становив 104 тис. км., причому явних дефектів й несправностей в роботі систем двигуна не спостерігалося.

Методика проведення дослідження на першому етапі передбачала необхідність встановлення датчику виміру тиску в циліндр двигуна (як правило першого). Для цього викручується свічка запалення, встановлюється замість неї датчик тиску, який підключається до мотор-тестера й виконується корекція нульової позначки (нуля). В якості тимчасової прив'язки вибирається зовнішня синхронізація від високовольтного дроту цього ж циліндра, встановленого на розрядник та встановлюється взаємозв’язок із датчиком положення колінчастого валу двигуна. На екрані монітора спостерігається така картинка (рис. 2).

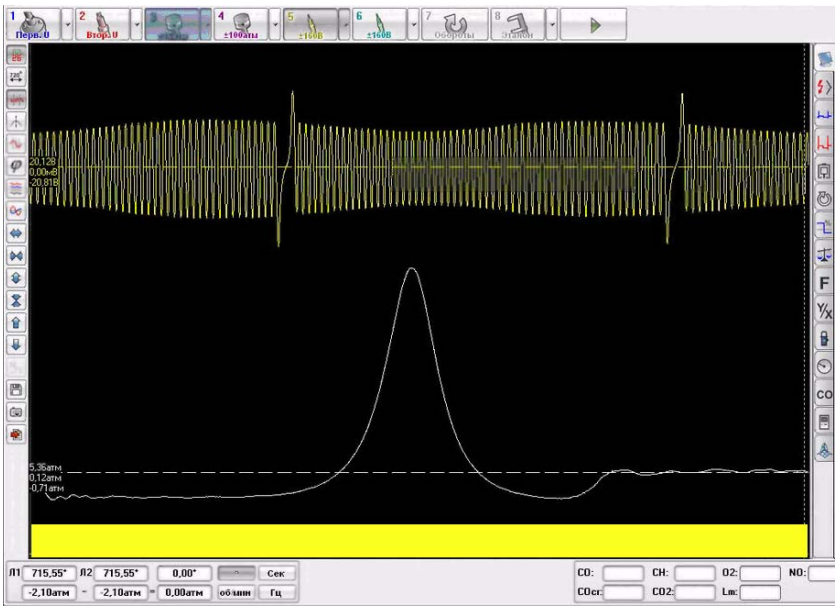


Рисунок 2 – Корегування системи за співвідношенням верхньої мертвої точки (ВМТ) циліндра і сигналом з датчика положення колінчастого валу (ДПКВ)

Джерело: розроблено автором

Представлена на рис. 2 осцилограма, цікава суто з теоретичної точки зору. Видно, як співвідносяться ВМТ циліндра й сигнал з ДПКВ. Якщо розглянути розтягнуту осцилограму, то можна виділити дев'ятнадцятий зуб, що відповідає ВМТ першого циліндра (рис. 3).

Дані дослідження мали за мету визначення технічного стану елементів ДПКВ, а саме визначення відсутності зсуву вінця диска, що задає, або розбитої шпонки останнього для унеможливлення внесення похибок у наступні дослідження.

На наступному етапі обирається режим зовнішньої синхронізації сигналів й аналізується отримана осцилограма (рис. 4) при роботі двигуна на обертах холостого ходу (850…900 об/хв).

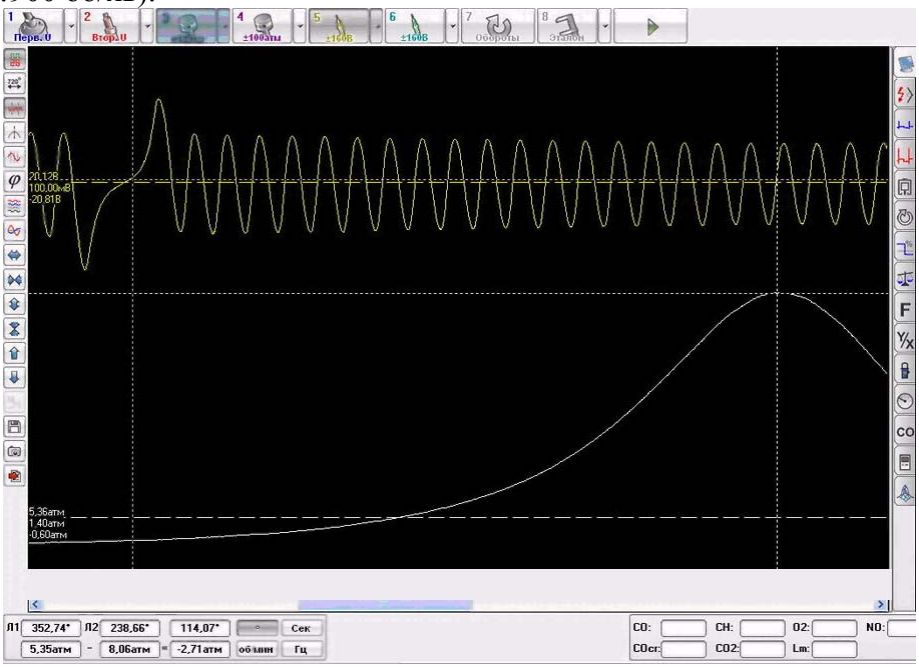


Рисунок 3 – Розтягнута осцилограма співвідношення ВМТ I-го циліндрі сигналу з ДПКВ

Джерело: розроблено автором

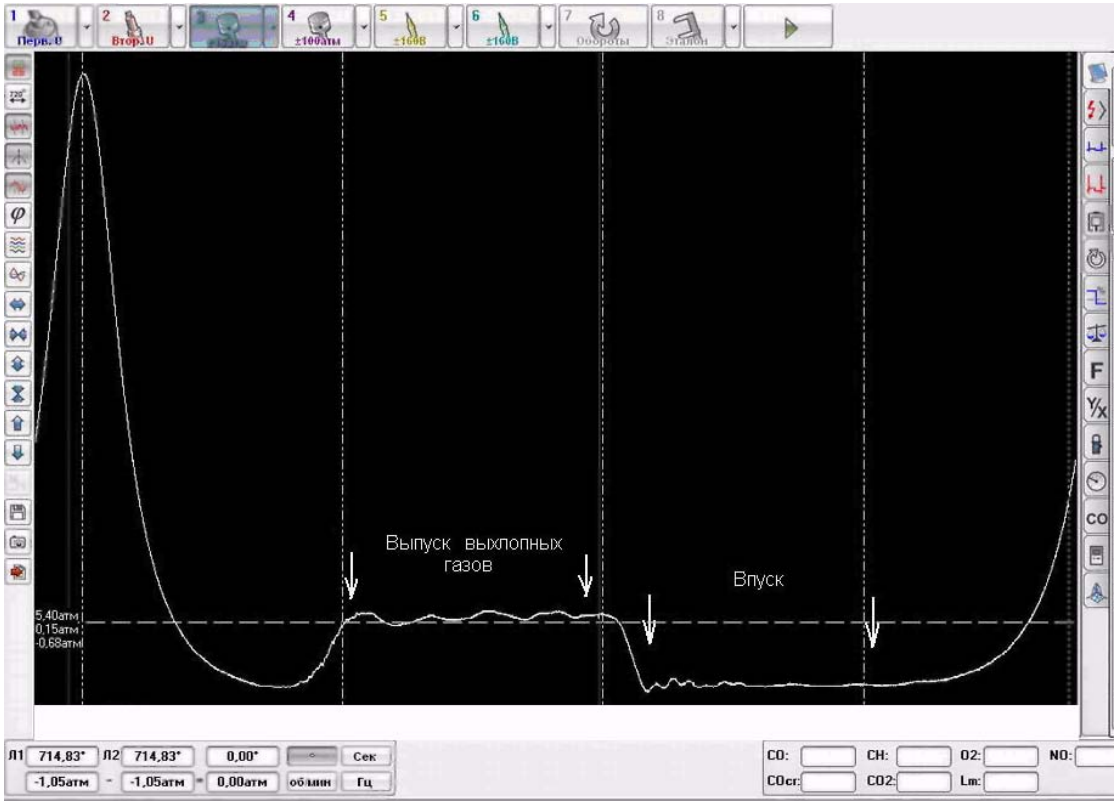


Рисунок 4 – Осцилограма зміни тиску в І-му циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу (*n = 850…900 об/хв*)

Джерело: розроблено автором

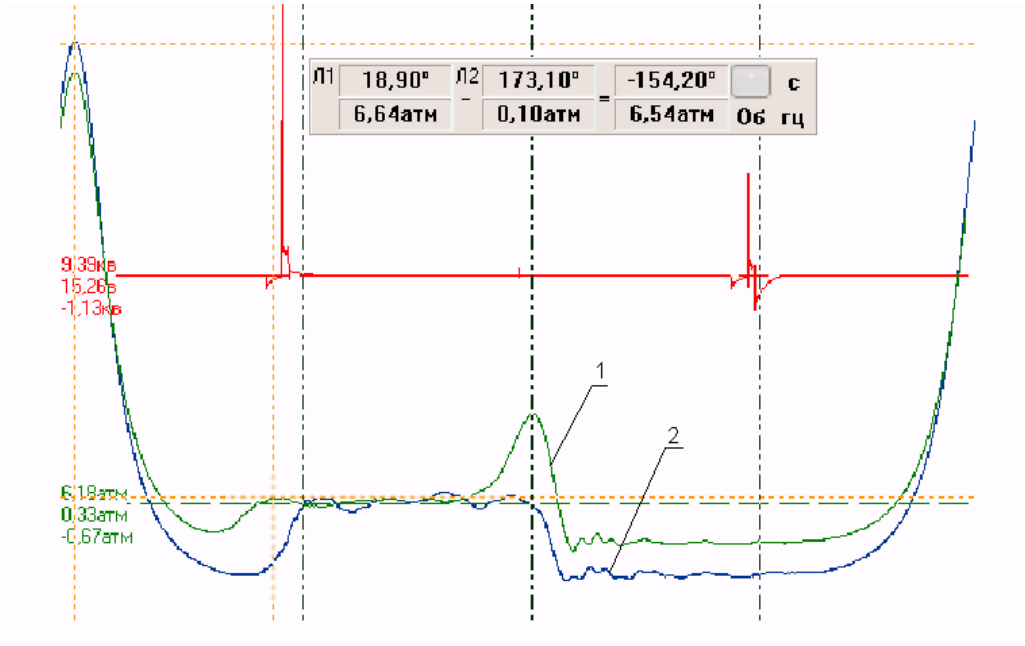
Збільшення тиску на початку осцилограми (див. рис. 4) відповідає руху поршня до ВМТ. За максимум тиску можна прийняти величину, яка відповідає положенню поршня у ВМТ циліндра. Програма показує, що значення тиску на піку складає 5,40 атм, що відповідає нормі. Загалом же значення тиску може значно відрізнятися від отриманої величини. Наприклад, при підсмоктуванні повітря в задросельний простір викликається підвищення цього значення, іноді до 8…9 атм.

Далі, на осцилограмі позначена та частина, яка відповідає випуску відпрацьованих газів (саме задля цього й проводився даний експеримент). За допомогою вимірювальної лінійки можна переконатися, що протитиск випускної системи на автомобілі не перевищує 0,1 атм, що знову ж таки є нормою. Зона, відзначена як "впуск", відповідає відкритому впускному клапану й поршню, що рухається від ВМТ до НМТ. Значення тиску в цей момент – ні що інше, як розрідження у впускному колекторі. Воно складає близько 0,65 атм, що теж абсолютно нормально. Підвищений тиск (так же, як і низький вакуум) змушує шукати причину дефекту - найчастіше підсмоктування повітря. Взагалі підсмоктування у впускний колектор проявляється при поєднанні двох ознак: високому тиску у ВМТ й низькому вакуумі.

Ще один важливий момент – фази газорозподільного механізму (ГРМ). Аналіз осцилограми дозволяє зробити однозначний висновок про правильність встановлення фаз. Дана інформація також є доволі корисною з точки зору її збереження в якості зразка та порівняння наступних аналогічних діаграм того ж самого двигуна після певних пробігів з еталонною. Так, наприклад, для моделювання несправності механізму газорозподілення був проведений експеримент пов’язаний із примусовим зміщенням розподільчого валу по відношенню до валу колінчастого на 2 зуби.

На рис. 5 представлений збільшений фрагмент діаграми зміни повного циклу тиску в першому циліндрі цього ж двигуна із накладеною еталонною діаграмою й

відзначеними найбільш характерними точками. Графік 2 – це еталонний для даного двигуна, а графік 1 – отриманий за допомогою датчика тиску. Для більшої наочності червоним кольором зображений неповний графік вторинної напруги.



1 ─ графік отриманий за допомогою датчику тиску; 2 – еталонний графік

Рисунок 5 - Збільшений фрагмент діаграми зміни повного циклу тиску в першому циліндрі цього ж двигуна із накладеною еталонною діаграмою

Джерело: розроблено автором

Штрихпунктирна сітка повторюється кожні 180^0 від початку екрана (моменту синхронізації). У віконці з цифрами відображаються дані про положення вимірювальних лінійок на екрані (жовтогаряча пунктирна лінія) по осях X (кут у градусах) та по Y (тиск в атмосферах), а також різниця між їх значеннями. Зеленою пунктирною лінією показаний рівень атмосферного тиску, тобто умовний "нуль" сигналу.

Аналізуючи графік, неважко зробити висновок, що розподільчий вал зміщений на два зуби щодо ременя ГРМ (точка 3 відстоїть від ВМТ приблизно на 154^0, замість потрібних 180^0). В цій точці видна чітка різниця між синьою еталонною діаграмою й зеленою. Підвищений тиск у зоні перекриття клапанів пояснюється тією ж причиною – неправильною установкою розподільчого валу.

На наступному етапі дослідження було знято осцилограму зміни тиску у І-му циліндрі двигуна на підвищених обертах (3000…3200 об/хв) (рис. 6).

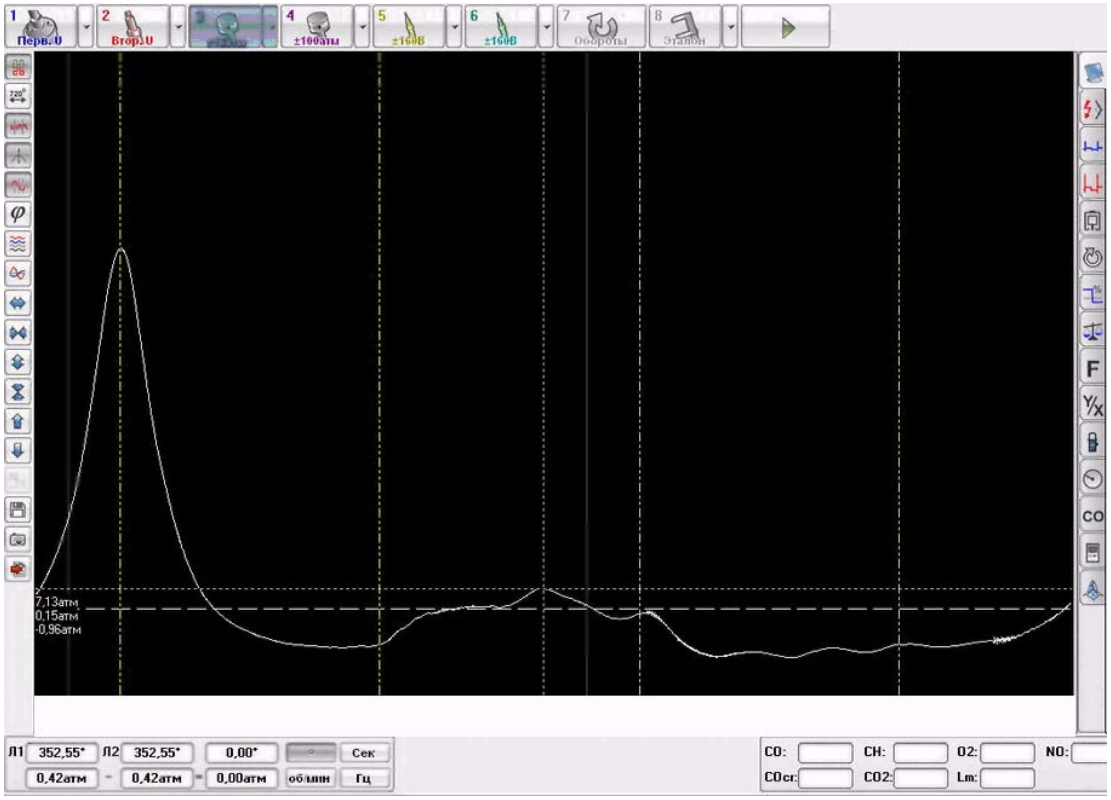


Рисунок 6 – Осцилограма зміни тиску в I-му циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу (n = 3000…3200 об/хв)

Джерело: розроблено автором

Отримана осцилограма (див. рис. 6) підтверджує початкове припущення про відсутність підвищеного опору системи випуску ВГ. Справа в тому, що протитиск відпрацьованих газів при руйнуванні каталізатора, приміром, може скласти декілька атмосфер. Значення тиску на піку складає 7,13 атмосфери, а протитиск випускної системи - не перевищує 0,12 атм, що знову ж таки є нормою.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Як показали тестові дослідження, застосування сучасного технологічного діагностичного обладнання дозволяє візуально спостерігати за характером зміни тиску в циліндрі двигуна, та за його параметрами, досить точно визначати технічний стан багатьох систем двигуна, в тому числі каталітичного нейтралізатора та системи випуску ВГ. Застосування описаної методики дозволить не тільки скоротити час на оцінку технічного стану системи випуску ВГ, а й проводити втручання в її конструкцію лише при вимушеній необхідності.

Список літератури

1. Магопець С.О. Дослідження впливу внутрішнього опору системи випуску відпрацьованих газів на ефективні показники роботи [Текст] /С.О. Магопець, О.В. Бевз// Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 40. – Кіровоград, КНТУ, 2010. – С. 216–223.
2. Опанасюк Є.Г. Підвищення ефективності роботи двигуна зміною тиску у випускній системі. [Текст] /Є.Г. Опанасюк, Д.Б. Бегерський, О.Є. Опанасюк// Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 135/2012. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2012. – С.89–92.

Magopec Sergiy, Assos. Prof., PhD tech. sci., Bevz Oleg, Assos. Prof., PhD tech. sci.
Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

Research opportunities assess the technical condition of the exhaust based on the analysis of parameters pressure in the cylinder

In the article the technique of experimental research presence increased resistance from the exhaust systems of internal combustion engines, running on light fuel oil – gasoline by the nature of the change in pressure in the cylinder during the working cycle.

Studies have shown that the use of modern technological diagnostic equipment allows not only visually observe the nature of changes in pressure in the cylinder, but also for its parameters accurately determine the technical condition of the catalytic converter and exhaust system. When significant differences tested and parameter reference, motor-tester using the expert program produces a list of possible faults in descending order of probability of their occurrence and causes of and ways to elimination. In estimation of pressure in the system to release the reference index for a particular vehicle this technique and technological equipment allows each vehicle to accumulate in memory measurements carried out after a certain period of time and track the operational dynamics of the technical state of its system of production.

These steps will reduce the time to assess the technical condition of the exhaust, but also carry interference in its design forced only when necessary.
engine, exhaust system, exhaust gases, resistance, pressure

Одержано 06.11.15

УДК 631.316.33

В.А. Дейкун, доц., канд. техн. наук, Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна, flora-84@mail.ru

Досягнення необхідної швидкості потоку гранул добрив по тукопроводу за рахунок встановлення його раціональних параметрів

У статті приведені результати теоретичних досліджень геометричних параметрів тукопровода та їх впливу на характер руху по ньому часток добрив. Обґрунтовано раціональні параметри радіусу кривизни його нижньої частини, при якому забезпечується необхідна, максимально можлива швидкість їх польоту в точці їх сходу.
тукопровід, рух часток добрив, радіус кривизни, траєкторія руху

В.А. Дейкун, доц., канд. техн. наук, Г.Б. Филимонихин, проф., д-р техн. наук
Кировоградский национальный технический університет, г.Кировоград, Украина
Достижение необходимой скорости потока гранул удобрений по тукопроводу за счет определения его рациональных параметров

В статье приведены результаты теоретических исследований влияния геометрических параметров тукопровода на характер движения частиц удобрений по нему. Обоснованы рациональные параметры радиуса кривизны его нижней части, при которых обеспечивается необходимая, максимально возможная скорость их полета к распределителю.
тукопровод, движение частиц удобрений, радиус кривизны, траектория движения

Постановка проблеми. Отримання стабільних врожаїв сільськогосподарських культур без відновлення вмісту поживних речовин в грунтах практично неможливо. Найбільш ефективним і доступним шляхом вирішення даної задачі залишається внесення мінеральних добрив особливо внутрішньогрунтове [3]. Але, за будь яких умов, актуальним залишається питання їх рівномірного розподілу по площі [4, 7, 8, 9].

© В.А. Дейкун, Г.Б. Філімоніхін, 2015

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Цей показник залежить від ряду факторів, серед яких геометричні параметри тукопроводу заслуговують на особливу увагу [4, 8, 9, 10]. З одного боку, його форма має бути такою, щоб мінімально впливати на потік добрив і забезпечувати їх максимальну швидкість на виході, а з іншого – необхідно враховувати технологічні можливості виготовлення та можливість конструктивного поєднання з рештою елементів загортаючого робочого органа. Більшість технічних рішень зводиться до послідовного поєднання прямолінійних та криволінійних його ділянок. Найбільш доступним варіантом може бути той, в якому характер кривизни задається значенням радіусу.

Постановка задачі. Задача досліджень полягла у визначенні залежності швидкості потоку гранул мінеральних добрив від радіусу кривизни нижньої частини тукопроводу. При цьому бажаною умовою є наближення до нуля вертикальної складової швидкості в момент виходу матеріалу з тукопроводу.

Виклад основного матеріалу. На підставі приведених попередніх досліджень приймаємо тукопровід, який складається з прямолінійної ділянки, яка має нахил у вертикальній площині під кутом α та криволінійної ділянки радіусом R (рис. 1) [2, 3, 6, 7, 8].

Розглянемо характер переміщення частки гранул по даному тукопроводу.

Оптимальну траєкторію руху частки по тукопроводу можна наближено представити у вигляді двох ланок (рис. 1): перша – прямолінійна OA (відрізок), друга – криволінійна AB (частина кола). Така форма тукопроводу є доступною для технічної реалізації при розробці, а головне, виготовленні даного елемента конструкції робочого органа в умовах виробництва.

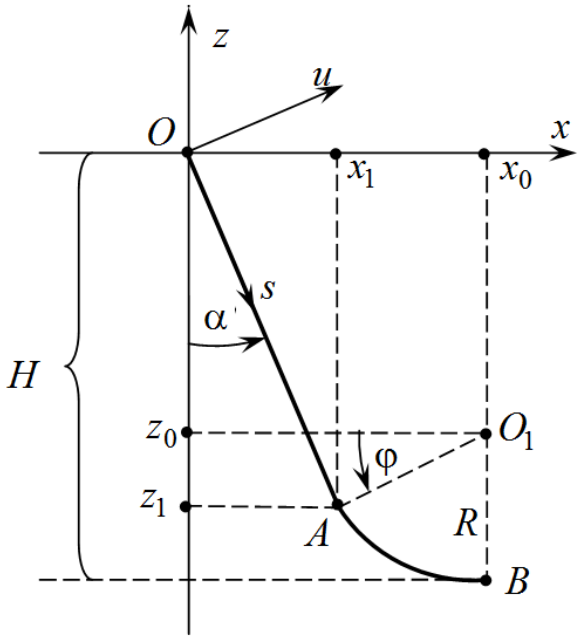


Рисунок 1 – Запропонована форма тукопроводу

Джерело: розроблено автором на основі запропонованої гіпотези

Опишемо рух частки по траєкторії OAB (рис. 1). На прямолінійній ланці OA в проекціях на осі Osu рух описується рівнянням (1)

$$m\ddot{s} = mg\cos\alpha - fmg\sin\alpha - k\dot{s}$$

або

$$\ddot{s} + \frac{k}{m}\dot{s} = g(\cos\alpha - f\sin\alpha), \tag{1}$$

де k – коефіцієнт опору повітря;

f – коефіцієнт тертя; m – маса частки добрив;

g – прискорення вільного падіння; α – кут нахилу прямолінійної ділянки.

Рівняння (1) – лінійне неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку. Його загальний розв'язок має вигляд [1, 5]

$$s = C_1 + C_2 e^{-\frac{k}{m}t} + \frac{gm}{k}(\cos\alpha - f\sin\alpha)t, \tag{2}$$

де сталі інтегрування C_1, C_2 мають задовольняти граничним умовам:

$$s(0) = 0,\ \dot{s}(0) = V_0. \tag{3}$$

З (2), (3) знаходимо сталі

$$C_1 = -C_2 = -\frac{m}{k}\left(g\frac{m}{k}(\cos\alpha - f\sin\alpha) - V_0\right). \tag{4}$$

Підставивши (4) в (2) і враховуючи, що з визначення сили опору повітря слідує

$$\frac{k}{m} = \frac{g}{V_b},$$

отримаємо закон руху частки на прямолінійній ланці

$$s = -\frac{V_b^2}{g}\left(\cos\alpha - f\sin\alpha - \frac{V_0}{V_b}\right)\left(1 - e^{-\frac{g}{V_b}t}\right) + V_b(\cos\alpha - f\sin\alpha)t. \tag{5}$$

На криволінійній (круговій) ланці рух частки описується рівнянням

$$m\frac{d^2s}{dt^2} = mg\cos\alpha(s) - f\cdot\left[mg\sin\alpha(s) + \frac{m}{R}\left(\frac{ds}{dt}\right)^2\right] - k\frac{ds}{dt},$$

де R – радіус кривизни.

Перейшовши в останньому рівняння до швидкості V, отримаємо

$$V\frac{dV}{ds} - g\frac{dy}{ds} + f\cdot\left(g\frac{dx}{ds} + \frac{V^2}{R}\right) + \frac{g}{V_b}V = 0 \tag{6}$$

Так як

$$V = R\frac{d\varphi}{dt} = R\dot{\varphi},\ \frac{dV}{dt} = R\ddot{\varphi}, \tag{7}$$

де φ – кут, який визначає координату т. А,

то, зробивши заміну $\dot{\varphi} = q$, отримаємо рівняння

$$q\frac{dq}{d\varphi} + fq^2 + \frac{g}{V_b}q = \frac{g}{R}(\cos\varphi - f\sin\varphi), \tag{8}$$

яке описує рух частки по круговій ланці тукопроводу. Розв'язок рівняння (8) повинен задовольняти граничним умовам

$$q(0) = \dot{\varphi}(0) = \frac{V_A}{R},\ \varphi(0) = \varphi_0 = \alpha, \tag{9}$$

де V_A – швидкість частки в кінці прямолінійної ланки.

Зауважимо, що при заданих значеннях параметрів R, H, α координати x_0, z_0, x_1, z_1 мають вигляд

$$x_0 = \frac{R + (H - R)\sin\alpha}{\cos\alpha},\ z_0 = R - H,$$

$$x_1 = [H - (1 - \sin\alpha)R]\mathrm{tg}\alpha,\ z_1 = (1 - \sin\alpha)R - H, \qquad (10)$$

де H – висота тукопроводу.

Математичні моделі, які описують процес руху гранул по тукопроводу і визначають його траєкторію [4, 5], здатну забезпечити досягнення максимальної швидкості гранул на виході $V_{пад}$ дозволяють проаналізувати залежність останньої від радіусу кривизни R нижньої частини тукопроводу та фізико-математичних властивостей добрив, представлених швидкістю витання гранул $V_в$. Так, з рівнянь (5), (6), (8) і співвідношень (7), (9), (10) за допомогою програмного забезпечення Mathcad-15 отримано наступні графічні залежності (рис. 2).

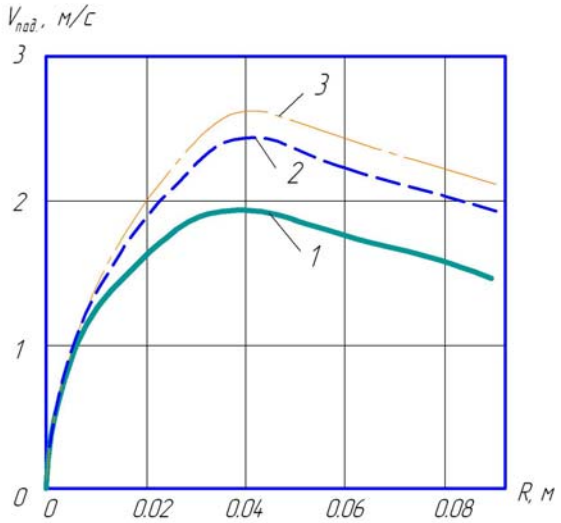


Рисунок 2 – Залежність швидкості польоту гранул добрив на виході з тукопроводу $V_{пад}$ від радіусу кривизни його нижньої частини R для різних швидкостей витання 1 – $V_в$= 7 м/с; 2 – $V_в$=12 м/с; 3 – $V_в$= 17 м/с та інших фіксованих вихідних параметрах: $f=0,2$ – коефіцієнт тертя гранул об матеріал тукопроводу; $V_0=0,1$ – початкова швидкість входження гранул у тукопровід; $\alpha_m=5°$ – кут нахилу прямолінійної ділянки тукопроводу до вертикальної площини; $H=0,5$ м – висота тукопроводу

Джерело: отримано автором, за результатами теоретичних досліджень

Аналіз графічної інтерпретації даних залежностей свідчить про те, що всі криві, які характеризують процес при різних швидкостях витання $V_в$ мають екстремум, який приходиться на діапазон значень радіуса в межах 0,03…0,05 м [2, 3, 6]. Підтвердження достовірності даних значень потребує проведення експериментальних досліджень, але з певною імовірністю можна стверджувати, що обґрунтований діапазон є цілком доступним для його забезпечення в реальних виробничих умовах з урахуванням конструктивних параметрів лапового робочого органа.

Висновки. В статті представлені результати які підтверджують працездатність висунутої гіпотези Розроблена математична модель процесу транспортування добрив до розподільника, яка враховує тертя гранул, початкову швидкість, аеродинамічні властивості та висоту падіння, дозволяє встановити траєкторію – кривизну тукопроводу, переміщення гранул по якій забезпечує максимальну їх швидкість на виході. Встановлено, що числові значення швидкості польоту гранул на виході з туконапрямника зі збільшенням швидкостей витання зростають, а при зростанні коефіцієнтів тертя – зменшуються.

У виробничих умовах туконапрямник може бути представлений поєднанням прямолінійної та криволінійної поверхні. При цьому оптимальний кут нахилу

прямолінійної ділянки становить α =10°, висота h =35 см, а радіус кривизни нижньої ділянки R = 4…6 см.

Список літератури

1. Бутенин, Н. В. Курс теоретической механики. Том 2 [Текст] / Н. В. Бутенин, Я. Л. Лунц, Д. Р. Меркин // М.: Наука, 1985. – 496 с.
2. Ковбаса, В. П. Визначення траєкторії руху частинки за заданого кінематичного режиму [Текст] / В. П. Ковбаса, В. А. Дейкун // Вісник Львівського національного аграрного університету: агро-інженерні дослідження. – Львів: ЛНАУ, 2008. – №12(2) – С. 539-551.
3. Дейкун, В. А. Обґрунтування параметрів робочого органа для внутрішньоґрунтового внесення мінеральних добрив: дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.11. «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» [Текст] / В. А. Дейкун. – Кіровоград, 2013.
4. Перетятько, А. В. Теоретическое обоснование геометрических параметров направителя-распределителя семян лапового сошника [Текст] / А. В. Перетятько, С. А. Ивженко, А. Л. Брежнев // В кн. Актуальные проблемы сельскохозяйственной науки и образования. Сборник научных работ. – Самара: ФГОУ ВПО Самарская ГСХА, 2005. – С. 96-101.
5. Эльсгольц, Л. Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление [Текст] Л. Э. Эльсгольц // М.: Наука, 1969, – 424 с.
6. Дейкун В. А. Визначення початкової швидкості руху часток добрив в місці їх виходу з туконапрямника [Текст] / В. А. Дейкун // Розвиток наукових досліджень: Матеріали восьмої міжнародної науково-практичної конференції. – Полтава: «ІнтерГрафіка», 2012. – С. 30-33.
7. Косолапов, Е. Л. Влияние положения стойки семяпровода на распределение семян [Текст] / Е. Л. Косолапов, А. А. Киров // Механизация и электрофикация сельского хозяйства. – 1982. – №6. – С. 47-48.
8. Малев, М. К. Обоснование параметров рабочих органов сеялок-культиваторов для посева на почвах, подверженных ветровой эрозии [Текст] / М.К. Малев // Механизация возделывания зерновых культур на почвах, подверженных ветровой эрозии. – Алма-Ата: Кайнар, 1971. – С. 95-117.
9. Пастухов, В. І. Обґрунтування тукової машини для локального внесення сипучих мінеральних добрив конструкції шнекового робочого органу [Текст] / В. І. Пастухов, Г. В. Фесенко, Ю. В. Сівцов, В. С. Шерстюк // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. В. 103. – Харків, 2010. – С. 156-169.
10. Хамидов, Ш. А. Обоснование параметров устройства к глубокорыхлителю для глубокого широкополосного внесения органоминеральных удобрений в зоне хлопководства: дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: 05.20.01. «Механизация сельскохозяйственного производства» [Текст] / Ш. А. Хамидов. – Янгиюль, 1985. – 165 с.

Viktor Deykun, Assos. Prof., PhD tech. sci., Genadiy Filimonihin, Prof., DSc.
Kirovohrad national technical university, Kirovohrad, Ukraine

Achieve the desired flow rate of granules of fertilizers on tukoprovodu by establishing its rational parameters

In the article results of theoretical researches of geometrical parameters of tukoprovodu and their impact on the nature of the movement thereon of particles of fertilizers. Explain rational parameters of the radius of curvature of its lower part which provides the necessary maximum speed of their flight at the point of their gathering.

In the article the scientific task of increasing the distribution uniformity of mineral fertilizers around the area during the application process of the local intrasoil means of insertion is solved.

The basic parameters of the working body for the local intrasoil insertion of mineral fertilizers are determined, and also the construction model is developed and the research prototype of a soil scarification fertilizer is made.

The methods and order of carrying out the researches are given in the article.

motion o parts of fertilizers, radius of curvature, trajectory of motion

Одержано 30.10.15

УДК 631.33: 631.58

П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, О.Р. Лузан, канд. техн наук, І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна, luzanpg@gmail.com

Обґрунтування поперечного перерізу стеблевідвода сошника для прямої сівби зернових культур

З метою обґрунтування поперечного перерізу стеблевідвода сошника для прямої сівби зернових культур проаналізовано можливі варіанти його встановлення над поверхнею ґрунту. Встановлено, що горизонтальний рух рослинних решток по стеблевідводу забезпечується при виконанні умови, коли активна сила, що діє на них, буде більше суми сил їх опору тертя по металу і ґрунту та сил, які протидіють зміні їх форми. Проведено теоретичні дослідження і розроблено методику для визначення раціональних параметрів поперечного перерізу стеблевідвода.
сівалка, сівба, посівна секція, сошник сівалки, стеблевідвід, рослинні залишки, no-till

П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, Е.Р. Лузан, канд. техн наук, И.И. Павленко, проф., д-р техн. наук
Кировоградский национальный технический університет, г.Кировоград, Украина
Обоснование поперечного сечения стеблеотвода сошника для прямого посева зерновых культур

С целью обоснования поперечного сечения стеблеотвода сошника для прямого посева зерновых культур проанализированы возможные варианты его установки над поверхностью почвы. Установлено, что горизонтальное движение растительных остатков по стеблеотводу обеспечивается при выполнении условия, когда активная сила, действующая на них, будет больше суммы сил их сопротивления трения по металлу и почве и сил, которые противодействуют изменению их формы. Проведены теоретические исследования и разработана методика для определения рациональных параметров поперечного сечения стеблеотвода.
сеялка, посев, высевающая секция, сошник сеялки, стеблеотвод, растительные остатки, no-till

Постановка проблеми. Технології нульового та мінімального обробітку (no- and mini-till) дають можливість зберегти родючість ґрунтів, зменшити витрати праці та енергетичних ресурсів на вирощування сільськогосподарських культур. Для їх реалізації розроблено велику кількість посівних машин, однак вони мають суттєві недоліки [1, 2, 3].

Одним із напрямів вирішення питання вибору і вдосконалення конструкцій сівалок для прямої сівби зернових культур може бути використання сошників з гострим кутом входження в ґрунт, конструкцію яких було запропоновано при виконанні державної НДР «Науково-технологічні основи обґрунтування параметрів робочих органів сучасних посівних систем» (№ ДР 0111U000301).

Дослідження, що складають основу даної роботи, виконані у Кіровоградському національному технічному університеті (КНТУ) згідно з Планом науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт на 2010-2015 рр. за темою «Обґрунтування параметрів загортаючих робочих органів для прямої сівби зернових культур» (№ ДР 0112 U 006901).

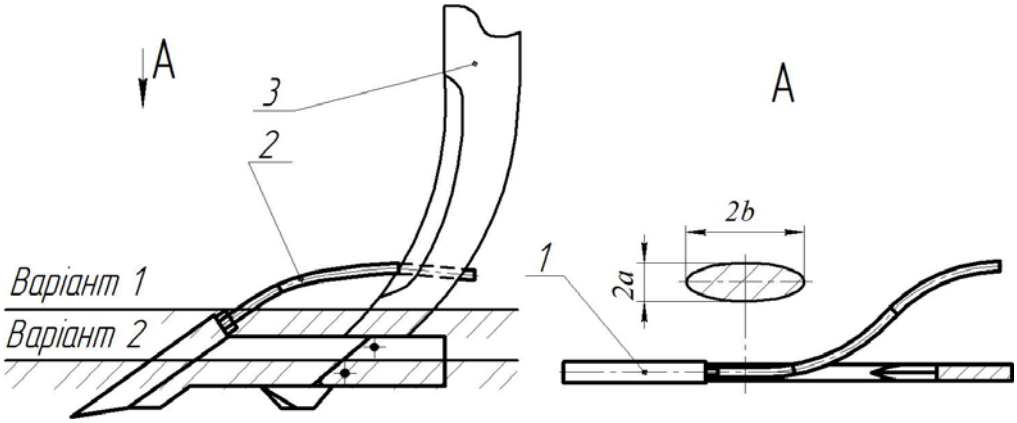
Аналіз останніх досліджень і публікацій. Недоліком сошників з гострим кутом входження в грунт є їх забивання рослинними решками, що порушує виконання технологічного процесу. Для усунення такого недоліку було запропоновано для відведення рослинних решток вбік від стояка сошника використовувати стеблевідвід [4]. В попередніх роботах обґрунтовано форму стеблевідвода запропонованого сошника для

© П.Г. Лузан, В.М. Сало, О.Р. Лузан, І.І. Павленко, 2015

прямої сівби зернових культур [5], досліджено рух рослинних решток по його горизонтальній частині [6], визначені умови руху неперервного потоку рослинних решток і відведення вбік від стояка сошника [7], та параметри посівної секції із запропонованим сошником [8, 9]. В попередніх дослідженнях встановлено, що на якість відведення рослинних решток суттєво впливає форма поперечного перерізу стеблевідводу, раціональні параметри якого не обґрунтовані.

Постановка завдання. Метою даного дослідження є розробка методики для обґрунтування раціональних параметрів поперечного перерізу стеблевідводу сошника для прямої сівби зернових культур.

Виклад основного матеріалу. Стеблевідвід 2 запропонованої конструкції (рис. 1) можна встановлювати за двома варіантами.



1 – долото; 2 – стеблевідвід; 3 – стояк; a, b – довжина відповідно малої і великої півосей овалу

Рисунок 1 – Схема до визначення поперечного перерізу стеблевідводу
Джерело: розроблено автором

За першим варіантом (рис. 2, а) стеблевідвід встановлюється таким чином, що його нижня частина знаходиться безпосередньо над поверхнею ґрунту. При цьому сила тертя між стеблом,і ґрунтом направлена горизонтально та протилежно руху стеблевідводу, під кутом до поверхні його нижньої частини та намагається затягнути стебла під стеблевідвід. Можливе також проходження стебел між стеблевідводом і ґрунтом з подальшим зависанням на сошнику.

За другим варіантом (рис. 2, б) стеблевідвід встановлюється таким чином, що його нижня частина заглиблена в ґрунт на деяку глибину. При цьому сили тертя між стеблом і ґрунтом направлені по дотичній до поверхні стеблевідводу (намагається стягнути стебло з стеблевідводу) і дещо збільшують його опір.

В подальшому розглянемо тільки другий варіант. Приймемо припущення:

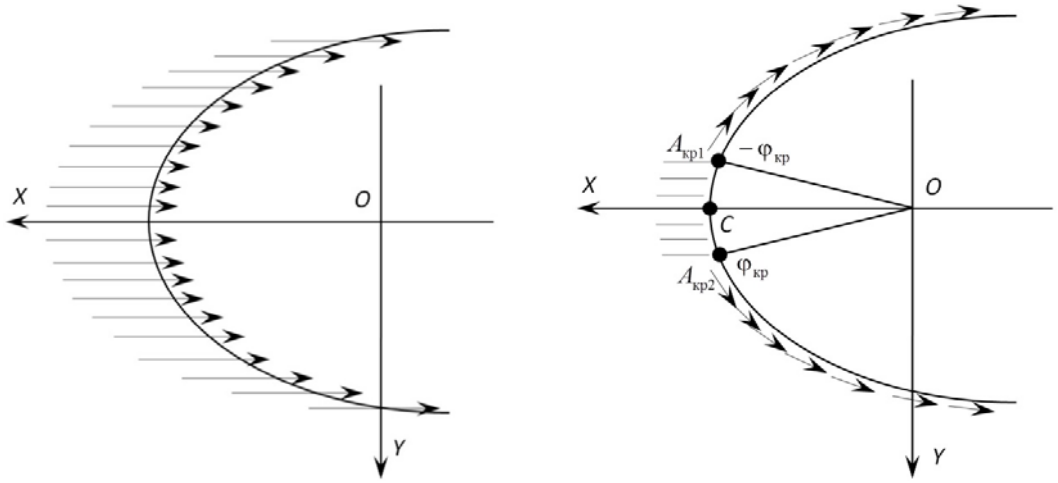
- рослинні рештки однорідні і їхня лінійна густина рівна γ, вони достатньо еластичні і при русі по стеблевідводу миттєво приймають його форму;
- поперечний переріз стеблевідводу має еліптичну форму, яка задається рівнянням

$$\begin{cases} x = a\cos\varphi, \\ y = b\sin\varphi, \end{cases} \quad \varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]; \tag{1}$$

- при попаданні на стеблевідвід рослинні рештки довжиною L діляться точкою C (передня точка стеблевідводу, рис. 3) на частини l_1, l_2:

$$l_1 + l_2 = L, \; l_2 - l_1 = \Delta L; \tag{2}$$

- нижній край стеблевідводу горизонтальний.



а б

а – нижня кромка не торкається ґрунту; б – нижня кромка втоплена в ґрунт

Рисунок 2 – Схема руху рослинних решток в залежності від положення нижньої кромки стеблевідводу
Джерело: розроблено автором

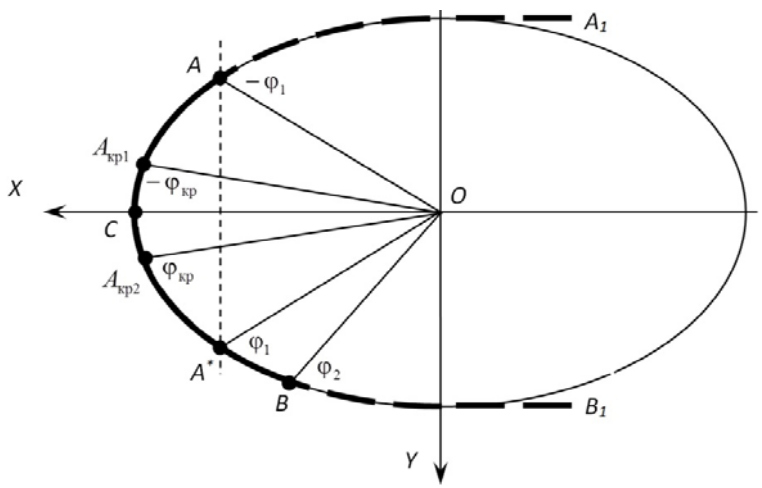


Рисунок 3 – Схема переміщення рослинних решток в горизонтальній площині при русі по стеблевідводу
Джерело: розроблено автором

Якість роботи стеблевідводу визначається кількістю рослинних решток, які затримуються на ньому, чим вона менша, тим краще. З геометричної сторони це можна визначити найбільшою довжиною ланки $(l_1)_{max}$, при якій рослинні рештки не затримуються стеблевідводом. Довжина овалу, який задає форму стеблевідводу, рівна

$$L_{ов} = 4\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{[x'(\varphi)]^2 + [y'(\varphi)]^2}\, d\varphi, \tag{3}$$

або

$$L_{ов} = 4\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{a^2 \sin^2 \varphi + b^2 \cos^2 \varphi}\, d\varphi. \tag{4}$$

Тому при виконанні умов $l_1 \le \frac{L_{ов}}{4}$, $l_2 \le \frac{L_{ов}}{4}$, крайні точки A, B рослинних решток знаходитимуться на поверхні стеблевідводу. При невиконанні якоїсь з умов, відповідна крайня точка буде «обвисати» – знаходитиметься за межами поверхні стеблевідводу.

Якщо крайні точки рослинних решток «обвисають», то їхні кутові положення φ_1, φ_2 визначаються, як розв'язки рівнянь

$$\int_0^{\varphi_1}\sqrt{a^2\sin^2\varphi+b^2\cos^2\varphi}d\varphi=l_1,\ \int_0^{\varphi_2}\sqrt{a^2\sin^2\varphi+b^2\cos^2\varphi}d\varphi=l_2\,. \tag{5}$$

Введемо поняття критичного кута $\varphi_{кр}$, який визначає сектор «застою» ґрунту перед стеблевідводом (в цьому секторі складова сили дії ґрунту на стеблевідвід, яка направлена вздовж його поверхні, менша за силу опору рухові ґрунту)

$$f_{г.м}=\frac{a}{b}\mathrm{tg}\varphi_{кр}\quad \text{або}\quad \varphi_{кр}=\mathrm{arctg}\left(\frac{b}{a}f_{г.м}\right), \tag{6}$$

де $f_{г.м}$ – коефіцієнт тертя ґрунту по металу.

Під час руху стеблевідводу ґрунт перед ним або переміщується в горизонтальній площині по дотичній до поверхні стеблевідводу, або є нерухомим, якщо попадає в сектор застою $\varphi\in[-\varphi_{кр},\varphi_{кр}]$. Тому стебло, як варіант рослинних решток, умовно розбиваємо на чотири ланки $AA_{кр1}, A_{кр1}A_{кр2}, A_{кр2}A^*, A^*B$. В даному випадку на стебло діють:

- активні сили, які намагаються привести в рух рослинні рештки (ці сили діють на ланках $AA_{кр1}$, $A_{кр2}B$ і викликані силами тертя між рослинними рештками і ґрунтом); рівнодійна цих сил рівна відповідній силі, яка діє на ланку A^*B (для горизонтального руху стебла вздовж поверхні стеблевідводу потрібно, щоб рівнодійна цих сил перевищувала сили опору);
- пасивні сили опору, які протидіють руху рослинної рештки: сила тертя рослинної рештки по металу (діє на усі ланки); сила тертя рослинних решток по ґрунту (діє на ланку $A_{кр1}A_{кр2}$); сила, яка протидіє зміні форми рослинних решток.

Очевидно, що остання сила зменшується при збільшенні як розмірів овалу, так і його форми – відношення b/a. Так, при $\frac{b}{a}\geq 1$ і $\frac{L_{ов}}{4}\geq L$ ця сила рівна нулю, а при $b\to 0$ вона є максимальною.

Можна запропонувати наступні залежності між формою стеблевідводу і силою, яка протидіє зміні форми рослинних решток

$$\left|\mathbf{F}_{пер}\right|=kmg(b_L+b_a)\,, \tag{7}$$

де $b_L=\begin{cases}1-\frac{\pi b}{L} & \text{при}\quad \frac{\pi b}{L}<1,\\ 0 & \text{при}\quad \frac{\pi b}{L}\geq 1,\end{cases}$; $b_a=\begin{cases}1-\frac{b}{a} & \text{при}\quad \frac{b}{a}<1,\\ 0 & \text{при}\quad \frac{b}{a}\geq 1.\end{cases}$

Лобовий розмір стеблевідводу повинен бути максимальним (допустимим виходячи з параметрів конструкції). Таким чином, для горизонтального руху стебла по поверхні стеблевідводу потрібно виконання умов

$$\left|\mathbf{F}\right|=\left|\mathbf{F}^{(c)}_{тр.з(\varphi_1,\,\varphi_2)}\right|-\left|\mathbf{F}^{(c)}_{тр.м(-\varphi_1,\,\varphi_2)}\right|-2\left|\mathbf{F}^{(c)}_{тр.з(0,\,\varphi_{кр})}\right|-\left|\mathbf{F}_{пер}\right|>0\,. \tag{8}$$

Знайдемо проекцію на вісь OX реакції стеблевідводу на активні сили тертя у випадку, коли рослинні рештки повністю знаходяться на стеблевідводі. Елементарний

елемент стебла, який визначається кутовим сектором $d\varphi$ і кутовим положенням φ, має масу

$$dm = \gamma dl = \gamma\sqrt{[x'(\varphi)]^2 + [y'(\varphi)]^2}\,d\varphi = \gamma\sqrt{a^2\sin^2\varphi + b^2\cos^2\varphi}\,d\varphi.$$

Тому величина сили тертя ґрунту, яка діє на цей елемент рівна

$$d\,\mathbf{N} = \left|d\mathbf{F}^{(c)}_{\text{тр.з}}\right| = f_{\text{с.м}}dP = f_{\text{с.м}}gdm = f_{\text{с.м}}g\gamma\sqrt{a^2\sin^2\varphi + b^2\cos^2\varphi}\,d\varphi,$$

де $f_{\text{с..м}}$ – коефіцієнт тертя рослинних решток по металу.

Проекція на вісь OX

$$d\,\mathbf{N}_{OX} = |d\,\mathbf{N}|\cdot\cos\alpha_{\text{д}} = f_{\text{с.м}}g\gamma\sqrt{a^2\sin^2\varphi + b^2\cos^2\varphi}\cos\alpha_{\text{д}}d\varphi = f_{\text{с.м}}g\gamma\frac{\sqrt{a^2\sin^2\varphi + b^2\cos^2\varphi}}{\sqrt{1+\text{ctg}^2\alpha_{\text{д}}}}d\varphi =$$

$$= f_{\text{с.г}}g\gamma\frac{\sqrt{a^2\sin^2\varphi + b^2\cos^2\varphi}}{\sqrt{1+\frac{b^2}{a^2}\text{ctg}^2\varphi}}d\varphi = f_{\text{с.г}}g\gamma a|\sin\varphi|d\varphi,$$

тому

$$|\mathbf{N}|_{OX} = \int_{-\varphi_1}^{\varphi_2} f_{\text{с.г}}g\gamma a|\sin\varphi|d\varphi = -f_{\text{с.г}}g\gamma a\int_{-\varphi_1}^{0}\sin\varphi d\varphi + f_{\text{с.г}}g\gamma a\int_{0}^{\varphi_2}\sin\varphi d\varphi =$$

$$= f_{\text{с.г}}g\gamma a(1-\cos\varphi_1) - f_{\text{с.г}}g\gamma a(\cos\varphi_2 - 1) = f_{\text{с.г}}g\gamma a(2-\cos\varphi_1 - \cos\varphi_2).$$

де $f_{\text{с.г}}$ – коефіцієнт тертя рослинних решток по ґрунту.

Якщо обвисає:

- край B

$$|\mathbf{N}|_{OX} = f_{\text{с.г}}g\gamma a(2-\cos\varphi_1) + f_{\text{с.г}}g\gamma\left(l_2 - \frac{L_{\text{ов}}}{4}\right) = f_{\text{с.г}}g\gamma\left(a(2-\cos\varphi_1) + l_2 - \frac{L_{\text{ов}}}{4}\right);$$

- край A

$$|\mathbf{N}|_{OX} = f_{\text{с.г}}g\gamma a(2-\cos\varphi_2) + f_{\text{с.г}}g\gamma\left(l_1 - \frac{L_{\text{ов}}}{4}\right) = f_{\text{с.г}}g\gamma\left(a(2-\cos\varphi_2) + l_1 - \frac{L_{\text{ов}}}{4}\right);$$

- обидва краї

$$|\mathbf{N}|_{OX} = 2f_{\text{с.г}}g\gamma a + f_{\text{с.з}}g\gamma\left(l_1 - \frac{L_{\text{ов}}}{4} + l_2 - \frac{L_{\text{ов}}}{4}\right) = f_{\text{с.г}}g\gamma\left(2a + L - \frac{L_{\text{ов}}}{2}\right),$$

або

$$|\mathbf{N}|_{OX} = \begin{cases} f_{\text{с.г}}g\gamma a(2-\cos\varphi_1 - \cos\varphi_2) & \text{при} \quad l_2 < \frac{L_{\text{ов}}}{4}, \\ f_{\text{с.г}}g\gamma\left(a(2-\cos\varphi_1) + l_2 - \frac{L_{\text{ов}}}{4}\right) & \text{при} \quad l_1 < \frac{L_{\text{ов}}}{4} < l_2, \\ f_{\text{с.г}}g\gamma\left(2a + L - \frac{L_{\text{ов}}}{2}\right) & \text{при} \quad \frac{L_{\text{ов}}}{4} < l_1. \end{cases} \tag{9}$$

Таким чином сили, які діють на рослинні рештки:

- активна сила

$$\left|\mathbf{F}\right|_{\text{ак}} = \begin{cases} f_{\text{с.г}} g\gamma\, a(\cos\varphi_1 - \cos\varphi_2) & \text{при} \quad l_2 < \dfrac{L_{\text{ов}}}{4}, \\ f_{\text{с.г}} g\gamma\left(a\cos\varphi_1 + l_2 - \dfrac{L_{\text{ов}}}{4}\right) & \text{при} \quad l_1 < \dfrac{L_{\text{ов}}}{4} < l_2, \\ f_{\text{с.г}} g\gamma(l_2 - l_1) & \text{при} \quad \dfrac{L_{\text{ов}}}{4} < l_1. \end{cases} \tag{10}$$

- сили опору тертя рослинних решток по металу

$$\left|\mathbf{F}^{(\text{с})}_{\text{тр.м}}\right| = \mathbf{F}^{(\text{с})}_{\text{тр.м}(-\varphi_1,\ \varphi_2)} = f_{\text{с.м}}\left|\mathbf{N}\right|_{OX};$$

- сили опору тертя рослинних решток по ґрунту

$$\left|\mathbf{F}^{(\text{с})}_{\text{тр.з}}\right| = \left|\mathbf{F}^{(\text{с})}_{\text{тр.з}}\right|_{(-\varphi_{\text{лр}},\ \varphi_{\text{лр}})} = f_{\text{с.г}} g\gamma \frac{L_{A_{\text{кр1}}A_{\text{кр2}}}}{L};$$

- сила, яка протидіє зміні форми рослинних решток

$$\left|\mathbf{F}_{\text{пер}}\right| = kmg(b_L + b_a),$$

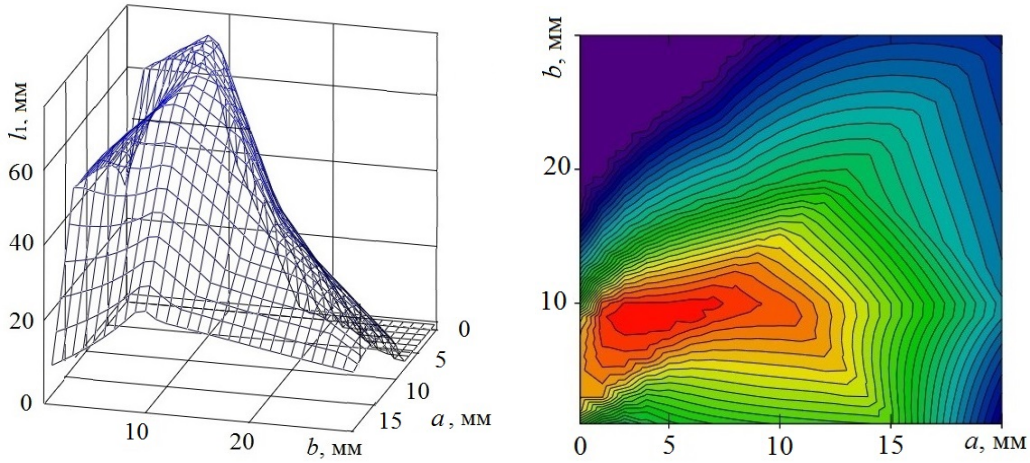
тому рівнодійна усіх сил визначиться як

$$\left|\mathbf{F}\right| = \left|\mathbf{F}\right|_{\text{ак}} - f_{\text{с.м}}\left|\mathbf{N}\right|_{OX} - f_{\text{с.г}} g\gamma \int\limits_{-\min(\varphi_{\text{кр}},\varphi_1)}^{\varphi_{\text{кр}}} \sqrt{a^2\sin^2\varphi + b^2\cos^2\varphi}\, d\varphi - kmg(b_L + b_a). \tag{11}$$

Умовою горизонтального руху рослинних решток по стеблевідводу є виконання нерівності

$$\left|\mathbf{F}\right|_{\text{ак}} - f_{\text{с.м}}\left|\mathbf{N}\right|_{OX} - f_{\text{с.г}} g\gamma \int\limits_{-\min(\varphi_{\text{кр}},\varphi_1)}^{\varphi_{\text{кр}}} \sqrt{a^2\sin^2\varphi + b^2\cos^2\varphi}\, d\varphi - kmg(b_L + b_a) > 0. \tag{12}$$

Рішення нерівності (12) в пакеті прикладних програм Mathcad 15.0 (рис. 4) дозволило визначити область раціональних значень параметрів стеблевідводу.



а) б)

Рисунок 4 – Графік поверхні (а) і лінії рівного виходу (б) залежності найбільшої довжини ланки стебла $(l_1)_{\max}$ від параметрів поперечного перерізу стеблевідводу

Джерело: розроблено автором

Наведені на рис. 4 значення отримані для рослинних решток довжиною $L = 0{,}2$ м, з середньою масою $m = 0{,}01$ кг, коефіцієнтами тертя, відповідно стебла по металу і ґрунту – $f_{\text{с.м}} = 0{,}3$, $f_{\text{с.г}} = 0{,}6$; коефіцієнтом протидії зміні форми – $k = 0{,}2$. Сприятливі умови відведення рослинних решток забезпечуються стеблевідводом з параметрами овалу поперечного перерізу: $a = 3 \div 8$ мм, $b = 7{,}5 \div 12$ мм.

Висновки. Виконані теоретичні дослідження дозволяють визначити необхідні параметри поперечного перерізу стеблевідводу для рослинних решток з різними фізико-механічними властивостями.

Список літератури

1. Сало В.М. Напрями вдосконалення технічного забезпечення новітніх технологій прямої сівби зернових культур [Текст] / В.М. Сало, П.Г. Лузан // Техніка і технології АПК, №9, 2014.– С. 14-17.
2. Development of small/medium size no-till and minimum-till seeders in Asia: A review [Text] / He Jin, Zhang Zhiqiang, Li Hongwen [et al.] // International Journal of Agricultural and Biological Engineering.– 2014.– Vol. 7, No. 4.– P. 1-12.
3. No-tillage seeding in conservation agriculture [Text] / [C.J. Baker, K.E. Saxton, W.R. Ritchie et al.]; edited by C.J. Baker and K.E. Saxton.– 2nd ed.: Food and Agriculture Organization of the United Nations, UK, 2007.– 326 p.
4. Пат. 71793 Україна, МПК А01С 7/20 (2006.01) Посівна секція для сівалок прямого посіву [Текст] / Сало В.М., Лузан П.Г., Лузан О.Р., Гончаров В.В., Данилик В.В.; заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т.:– № а 2012 00726; заявл. 24.01.2012; опубл. 25.07.2012, Бюл. №14.
5. Сало В.М. Обґрунтування форми стеблепідіймача сошника для прямої сівби зернових культур [Текст] / В.М. Сало, О.Р. Лузан, С.Я. Гончарова, П.Г. Лузан // Сільськогосподарські машини.– Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2011.– Вип. 21, Том II.– С. 64-74.
6. Лузан О.Р. Дослідження руху рослинних решток по горизонтальній частині стеблевідводу сошника [Текст] / О.Р. Лузан, В.М. Сало, В.В. Гончаров, П.Г. Лузан // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.– Кіровоград: КНТУ, 2011.– Вип. 41, Ч. II.– С. 49–55.
7. Лузан О.Р. Визначення умови руху неперервного потоку рослинних решток по стеблевідводу сошника [Текст] / О.Р. Лузан, В.М. Сало, П.Г. Лузан, С.Я. Гончарова // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація.– Кіровоград: КНТУ, 2012.– Вип. 25, Част. I.– С. 15–20.
8. Лузан О.Р. Обґрунтування параметрів посівної секції для прямої сівби зернових культур [Текст] / О.Р. Лузан, В.М. Сало, П.Г. Лузан, С.М. Лещенко // Зб. наук. праць ВНАУ. Серія: Технічні науки.– Вінниця: ВНАУ, 2012.– Вип. 11, Том 2 (66).– С. 217-222.
9. Лузан Е.Р. Обоснование параметров заделывающего рабочего органа для прямого посева зерновых культур [Текст] / Е.Р. Лузан, В.М. Сало, П.Г. Лузан, С.Н. Лещенко // Motorization and power industry in agriculture (MOTROL).– Lublin, 2012, 14–№1.– С. 168-173.

Petro Luzan, Assos. Prof., PhD tech. sci., Vasil Salo, prof., DSc., Olena Luzan, PhD tech. sci., Ivan Pavlenko, prof., DSc.
Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

Coulter's divider fender cross-section for direct seeding of white straw crops substantiation

The purpose of this research is a development of method for substantiation of rational parameters for a coulter's divider fender cross-section for direct seeding of white crops.

With the purpose of divider fender's cross-section substantiation, possible variants of over the soil surface setup were analyzed. Along with theoretical researches, the method of rational parameters determination for divider fender's cross-section was developed. Was defined the impact of plant matter active forces, resisting forces of dragging over divider fender's surface and soil, and deformation resisting forces. Horizontal movement of plant matter in divider fender could be achieved upon condition when the active force exceeds the sum of resistance forces.

Mentioned researches help to define the necessary parameters of coulter's divider fender cross-section for straw crops seeding depending on plant matter length.

seeding-machine, sowing, row unit, coulter seeding, divider fender, plant matter, no-till

Одержано 12.10.15

УДК 637.11

Ю.О. Линник, ст. викл., В.Ю. Дудін, канд. техн. наук
Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет, м.Дніпропетровськ, Україна, mvptddau@rambler.ru

Розрахунок енерговитрат системи сервоконтроля ротаційного пластинчастого вакуумного насоса доїльної установки

В результаті розрахунку технологічних показників виконання процесу машинного доїння встановлена динаміка зміни потужності електродвигуна вакуумного насоса для доїльних установок із системою його сервоконтролю і без неї. Встановлені питомі витрати енергії на доїння 1 корови.
енерговитрати, доїльна установка, система сервоконтроля, вакуумний насос, електроенергія, ефективність

Ю.А. Линник, ст. препод., В.Ю. Дудин, канд. техн. наук
Днепропетровский государственный аграрно-экономичнеский университет, г.Днепропетровск, Украина
Расчет энергозатрат системы сервоконтроля ротационного пластинчатого вакуумного насоса доильной установки

В результате расчета технологических показателей выполнения процесса машинного доения установлена динамика изменения мощности электродвигателя вакуумного насоса для доильных установок с системой его сервоконтроля и без нее. Установлены удельные затраты энергии на доение 1 коровы.
энергозатраты, доильная установка, система сервоконтроля, вакуумный насос, электроэнергия, эффективность

Постановка проблеми. На сьогодні існує широкий вибір високопродуктивних доїльних установок із системами сервоконтролю їх молочно-вакуумних систем, основним визначаючим критерієм ефективної експлуатації яких є енерговитрати. Таким чином, використання автоматизованої системи сервоконтролю ротаційного пластинчатого вакуумного насоса дозволяє знизити його питому енергоємність при збереженні необхідного рівня вакууму і ефективного резерву [1-2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розроблена автоматизована система сервоконтроля ротаційного пластинчатого вакуумного насоса працює наступним чином [3]. Перед включенням автоматизованої системи сервоконтроля ротаційного пластинчатого вакуумного насоса на частотному регуляторі встановлюється номінальне значення вакуумметричного тиску P_n, яке необхідне підтримувати у молочно-вакуумній системі доїльної установки. Після включення автоматизованої системи сервоконтроля ротаційного пластинчатого вакуумного насоса частотний регулятор відключає електропривод. На датчику вакуумметричного тиску і датчику витрат повітря зафіксовані відповідні значення вакуумметричного тиску P = 0 кПа і витрат повітря Q = 0 м^3/год. Дані про значення вакуумметричного тиску і витрат повітря з датчиків поступають на частотний регулятор, який включає електропривод і поступово підвищує частоту обертання n його валу. Електропривод за допомогою механічної передачі приводить в дію ротаційний пластинчатий вакуумний насос, який створює вакуум в молочно-вакуумній системі. На далі відбувається вимір вакуумметричного тиску P і витрат повітря Q на відповідних датчиках. Отримані дані з датчиків передаються на частотний регулятор. Якщо поточне значення вакуумметричного тиску P більше ніж

© Ю.О. Линник, В.Ю. Дудін, 2015

бажане P_n, то частотний регулятор збільшує частоту обертання n вала електропривода, в противному випадку зменшує її. Із збільшенням (зменшенням) частоти обертання вала електропривода збільшується (зменшується) частота обертання ротора ротаційного пластинчастого вакуумного насоса, що призводить до збільшення (зменшення) його продуктивності Q. Таким чином відбувається вирівнювання вакуумметричного тиску P в молочно-вакуумній системі до бажаного значення P_n. Дані, які поступають з датчика витрат повітря, використовуються для сигналізації на частотному регуляторі значення витрат повітря Q в молочно-вакуумній системі. Використання запропонованої системи дозволить зменшити енерговитрати вакуумного насоса доїльної установки і стабілізувати вакуумметричний тиск в вакуумній системі [3].

Постановка завдання. Провести розрахунок енерговитрат системи сервоконтроля ротаційного пластинчастого вакуумного насоса доїльної установки.

Виклад основного матеріалу. Для аналізу роботи доїльної установки «Ялинка» із 12 доїльними місцями, розглянемо роботу кожного місця окремо. Технологічний процес машинного доїння корови передбачає виконання наступних операцій: підготовка доїльної установки, впуск корів, очікування підготовки до доїння, підготовку корів до доїння, автоматична робота доїльного апарата, заключна операція доїння, очікування випуску, випуск корів. Операція підготовки доїльної установки до процесу доїння кожною групою корів займає в середньому 90 с. Операція впуску і випуску корів в доїльний зал залежить від його довжини і для доїльної установки «Ялинка 2×6» продовжується протягом 45 с. При підготовці корів до доїння виконується підготовка вимені, надягання доїльних стаканів і запуск доїльного апарата. Час виконання зазначеної операцій складає в середньому 60 с. Заключна операція доїння передбачає обробку дійок корови спеціальним розчином і виконується протягом 15 с. Основна операція – автоматична робота доїльного апарата, яка включає безпосередньо процес доїння, стимуляції, додоювання і зняття підвісної частини із використанням маніпулятора. Тривалість даної операції залежить індивідуально від кожної корови. Так хронометричні дослідження [4] із визначення тривалості виконання зазначеної операції показують, що її модель підпорядковується логарифмічно-нормальному закону розподілу (рис. 1):

$$f(x) = -\frac{1}{\sigma(x-\varepsilon)\sqrt{2}} \exp\left[-\frac{1}{2\sigma^2}\left(\ln(x-\varepsilon)-\mu\right)^2\right]. \quad (1)$$

де μ, σ – середнє значення і середнє квадратичне відхилення логарифму випадкової величини;

ε – нижня межа випадкової величини.

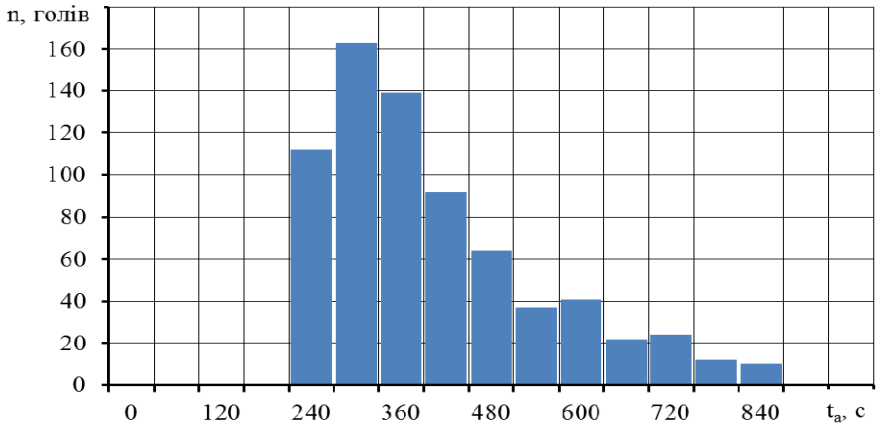


Рисунок 1 – Розподіл тривалості виконання операції автоматичної роботи доїльного апарата

Джерело: розроблено на підставі досліджень [4]

Загальні витрати часу на технологічний процес машинного доїння на одне доїльне місце розраховується за формулою:

$$t = t_0 + t_{вп} + t_{о.п.} + t_п + t_а + t_з + t_{о.в.} + t_{вип}, \quad (2)$$

де t_0 – тривалість підготовки доїльної установки, с;
$t_{вп}$ – тривалість впуску корів, с;
$t_{о.п.}$ – тривалість очікування підготовки до доїння, с;
$t_п$ – тривалість підготовки корів до доїння, с;
$t_а$ – тривалість автоматичної роботи доїльного апарата, с;
$t_з$ – тривалість заключної операції доїння, с;
$t_{о.в.}$ – тривалість очікування випуску, с;
$t_{вип}$ – тривалість випуску корів, с.

З урахуванням розрахованої тривалості технологічного процесу машинного доїння на одне доїльне місце побудована циклограма робочого процесу на автоматизованій доїльній установці типу «Ялинка 2×6» (рис. 2).

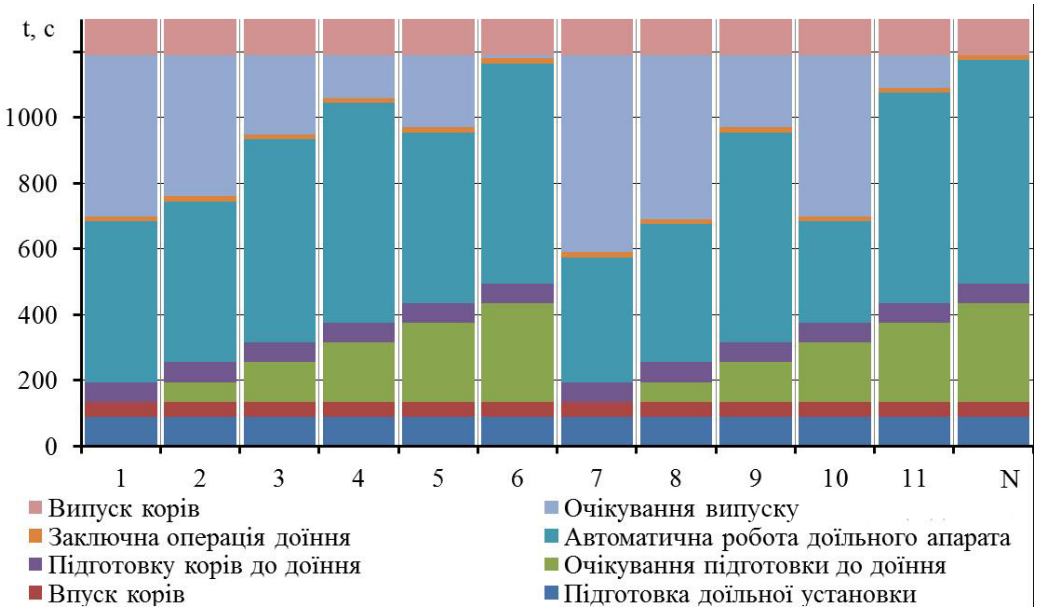


Рисунок 2 – Циклограма робочого процесу на автоматизованій доїльній установці типу «Ялинка 2×6»

Джерело: розроблено на підставі досліджень [4]

З циклограми робочого процесу машинного доїння на автоматизованій доїльній установці типу «Ялинка 2×6» видно, що доїльні апарати підключаються поступово згідно із послідовністю операцій. Тому витрати повітря доїльної установки постійно змінюються. Згідно [5] витрати повітря доїльної установки розраховуються за формулою:

$$Q_a = Q_0 + Z\left(Q'_a + Q''_a\right), \quad (3)$$

де Q_0 – витрати повітря доїльної установки із відключеним доїльними апаратами, Q_0 = 400 л/хв. [5];

Q_a' – витрати повітря вакуумної складової доїльного апарата (вакуумний шланг, пульсатор), Q_a' = 25 л/хв. [5];

Q_a''. – витрати повітря молочної складової доїльного апарата (молочний шланг, колектор, доїльні стакани), Q_a''= 20 л/хв. [5];

Z – кількість підключених доїльних апаратів.

Враховуючи циклограму на рисунку 2 і формулу (3) розрахуємо динаміку зміни витрат повітря доїльної установки в процесі машинного доїння (рис. 3).

Спираючись на проведені розрахунки динаміки зміни витрат повітря Q_a доїльної установки в процесі машинного доїння (рис. 3) для одного циклу доїння на доїльній установці типу «Ялинка 2×6» і результати експериментальних досліджень ротаційного пластинчатого вакуумного насоса, розрахуємо динаміку зміни потужності електродвигуна вакуумного насоса із системою сервоконтролю і без неї.

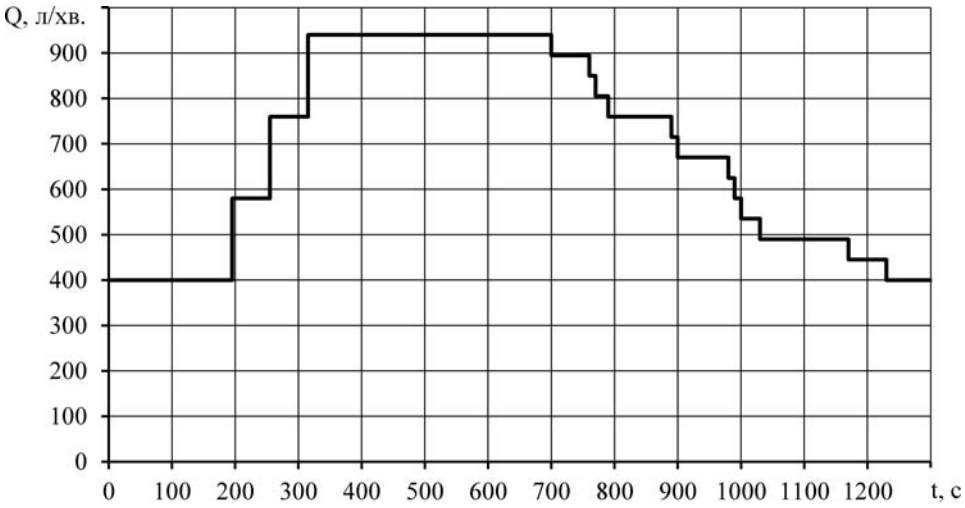


Рисунок 3 – Динаміка зміни витрат повітря Q_a доїльної установки в процесі машинного доїння
Джерело: розроблено на підставі досліджень [4] і [5]

Складемо систему рівнянь для знаходження потужності електродвигуна вакуумного насоса від його продуктивності і заданого вакуумметричного тиску 50 кПа:

$$\begin{cases} N_p = N_p(n, P_n), \\ Q_a = Q_a(n, P_n), \\ P_n = 50 \ кПа. \end{cases} \quad (4)$$

Вирішуючи систему рівнянь (4) відносно N_p і враховуючи динаміку зміни витрат повітря Q_a (рис. 3) отримуємо динаміку зміни потужності N_p електродвигуна вакуумного насоса із системою сервоконтролю і без неї для одного циклу доїння на доїльній установці типу «Ялинка 2×6» (рис. 4).

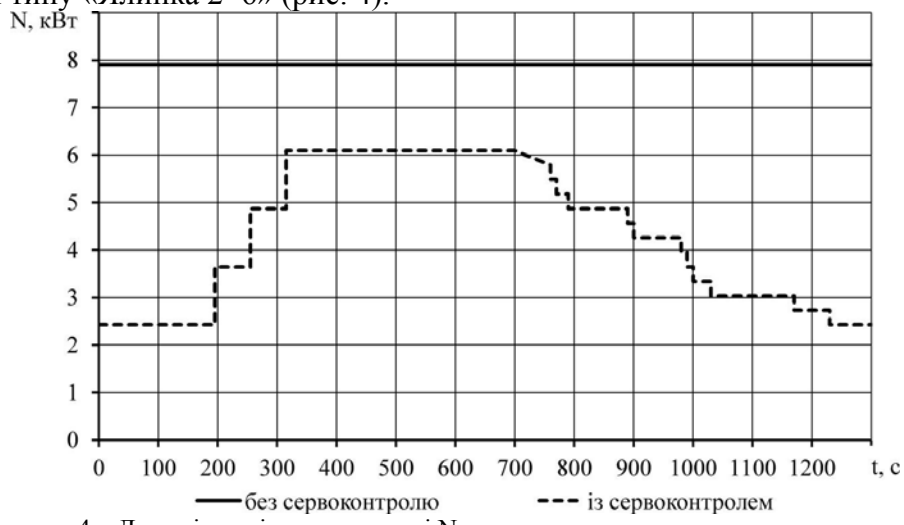


Рисунок 4 – Динаміка зміни потужності Np електродвигуна вакуумного насоса в процесі машинного доїння
Джерело: розроблено на підставі досліджень [4] і [5]

За рис. 4 визначимо енергію яка витрачається при одноразовому доїнні 12 корів: без сервоконтролю – 10274,719 кВт·с = 2,854 кВт·год., із сервоконтролем – 4205,566 кВт·с = 1,168 кВт·год. Розділивши отримані значення на кількість корів, отримуємо питомі витрати енергії на доїння 1 корови: без сервоконтролю – 0,2378 кВт·год./голову, із сервоконтролем – 0,0973 кВт·год./голову.

Для поголів'я дійних корів 100 голів (період лактації – 305 днів) при триразовому доїнні енерговитрати становитимуть: без сервоконтролю – 0,2378·100·3·305 = 21758,7 кВт·год., із сервоконтролем – 0,0973·100·3·305 = 8902,95 кВт·год.

Висновки. В результаті розрахунку технологічних показників виконання процесу машинного доїння встановлена динаміка зміни потужності Np електродвигуна вакуумного насоса для доїльних установок із системою його сервоконтролю і без неї. Встановлені питомі витрати енергії на доїння 1 корови: без сервоконтролю – 0,2378 кВт·год./голову, із сервоконтролем – 0,0973 кВт·год./голову.

Список літератури

1. Линник Ю. Підвищення ефективності системи сервоконтролю ротаційного пластинчастого вакуумного насоса доїльної установки [Текст] / Ю. Линник, С. Павленко // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – Львів: Львів. нац. аграр. університет, 2014. – № 18. – С. 96-99.
2. Линник Ю. Шляхи усунення дестабілізації вакуумного режиму доїльних установок [Текст] / Ю. Линник // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук. пр. / ДНУ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2014. – № 18 (32). – С. 278-283.
3. Пат. 98053 Україна, МПК (2015.01) F04C 2/00. Вакуумний пластинчасто-роторний насос / Ю.О. Линник, С.І. Павленко, А.М. Пугач, В.Ю. Дудін; заявник і патентовласник Ю.О. Линник, С.І. Павленко, А.М. Пугач, В.Ю. Дудін. – № u201412961; заявл. 03.12.2014; опублік. 10.04.2015, Бюл. №7, 2015 р.
4. Цой Ю.А. Молочные линии животноводческих ферм и комплексов [Текст] / Ю.А. Цой – М.: Колос, 1982. – 222 с.
5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И.Е. Идельчик. – М.: Госэнергоиздат, 1960. – 464 с.

Yuriy Linnik, assis. Prof., Volodymyr Dudin, PhD tech. sci.
Dnepropetrovsk State Agrarian & Economic University, Dnepropetrovsk, Ukraine

Calculation of energy consumption of servo control rotary vane vacuum pump milking plant

The purpose of research is to calculate the energy consumption of servo control rotary vane vacuum pump milking plant.

Taking into account the duration of the process designed milking per milking place built a sequence diagram workflow automated milking machines such as "Herringbone 2 × 6". Based on this chart the dynamics of changes of air flow during the technological process of mechanical milking. The calculation of technological parameters of a process of machine milking of the dynamics of changes the power of the electric motor of the vacuum pump for milking machines with servo control system it without her. Established specific energy consumption for the milking cows without servo – 0.2378 kW·h./head, with servo control – 0.0973 kW·h./head.

energy, milking unit, servo control system, vacuum pump, power, efficiency

Одержано 05.11.15

УДК 66:621.8:62–75

Ю.В. Човнюк, доц., канд. техн. наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна
Л.А. Дяченко, канд. техн. наук
ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут», м.Ніжин, Україна, lubaand@ukr.net

Нові напрямки розвитку сільськогосподарського машинобудування, заснованого на хвильових та віброхвильових принципах

Розглянуті нові напрямки розвитку машин сільськогосподарського призначення, які засновані на хвильових та віброхвильових принципах. У якості кількох ведучих вузлів таких машин можуть бути обрані мехатронні системи.
нові напрямки, розвиток, сільськогосподарське машинобудування, хвилі, віброхвильові принципи

Ю.В. Човнюк, доц., канд. техн. наук
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г. Киев. Украниа
Л.А. Дяченко, канд. техн. наук
ОП НУБиП Украины «Нежинский агротехнический институт», г.Нежин, Украина
Новые направления развития сельскохозяйственного машиностроения, основанного на волновых и виброволновых принципах

Рассмотрены новые направления развития машин сельскохозяйственного назначения, которые основаны на волновых и виброволновых принципах. В качестве нескольких ведущих узлов таких машин могут быть выбраны мехатронные системы.
новые направления, развитие, сельскохозяйственное машиностроение, волны, виброволновые принципы

Постановка проблеми. Одним з можливих підходів до сучасних технологічних процесів (ТП) у обробці сільськогосподарської сировини (зерно, насіння, горох та ін.), котрі забезпечили б збільшення випуску напівфабрикатів із одночасним підвищенням їх якості, а також при її транспортуванні, є розробка і створення інтегральних технологій із застосуванням машин з м'якими, деформованими, неметалевими, гнучкими робочими органами (НГРО), які працюють на хвильових, вібраційно-хвильових принципах. Коротко це можна сформулювати у вигляді трьох напрямків, які реалізують створення принципово нових сільськогосподарських машин.

1. Розробка і створення інтегральних технологічних процесів із сумісним протіканням ряду технологічних операцій у одній машині та об'єднання їх з операцією транспортування.

2. Розробка сільськогосподарських машин, які відрізняються тим від відомих, що з метою збереження біологічної цінності сільськогосподарської сировини при переробці і сумісництві ряду технологічних операцій, робочі органи таких машин виготовляються з м'якого неметалевого матеріалу (наприклад, полімерів і біополімерів) у формі ємкості або каналу і забезпечуються механізмами деформації робочого органу, котрі керовані

© Ю.В. Човнюк, Л.А. Дяченко, 2015

джерелами хвильового і вібраційного впливу за допомогою ПЕОМ чи програмного пристрою. Механізми деформації робочого органу кінематично зв'язані з ним і розміщенні таким чином, щоб надати йому необхідної геометричної форми, яка реалізує хвильовий, віброхвильовий принципи взаємодії робочого органу з оброблюваною сировиною.

3. Розробка принципів узгодження роботи сільськогосподарських машин, які відрізняються від відомих тим, що з метою надання машині нових або універсальних можливостей, спрощення її переналагодження на нові режими і узгодження її роботи з іншими машинами, узгодження роботи у часі і просторі проводиться не на механічному, а на більш високих рівнях, наприклад, електричному або електронному. Третій напрямок є невід'ємною частиною 2-го.

Запропоновані нові принципи узгодження роботи машин у найбільш широкому сенсі цього слова представляють собою для сільськогосподарського машинобудування основу найбільш природного і органічного методу розробки надійних та сумісних машин, як при їх сумісній роботі у єдиній технологічній лінії чи різноманітних технологічних лініях, так й при переході на нові технологічні режими. Машини з такими якостями відносяться до машин нового покоління, у котрих механіка, крім системи управління та регулювання у звичайному сенсі, підкріплена «інтелектом» у вигляді ПЕОМ з відповідним програмним забезпеченням. Подібне сполучення якостей відносить ці машини до нової або достатньо молодої зараз науки – мехатроніки. Напрямки 1 – 3 з 1980 р. знайшли втілення у ряді технологій і машин [1, 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Застосування чисто хвильового принципу (створення біжучої хвилі у середовищі) виявляється малоефективним для організації ряду технологічних процесів чи операцій з в'язкопластичними середовищами у обробці сільськогосподарської сировини та матеріалів. Для здолання зазначених труднощів було запропоновано використати ефект перетворення в'язкопластичного опору у в'язкий. Ефект спостерігається у випадку, якщо тілу, що рухається у в'язкопластичному середовищі, надати додатково переміщення, яке утворює деякий кут з основним (робочим) напрямком руху [1, 3].

Сутність цього ефекту можна проілюструвати на прикладі руху прямокутної пластини площею S, котра здійснює переміщення вздовж поверхні прошарку в'язкопластичного середовища за напрямком направляючих. Швидкість переміщення пластини вздовж направляючих – $\vec{V}$, швидкість переміщення в'язко пластичного середовища відносно пластини – $\vec{U}$. У цьому випадку тензор швидкостей деформації має дві компоненти:

$\frac{\partial V_x}{\partial z} = \frac{V}{h}$, $\frac{\partial V_y}{\partial z} = -\frac{U}{h}$. Дотичне напруження у прошарку представляє собою вектор з проекціями τ_{zx} та τ_{zy}. Згідно закону Шведова-Бінгама, цей вектор може бути записаний у виді:

$$\tau = \vec{\tau}_0 + \mu \frac{\partial \vec{V}}{\partial n}, \qquad (1)$$

де $\vec{\tau}_0$ – вектор граничного напруження зсуву;

μ - пластична або динамічна в'язкість;

$\frac{\partial \vec{V}}{\partial n}$ – вектор швидкості деформації у напрямку нормалі $\vec{n}$ до площини зсуву. Оскільки знаки компонент векторів $\vec{\tau}_0$ та $\vec{\tau}$ залежать від знаків компонент вектору $\frac{\partial \vec{V}}{\partial n}$, тоді вектор $\vec{\tau}_0$ можна подати у вигляді:

$$\vec{\tau}_0 = \frac{\left|\vec{\tau}_0\right|}{\left|\frac{\partial \vec{V}}{\partial n}\right|} \cdot \frac{\partial \vec{V}}{\partial n}. \qquad (2)$$

У розглядуваному випадку з пластиною

$$\left|\frac{\partial \vec{V}}{\partial n}\right| = \sqrt{\left(\frac{\partial V_x}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial z}\right)^2} = \frac{1}{h} \cdot \sqrt{V^2 + U^2}. \qquad (3)$$

Тоді у відповідності з (1) – (3) проекції вектора мають вид:

$$\tau_{zx} = \frac{\left|\vec{\tau}_0\right| \cdot V}{\sqrt{V^2 + U^2}} + \mu \cdot \frac{V}{h}, \quad \tau_{zy} = \frac{\left|\vec{\tau}_0\right| \cdot U}{\sqrt{V^2 + U^2}} + \mu \cdot \frac{U}{h}. \qquad (4)$$

У цитованих роботах [1 – 3] вказано на відмінність, котра спостерігається при розгляді течії в'язкопластичного середовища з однією та двома компонентами вектору швидкості деформації.

Якщо течія одновимірна, тоді $\vec{U} = 0$ і вектор дотичного напруження має одну компоненту у відповідності з (4)

$$\vec{\tau}_{zx} = \vec{\tau} = \vec{\tau}_0 + \mu \cdot \left(\frac{\vec{V}}{h}\right), \qquad (5)$$

котра визначається у відповідності з найпростішою формою закону (1).

Якщо течія плоска, тобто з'являються додатковий рух середовища відносно пластини зі швидкістю $\vec{U} \neq 0$ і друга компонента швидкості деформації, то у цьому випадку вектори $\vec{\tau}$ і $\vec{\tau}_0$ розгортаються у площині зсуву за напрямком вектору $\frac{\partial \vec{V}}{\partial n}$, не змінюючи своєї величини. При цьому проекція вектору $\vec{\tau}_0$ у основному (робочому) напрямку зменшиться. Крім того, якщо при $\vec{U} = 0$ пластина могла прийти у рух тільки при $\tau \geq \tau_0$, то при $\vec{U} \neq 0$ вона починає рухатись вже при будь-якому значенні $\tau_{zx} \succ 0$. Отже, якісно змінюється характер сили опору руху пластини у заданому напрямку, тобто перетворюється з в'язкопластичного у майже в'язкий. Таким чином, при наданні тілу, яке рухається у в'язкопластичному середовищі, додаткового переміщення, яке створює з основним (робочим) деякий кут, змінюється величина і характер опору для тіла у цьому напрямку.

Ефект перетворення в'язкопластичного опору нагадує ефект перетворення сухого тертя [4].

У даній роботі у якості додаткового переміщення стосовно в'язкопластичних середовищ запропоновано використовувати як односпрямоване, так й різноспрямоване вібраційне переміщення. Вібраційному переміщенню перевага надається за технічними міркуваннями. При такому виборі додаткового переміщення НГРО технологічної машини для обробки сільськогосподарської продукції одночасно з основним (низької частоти) хвилеподібним або хвильовим рухом великої амплітуди набувають чинності і додаткові (високої частоти) коливні рухи малих амплітуд.

Таким чином, машини віброхвильового принципу дії включають у себе машини хвильового та перистальтичного принципів дії.

Для приведення НГРО у коливальний рух застосовуються відомі способи віброзбудження: кінематичний, динамічний, параметричний, автоколивальний.

Найбільше розповсюдження зараз набули перші два способи.

Постановка завдання. Мета даної роботи полягає у встановленні параметрів хвилеподібного руху низької частоти НГРО, який реалізується за одним із наведених нижче способів хвилеутворень. При цьому останні засновані на аналізі руху хвиль деформації по поверхні НГРО.

Виклад основного матеріалу. У основу аналізу руху хвиль деформації по поверхні НГРО покладені наступні основні припущення: форма і величина поверхні хвилі деформації, а також об'єм простору, який вона обмежує, є величинами постійними.

Цю умову можна пояснити прикладом. Уявімо собі тверде тіло, наприклад, півкулю, котра лежить на поверхні столу.

Накриємо її м'якою і щільною прилеглою (до півкулі) тканиною. У місці, де лежить тіло, тканина хвилеподібно деформується. Утворена таким чином на тканині хвиля деформації має форму і величину поверхні, а також об'єм простору, який нею обмежений, такими, що відповідають охопленому твердому тілу. При переміщенні тіла вздовж столу хвиля деформації буде рухатись по поверхні тканини без зміни своєї форми, величини поверхні і об'єму простору, який нею обмежений.

Для вивчення руху таких хвиль деформації НГРО слід ввести рухому та нерухому системи координат відповідно $O_1, \mathrm{x}_1, y_1, z_1$ та O, x, y, z. Поверхня хвилі задається рівнянням у рухомих координатах:

$$z_1 = \mathrm{f}_1(\mathrm{x}_1, y_1), \tag{6}$$

де $y_1 = \mathrm{f}_2(\mathrm{x}_1)$, (x_1, y_1) – область визначення z_1 (рис. 1, а). Зв'язок координат у системах O, x, y, z та $O_1, \mathrm{x}_1, y_1, z_1$ наступна:

$$\begin{cases} \mathrm{x} = a + \mathrm{x}_1 \cos\alpha_1 + y_1 \cos\alpha_2 + z_1 \cos\alpha_3, \\ \mathrm{y} = b + \mathrm{x}_1 \cos\beta_1 + y_1 \cos\beta_2 + z_1 \cos\beta_3, \\ \mathrm{z} = c + \mathrm{x}_1 \cos\gamma_1 + y_1 \cos\gamma_2 + z_1 \cos\gamma_3. \end{cases} \tag{7}$$

У розглядуваному випадку $a, b, c, \alpha_i, \beta_i, \gamma_i (i = 1,2,3)$ є функціями часу у загальному випадку. Розглянемо приклади деяких видів рухів хвиль деформації по поверхні НГРО і залежності для визначення їх форм і кінематичних параметрів.

А. Поступальний прямолінійний рух хвилі на площині O, x, y (рис. 1, б).

Для хвилі довільної форми (6) (див. рис. 1, б, ліва частина) при $a = c = 0$, $b = \mathrm{V}_\mathrm{y} \cdot t$:

$$\begin{cases} \mathrm{x} = \mathrm{x}_1,\ \mathrm{V}_\mathrm{x} = 0,\ a_x = 0, \\ \mathrm{y} = y_1 + \mathrm{V}_\mathrm{y} \cdot t,\ \mathrm{V}_\mathrm{y} = \mathrm{V}_\mathrm{y},\ a_y = \dot{\mathrm{V}}_\mathrm{y}, \\ \mathrm{z} = z_1,\ \mathrm{V}_\mathrm{z} = 0,\ a_z = 0. \end{cases} \tag{8}$$

Для циліндричних хвиль (див. рис. 1, б, права частина) розглядається рух перерізу хвилі (див. рис. 1, б, виділено). Переріз хвилі представляє собою плоску хвилю на O, y, z.

Для одиничної плоскої хвилі, наприклад $\mathrm{z}_1 = -(\mathrm{y}_1 - 1)^2 + 1$, y_1 - є $[0,2]$ котра рухається на відрізку $[0, L]$ зі швидкістю V_y (рис. 1, в),

$$\begin{cases} \mathrm{y} = y_1 + \mathrm{V}_\mathrm{y} \cdot t,\ \mathrm{V}_\mathrm{y} = \mathrm{V}_\mathrm{y},\ a_y = \dot{\mathrm{V}}_\mathrm{y}, \\ \mathrm{z} = z_1,\ \mathrm{V}_\mathrm{z} = 0,\ a_z = 0. \end{cases} \tag{9}$$

Час руху одиничної хвилі на відрізку $[0, L]$

$$\mathrm{T} = \frac{\mathrm{L}}{\mathrm{V_y}}. \tag{10}$$

Якщо хвилі повторюються через час T, тоді T назвемо періодом руху хвилі, а величину

$$\nu = \frac{1}{\mathrm{T}} = \frac{\mathrm{V_y}}{\mathrm{L}}. \tag{11}$$

частотою руху хвиль.

Якщо на $[0, L]$ задається група одиничних хвиль, тоді можна вважати їх за одну одиничну хвилю складної форми і аналізувати так само, як у прикладі. Слово «одинична» стосовно до хвилі складної форми підкреслює, що хвилі у грунті можуть бути як однакові, так і різні, відстані між ними у грунті можуть бути як однаковими так і різними.

Наступний приклад, коли група хвиль на $(-\infty, +\infty)$ задається у системі $O_1, \mathrm{x}_1, y_1, z_1$, функцією $z_1 = \mathrm{f}(y_1)$, періодичною по y_1. У цьому випадку при русі групи хвиль відносно O, y, z функція $z_1 = \mathrm{f}(y_1)$ стає періодичною по часу. У цьому випадку можна казати не про групу хвиль, а просто про рух хвиль. Це можна подати у вигляді нескінченного «гребінця», котрий рухається вздовж вісі з певною швидкістю. Для групи хвиль $z_1 = 1 - \cos y_1$, y_1 є $(-\infty, +\infty)$, котра рухається на $[0, L]$ зі швидкістю $\mathrm{V_y}$ (див. рис. 1, г),

$$\begin{cases} \mathrm{y} = y_1 + \mathrm{V_y} \cdot t, \ \mathrm{V_y} = \mathrm{V_y}, \ a_y = \dot{\mathrm{V}}_\mathrm{y}, \\ \mathrm{z} = z_1, \ \mathrm{V_z} = 0, \ a_z = 0. \end{cases} \tag{12}$$

Аналогічно попередньому прикладу час проходження $[0, L]$ групою хвиль

$$\mathrm{T_1} = \frac{\mathrm{L}}{\mathrm{V_y}}. \tag{13}$$

Якщо на $[0, L]$ вміщується $\mathrm{n} = \frac{\mathrm{L}}{\lambda}$ одиничних хвиль довжини λ, тоді умовний час проходження однією хвилею дорівнює

$$\mathrm{T} = \frac{\mathrm{T_1}}{\mathrm{n}} = \frac{\lambda}{\mathrm{V_y}}. \tag{14}$$

Звідси отримаємо відомий вираз для фазової швидкості хвилі

$$\mathrm{V_y} = \frac{\lambda}{\mathrm{T}} = \lambda \cdot \nu. \tag{15}$$

Після підстановки $\mathrm{T} = \frac{2\pi}{\omega}$ у (15) отримаємо залежність між $\mathrm{V_y}$ та ω:

$$\omega = \frac{2\pi}{\lambda} \cdot \mathrm{V_y}. \tag{16}$$

Таким чином, при русі нескінченної хвилі вздовж вісі O, y маємо періодичну по часу хвилю. Ця властивість у подальшому буде представлена одним зі способів хвилеутворення. Вона свідчить про те, що хвилі на поверхні НГРО можна утворювати не тільки при поступальному русі відносно його постійної форми або шаблону хвилі, але і при обертальному русі відповідного шаблону хвилі.

Б. Поступальний криволінійний рух хвилі на O, x, y.

У цьому випадку системи O,x,y,z та O_1,x_1,y_1,z_1 залишаються паралельними одна одній й у рівнянні хвилі $a=a(\mathrm{t})$, $\mathrm{b}=b(t)$. Наприклад, при русі одиничної довільної хвилі (6) при $a=r\cdot\cos\omega\mathrm{t}$, $b=r\cdot\sin\omega\mathrm{t}$:

$$\begin{cases}\mathrm{x}=r\cdot\cos\omega\mathrm{t}+\mathrm{x}_1,\ \mathrm{V}_\mathrm{x}=-\omega r\cdot\sin\omega\mathrm{t},\ a_x=-\omega^2 r\cdot\cos\omega\mathrm{t},\\ \mathrm{y}=r\cdot\sin\omega\mathrm{t}+y_1,\ \mathrm{V}_\mathrm{y}=\omega r\cdot\cos\omega\mathrm{t},\ a_y=-\omega^2 r\cdot\sin\omega\mathrm{t},\\ \mathrm{z}=z_1,\ \mathrm{V}_\mathrm{z}=0,\ a_z=0.\end{cases}\tag{17}$$

Тут хвиля рухається з періодом $\mathrm{T}=\dfrac{2\pi}{\omega}$ і частотою $\nu=\dfrac{\omega}{2\pi}$. Траєкторії точок поверхні хвилі – кола.

В. Обертальний рух хвилі навколо вісі O,z, який співпадає з віссю O_1,z_1.

Для довільної хвилі (6), котра обертається навколо O,z з кутовою швидкістю ω (див. рис. 1, д)

$$\begin{cases}\mathrm{x}=\mathrm{x}_1\cdot\cos\omega\mathrm{t}-\mathrm{y}_1\cdot\sin\omega\mathrm{t},\ \mathrm{V}_\mathrm{x}=-\omega\cdot(\mathrm{x}_1\cdot\sin\omega\mathrm{t}+\mathrm{y}_1\cdot\cos\omega\mathrm{t}),\\ \mathrm{y}=\mathrm{x}_1\cdot\sin\omega\mathrm{t}+\mathrm{y}_1\cdot\cos\omega\mathrm{t},\ \mathrm{V}_\mathrm{y}=\omega\cdot(\mathrm{x}_1\cdot\cos\omega\mathrm{t}-\mathrm{y}_1\cdot\sin\omega\mathrm{t}),\\ \mathrm{z}=z_1,\\ a_x=-\omega^2\cdot(\mathrm{x}_1\cdot\cos\omega\mathrm{t}-\mathrm{y}_1\cdot\sin\omega\mathrm{t}),a_y=-\omega^2\cdot(\mathrm{x}_1\cdot\sin\omega\mathrm{t}+\mathrm{y}_1\cdot\cos\omega\mathrm{t}),a_z=0.\end{cases}\tag{18}$$

Для обертального руху так само, як і для поступального, великий практичний інтерес представляють циліндричні хвилі. Їх вивчення проводиться подібно поступальним хвилям.

Г. Обертальний рух хвилі навколо вісі O,z, яка не співпадає з віссю O_1,z_1 при $O,z\|O_1,z_1$.

Для довільної хвилі (6), котра обертається навколо вісей O,z та O_1,z_1, з кутовою швидкістю ω (див. рис. 1, е)

$$\begin{cases}\mathrm{x}=\mathrm{r}\cdot\cos\omega\mathrm{t}+\mathrm{x}_1\cdot\cos\omega\mathrm{t}-\mathrm{y}_1\cdot\sin\omega\mathrm{t},\ \mathrm{y}=\mathrm{r}\cdot\sin\omega\mathrm{t}+\mathrm{x}_1\cdot\sin\omega\mathrm{t}+\mathrm{y}_1\cdot\cos\omega\mathrm{t},\mathrm{z}=z_1,\\ \mathrm{V}_\mathrm{x}=-\omega\cdot(\mathrm{r}\cdot\sin\omega\mathrm{t}+\mathrm{x}_1\cdot\sin\omega\mathrm{t}+\mathrm{y}_1\cdot\cos\omega\mathrm{t}),\ \mathrm{V}_\mathrm{y}=\omega\cdot(\mathrm{r}\cdot\cos\omega\mathrm{t}+\mathrm{x}_1\cdot\cos\omega\mathrm{t}-\mathrm{y}_1\cdot\sin\omega\mathrm{t}),\mathrm{V}_\mathrm{z}=0,\\ a_x=-\omega^2\cdot(\mathrm{r}\cdot\cos\omega\mathrm{t}+\mathrm{x}_1\cdot\cos\omega\mathrm{t}-\mathrm{y}_1\cdot\sin\omega\mathrm{t}),a_y=-\omega^2\cdot(\mathrm{r}\cdot\sin\omega\mathrm{t}+\mathrm{x}_1\cdot\sin\omega\mathrm{t}+\mathrm{y}_1\cdot\cos\omega\mathrm{t}),a_z=0.\end{cases}\tag{19}$$

Д. Плоский рух хвилі на O,x,y при $O,z\|O_1,z_1$

Цей вид руху хвилі є сукупністю поступального і обертального рухів, тому можна використати попередні результати:

$$\begin{cases}\mathrm{x}=a(\mathrm{t})+\mathrm{x}_1\cdot\cos\alpha(\mathrm{t})-\mathrm{y}_1\cdot\sin\alpha(\mathrm{t}),\ \mathrm{y}=b(\mathrm{t})+\mathrm{x}_1\cdot\sin\alpha(\mathrm{t})+\mathrm{y}_1\cdot\cos\alpha(\mathrm{t}),\mathrm{z}=z_1,\\ \mathrm{V}_\mathrm{x}=\dot a(\mathrm{t})+\dot\alpha(\mathrm{t})\cdot\mathrm{x}_1\cdot\sin\alpha(\mathrm{t})-\dot\alpha(\mathrm{t})\cdot\mathrm{y}_1\cdot\cos\alpha(\mathrm{t}),\\ \mathrm{V}_\mathrm{y}=\dot b(\mathrm{t})+\dot\alpha(\mathrm{t})\cdot\mathrm{x}_1\cdot\cos\alpha(\mathrm{t})-\dot\alpha(\mathrm{t})\cdot\mathrm{y}_1\cdot\sin\alpha(\mathrm{t}),\mathrm{V}_\mathrm{z}=0,\\ a_x=\ddot a(\mathrm{t})-\mathrm{x}_1\cdot\left[\ddot\alpha(\mathrm{t})\cdot\sin\alpha(\mathrm{t})+\dot\alpha^2(\mathrm{t})\cdot\cos\alpha(\mathrm{t})\right]-\mathrm{y}_1\cdot\left[\ddot\alpha(\mathrm{t})\cdot\cos\alpha(\mathrm{t})-\dot\alpha^2(\mathrm{t})\cdot\sin\alpha(\mathrm{t})\right],\\ a_y=\ddot b(\mathrm{t})+\mathrm{x}_1\cdot\left[\ddot\alpha(\mathrm{t})\cdot\cos\alpha(\mathrm{t})-\dot\alpha^2(\mathrm{t})\cdot\sin\alpha(\mathrm{t})\right]-\mathrm{y}_1\cdot\left[\ddot\alpha(\mathrm{t})\cdot\sin\alpha(\mathrm{t})+\dot\alpha^2(\mathrm{t})\cdot\cos\alpha(\mathrm{t})\right],a_z=0.\end{cases}\tag{20}$$

Е. Просторовий рух хвилі.

У цьому випадку визначення кінематичних параметрів для довільних точок хвилі (6) слідує з рівностей (7), що досягається їх диференціюванням.

У якості прикладу можна навести цікавий для практичних застосувань випадок гвинтового руху хвилі по поверхні НГРО циліндричної форми: $\mathrm{x}^2+\mathrm{y}^2=\mathrm{r}^2$. Для довільної хвилі (6), котра обертається з кутовою швидкістю ω навколо O,z, яка

відстоїть від O_1, z_1 на відстані $x^2 + y^2 = r^2$ та $O, z \| O_1, z_1$ і одночасно рухається вподовж O, z з $V = V_z$,

$$\begin{cases} x = r \cdot \cos\omega t + x_1 \cdot \cos\omega t - y_1 \cdot \sin\omega t,\ y = r \cdot \sin\omega t + x_1 \cdot \sin\omega t + y_1 \cdot \cos\omega t, z = V_z \cdot t + z_1, \\ V_x = -\omega \cdot (r \cdot \sin\omega t + x_1 \cdot \sin\omega t + y_1 \cdot \cos\omega t),\ V_y = \omega \cdot (r \cdot \cos\omega t + x_1 \cdot \cos\omega t - y_1 \cdot \sin\omega t), V_z = V_z, \\ a_x = -\omega^2 \cdot (r \cdot \cos\omega t + x_1 \cdot \cos\omega t - y_1 \cdot \sin\omega t), a_y = -\omega^2 \cdot (r \cdot \sin\omega t + x_1 \cdot \sin\omega t + y_1 \cdot \cos\omega t), a_z = 0. \end{cases} \quad (21)$$

Період й частоти руху хвилі визначаються наведеними рівностями.

На основі аналізу цих видів рухів хвиль були сформульовані способи хвилеутворення на НГРО. В усіх випадках хвилеутворення, тобто надання хвилі певної форми та організації її руху, проводиться кінематично.

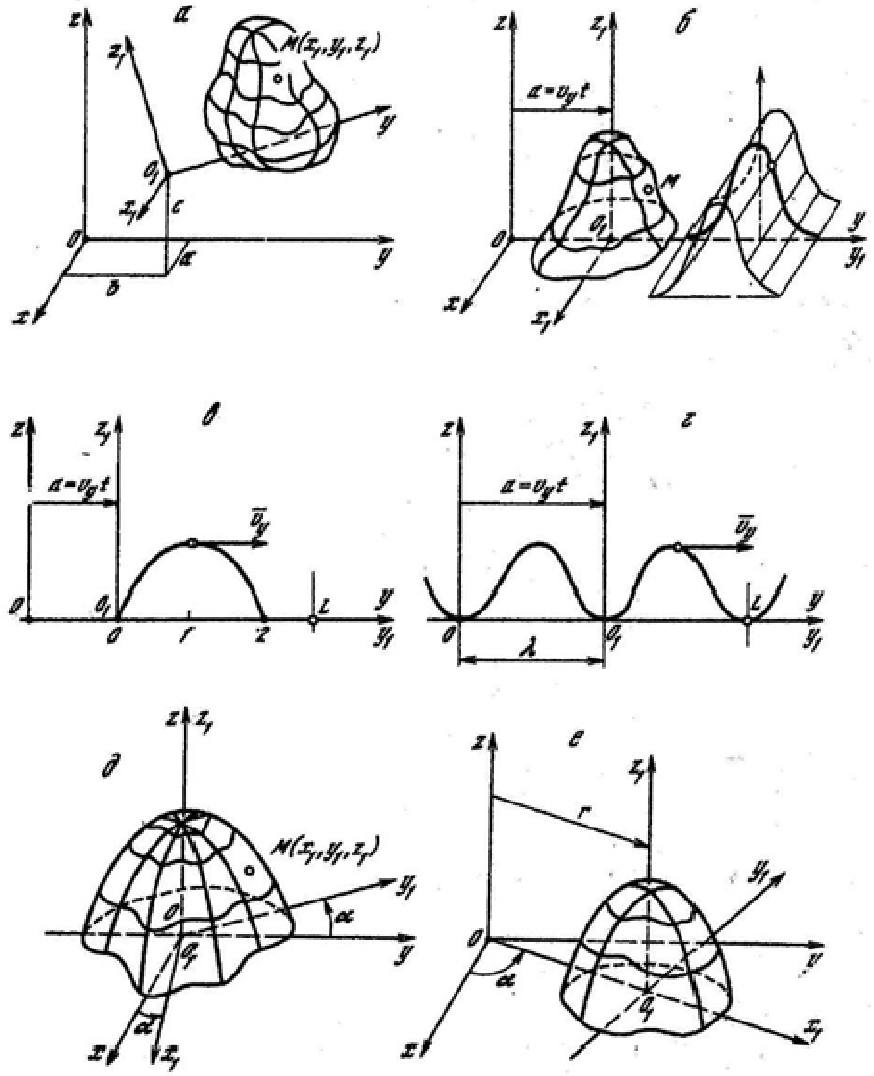
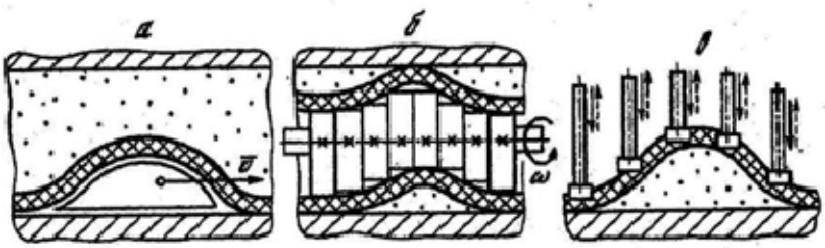


Рисунок 1 – Види хвиль деформації на поверхні неметалевого гнучкого робочого органу технологічної машини для обробки сільськогосподарської сировини та матеріалів

Способи хвилеутворення наведені на рис.2.



а – поступальним шаблоном, б – обертальним шаблоном, в – початковою або локальною деформацією

Рисунок 2 – Кінематичні способи хвиле утворення

Висновки і перспективи подальших досліджень. 1. При хвилеутворенні шаблонами (зовнішніми чи внутрішніми) вони приводяться у необхідний рух і створена ними хвиля чи хвилі починають рухатись. При локальному деформуванні НГРО може реалізуватись як постійний рух і форма хвилі, так і створюватись змінна форми і руху хвилі за допомогою управління. На відміну від жорстких шаблонів у даному способі є можливість перебудовувати процес хвилеутворення.

2. Наведені способи хвилеутворення дозволяють на НГРО технологічних машин для обробки сільськогосподарських матеріалів та сировини утворювати хвилі необхідних форм, напрямків, параметрів та тривалостей. Це дозволяє проводити у таких машинах різноманітні технологічні процеси обробки сільськогосподарських матеріалів як окремо кожного, так й у сукупності.

3. Отримані результати можуть бути використані для розробки конструктивної класифікації нового покоління сільськогосподарських машин з НГРО, які працюють на віброхвильових принципах.

4. Викладене вище дозволяє стверджувати наступне: сільськогосподарські машини з НГРО складають новий клас у теорії машин і механізмів і за своїми ознаками відносяться до об’єктів мехатроніки.

Список літератури

1. Гноевой А. В. Применение вибрационно-волновых методов в мясной промышлености [Текст] / А. В. Гноевой, В. М. Чесноков // Мясная индустрия СССР. – 1985. – №9. – С.40 – 43.
2. Гноевой А. В. Машины с деформируемыми неметаллическими рабочими органами – основа интегральной технологии [Текст] / А. В. Гноевой // Молочная промышлености. – 1989. – №3. – С.10 – 14.
3. Гноевой А. В. Эффект преобразования вектора предельного напряжения сдвига в плоскости сдвига и его применение в пищевой промышленности [Текст] / А. В. Гноевой, В. М. Чесноков // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования для производства, хранения и транспортировки продуктов питания: Тез. докл. Всесоюз. научн.-техн. конф. – М.: МТИММП, 1984. – С.197.
4. Жуковский Н. Е. Заметка о плоском рассеве [Текст] / Н. Е. Жуковский – Собрание сочинений. – М.: Л.: Гостехиздат, 1949. – Т.3. – 700с.

Yuriy Chovniuk, Assos. Prof., PhD tech. sci.
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine
Lyubov Dyachenko, PhD tech. sci.
Separated subdivision of NULES of Ukraine «Nizhin Agrotechnical Institute», Nizhin, Ukraine

New directions of agricultural machinery based on the wave and vibo-wave principles

The purpose of this study is to establish the parameters of the wave-like motion of low frequency of non-metallic flexible working bodies, which is implemented by one of the following to wave formation. At the same latest based on the analysis of deformation waves on the surface of non-metallic flexible working bodies.

New directions of development of machines for agricultural purposes, wich are based on the wave vibrationprinciples were considered. Mechatronic systems can be selected as several major sites such machines.

During the formation of wave patterns (external and internal) they are held in the required movement and wave or waves, created by them, begin to move. During local deformation of non-metallic flexible working can be realized as constant movement and shape of the waves and create forms and variable wave motion with the help of management. In contrast to the rigid patterns in this method it is possible to reconstruct the process of formation of wave.

The following methods of wave formation allow forming wave necessary forms,directions, parameters and durations on the non-metallic flexible working bodies of the technological machines for processing of agricultural raw materials. It allows for these machines to the different processes of processing of agricultural materials separately for each and collectively.

The obtained results can be used to develop a new generation of structural classification of agricultural machinery from nonmetallic flexible working bodies that operate on the principles of vibration wave.

The foregoing suggests the following: agricultural machinery non-metallic flexible working is a new class of the theory of machines and mechanisms and their characteristics are to objects mechatronics.
New directions, development, agricultural machinery, waves, vibro-wave principles

Одержано 05.11.15

УДК 621.524

А.С. Гринченко, проф., д-р техн. наук, А.И. Алферов, доц., канд. техн. наук
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, г. Харьков, Украина, alfogor@i.ua

Теоретические модели функционирования и обеспечения механической надежности культиваторов с подпружиненными рабочими органами

Предложена модель автоколебаний, как основу динамической теории расчета обработки почвы вибрационными рабочими органами и приведена методика обеспечения их безотказности.
динамический расчет, безотказность, обработка почв

О.С. Гринченко, проф., д-р техн. наук, О.І. Алфьоров, доц., канд. техн. наук
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, м.Харків, Україна
Теоретичні моделі функціонування та забезпечення механічної надійності культиваторів з пружними робочими органами
Запропоновано модель автоколивань, як основу динамічної теорії розрахунку обробки ґрунту вібраційними робочими органами і наведено методику забезпечення їх безвідмовності.
динамічний розрахунок, безвідмовність, обробка грунту

Постановка проблемы. В условиях роста потребления материальных и энергетических показателей чрезвычайно важен фактор уменьшения себестоимости выпускаемой сельскохозяйственной продукции. Процесс культивации необходим для получения высоких показателей урожайности сельскохозяйственных культур и является обязательной операцией в технологической цепочке предпосевных мероприятий по возделыванию почвы. Техническая обеспеченность данного процесса имеет широкий

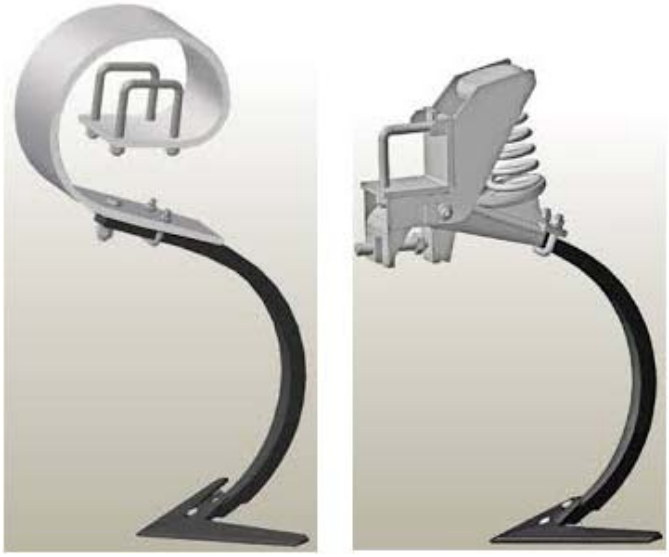
© А.С. Гринченко, А.И. Алферов, 2015

спектр технологических решений. Одним из приоритетных направлений совершенствования оборудования в этой сфере является сокращение энергозатрат за счет использования упругих элементов рабочих органов, что позволяет снизить тяговое сопротивление агрегата до 20% [1,2], среди которых отдельное место занимают культиваторы с рабочими органами на упругой подвеске, такие как S и C - образные упругие стойки лап (рис. 1) и т.д.

Согласно утверждениям, описанным в литературных источниках использование культиваторов таких конструкций имеет также ряд преимуществ, носящих качественный характер относительно возделывания почв (уменьшение гребнистости, повышение показателей рыхления и т.д.) [3]. В пользу актуальности применения таких культиваторов свидетельствует и их широкое представительство на рынке как отечественного производства, так и зарубежного.

Наблюдая характер работы одних из наиболее распространенных рабочих органов культиватора, а именно S - образных упругих стоек лап, вполне уместно предположить, что подавляющее большинство их отказов будет иметь усталостный характер. Однако, учитывая неоднородность почв и засоренность полей инородными телами, внезапные отказы также будут иметь достаточно весомый процент.

Рассматривая работу упругих рабочих органов культиваторов с точки зрения только обеспечения механической надежности и не учитывая необходимость наличия динамической составляющей, в конечном итоге придем к требованию повышения жесткости и исключению особенностей таких конструкций в виде колебаний рабочих органов, чем сведем на "нет" все их технологические и энергетические достоинства.



а) б)

а) S-образная стойка; б) С-образная стойка

Рисунок 1 – Упругие подвески лап культиваторов

Поэтому вопросы обеспечения механической надежности таких конструкций нельзя решать в отрыве от обоснования требований к их параметрам, обеспечивающим рациональную технологию динамического рыхления.

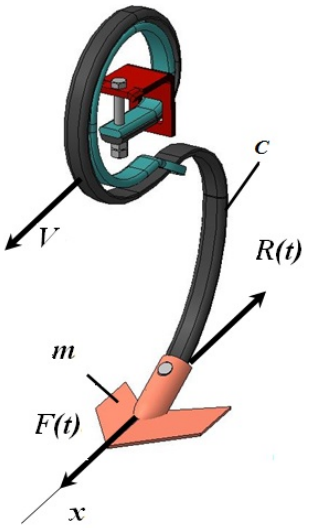
Анализ исследований. Несмотря на широкое распространение культиваторов с рабочими органами на упругой подвеске, обобщающей теории по определению и обеспечению динамических характеристик и показателей надежности таких органов до сих пор не разработано. В последнее время в работах таких ученых как А.С Кушнарев,

Д.Г. Войтюк и др. [3] рассмотрения процесса колебаний рабочих органов культиватора как параметрических колебаний, по нашему мне нию, имеют определенные недостатки, ведь параметрические колебания возникают в случае, когда в системе возникают изменения внутренних параметров (жесткости или массы) во времени, а принцип работы стоек лап культиватора можно описать как незатухающие колебания, которые возникают за счет энергии, подводимой к системе от источника, имеющего неколебательный характер.

Постановка задачи. Учитывая принципиальную разницу в рассмотрении принципов работы, динамичное рыхление предлагается рассматривать как автоколебательный процесс [4], который обусловлен разницей между силами сопротивления почвы в состоянии покоя и в стадии движения. Эта разница экспериментально может быть оценена разницей в коэффициентах трения. Рассмотрим отдельные стадии упрощенной теоретической модели, связанной с деформацией упругой S-образной стойки лапы культиватора в процессе динамического рыхления и основные направления обеспечения механической надежности рабочего органа.

Изложение основного материала. В разрезе автоколебаний работа упругой стойки представляется такой, что состоит из четырех этапов: первый – когда исходное положение агрегата характеризуется нулевой скоростью и отсутствием деформации в стойке; второй – характеризуется началом движения агрегата с углублением лапы в почву, деформирует стойку и максимально отклоняет ее в сторону, противоположную направлению движения агрегата; на третьем этапе стойка возвращается в свое исходное положение (происходит разрушение почвы под действием динамических нагрузок и эта стадия является началом процесса рыхления почвы); окончательное разрыхления почвы происходит на четвертом этапе, когда стойка отклоняется в направлении движения агрегата.

Приведенная на рис. 2 схема одномассовой системы, приближенно соответствует модели автоколебательного процесса рыхления почвы с помощью лапы культиватора с упругой стойкой.



V – скорость движения агрегата; *c* – изгибающая жесткость стойки; *m* – приведенная масса лапы и почвы, которая участвует в автоколебаниях; *R(t)* – сила сопротивления рыхлению

Рисунок 2 – Модель автоколебательной одномассовой системы

В некоторый момент времени *t*, отличной от *0* положения конечной точки стойки меняется на отрезок "*x-Vt*" и, соответственно, сила упругости стойки снижается [4] и соответствует выражению (1)

$$F(t) = P_1 - (x - Vt)\,. \tag{1}$$

Согласно принципу Даламбера, если к механической системе кроме действующих на нее сил приложить еще силы инерции $I = m\ddot{x}$, то получим уравновешенную систему. Учитывая это, дифференциальное уравнение движения конца стойки будет иметь следующий вид (2):

$$\ddot{x} + \frac{c}{m}x = \frac{c}{m}Vt = \frac{P_1 - P_2}{2m}\left(1 - \cos\omega t\right), \tag{2}$$

P_1 – сила сопротивления рыхлению до начала движения лапы;

P_2 – сила сопротивления в стадии относительного перемещения лапы при рыхлении.

Решение этого уравнения, удовлетворяющее начальным условиям, при которых перемещения и скорость движения точки крепления лапы к стойке будут равны нулю (x (0) = 0, $\dot{x}$ (0) = 0), имеет вид (3)

$$x(t) = Vt - \frac{V}{k}\sin kt + \frac{P_2}{c}(\varphi - 1)(1 - \cos kt)\ , \tag{3}$$

где *k* – собственная частота колебаний одномассовой системы,

что позволяет определить ряд динамических характеристик [5], таких как относительное перемещение (4) и скорость (5) точки крепления лапы к стойке.

$$x_{дин}(t) = -\frac{V}{k}\sin kt + \frac{P_2}{c}(\varphi - 1)(1 - \cos kt)\ , \tag{4}$$

$$\dot{x}_{дин}(t) = -V\cos kt + \frac{k(P_1 - P_2)}{c}\sin kt\ . \tag{5}$$

Такой подход позволил выявить влияние скорости движения агрегата, собственной частоты колебаний и соотношение *φ* на относительное перемещение и скорость точки крепления лапы к стойке. После изменения скорости движения агрегата с 1,5 м/с до 2,5 м/с наблюдаем увеличение относительного перемещения точки крепления лапы к стойке на 38% (с 0,064 м до 0,102 м). То же происходит со скоростью – она растет с 1,01 м/с до 3 м/с. Но на частоту изменение скорости движения агрегата никак не влияет.

При изменении собственной частоты колебаний с 20 рад/с до 34 рад/с происходит уменьшение значения относительного перемещения с 0,109 м до 0,0679 м. При этом относительная скорость точки крепления лапы к стойке остается неизменной и равна 2 м/с. Также уменьшается период, а следовательно возрастает частота колебаний с 3 до 5 Гц.

Изменение параметра *φ* с 1,05 до 1,2 приводит к увеличению относительного перемещения из значения 0,077 м до 0,089 м. На относительную скорость и частоту параметр φ никакого влияния не несет.

Имея основные динамические характеристики рыхление почвы целесообразно ввести обобщающий показатель – коэффициент динамики рыхления (6)

$$K_д = \frac{x(t)}{Vt} = 1 + \frac{2\Delta_2(\varphi - 1)\sqrt{gc}}{V\sqrt{Q_Г}\arccos\left(\frac{1-\beta^2}{1+\beta^2}\right)}, \tag{6}$$

где $\beta = \frac{\sqrt{cg}\Delta_2(\varphi - 1)}{V\sqrt{Q_Г}}$; $\Delta_2 = \frac{P_2}{c}$; $Q_Г = mg$, g – ускорение свободного падения.

Коэффициент динамики рыхления, выступая в качестве критерия подобия, должен иметь связь с силами тягового сопротивления агрегата и дает возможность дальнейшего развития теории расчета основных параметров рабочих органов и режима работы почвообрабатывающих машин и орудий. Используя приведенную теорию также легко определить максимальное упругое перемещение лапы (7) и частоту колебаний лапы (8):

$$x_{мах} = \frac{P_1}{c} = \Delta_2\varphi; \tag{7}$$

$$\frac{1}{T} = \frac{p}{\theta + 2\beta}. \tag{8}$$

Исходя из условий, приведенных выше, при скорости движения агрегата V = 2 м/с, коэффициента динамики рыхление имеем значение $K_д$ = 2,01, максимальное упругое перемещение лапы $x_{дин}$ = 29 мм, и частоту автоколебаний $1/T$ = 34,5гц.

Теоретические основы определения характеристик динамического рыхление позволяют обосновано заняться вопросами обеспечения показателей надежности. В начальный период эксплуатации культиваторов как мобильных машин, наиболее опасным видом механических отказов являются внезапные разрушения, которые происходят при превышении величиной экстремальных нагрузок несущей способности элементов. Экстремальные нагрузки случайные по величине и сроку службы агрегата могут многократно влиять на его элементы. Статическая несущая способность элементов обычно практически не меняется во времени, но имеет значительное случайное рассеивание.

Рассматривая культиватор, как систему элементов с последовательной структурой, то есть когда отказ любого из элементов приводит к отказу системы, будем считать, что все элементы нагружаются совместно. Общую нагрузку следует понимать, как вариант, при котором экстремальное нагружение на любой i-й элемент можно определить, исходя из соотношений: $P_{нi} = \alpha_i P_н$, где α_i постоянный коэффициент, а $P_{нi}$ – общий для всей системы случайный параметр нагрузки. При одновременном нагружении экстремальные нагрузки одновременно действуют на элементы, которые являются подобными случайными величинами, имеющие одинаковые коэффициенты вариации. Под несущей способностью элемента понимается такая величина нагрузки, при воздействии которой на элемент начинается разрушение или появляются недопустимые остаточные деформации. Практика показывает, что несущая способность элементов имеет случайное рассеивание с коэффициентом вариации до 0,1. Если задана функция распределения общего параметра нагружения $F(P_н)$и случайные экстремальные нагрузки, которые могут приводить к внезапным отказам, статистически независимы по величине, то вероятность безотказной работы последовательной системы, состоящей из n элементов, может быть определена из выражения:

$$R_c(t) = -\int_o^{\infty}[F(P)]^{m(t)} d\left(\prod_{i=1}^{n}(1 - G_i(P))\right), \tag{9}$$

где $G_i(P_{пi})$ – функции распределения несущей способности элементов системы;

m(t) – среднее число экстремальных нагружений, последовательно действующих на систему за наработку *t*.

В [5] показано, что если экстремальные нагружения и несущие способности элементов системы имеют распределение Вейбулла с функциями распределения

$$F(P_н) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{P_н}{a_н}\right)^b\right];$$

$$G_i(P_{пi}) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\alpha_i P_{пi}}{a_{пi}}\right)^b\right]; \quad i = 1, 2, ..., n \tag{10}$$

то, исходя из (9), после интегрирования получим стохастическую модель надежности системы при внезапных отказах в виде

$$R_c(t) = \frac{\Gamma(1+\Omega)\Gamma(1+m(t))}{\Gamma(1+\Omega+m(t))}, \tag{11}$$

где $\Omega = \frac{\chi}{K_{\min}^b}$; $\chi = \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{K_{\min}}{K_i}\right)^b$; $K_i = \frac{\overline{P}_{пi}}{\alpha_i \overline{P}_н}$ – коэффициенты запаса по средних значениях несущей способности – $\overline{P}_{пi}$ и экстремальных нагрузок – $\overline{P}_н$ на элементы; K_{min} – коэффициент запаса в наиболее нагруженных элементах системы. Величину χ, которая находится в пределах $1 \le \chi \le n$, можно трактовать, как условное число элементов в системе, приведенное к наиболее нагруженному. Параметр формы *b* распределений (10) определяется величиной коэффициента вариации ν экстремальных нагрузок и несущей способности элементов. В инженерных расчетах можно приближенно определять [6] по формуле:

$$b = \frac{1{,}126}{V} + \frac{0{,}011}{V^2} - 0{,}137. \tag{12}$$

Из результатов, приведенных в [5], следует, что при целых значениях количества экстремальных нагрузок, используя (11) можно получить выражение для вероятности безотказной работы системы в зависимости от числа нагрузок в виде:

$$R_c(m) = \prod_{j=1}^{m} \frac{j K_{\min}^b}{j K_{\min}^b + \chi}. \tag{13}$$

Анализ структуры этой формулы показывает, что каждому следующему нагружению в произведении (15) соответствует вероятностный по содержанию множитель, который больше, чем предыдущие. В этом заключается принципиальное отличие модели (13) от до сих пор рекомендованных моделей механической надежности, при построении которых предполагается, что вероятности безотказной работы при каждой последовательной нагрузке не меняются и тогда $R_c(m) = (R_c(1))^m$. Такое предположение, занижая вероятность безотказной работы системы, вносит погрешность, связанную с неучетом устойчивости несущей способности во многократно нагружаемых элементах, а также явления "отсеивания" наиболее "слабых" элементов при первичных и последующих нагрузках. Принимая в качестве примера расчет культиватора КПП-630/46, что имеет 46 S-образных стоек изготовленных из стали 65Г с нижней границей предела текучести σ_0= 450 МПа, средним экстремальным нагружением $\overline{\sigma}_н$= 650МПа, задаваясь коэффициентом запаса по экстремальным нагрузкам в интервале 1,4-2,6 получим следующий результат (табл. 1).

Таблица 1 – Значения вероятностей безотказной работы культиваторов с различным количеством рабочих органов

	Вероятность безотказной работы				
	$m_П$ =0	$m_П$ =1	$m_П$ =2	$m_П$ =5	$m_П$ =10
K=1,4	0,56451	0,72165	0,79545	0,88607	0,93447
K =1,6	0,86783	0,92924	0,95169	0,97525	0,98634
K =1,8	0,96487	0,98212	0,98801	0,99397	0,99670
K =2,0	0,98998	0,99496	0,99664	0,99832	0,99908
K =2,2	0,99683	0,99841	0,99894	0,99947	0,99971
K =2,4	0,99890	0,99945	0,99963	0,99982	0,99990
K =2,6	0,99958	0,99979	0,99986	0,99993	0,99996

Такой подход безусловно требует дополнительных затрат на оборудование и персонал, но в то же время дает возможность перед введением в эксплуатацию выбраковать некачественные стойки, чем существенно повлиять на конкурентоспособность изделий, роль которой нельзя переоценить при завоевании рынков сбыта. Достаточно отметить, что только десятикратное предварительное экстремальное нагружение позволяет получить повышение надежности в несколько раз. Экономический эффект такого подхода также достигается при корректировке баланса между качеством используемых материалов и его количеством за счет выбора коэффициента запаса, правильный подбор которого может привести к уменьшению металлоемкости конструкции или к использованию менее качественных материалов с сохранением достаточного уровня надежности.

Выводы. Динамические характеристики рабочих органов должны определяться на основе модели автоколебаний. Это позволяет связать такие характеристики как частоту колебаний, относительное перемещение и относительную скорость объекта колебаний с эксплуатационными и конструктивными параметрами, такими как скорость движения агрегата, размеры и жесткость упругого элемента, массой рабочего органа.

Определяемые таким образом динамические характеристики почвообрабатывающих агрегатов с рабочими органами на упругой подвеске позволяют прогнозировать и механическую надежность. Определяемые по предлагаемой методике максимальные упругие перемещения достаточно легко рассчитать и действующие напряжения, что в свою очередь позволяет задавать корректные величины коэффициентов запаса на стадии проектирования и с достаточной достоверностью прогнозировать вероятность безотказной работы по внезапным отказам. Определение частоты колебаний дает возможность развития теории прогнозирования и обеспечения показателей надежности почвообрабатывающих машин рассматриваемого класса и по постепенным отказам, обусловленным накоплением усталостных повреждений.

Список літератури

1. Карпуша П.П. О влиянии конструкции упругого элемента подвески рабочего органа на эффективность работы [Текст] / П. П. Карпуша // Сб. науч. тр. УСХА. К., 1977. – Вып. 192. – С. 15–18.
2. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин [Текст] / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. – М.: Машиностроение, 1977. – 328с.
3. Войтюк Д.Г. Виникнення параметричних коливань та резонансів культиваторів з пружною підвіскою робочих органів [Текст] / Д.Г. Войтюк, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук // Міжвідомчий науковий збірник. – Глеваха, 2013. – Вип. 98. – Т.1. – С. 376 – 384.

4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний [Текст] / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1980. – с.
5. Алфьоров О.І. Динаміка руху та надійність робочих органів грунтообробних агрегатів на пружній підвісці [Текст] / О.І. Алфьоров // Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві: Вісник Харківського національного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 158. – С. 271-278.

Oleksandr Grynchenko, prof, DSc., Olexsyi Alferov, Assos. Prof., PhD tech. sci.
Kharkov national technical University of agriculture by P. Vasilenko

Theoretical models of functioning and providing technical reliability cultivators with elastic working bodies

The process is compulsory cultivation operation at tillage. Considering the work of the working bodies of elastic cultivators only to ensure mechanical reliability and excluding dynamic components come to demand increase stiffness and eliminating vibrations working bodies.

The present approach allowed to identify the impact speed of the unit, the natural frequency fluctuations in the relative movement and speed of the paw point of attachment to the rack. Introduced factor dynamics loosening. Laid down in Article theoretical basis of dynamic characterization loosening can reasonably do for maintaining reliability.

Dynamic characteristics of workers should be determined based on the model oscillation, it can reasonably predict the mechanical reliability

dynamic calculation, reliability, tillage

Получено 06.11.15

УДК 631.3:62-192

А.В. Невзоров, доц., канд. техн. наук, Ю.А. Ковальчук, доц., канд. техн. наук, В.В. Дидур, доц., канд. техн. наук
Уманский национальный университет садоводства, м.Умань, Украина, ртоарv@meta.ua

Влияние надежности сельхозтехники на вероятность выполнения технологических процес сов

Разработана методика определения соответствия комплексов сельскохозяйственных машин производственной технологии. Решение принимается по результатам вычисления вероятности того, что выполнение сельскохозяйственных работ будет большим, чем минимально допустимое значение, и сравнения этой вероятности с пороговым значением.

сельскохозяйственная техника, технологические процессы, отказы, вероятность безотказной работы

А.В. Невзоров, доц., канд. техн. наук, Ю.А. Ковальчук, доц., канд. техн. наук, В.В. Дідур, доц., канд. техн. наук
Уманський національний університет садівництва, г.Умань, Україна

Вплив надійності сільгосптехніки на імовірність виконання технологічних процесів

Розроблено методику визначення відповідності комплексів сільськогосподарських машин виробничій технології. Рішення приймається за результатами обчислення ймовірності того, що виконання сільськогосподарських робіт буде більшим, ніж мінімально допустиме значення, і порівняння цієї ймовірності з пороговим значенням.

сільськогосподарська техніка, технологічні процеси, відмови, імовірність безвідмовної роботи

© А.В. Невзоров, Ю.А. Ковальчук, В.В. Дидур, 2015

Постановка проблемы. Технологические процессы в промышленности, транспорте, сельском хозяйстве состоят из многих операций, выполняемых с помощью комплексов машин. Обслуживание машин по техническому состоянию на основе результатов диагностирования является эффективным средством повышения надежности и снижения эксплуатационных расходов [1 – 4].

Исследования надежности ориентированы преимущественно на машины, отказ которых приводит лишь к приостановке выполнения технологических задач до восстановления машины [4 – 6]. Также значительное внимание уделяется расчету показателей надежности систем, отказы которых приводят к авариям и катастрофам [7].

При выполнении многих работ простои из-за отказов машин приводят к безвозвратной потере части продукции или уменьшению другого полезного эффекта. Например, отказы сельхозмашин приводят к потерям продукции, поскольку урожайность сельскохозяйственных культур зависит от сроков выполнения технологических операций. Такие комплексы из нескольких машин, отказы каждой из которых приводят к потере части продукции, менее исследованы [8 – 10].

Цель статьи – определение вероятности недопустимых потерь продукции вследствие отказов машин при выполнении технологических операций (на примере технологических процессов растениеводства).

Анализ последних исследований и публикаций. В [8] получены выражения для расчета вероятности безотказной работы комплексов машин на протяжении заданного времени и их коэффициента готовности. В [9] разработана методика и осуществлено компьютерное имитационное моделирование выполнения технологического процесса комплексами машин, которые отличаются, в частности, надежностью. В [10] получена зависимость коэффициента эксплуатационной надежности комплекса машин в зависимости от их надежности при различном количестве машин в ненагруженном резерве.

Анализ работ [8]—[10] показал, что исследования преимущественно направлены на определение коэффициентов готовности и технического использования машин. Но эти коэффициенты характеризуют машины и системы их технического обслуживания безотносительно к поставленным задачам. Для предприятия же важен анализ их пригодности для решения производственных задач в конкретных условиях на основе оценивания возможных потерь продукции вследствие отказов (с учетом затрат, обусловленных принятой системой технического обслуживания [6]).

Важнейшим показателем является математическое ожидание потерь продукции – в растениеводстве потери характеризуются снижением коэффициента реализации биологического потенциала (КРБП) растений. Если наработка машин при выполнении операций значительно превышает наработку на отказ, то существенное отклонение потерь времени от среднего значения маловероятно и, следовательно, достаточно определить лишь математическое ожидание потерь продукции. Поскольку надежность и производительность машин возрастают, то наработка машины при выполнении операции зачастую меньше или сравнима с наработкой на отказ. В этом случае даже единичные сложные отказы могут существенно увеличить продолжительность работ и привести к неприемлемым потерям продукции (в этом случае производственная задача считается невыполненной). Поэтому, с учетом рекомендаций [11], следует также определять и вероятность выполнения задания (вероятность того, что потери не превзойдут допустимое значение).

Постановка задачи. Поскольку потери продукции происходят при выполнении каждой из операций, то для отдельной операции нецелесообразно задавать их предельное значение. Поэтому? при выводе аналитических зависимостей в данном подразделе используется граничное значение потерь, являющееся, по сути,

вспомогательной величиной (для которой не требуется задавать численное значение).

Вероятность превышения некоторого граничного значения потерями продукции определим, суммируя произведения вероятностей следующих событий: при выполнении операции произошли один или несколько отказов; потери времени на восстановление машины после отказов привели к превышению граничной потери продукции. При этом поток отказов рассматриваем как поток Пуассона [12] (что не противоречит [13]):

$$P_{\text{пр}}(\Delta K_{\text{гр}}) = \sum_{k=1}^{\infty}\left[\frac{(\lambda T)^k}{k!}e^{-\lambda T}\cdot p_k(\Delta k_{\text{гр}})\right], \tag{1}$$

где $P_{\text{пр}}$ – вероятность того, что потери продукции вследствие отказов превысят предельное значение;

$\Delta k_{\text{гр}}$ – граничная потеря продукции;

k – количество отказов;

T – наработка машины, с;

p_k – вероятность того, что потери времени на восстановление машины после k отказов привели к превышению граничной потери продукции;

λ – интенсивность отказов, 1/с.

Для многих технологических операций (в частности – в растениеводстве) зависимость потерь продукции от времени аппроксимируют линейной зависимостью [8]. Определим КРБП растений при выполнении операции при отсутствии отказов (потери обусловлены лишь конечной производительностью машин):

$$k_0 = \frac{1}{T}\int_0^T (1-k_1 t)dt = 1-\frac{k_1 T}{2}, \tag{2}$$

где k_0 – КРБП растений при отсутствии отказов при выполнении операции;

t – время с начала операции;

k_1 – коэффициент пропорциональности в линейной зависимости уменьшения КРБП растений во времени, 1/с.

Принимая интенсивность отказов и восстановлений постоянными, определим граничную суммарную продолжительность восстановлений

$$\tau_{\text{гр}} = 2\Delta k_{\text{гр}} / k_1. \tag{3}$$

Изложение основного материала. Как и при исследовании надежности систем с использованием метода марковских случайных процессов, примем, что продолжительность восстановлений подчинена показательному закону. Учтем, что плотность вероятности суммы случайных величин, распределенных по показательному закону, имеет гамма-распределение и определим вероятность того, что потери продукции вследствие отказов машины превзойдут граничное значение

$$p_k = 1 - F_\Gamma(\tau_{\text{гр}}, k, \mu); \tag{4}$$

$$P_{\text{пр}}(\Delta k_{\text{гр}}) = \sum_{k=1}^{\infty}\left[\frac{(\lambda T)^k}{k!}e^{-\lambda T}(1-F_\Gamma(\tau_{\text{гр}}(\Delta k_{\text{гр}}), k, \mu))\right], \tag{5}$$

где F_Γ – гамма-функция;

μ – интенсивность восстановлений, 1/с.

При применении (5) необходимо учитывать конечное количество отказов. Ставя в соответствие слагаемым в (5) заведомо большие элементы бесконечной геометрической прогрессии, получим уравнение для определения количества отказов *n*, которые необходимо учитывать для того, чтобы погрешность вычисления по формуле (5) не превзошла Δ*P*

$$\Delta P < e^{-\lambda t} \frac{(\lambda t)^{n+1}}{(n+1)!} \cdot \frac{1}{1-(\lambda t)/(n+2)} . \tag{6}$$

Определим вероятность события, альтернативного (5)

$$P_{\text{нпр}}(\Delta k_{\text{гр}}) = 1 - P_{\text{пр}}(\Delta k_{\text{гр}}) , \tag{7}$$

где $P_{\text{нпр}}$ – вероятность того, что потери продукции (уменьшение КРБП растений) при выполнении технологической операции не превзойдут граничное значение.

Таким образом, (7) описывает функцию распределения потерь продукции (КРБП растений) при выполнении операции. Определим их плотность вероятности

$$f_{\text{п}}(\Delta k) = \frac{dP_{\text{нпр}}(\Delta k)}{d(\Delta k)} , \tag{8}$$

где $f_{\text{п}}$ – плотность вероятности потерь КРБП растений при выполнении операции.

Определим математическое ожидание и дисперсию потерь продукции (КРБП растений) при выполнении операции

$$M(\Delta k) = \int_0^1 f_{\text{п}}(\Delta k) \cdot (\Delta k) \cdot d(\Delta k) ; \tag{9}$$

$$D(\Delta k) = \int_0^1 (\Delta k - M(\Delta k))^2 f_{\text{п}}(\Delta k) d(\Delta k) . \tag{10}$$

Перейдем от потерь к вероятностным характеристикам получения продукции

$$k = k_0 - \Delta k , \tag{11}$$

где *k* – КРБП растений в условиях отказов;

Δ*k* – потеря продукции.

Определим математическое ожидание и дисперсию КРБП растений при выполнении операции с учетом (11):

$$M(k) = k_0 - M(\Delta k) ; \tag{12}$$

$$D(k) = D(\Delta k) . \tag{13}$$

Исследуем влияние случайных отказов при выполнении отдельных операций технологического процесса по его результатам. Для этого воспользуемся

мультипликативной формой представления зависимости КРБП растений по результатам технологического процесса от соответствующих коэффициентов при выполнении операций. При этом будем учитывать только коэффициенты, зависящие от продолжительности технологических операций:

$$k_{\text{ТП}} = \prod_{i=1}^{N_{\text{от}}} k_i \,, \tag{14}$$

где $k_{\text{ТП}}$ – КРБП растений по результатам технологического процесса;

i – номер технологической операции;

$N_{\text{от}}$ – количество операций в технологическом процессе;

k_i – КРБП растений при выполнении i-й технологической операции, зависящий от ее продолжительности.

Логарифмируя (14), получим:

$$\ln k_{\text{ТП}} = \sum_{i=1}^{N_{\text{от}}} \ln k_i \,. \tag{15}$$

Таким образом, логарифм КРБП растений по результатам технологического процесса (8) является суммой многих случайных величин. Рассмотрим типичную в растениеводстве ситуацию, когда задержки при выполнении любой технологической операции не приводят к задержке начала следующей операции. Тогда логарифмы КРБП растений при выполнении отдельных операций независимы. Это позволяет рассматривать случайную величину (15) как распределенную по нормальному закону. Следовательно, КРБП растений по результатам технологического процесса распределен по логарифмически нормальному закону.

Определив математическое ожидание и дисперсию КРБП растений для отдельных технологических операций (9), (10), вычислим соответствующие моменты для КРБП по результатам технологического процесса, используя теоремы о числовых характеристиках произведения случайных величин, а также определим коэффициент вариации КРБП растений:

$$M(k_{\text{ТП}}) = \prod_{i=1}^{N_{\text{от}}} M(k_i)\,; \tag{16}$$

$$D(k_{\text{ТП}}) = \prod_{i=1}^{N_{\text{от}}} \left(D(k_i) + M^2(k_i)\right) - \prod_{i=1}^{N_{\text{от}}} M^2(k_i)\,; \tag{17}$$

$$\upsilon_{\text{ТП}}^2 = \frac{D(k_{\text{ТП}})}{M^2(k_{\text{ТП}})} = \prod_{i=1}^{N_{\text{от}}} \left(\upsilon^2(k_i) + 1\right) - 1\,, \tag{18}$$

где $\upsilon_{\text{ТП}}$ – коэффициент вариации КРБП растений по результатам технологического процесса.

Из (18) следует, что $\upsilon_{\text{ТП}}$ превосходит наибольший из коэффициентов вариации для технологических операций, что подтверждает целесообразность анализа пригодности комплекса машин для решения производственной задачи на основе определения вероятности её выполнения.

На следующем этапе определим вероятность того, что выпуск продукции (КРБП

растений) по результатам технологического процесса окажется не меньшим, чем заданное допустимое значение (т. е. вероятность невыполнения технологического процесса)

$$p_{\text{ТП}} = 1 - F_{\text{ЛН}}\left(M(k_{\text{ТП}}),\, D(k_{\text{ТП}}),\, k_{\min}\right), \tag{19}$$

где $p_{\text{ТП}}$ – вероятность того, что КРБП растений по результатам технологического процесса окажется не меньшим, чем допустимое значение;

$F_{\text{ЛН}}$ – функция логарифмически нормального распределения;

$k_{\min}$ – минимально-допустимое значение КРБП растений по результатам технологического процесса.

Таким образом, (19) позволяет вычислить вероятность выполнения производственного задания в условиях отказов машин технологического комплекса. Если эта вероятность превышает заданное пороговое значение, то комплекс машин соответствует производственному заданию.

Выводы. На основе учета влияния отказов машин на потери продукции разработана новая методика определения соответствия технологических комплексов машин производственному заданию. Решение принимается по результатам вычисления вероятности того, что выпуск продукции будет большим, чем минимально-допустимое значение, и сравнения этой вероятности с пороговым значением.

Разработанная методика может использоваться в растениеводстве и других отраслях, где простои машин приводят к потерям продукции или уменьшению другого полезного эффекта. Результаты вероятностных расчетов по этой методике могут использоваться при совершенствовании систем технического обслуживания машин (в частности – при переходе к обслуживанию по техническому состоянию). Ограничением данной методики является выполнение каждой операции единственной машиной.

Список литературы

1. Максименко, А. Н. Диагностика строительных, дорожных и подъемнотранспортных машин : учеб. пособие [Текст] / А. Н. Максименко, Г. Л. Антипенко, Г. С. Лягушев. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2008. – 302 с.
2. Ширман, А. Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования [Текст] / А. Р. Ширман, А. Б. Соловьев. – М., 1996. – 252 с.
3. Reliability-Centered Maintenance (RCM) for Command, Control, Communications, Computer, Intelligence, Surveillance, and Reconnaissance (C4ISR) Facilities. Technical Manual 5-698-2. - Washington, DC: Headquarters Department of the Army, 2006. – 96 p..
4. Александровская, Л. Н. Современные методы обеспечения безотказности сложных технических систем [Текст] / Л. Н. Александровская, А. П. Афанасьев, А. А. Лисов. – М.: Логос, 2001. – 208 с.
5. Матвеевский, В. Р. Надежность технических систем / В. Р. Матвеевский. – М.: МГИЭМ, 2002. – 113 с.
6. ReliaSoft Corp. Economical Life Model for Repairable Systems / Reliability HotWire. – 2006. – № 6.
7. Костерев, В. В. Надежность технических систем и управление риском / В. В. Кос- терев. – М.: МИФИ, 2008. – 280 с.
8. Безотказность и надежность технологических комплексов [Текст] / В. Я. Анилович [и др.] // Вестн. ХГТУСХ. Повышение надежности восстанавливаемых деталей машин. – 1996. – С. 20-25.
9. Пастухов, В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.11 / В. І. Пастухов ; ХНТУСГ. – Харків, 2006. – 38 с.
10. Грачев, Р. Ю. Повышение эффективности эксплуатации машин технологического комплекса методом частичного резервирования (на примере культуртехнических работ) : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Р. Ю. Грачев ; Моск. гос. ун-т природообустройства. – Москва, 2007. – 18 с.
11. Надежность и эффективность в технике : справочник : в 10 т. / ред. совет : В. С. Авдуевский (пред.) [и др.] ; под общ. ред. В. Ф. Уткина, Ю. В. Крючкова. – М. : Машиностроение, 1988. – Т. 3. Эффективность технических систем. - 328 с.
12. Надійність сільськогосподарської техніки : підручник [Текст] / М. І. Чорновол [та ін.] ; за заг. редакцією М. І. Чорновола. – Кіровоград : КОД, 2010. – 320 с.

13. Hacker L. Limitations of the Exponential Distribution for Reliability Analysis / Reliability Edge. – 2001. – № 3. – P. 1-3.

Andrey Nevzorov, Assos. Prof., PhD tech. sci., Yuri Kovalchuk, Assos. Prof., PhD tech. sci., Vladimir Didur, Assos. Prof., PhD tech. sci.
Uman National University of Horticulture, Uman, Ukraine

Effects of reliability for the probability of agricultural machinery performance process

When performing many works downtime due to machine failure lead to irretrievable loss of the products or reduction in other benefits. For example, agricultural failures lead to lost production because the yield of crops depends on the timing of technological operations. Purpose of the article - to determine the probability of unacceptable loss of production due to machine failure in the performance of technological operations (for example, processes of crop).

Since the reliability and performance of machines increases, the time between when the machine operation is often less than or comparable to the MTBF. In this case, even a single complex failures may significantly increase the duration of work and lead to an unacceptable loss of production (in this case, the production task is failed). Therefore, taking into account the recommendations [11], should also determine the probability of the job (the probability that the loss does not exceed the permissible value). On the basis of the account of influence of failures of cars on the loss of production we have developed a new method of determining the appropriate technological complexes machinery manufacturing orders. The decision is made based on the results of calculating the likelihood that output will be greater than the minimum allowable value, and comparing this with a threshold probability.

The developed method can be used in crop production and other industries where machine downtime resulting in the loss of production or reduce other benefits. The results of probabilistic calculations by this method can be used to improve the systems of maintenance of machinery (in particular - during the transition to on-condition maintenance). A limitation of this method is to perform each operation only machine.

farm equipment, processes, failures, the probability of failure-free operation

Получено 05.11.15

УДК 621.791

С.І. Маркович, **доц., канд. техн. наук, О.Й. Мажейка, проф., канд. техн. наук, О.В. Дмитренко**, **магістр**
Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна, marko60@mail.ru

Розробка комплексу обладнання для відновлення та зміцнення деталей сільськогосподарських машин класу «круглий стрижень» з застосуванням комбінованої технології

В статті розроблено комплекс обладнання для відновлення та зміцнення деталей сільськогосподарських машин класу «круглий стрижень» з застосуванням комбінованої технології. Розроблено конструкцію вертикальної камери, електродугового розпилювача з незалежним приводом електродних дротів та оптимальною формою направляючих, механізм приводу подачі мікроплазмотрона зі схемою теристорного управління.

електродугове напилення, мікроплазмова обробка, покриття, привід

© С.І. Маркович, О.Й. Мажейка, О.В. Дмитренко, 2015

С.И. Маркович, доц., канд. техн. наук, А.И. Мажейка, проф., канд. техн. наук, А.В. Дмитренко, магистр
Кировоградский национальный технический университет, г. Кировоград, Украина

Разработка комплекса оборудования для восстановления и укрепления деталей сельскохозяйственных машин класса «круглый стержень» с применением комбинированной технологии

В статье разработан комплекс оборудования для восстановления и укрепления деталей сельскохозяйственных машин класса «круглый стержень» с применением комбинированной технологии. Разработана конструкция вертикальной камеры, електродугового распылителя с независимым поводом электродных проводов и оптимальной формой направляющих, механизм привода подачи микроплазмотрона с схемой теристорного управления.

электродуговое напыление, микроплазмовая обработка, покрытие, привод

Постановка проблеми. Застосування для відновлення та зміцнення валів сільськогосподарських машин електродугового напилення (ЕДН) набуло широкого застосування завдяки відносній дешевизні електродних дротів, доступності джерел енергії, низькому термічному впливу на деталь, надійності обладнання для нанесення покриттів, низьким вимогам до кваліфікації персоналу та ін. [1, 2].

Разом з тим існує широка номенклатура валів, поверхні яких піддаються перешліфовуванню в процесі поточного ремонту, працюють в умовах абразивного зношення та ударних навантажень і вимагають специфічних якостей поверхонь відновлення. Перепоною для відновлення деталей такого типу ЕДН є накопичення напружень в покритті в міру зростання його товщини, недостатня адгезія та когезія, значна пористість та неоднорідність, вигорання легуючих елементів, неможливість проплавлення тугоплавких складових покриттів [3, 4, 5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для вирішення цих проблем застосовуються різноманітні технологічні методи: активоване ЕДН з подачею вуглеводнів в зону дуги, підігрів деталі за допомогою газових пальників, СВЧ та печей опору, введення в склад шихти додатків для підвищення температури і стабілізації дуги. Застосування цих методів вимагає додаткового складного устаткування, застосування горючих газів, що ускладнює технологію, погіршує умови праці та підвищує вимоги до кваліфікації персоналу [6, 7].

Для усунення цих недоліків пропонується реалізувати ідею термічного впливу на процес ЕДН за допомогою супутньої мікроплазмової обробки (МО). При цьому за допомогою електродугового розпилювача покриття напилюється на поверхню деталі, що обертається. Одночасно з напиленням проводиться МО спочатку матеріалу основи, а потім кожного шару покриття. Оплавлюючий плазмотрон розташовується на діаметрально протилежній стороні деталі по відношенню до електродугового розпилювача.

Проведені теоретичні дослідження процесу з розрахунком термічнічних циклів і температурних полів в приповерхневому шарі циліндрових деталей. Для цього визначали режими, які сприяли нагріву в необхідному температурному інтервалі, а також товщину оплавленого шару і встановлювали аналітичну залежність між основними параметрами дії плазмової дуги і температурним полем оброблюваної поверхні полів з метою вибору оптимальних параметрів режиму мікроплазмової обробки [8, 9].

Постановка завдання. Для реалізації зазначеної ідеї та практичного застосування теоретичних розробок створено комплекс обладнання для відновлення та зміцнення деталей сільськогосподарських машин класу «круглий стрижень» з застосуванням комбінованої технології, що повинен виконувати слідуючі задачі:

– можливість базування валів сільськогосподарських машин складної форми та розмірів;

– проведення попередньої термічної обробки поверхні деталі перед нанесенням покриття;

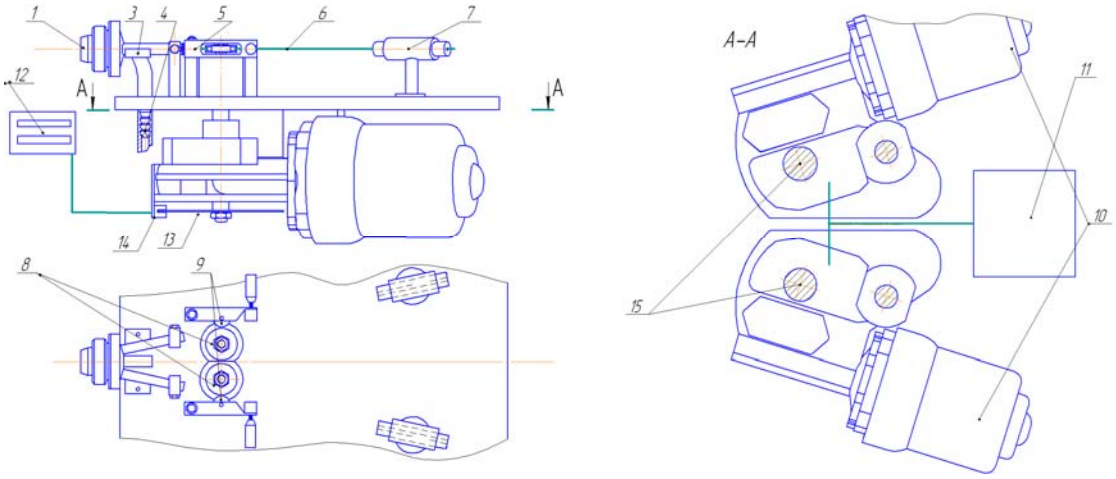
– ЕДН покриття з точним регулюванням подачі кожного з електродних дротів, направляючі;

– проведення супутньої мікроплазмової обробки з можливістю швидкої подачі плазмотрону в зону обробки в залежності від конструктивних особливостей деталі та точного регулювання його подачі в процесі формування покриття в відповідності до теоретично визначених режимів обробки [8];

– автономної заключної МО напиленої поверхні для релаксації напружень.

Виклад основного матеріалу. Для вирішення поставлених задач розроблена камера ЕДН з супутньою МО з вертикальним розташуванням оброблюваного вала (рис.1). Вертикальне розташування оброблюваної деталі обумовлене усуненням залежності від висоти центрів горизонтального обертача та необхідністю розташування електродугового розпилювача і плазмотрона з діаметрально протилежних сторін оброблюваної циліндричної поверхні деталі. Забезпечена герметизація камери за рахунок гумових ущільнювачів та розрідження, що створюється при видаленні зварювальних аерозолів.

Для ЕДН покриття розроблено електродуговий розпилювач з незалежним регулюванням швидкості подачі дротів (рис. 1) [10].



1 – розпилююча голівка, 2 – наконечники ; 3 – клеми; 4 - пневмосистема, 5 – механізм подачі дротів, 6 – дроти, 7 – направляючі дротів, 8 – привідні ролики, 9 – притискні ролики, 10 – моторредуктори, 11 – блок управління;12 – пристрій цифрової індикації, 13 – зчитуючий диск, 14 – ведучий вал; 15 – датчик Холла

Рисунок 1 – Електродуговий розпилювач з незалежним регулюванням швидкості подачі дротів

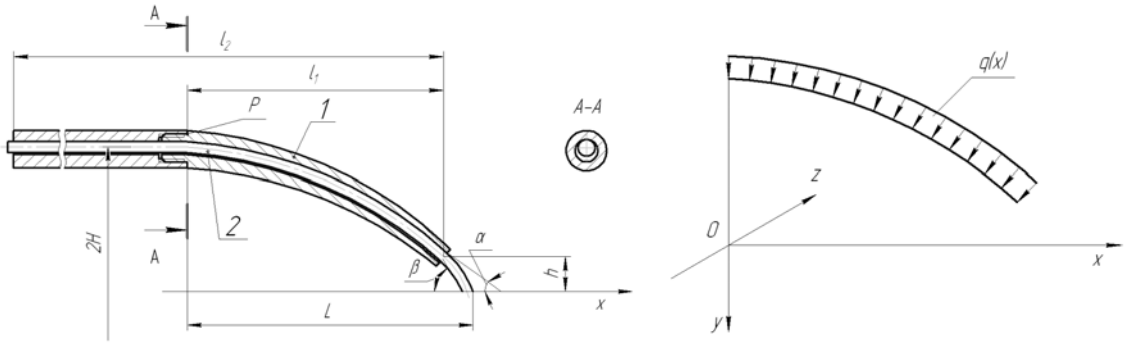
Розробку оптимальної форми направляючих електродних дротів здійснено згідно схеми (рис. 2) та розрахункових виразів, які зв‘язують конструктивні параметри електродугового розпилювача:

$$\alpha = e - \rho \sin\alpha + \sqrt{\rho^2 \sin^2\alpha - 2h\rho\cos\alpha}\,, \tag{1}$$

$$\beta = \alpha + \frac{1}{2\rho}\sqrt{h^2 + (\alpha - e)^2}\,. \tag{2}$$

Задаючись геометричними параметрами конструкції електродугового розпилювача L, h, β і H (рис. 3), а також геометрією перерізу дроту з властивостями його матеріалу E і σ_T, можна визначити параметри χ, q, і l_1 [9]. Отримано емпіричне рівняння для направляючих розпилюючого пристрою оптимальної форми:

$$y = 14.19x^4 - 3.78x^3 + 1.05x^2 - 0.07\,. \tag{3}$$



1 – направляючий наконечник; 2 – дріт; *2H* – відстань між дротами на паралельних відрізках; *β* – кут сходження дротів; *α* – кут виходу дроту з направляючої; *h* – виліт дроту, мм; *L* – відстань від площини, яка проходить через закріплені кінці направляючих, до точки сходження дроту, мм; l_1 – довжина направляючої, мм; l_2 – довжина системи, мм

Рисунок 2 – Схема для розрахунку направляючої

Для здійснення зміцнення супутньої МО застосовувалась установка МПУ-4 з мікроплазмовим пальником УС. ДСР – 45 - 002. Пальник установки кріпився з протилежної сторони відносно електродугового розпилювача на кронштейні. Кронштейн пов'язаний з ходовим гвинтом, який має привід від двигуна постійного струму з блоком керування, що надає можливість безступінчастого регулювання швидкості переміщення мікроплазмового пальника відносно електродугового розпилювача.

Блок керування точною подачею електродних дротів та переміщенням мікроплазмового пальника розроблено на основі схеми згідно рис. 3.

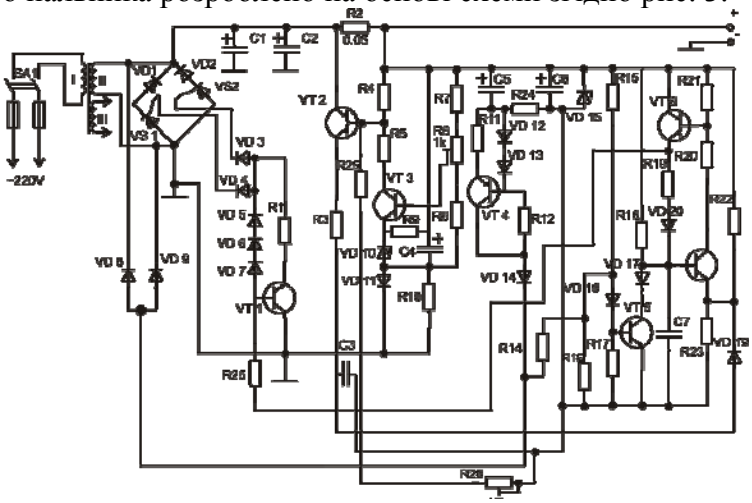


Рисунок 3 – Схема блоку управління швидкістю обертання двигунів приводу

Для прискореної подачі мікроплазмового пальника в зону нанесення покриття застосовувався ходовий гвинт з зубчастим редуктором та асинхронним двигуном.

Висновки. Розроблене обладнання дозволяє:

1. Дослідити вплив попереднього термічного впливу на поверхню основи для підвищення адгезії покриття, встановити вплив коефіцієнта термічного розширення на характеристики покриття, визначити оптимальний час попередньої МО в залежності від геометричних параметрів деталі та інтенсивності тепловідведення.

2. Визначити вплив МО на напруження в покритті, встановити залежність між технологічними параметрами обробки (обертами деталі, швидкістю переміщення плазмотрона, відстанню до поверхні основи) і напруженнями в покритті.

3. Вивчити вплив пошарової супутньої МО на когезію, мікроструктуру, однорідність та пористість покриттів та реалізувати ідею створення композиційних покриттів з тугоплавкими наповнювачами.

4. Дослідити вплив МО на зносостійкість покриттів.

5. Завдяки застосуванню МО розробити покриття з змінними фізико-механічними характеристиками в залежності від характеру навантажень та наявності концентраторів напружень.

6. Надає можливість впровадити в виробництво пропонований технологічний процес, розширити межі застосування ЕДН та підвищити якість відновлюваних деталей.

Список літератури

1. Хасуи А., Моригаки О. Наплавка и напыление / Пер. с яп. В. Н. Попова; под ред. В. С. Степина, Н. Г. Шестеркина. – М.: Машиностроение, 1985. – 240 с.
2. Кречмер 3. Напыление металлов, керамики и пластмасс / 3.Кречмер. – М.: Машиностроение, 1966. – 432 с.
3. Шиліна О.П. Газотермічні методи напилювання покрить [Текст] : навч. посібник для студ. напряму підгот. 0923 "Зварювання" / О. П. Шиліна, А. Ю. Осадчук ; Вінницький національний технічний ун-т. – Вінниця : ВНТУ, 2006. – 103 с.
4. Ивашко В.С. Электротермическая технология нанесения защитных покрытий [Текст] / В.С. Ивашко, И.Л. Куприянов, А.И. Шевцов - Минск : Навука і тэхніка, 1996. – 375 с.
5. Маркович С.І. Дослідження зв`язку зносостійкості з фізико-механічними властивостями покриттів, нанесених електродуговим напиленням різнорідних дротів [Текст] / С.І. Маркович // Проблеми тертя та зношування. – Київ, 2007. – №46. – С. 16-18.
6. Белоцерковский М.А. Восстановление деталей машин активированным газопламенным напылением [Текст] / М.А. Белоцерковский, А. Е. Черепко // Проблеми конструювання, виробництва та эксплуатаціі сільскогосподарської техніки. – Кіровоград: КДТУ, 1999. Вип. 28. – С. 278-281.
7. Белоцерковский, М.А. Ультразвуковая активация процесса газопламенного распыления проволок [Текст] / М.А. Белоцерковский, А.И. Шевцов / Сварка и родственные технологии: респ. межвед. сб. науч. тр. – Минск: БГНПО ПМ, 2008. – № 10. – С. 69–73.
8. Маркович С.І. Перспективи застосування мікроплазмової обробки в процесі відновлення внутрішніх поверхонь корпусних деталей електродуговим напиленням [Текст] / С.І. Маркович, О.Й. Мажейка //Тези доповідей аспірантів і викладачів на XLVI науковій конференції «Наука-виробництву»19 квітня 2012 року. Кіровоград: КДТУ, 2012. – С. 617-619
9. Маркович С.І. Розробка технологічного обладнання для дослідження процесу зміцнення газотермічних покриттів концентрованими потоками енергії [Текст] / С.І. Маркович, О.В. Дмитренко // Підвищення надійності машин і обладнання: Матеріали Всеукраїнської наукової конференції (3-5 квітня 2013р). – Кіровоград: КНТУ, 2013. – С. 50-51.
10. Пат.№ 83220 Україна, МПК C23C4/00. Пристрйі для нанесення електродугових покриттів на внутрішні поверхні корпусних деталей / О.Й. Мажейка, М.І. Черновол, О.В. Дмитренко, С.І. Маркович; заявник і патентовласник КНТУ. – № u2013 03958; заявл. 01.04.2013; опубл. 27.08.2013, Бюл. №16, 2013 р.

Sergey Markovich, Assos. Prof., PhD tech. sci., Oleksandr Mazheyka, Prof., PhD tech. sci., Oleksandr Dmitrenko, Msc.

Kirovohrad national technical university, Kirovohrad, Ukraine

Development of complex of equipment for renewal and strengthening of details of agrarian machines of class «billow» with the use of the combined technology

In the article the question of implementing the idea of thermal influence on arc spraying using microplasma concomitant treatment in the recovery of parts of the "round core". Thus using arc spray coating deposited on the surface of the workpiece to be rotated. Simultaneously held microplasma spray finishing first base material, and each layer of the coating.

To address the problems developed arc spraying chamber with concomitant treatment with micro plasma processed vertical shaft. Electric-spray developed with independent variable speed feed wire patented in Ukraine. Designed guide optimal form of electric wires. Designed for precision equipment supply and stepless speed regulation regarding the movement of micro plasma arc torch spray.

Founded equipment allows to investigate the effect of related micro plasma treatment at arc spraying on adhesion, cohesion, microstructure uniformity, porosity, wear resistance of coatings and implement the idea of creating a composite coating with refractory fillers, allowing to implement in production the proposed manufacturing process of restoring parts of the "round core" , to expand the scope of application of arc spraying and improve the quality of renewable parts.

electric-arc spraying micro plasma, coverage, drive

Одержано 5.11.15

УДК 631.361:637

А.О. Парієв, канд. техн. наук, ст.наук.співроб., О.О. Дробишев, ст. наук. співроб., Т.М. Коротченко, наук. співроб.
Запорізький науково-дослідний центр механізації тваринництва, м.Запоріжжя, Україна, imtuaan@ukr.net

Експериментальний зразок розкидача солом'яної підстилки

Для механізації процесу внесення підстилки розроблено розкидач, який призначений для роздавання солом'яної підстилки при безприв'язно-боксовому утриманні ВРХ. Експериментальний зразок розкидача для внесення солом'яної підстилки з роторно-пальцевим органом виготовлено з комплектом (комбінацією) робочих органів.
солом'яна підстилка, безприв'язно-боксове утримання, **розкидач, роторно-пальцевий орган**

А.А. Париев, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., О.А. Дробышев, ст. науч. сотр., Т.Н. Коротченко, науч. сотр.
Запорожский научно-исследовательский центр механизации животноводства, г.Запорожье, Украина
Экспериментальный образец разбрасывателя соломенной подстилки

Для механизации процесса внесения подстилки разработан разбрасыватель, который предназначен для раздачи соломенной подстилки при беспривязно-боксовом содержании КРС. Экспериментальный образец разбрасывателя для внесения соломенной подстилки с роторно-пальцевым органом изготовлен с комплектом (комбинацией) рабочих органов**.**
соломенная подстилка, беспривязно-боксовое содержание, разбрасыватель, роторно-пальцевый орган

Постановка проблеми. Від створення належних умов відпочинку корів залежить 20-25 % їх продуктивності. В технології безприв'язно-боксового утримання корів високопродуктивній молочній худобі потрібно відпочивати в боксах 12-14 годин на добу. Основним для відпочинку худоби є комфорт боксів, рівень якого визначається відсотком зайнятих стійл (боксів) у корівниках. Але практика вітчизняних господарств з безприв'язно-боксовою технологією, у т.ч. і наші етологічні спостереження на сучасних великотоварних молочних фермах півдня України доводять, що рівень комфорту боксів для молочної худоби є доволі низьким, а відсоток боксів, зайнятих худобою, становить лише 36-45 % (норма 80-85%).

Низький рівень комфортності боксів на вітчизняних фермах обумовлений у першу чергу відсутністю технічних засобів для внесення підстилки, які відповідають зоотехнічним і технологічним вимогам з механізації цього процесу. А на практиці внесення підстилки в бокси відбувається вручну без будь-якого дотримання названих вимог.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогодні існують ряд засобів для подрібнення, завантаження та роздавання солом'яної підстилки. Але як показує практика та аналіз їх роботи на фермах ВРХ з безприв'язно-боксовим утриманням, вони мають суттєві недоліки: відсутність локального, дозованого, розподіленого внесення підстилки в бокси, значне запилення (30 мг/м^3 і більше) корівника, з наступними негативними наслідками, велика питома енергомісткість (50-55 кВт), великі габарити і маса обладнання, значна частина машин (міксери місткістю 9-12 м^3 і більше), що обмежує їх

© А.О. Парієв, О.О. Дробишев, Т.М. Коротченко, 2015

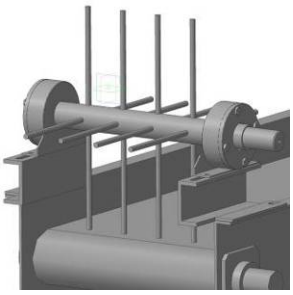
використання в реконструйованих корівниках з безприв'язно–боксовим утриманням молочної худоби.

Постановка завдання. Виходячи із вище сказаного, питання з розробки нового засобу механізованого роздавання соломи на фермах ВРХ з безприв'язним утриманням без утворення повітряного потоку для розкидання підстилки на даний момент часу є актуальним.

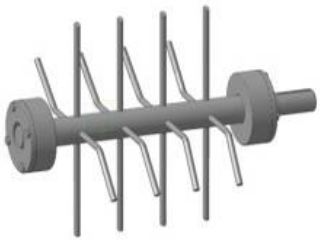
Виклад основного матеріалу. Для механізації процесу внесення підстилки в ЗНДЦМТ розроблено розкидач солом'яної підстилки при безприв'язному утриманні ВРХ в боксах. Базою для технічних засобів з підготовки та внесення підстилки обрано одновісний вузькогабаритний кормороздавач, який агрегатується з легким колісним трактором класу 0,4 тс (типу Т-020), що є аналогом однооперaційного кормороздавача типу КТУ та призначений для роздавання подрібненої (6-15 см) солом'яної підстилки при безприв'язному утриманні ВРХ в боксах, з максимальним покриттям підстилкою боксів по площині 1,95х1,3м. Загальний вигляд роздавача підстилки показано на рис.1.

Рисунок 1 – Загальний вид розкидача підстилки

Робочим органом для внесення підстилки є ротор з чотирма рядами пальців. Конструктивна модель і загальний вигляд представлено на рис.2-3. У першому варіанті з прямим пальцями (рис.2а-3а), в другому варіанті – з пальцями, частина з яких виконана гнутими під кутом 30° (45°) (рис.3а-3б).



а) прямі пальці ротору



б) гнуті пальці ротору

Рисунок 2 – Конструктивна модель робочого органу

а) прямі пальці ротору

б) гнуті пальці ротору

Рисунок 3 – Загальний вид робочого органу роторно-пальцевого типу

Технологічний процес розкидання підстилки пристроєм відбувається таким чином.

Солома подається повздовжнім подавальним транспортером до бітерів, якими розрівнюється і подається на поперечний вивантажувальний транспортер, яким вже подається до ротору. На виході з поперечного вивантажувального транспортеру, при обертанні ротору, підстилковий матеріал захоплюється і скидається пальцями різної конфігурації (рис.3) з поперечного вивантажувального транспортеру на підлогу боксу.

Прямі пальці ротору одного ряду, що встановлені радіально відносно вала ротора, зрізують солом'яну масу, яка подається поперечним вивантажувальним транспортером, і кидають її у розпушеному вигляді на підлогу боксу. У другому ряді розташовані під кутом один до одного пальці спочатку ущільнюють солом'яну масу, а вже потім кидають її у вигляді ущільненої порції, яка долає більшу відстань за рахунок зменшення кінетичної енергії обертання і зменшення опору повітря, ніж попередня розпушена порція солом'яної маси. Таким чином, при незмінній частоті обертання валу ротора, солом'яна маса скидається з поперечного вивантажувального транспортеру пальцями ротору на різну відстань, чим досягається розширення смуги розкиданої маси і потрібне розподілення підстилки по довжині боксу. До того ж, ущільнена маса при викиданні з поперечного транспортеру, залишає після себе меншу кількість пилу ніж розпушена. Таким чином знижується загальна кількість пилу, яка викидається у повітря

Загальна кінематична схема приводу роторно-пальцевого робочого органу роздавача від приводного ланцюгового контуру представлено на рис.4, а безпосередньо привод ротора від приводного ланцюгового контуру вивантажувального (поперечного) транспортеру, за допомогою проміжної зірочки, яка забезпечує реверсивний напрямок ланцюга для приводу ротора у потрібному напрямку – на рис.5-6.

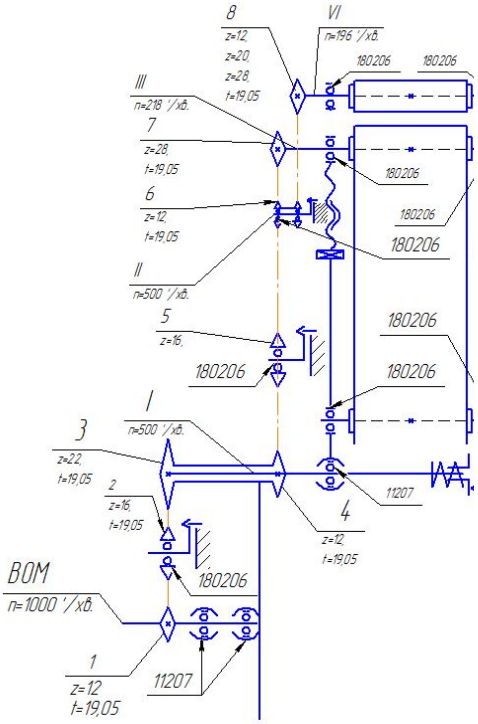


Рисунок 4 – Кінематична схема приводу роторно-пальцевого робочого органу

Рисунок 5 – Загальний вигляд пальцевого ротору з його приводом

Рисунок 6 – Загальний вигляд приводу ротора

Схема приводу роторно-пальцевого робочого органу від приводного ланцюгового контуру вивантажувального (поперечного) транспортеру показано па рис.7.

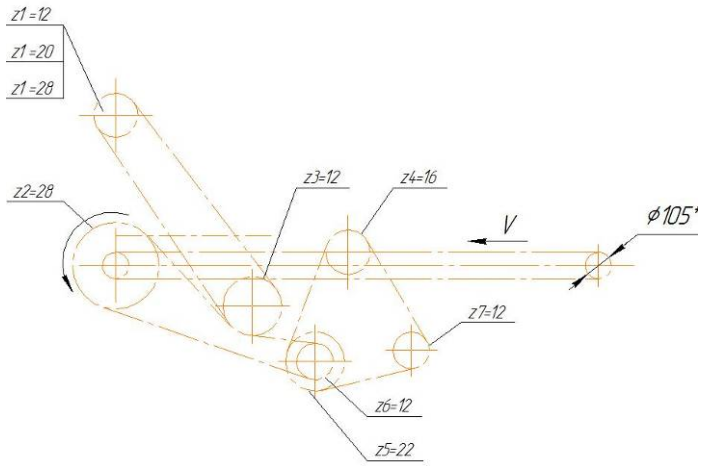


Рисунок 7 – Схема приводу роторно-пальцевого робочого органу від приводного ланцюгового контуру вивантажувального (поперечного) транспортеру

Технічна характеристика роздавача підстилки представлено в табл.1.

Таблиця 1 – Технічна характеристика роздавача підстилки

Продуктивність, т/год	0,5-2
Місткість кузова, $м^3$	3,5 (4,15)
Вантажопідйомність, кГс	1000
Габаритні розміри, мм	4200 х1300 х 2100
Маса роздавача, кг	850
Швидкість на роздачі матеріалу, км/год	2,5-3

Висновки. Аналіз існуючого обладнання для роздачі солом'яної підстилки показав, що воно має суттєвий технологічний недолік: нестійку і ненадійну роботу вентиляторних робочих органів, а також відсутність дозованого внесення підстилки. В зв'язку з цим, є доцільною розробка перспективного роздавача без утворення повітряного потоку для розкидання підстилки, з дозованим внесенням підстилки в бокси. Експериментальний зразок розкидача підстилки з роторно-пальцевим органом дозволить створити обладнання, яке відповідає зоотехнічним і технологічним вимогам, та є енергоощадним обладнанням

Список літератури

1. Парієв А.О. Аналіз та класифікація розкидачів солом'яної підстилки для великої рогатої худоби [Текст] / А. Парієв, С. Луц // Механізація, екологізація та конвертація біосировини в тваринництві.: зб. наук. праць / Ін-т мех. тваринництва НААН. – Запоріжжя, 2011. Вип. 1(7) – С.260-264.- ISSN2075-1591.
2. Пат. 73327 Україна, МПК (2006.01) А01К1/015. Пристрій для розкидання підстилки / С. М. Луц, І. А. Шевченко, А.О. Парієв; заявник і патентовласник Ін-т мех. Тв-ва НААН. – № u 2012 00793; заявл. 26.01.2012; опублік. 25.09.2012, Бюл. № 18, 2012 р.

Andrew Pariiev, PhD tech. sci.cand., senior researcher, Oleh Drobyshev, senior researcher, Tatyana Korotchenko, researcher
Zaporizhia research center on mechanization of livestock, Zaporizhye, Ukraine
The experimental model of spreader straw

The goal - to develop a new tool for spreading straw without the formation of air flow to cattle farms

For the mechanization of the process developed spreader intended for spreading straw animals. The pilot spreader for making straw bedding of the rotary-finger body is made of a set (combination) working bodies.

Analysis of existing equipment for distribution of litter has shown that it has considerable technological drawback: unstable and unreliable fan and no dose. Thus, the development of promising models appropriate. Designed Straw able to work with damp straw (more than 14- 16%) and has a smaller tractor power
litter, loose-boxed content, spreaders, rotary-finger body

Одержано 5.11.15

УДК 631.33

В.Б. Бойко, інж., В.О. Улексін, доц., канд. техн. наук, В.С. Мілько
Дніпропетровський державний аграрний університет, м. Дніпропетровськ, Україна, vlad-boyko@mail.ru

Пневмосистема для гідропневматичного висівного апарата

Приведені результати досліджень агрегатів пневмосистеми для ручної сівалки однозернового висіву насіння з гідропневматичним висівним апаратом, наводяться формули для інженерного розрахунку основних параметрів пневмосистеми.
висівний апарат, однонасіннєвий висів, пневматична система, компресор

В.Б. Бойко, инж., В.А. Улексин, доц., канд. техн. наук, В.С. Милько
Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет, г.Днепропетровск, Украина
Пневмосистема для гидропневматического высевающего аппарата

Приведены результаты исследований агрегатов пневмосистемы для ручной сеялки однозернового высева семян с гидропневматическим высевающим аппаратом, приводятся формулы для инженерного расчета основных параметров пневмосистемы.
высевающий аппарат, односеменной высев, пневматическая система, компрессор

Постановка проблеми та аналіз останніх публікацій. Запропонований спосіб однонасіннєвого координатного висіву насіння у мостовому землеробстві [2] було реалізовано у лабораторній установці, дослідження якої підтвердили роботоспроможність гідропневматичного висівного апарата (ГВА). Застосування дозатора для поштучного відбору насіння з насіннєвої ємності і подачі його в зону висіву, дозволяє розширити область застосування ГВА. Відомо, що при проведенні робіт на дослідних ділянках або при висіві дорогого кондиційного насіння дрібнонасіннєвих культур через відсутність спеціальних висівних апаратів широко застосовується ручний спосіб висіву [3]. Для використання запропонованого ГВА, з метою механізації однонасіннєвого висіву, необхідно вирішити ряд задач, зокрема забезпечити ручну сівалку пневмосистемою.

Постановка завдання. Обґрунтувати параметри та вибрати пристрої для пневмосистеми ручної сівалки з гідропневматичним висівним апаратом.

© В.Б. Бойко, В.О. Улексін, В.С. Мілько, 2015

Виклад основного матеріалу. Для роботи ГВА потрібен надлишковий тиск повітря у межах 0,08…0,15 МПа. При використанні цього пристрою у складі мостової машини можна використовувати наявне пневматичне обладнання, а для ручної сівалки таке обладнання необхідно створити. Продуктивність компресора для ручної сівалки повинна бути мінімальною, але не меншою, ніж витрата повітря ГВА, який, за нашими даними (рис. 1, [1]), споживає не більше 1,5…3,5 л/хв стиснутого повітря (тут і далі об'єм повітря приведено до атмосферного тиску).

Установку пневмообладнання на ручній сівалці з ГВА доцільно здійснювати за схемою, представленою на рис. 2б, у якій компресор залишається на полі і короткочасно підключається лише для зарядки ресивера. Це дозволяє зменшити вагу ручної сівалки але потребує збільшення запасу повітря у ресивері, що може бути досягнуто збільшенням тиску повітря або збільшенням об'єму ресивера.

Для забезпечення безперервної роботи сівалки без підзарядки на протязі 10 хв при витраті повітря 3,5 л/хв (з частотою висіву 3 Гц), необхідно мати у ресивері запас повітря V_p не менше 35 л.

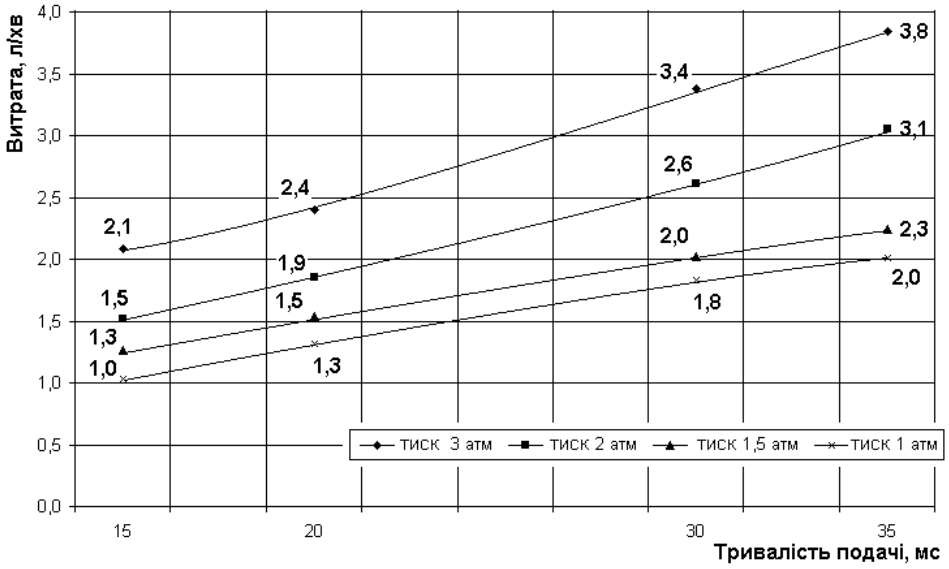
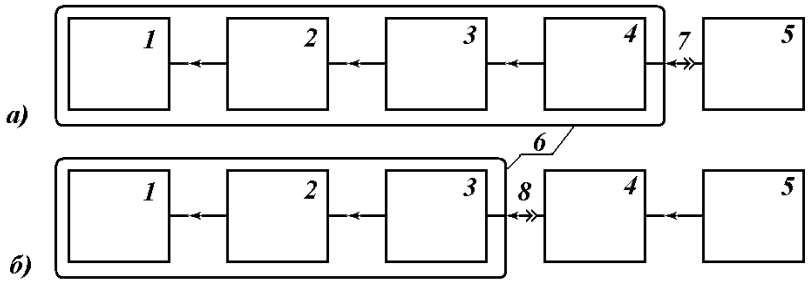


Рисунок 1 – Залежність середньої витрати повітря у л/хв через електропневматичний клапан ГВА від тиску на вході та тривалості подачі при частоті впорскування 3 Гц

Джерело: розроблено автором



а) – компресор встановлено на сівалці, б) компресор встановлено на зарядній станції

1 – гідропневматичний висівний апарат; 2 – регулююча пневмоапаратура; 3 – ресивер; 4 – компресор; 5 – джерело електроенергії; 6 – сівалка; 7 та 8 – електричний та пневматичний рознімачі, відповідно

Рисунок 2 – Варіанти розміщення агрегатів пневмосистеми на ручній сівалці

Джерело: розроблено автором

При необхідному надлишковому тиску на вході у ГВА P_a (рівному 0,1 МПа), «мертвий» об'єм повітря у ресивері становить $V*(P_a + P_0)/P_0$, де V – об'єм ресивера, P_0, – атмосферний тиск (0,1 МПа). Об'єм повітря, який може бути використаним, можна визначити як:

$$V_p = V*(P_p - P_a)/P_0,$$

де P_p – початковий надлишковий тиск у ресивері, що може створити компресор.

Таким чином, необхідний об'єм ресивера V для забезпечення роботи ГВА на протязі 10 хв при робочому надлишковому тиску компресора P_p становить

$$V = V_p*P_0/(P_p - P_a),$$

або, при заданому об'ємі ресивера V, початковий надлишковий тиск у ресивері повинен бути

$$P_p = V_p*P_0/V + P_a .$$

Продуктивність будь-якого компресора залежить від тиску на виході. Для використаного нами поршневого компресора фірми ALEX модель NP.ZL потужністю 125 Вт, було знято витратну характеристику, яку представлено на рис. 3. При знятті характеристики використовувався ресивер об'ємом V = 2,25 л. Розрахунок продуктивності Q_i у децилітрах за хвилину проводився за залежністю:

$$Q_i = 600* V/(t_n - t_{n-1}), \text{ дл/хв}$$

де $(t_n - t_{n-1})$ – час збільшення тиску у інтервалі $P_{n-1}...P_n$, с.

При цьому величина інтервалів зміни тиску у ресивері прийнята $P_n - P_{n-1} = P_0 = 0,1$ МПа. Одиниці вимірювання (дл/хв) вибрані для зручності суміщення графіків часу наповнення ресивера та продуктивності компресора.

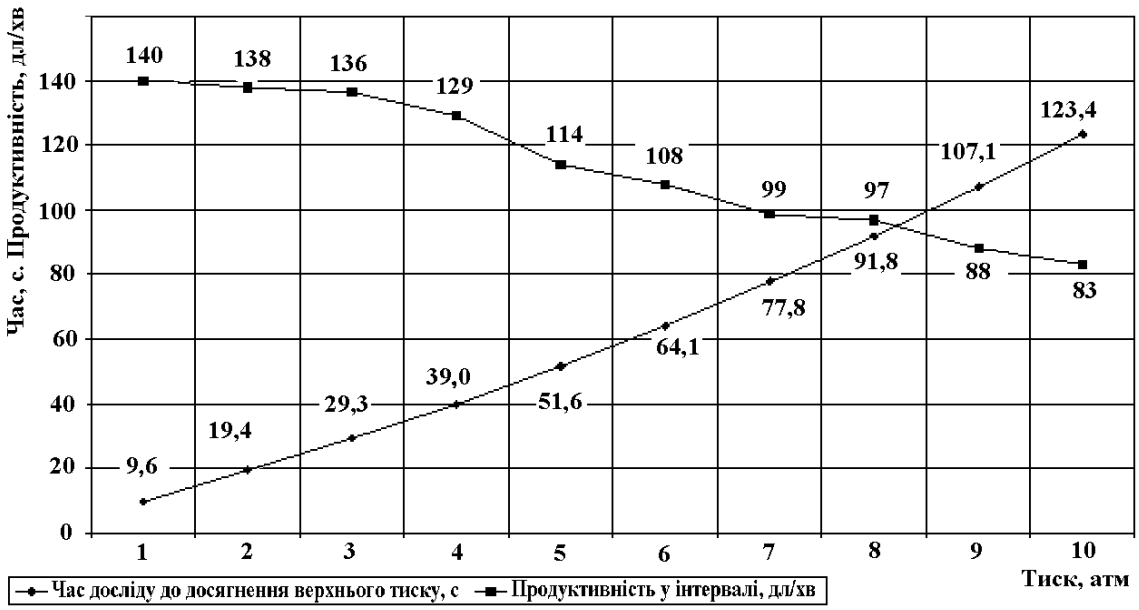


Рисунок 3 – Залежність часу t наповнення ресивера місткістю V = 2,25 л (с) до тиску P 1…10 атм та продуктивність компресора Q_i по інтервалам (P – 1)…P (атм) у децилітрах за хвилину

Джерело: розроблено автором

Як видно з характеристики, продуктивність компресора зберігається на достатньому рівні до тиску 1 МПа (10 атм). При подальшому збільшенні тиску

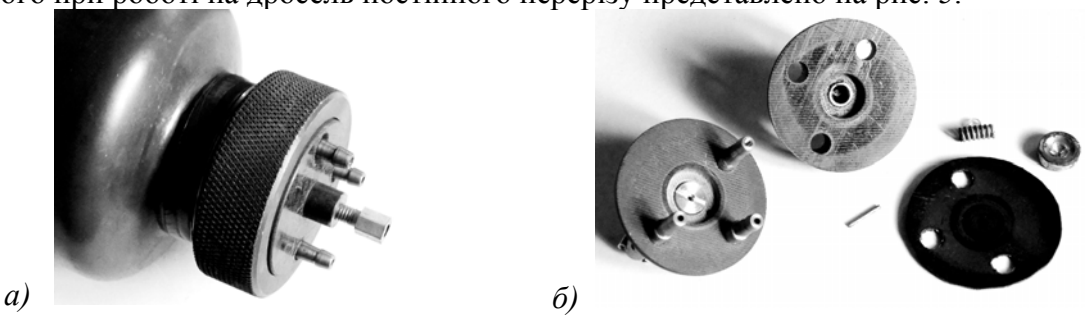
(максимальне значення 16…17 атм) продуктивність різко знижується, а привідний електродвигун перевантажується і починає інтенсивно нагріватися, що обмежує можливості даного компресора. Таким чином, для роботи ручної сівалки з вибраним компресором необхідно встановити ресивер об'ємом

$$V = V_p*P_0/(P_p - P_a) = 35*0,1/(1 - 0,2) = 4,38 \text{ л},$$

розрахований на робочий тиск 1 МПа (10 атм).

Час зарядки ресивера сівалки компресором (при відсутності допоміжного ресивера, встановленого на зарядній станції) до робочого тиску 1 МПа не перевищуватиме 35/8,3 = 4,22 хв.

Ресивер повинен сполучатися з ГВА через редуктор, який підтримував би постійним робочий тиск. Редуктор, вмонтований у кришку ресивера (рис. 4), було розроблено, виготовлено і випробувано. Залежність вихідного тиску редуктора від вхідного при роботі на дросель постійного перерізу представлено на рис. 5.



а) – ресивер у зборі з редуктором; б) – редуктор у розібраному вигляді

Рисунок 4 –Загальний вигляд редуктора низького тиску

Джерело: розроблено автором

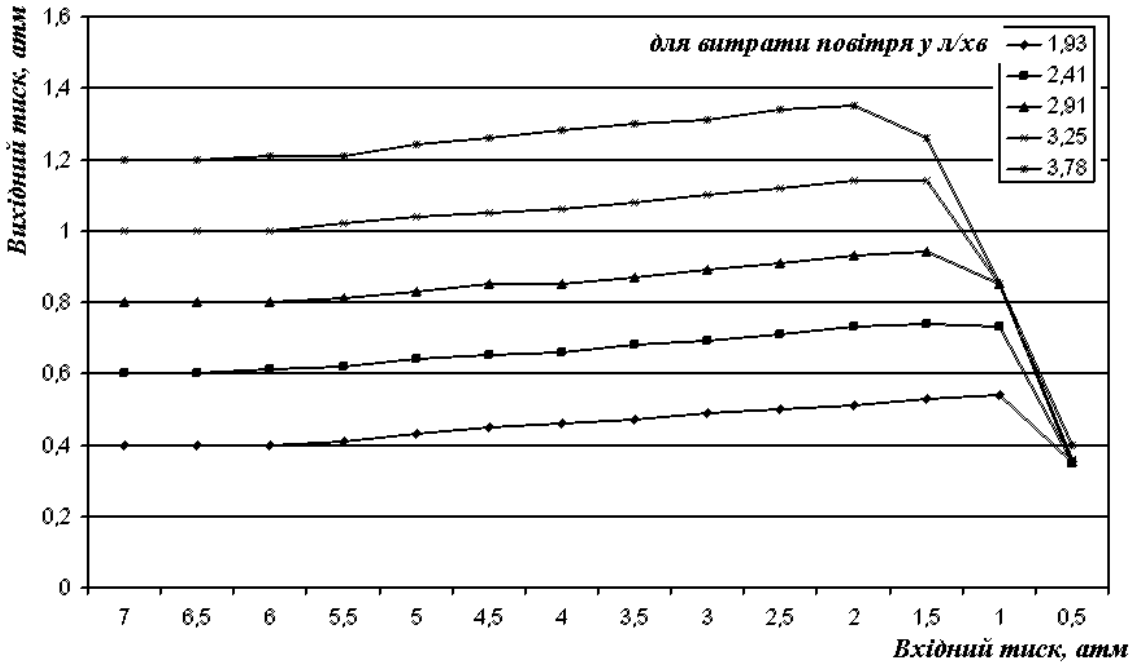


Рисунок 5 – Залежність вихідного тиску редуктора від вхідного при роботі на дросель постійного перерізу (при середньому значенні витрати повітря у л/хв.)

Джерело: розроблено автором

Підвищення вихідного тиску при зменшенні вхідного пояснюється дією сили тиску на регулюючий клапан редуктора (клапан зворотного типу, який відкривається проти потоку). Миттєве значення витрати повітря через електропневмоклапан ГВА на порядок більше його середнього значення, що викликає суттєві пульсації вихідного тиску. Для усунення цього негативного явища на виході редуктора включено ресивер низького тиску об'ємом 1 л.

Компресор для практичного використання дообладнано корпусом з'єднувальної арматури у який вмонтовано масло- вологоуловлювач, штуцери для підключення впускного і нагнітальних трубопроводів, фільтр очистки повітря, кнопкову станцію з реле. Живлення компресора в польових умовах можна здійснити від побутової мережі 220 В або від малогабаритного мотор-генератора.

Результати проведеної роботи по створенню пневмосистеми для ручної сівалки з гідропневматичним висівним апаратом доводять можливість використання мотор-компресора NP.ZL, потужністю 125 Вт. Наведені залежності дозволяють виконувати інженерні розрахунки агрегатів пневмосистеми.

Список літератури

1. Бойко В.Б.. Дослідження гідропневматичного висівного апарата [Текст] / Бойко В.Б., Улексін В.О. // Геотехническая механика: Межведомственный сборник научных трудов: выпуск 75. Институт геотехнической механики им. Н.С.Полякова НАН Украины, – Днепропетровск, 2008. – С. 228-231
2. Бойко В.Б. Обґрунтування параметрів дозатора для гідропневматичного висівного апарата [Текст] / Бойко В.Б., Улексін В.О. // Вісник ХНТУСГ. Випуск 156. "Механізація сільськогосподарського виробництва". – Харків:, 2015. – С. 52...60
3. Кириченко Р.В. Обґрунтування параметрів та розробка вібраційно-дискового висівного апарата для однонасіннєвої сівби дрібного насіння: [Текст] / Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – Харків, 2011.

Vladyslav Boyko, assist., Vasil Uleksin, Assos. Prof., PhD tech. sci., V. Milko
Dnipropetrovsk State Agrarian and Economic University, Dnipropetrovsk, Ukraine

The pneumatic system for a hydropneumatic sowing device

At the Dnepropetrovsk agricultural University proposed the method of single seed sowing of vegetable seeds. For this purpose we developed and constructed a laboratory model of the hydropneumatic sowing device, experiments which confirmed its operability.

Application of the developed metering device for piece selection of seeds from seed tanks and feeding it into the zone of sowing, allows precise seeded planting seeds.

To use the proposed apparatus to the mechanization of single seed sowing it is necessary to solve a number of problems, in particular to provide a hand-seeder with pneumatic system.

In this paper the results of studies of aggregates of the pneumatic system for manual drill-seeded seeding with hydro-pneumatic metering system, the expressions for engineering calculation of the main parameters of the pneumatic system.

seed distribution vehicle, single seed, pneumatic system, compressor

Одержано 20.11.15

УДК 629.114

О.О. Назаренко, канд. техн. наук
Полтавська державна аграрна академія, м.Полтава, Україна, alex_nazarenko@rambler.ru
О.С. Пушка, доц., канд. техн. наук
Уманський національний університет садівництва, м.Умань, Україна, ushka79@ysandex.ru

Теоретичне дослідження режимів роботи машинно-тракторних агрегатів

Викладено результати теоретичних досліджень показників машинно-тракторного агрегату на базі колісного трактора тягового класу 30 кН. Обґрунтовано раціональний спосіб регулювання паливоподачі при виконанні транспортних робіт, основного та поверхневого обробітку ґрунту, який вперше враховує навантаження машинно-тракторного агрегату і положення важеля керування паливним насосом високого тиску.
машинно-тракторний агрегат, ресурсозберігаючі режими, ефективність експлуатації

А.А. Назаренко, канд. техн. наук
Полтавская государственная аграрная академия, г.Полтава, Украина
А.С. Пушка, доц., канд. техн. наук
Уманский национальный университет садоводства, г.Умань, Украина
Теоретическое исследование режимов работы машинно-тракторных агрегатов

Изложены результаты теоретических исследований машинно-тракторного агрегата на базе колесного трактора тягового класса 30 кН. Предложено рациональный способ регулировки топливоподачи при выполнении транспортных работ, основного и поверхностного возделывания почвы, который впервые учитывает нагрузку машинно-тракторного агрегата и положение рычага управления топливным насосом высокого давления.
машинно-тракторный агрегат, ресурсосохраняющие режимы, эффективность эксплуатации

Постановка проблеми. Ефективність сільськогосподарського виробництва в значній мірі залежить від експлуатаційних показників машинно-тракторних агрегатів (МТА) при виконанні технологічних операцій, які характеризуються зміною режимів навантаження. Дослідження експлуатаційно-економічних показників МТА – складне організаційно-технічне завдання через відсутність необхідної техніки, обладнання, приладів і паливно-мастильних матеріалів. Тому особливого значення набуває математичне моделювання технологічних процесів за участю тракториста, машинного агрегату і різних технологічних операцій.

Аналіз основних публікацій. Математична модель динамічної системи: “енергетичний засіб – силові та ходові частини МТА – технологічні операції” отримана шляхом удосконалення математичної моделі, приведеної в роботах [1, 2].

Дослідження тягово-динамічних процесів машинно-тракторного агрегату базуються на швидкісних, навантажувальних та регуляторних характеристиках двигуна, однак за основу теоретичних досліджень береться швидкісна характеристика двигуна при різних варіантах характеристик паливоподачі паливного насосу високого тиску. При цьому, обертовий момент дизеля приймає значення в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна.

© О.О. Назаренк, О.С. Пушка, 2015

Тому задача даних досліджень полягає у складанні диференціальних і алгебраїчних рівнянь, що відображають механізм перетворення вхідних та вихідних координат по кожному блоку і ланці функціональної блок-схеми системи "енергетичний засіб – силові та ходові частини МТА – технологічні операції". Сукупність таких рівнянь і опис зовнішніх дій на систему, початкових умов, функціональних залежностей представлена в даній математичній моделі.

Постановка завдання. Метою даної роботи є розробка функціональної схеми з її блоками і зв'язками для математичних моделей розрахунків статичних і динамічних характеристик паливного насоса високого тиску з різними варіантами регуляторів і дизеля, паливно-економічних і динамічних показників МТА.

Викладення матеріалу та результати. Для математичного моделювання процесів рушання, розгону та усталеного руху МТА вдосконалена структурно-функціональна схема МТА, яка складається із трьох блоків (рис. 1):
1 – енергетичний засіб; 2 – силові та ходові частини; 3 – технологічні операції.

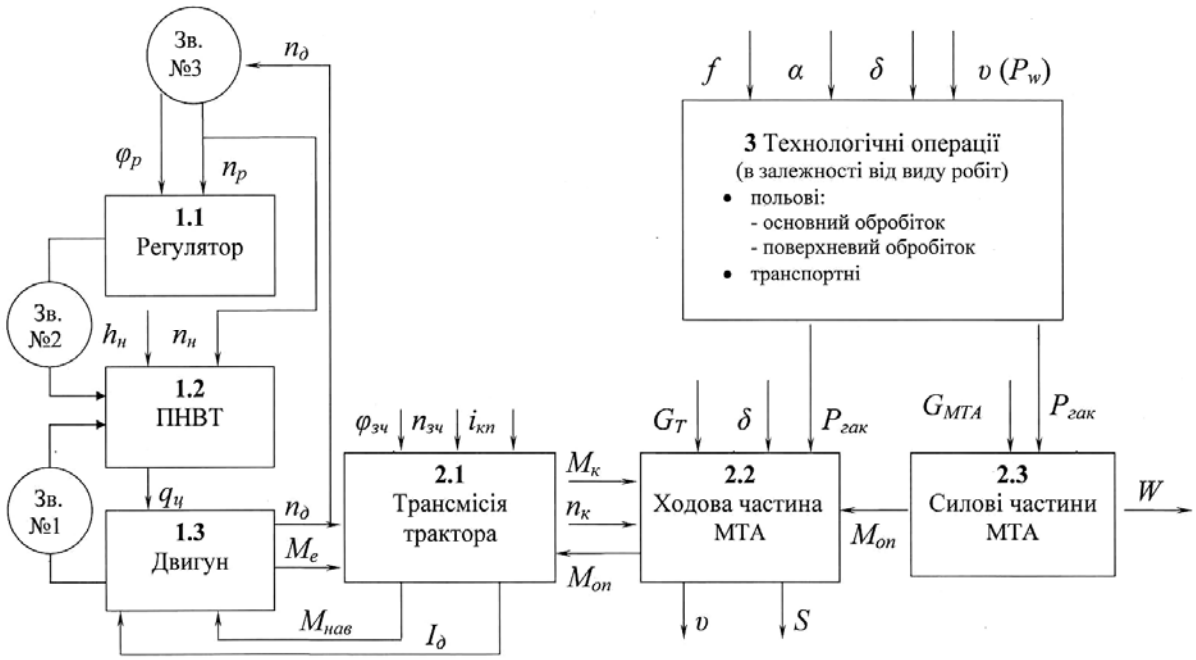


Рисунок 1 – Структурно-функціональна схема МТА "енергетичний засіб – силові та ходові частини – технологічні операції"

Джерело: розроблено авторами з використанням [2]

В ланці 1.1 – універсальним регулятором швидкості в залежності від кута положення ручного важеля керування подачею палива φ_p та значень частоти обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) $n_д$ виконується автоматичний вибір режиму регулювання паливоподачі і формується положення дозаторів паливного насоса високого тиску (ПНВТ), координата $h_н$. При цьому, частота обертання вала регулятора і кулачкового вала ПНВТ визначається зв'язком 2 по поточному значенню частоти обертання $n_д$ колінчастого вала ДВЗ.

Отримані параметри координати положення рейки $h_н$ і частоти обертання $n_н$ вала ПНВТ передаються до ланки 1.2 – ПНВТ. Ланка 1.2 – ПНВТ об'єднує в собі систему ПНВТ – трубопроводи високого тиску – форсунки і формує величину циклової подачі палива $q_ц$, яка передається до ланки 1.3 – ДВЗ.

В ланку 1.3 – ДВЗ із блоку 2 – силові та ходові частини МТА, від ланки 2.1 – трансмісія, надходить момент навантаження $M_{нав}$ і сумарний момент інерції рухомих мас трансмісії та ходової частини трактора і причіпної машини $I_д$, приведений до

колінчастого вала ДВЗ. Враховуючи значення моменту навантаження $M_{нав}$, в блоці 1 (в ланці 1.3) визначається ефективний обертовий момент M_e і частота обертання колінчастого вала ДВЗ $n_д$, які передаються до ланки 2.1 – трансмісія блоку 2.

До ланки 2.1 – трансмісія, також прикладені сила опору $P_{оп}$, момент опору $M_{оп}$. Сумарна сила тягового опору руху $P_{гак}$ МТА визначається в блоці 3 – сила тяги на гаку трактора і залежить від експлуатаційної ваги $G_{МТА}$ і швидкості υ МТА, коефіцієнта опору перекочуванню f, кута підйому α та інших параметрів при русі МТА.

Із врахуванням передаточних чисел коробки передач, головної і кінцевої передач трактора, к.к.д. трансмісії трактора від ланки 1.3 блоку 1 – ДВЗ через ланку 2.1 – трансмісія до ланки 2.2 – ходова частина передається обертовий момент $M_к$ і частота обертання $n_к$.

Враховуючи ці параметри, а також положення педалі керування зчепленням $\varphi_{зч}$ і номер ввімкненої передачі коробки передач $i_{кп}$ в ланці 2.2 – ходова частина, визначається швидкість руху υ та шлях S, пройдений МТА. Окрім цих показників визначаються режимні параметри ДВЗ і експлуатаційні показники МТА на базі трактора тягового зусилля 30 кН.

Вдосконалена математична модель МТА “енергетичний засіб – силові та ходові частини – технологічні операції” з розробленою ресурсозберігаючою системою регулювання паливоподачі виражена у вигляді систем рівнянь.

Сила тягового опору при виконанні транспортної роботи повноприводним трактором:

$$P_{гак}=\frac{G_T\cos\alpha\left(L-a+a_П\right)\pm G_T h_y\sin\alpha\pm G_{МТА}h_y\pm\left[\dfrac{I_З\dfrac{d\upsilon}{dt}}{r_З(1-\delta_З)}+\dfrac{I_П\dfrac{d\upsilon}{dt}}{r_П(1-\delta_П)}\right]}{\left(L-a_З+a_П\right)\left\{\dfrac{1}{\lambda(\varphi_П-f_П)+\varphi_З-f_З}-\dfrac{\cos mt\left[tg\beta(L+l+a_П)+h_{кр}\right]}{L+a_З+a_П}\right\}}, \quad (1)$$

де G_T – вага трактора;

m – період зміни сили тяги на гаку;

t – поточний час;

$d\upsilon/dt$ – прискорення МТА;

$\varphi_П$, $\varphi_З$ – коефіцієнти зчеплення передніх і задніх коліс;

$h_{кр}$ – висота точки причепу;

β – кут нахилу лінії тяги до горизонту;

l – відстань від осі задніх коліс до точки причепу;

h_y – вертикальна координата центра ваги трактора;

a – повздовжня координата центра ваги трактора;

$a_П$, $a_З$ – відстані точок прикладення нормальних навантажень на осі передніх і задніх коліс; δ

$_П$, $\delta_З$ – коефіцієнти буксування передніх і задніх ведучих коліс трактора;

L – повздовжня база трактора;

$r_З$ – радіус кочення задніх коліс;

$r_П$ – радіус кочення передніх коліс;

$I_З$ – момент інерції задніх коліс;

$I_П$ – момент інерції передніх коліс;

λ – коефіцієнт розподілу навантаження.

Погектарна витрата палива агрегатом при виконанні транспортно-польових робіт (транспортуванні та внесенні органічних добрив)

$$q_{га} = \frac{3,7\cdot 10^{-3}}{B_P}\left(\begin{array}{l} \dfrac{45\cdot 10^3 n_д i_ц i_н q_ц}{\upsilon_P} + \dfrac{\theta}{\eta_T}\times \\ \times \dfrac{G_T\cos\alpha\left(L-a+a_П\right)\pm G_T h_y \sin\alpha \pm G_{МТА} h_y \pm \left[\dfrac{I_3\dfrac{d\upsilon}{dt}}{r_3(1-\delta_3)} + \dfrac{I_П\dfrac{d\upsilon}{dt}}{r_П(1-\delta_П)}\right]}{\left(L-a_3+a_П\right)\left\{\dfrac{1}{\lambda(\varphi_П - f_П)+\varphi_3 - f_3} - \dfrac{\cos mt\left[tg\beta(L+l+a_П)+h_{кр}\right]}{L+a_3+a_П}\right\}} \end{array}\right), \quad (2)$$

де $i_ц$ – кількість циліндрів двигуна;

$i_н$ – передаточне число від колінчастого вала двигуна до кулачкового валу ПНВТ;

$q_ц$ – циклова подача палива;

θ – коефіцієнт пропорційності;

η_T – к.к.д. трактора;

υ_P – робоча швидкість агрегату.

Перед початком теоретичного дослідження динамічних процесів МТА, до складу якого входить трактор тягового зусилля 30 кН, перевірено правильність вибору початкових даних. Для цього проведено розрахунок швидкісних характеристик при всережимному і дворежимному регулюванні тракторного дизеля [3, 4].

При розрахунках швидкісних характеристик ПНВТ визначали підтримуючу силу відцентрового регулятора:

$$P_ц = (a_{ц1} + a_{ц2}\cdot z)n_н^2, \quad (3)$$

де $a_{ц1}$, $a_{ц2}$ – постійні коефіцієнти апроксимації; z – осьова координата муфти регулятора; $n_н$ – частота обертання кулачкового вала ПНВТ.

Відновлюючу силу регулятора в загальному вигляді визначали з рівняння:

$$E_j = c_j\left(z_{здj} + z - z_{почj}\right), \quad (4)$$

де c_j, $z_{здj}$ – жорсткість та попередня деформація приведених до муфти регулятора пружин; $z_{почj}$ – початкові координати осьового положення муфти регулятора на горизонтальних ділянках зовнішньої швидкісної характеристики.

З (4) знаходили осьову координату муфти регулятора:

$$z = \frac{P_ц \pm T - c_j\left(z_{здj} + z_{почj}\right) + c_1\left(z_{зд1} + z - z_{поч1}\right)}{c_j + c_1}, \quad (5)$$

де T – сила сухого тертя в регуляторі, яка приведена до його муфти; c_1 – жорсткість приведеної до муфти регулятора пускової пружини.

Зв’язок між муфтою регулятора та дозаторами ПНВТ визначали з рівняння:

$$h_н = h_{н.почj} - i_м(z - z_{почj}), \quad (6)$$

де $i_м$ – передаточне число між муфтою регулятора і дозаторами;

$h_{н.почj}$ – початкові координати положення дозаторів.

Формування циклової подачі палива за відомими значеннями частоти обертання кулачкового вала $n_н$ і координат $h_н$ дозаторів ПНВТ описували рівнянням:

$$q_ц = K_П(a_{н1} + a_{н2}n_н + a_{нз}h_н + a_{н4}n_н^2 + a_{н5}n_н^2 + a_{н6}n_н h_н), \quad (7)$$

де $K_П$ – коефіцієнт подачі паливного насоса;

$a_{н1}...a_{н6}$ – коефіцієнти апроксимації.

Після визначення циклової подачі палива, математична модель “енергетичний засіб – силові та ходові частини – технологічні операції” дозволяє дослідити техніко-економічні показники МТА.

Систему диференційних рівнянь інтегрували за допомогою числового методу Рунге-Кутта-Фельдберга і реалізували на мові програмування *VISUAL FORTRAN 5.0*.

Основними показниками, що визначають ефективність способу регулювання паливоподачі мобільних енергетичних засобів, є показники паливної економічності та продуктивності МТА. Тому доцільно, щоб математична модель описувала реальні неусталені процеси роботи двигуна мобільного енергетичного засобу, які мають стохастичний характер. Такі дослідження забезпечать можливість перевірки адекватності математичної моделі з високою точністю. Це дає можливість визначити техніко-економічні показники МТА шляхом теоретичних та експлуатаційних досліджень [5, 6, 7].

На рис. 2 показано порівняльні дослідження розрахункових перехідних процесів МТА (Т-150К+РЖТ-8) при рушанні та розгоні з переключенням передач від I до IV і до швидкості 25 км/год. Маса вантажу G_B=9000 кг, загальна маса МТА $G_{МТА}$=20097 кг. Розгін МТА виконувався шляхом математичного задавання переміщення важеля управління системою регулювання паливоподачі із початкового положення до заданого.

Розгін МТА починався із усталеного режиму, частота обертання колінчастого вала при цьому становила n=1500 хв$^{-1}$. Тривалість перехідних процесів розгону МТА з місця із переключенням передач становила 21 с, а стабілізація значення частоти обертання колінчастого вала двигуна відбувалась при n=2000 хв$^{-1}$.

За рахунок з’єднання через муфту зчеплення вала двигуна із елементами трансмісії, рушання МТА з місця відбувалось через 2 с (рис. 2 г, д).

Після рушання з місця розгін проводився з переключенням передач у висхідному порядку до стабілізації частоти обертання колінчастого вала.

Розрахунки (рис. 2) виконано для двох випадків паливоподачі: при всережимному та дворежимному регулюванні.

Процеси рушання і розгону МТА при всережимному регулюванні показано суцільними лініями.

Переключення передач починається при номінальній частоті обертання $n_д$=2100 хв$^{-1}$. Перед переключенням кожної з передач відбувається виключення зчеплення з одночасною перестановкою важеля управління регулятором в положення мінімального холостого ходу. Після рушання МТА, при включенні наступної передачі, зчеплення трактора Т-150К включається, а важіль управління регулятором переміщується на повний хід з такою ж швидкістю, як при рушанні. При розрахунках приймали однакові інтервали часу, протягом яких відбувається переключення кожної передачі, рівні 0,6 с.

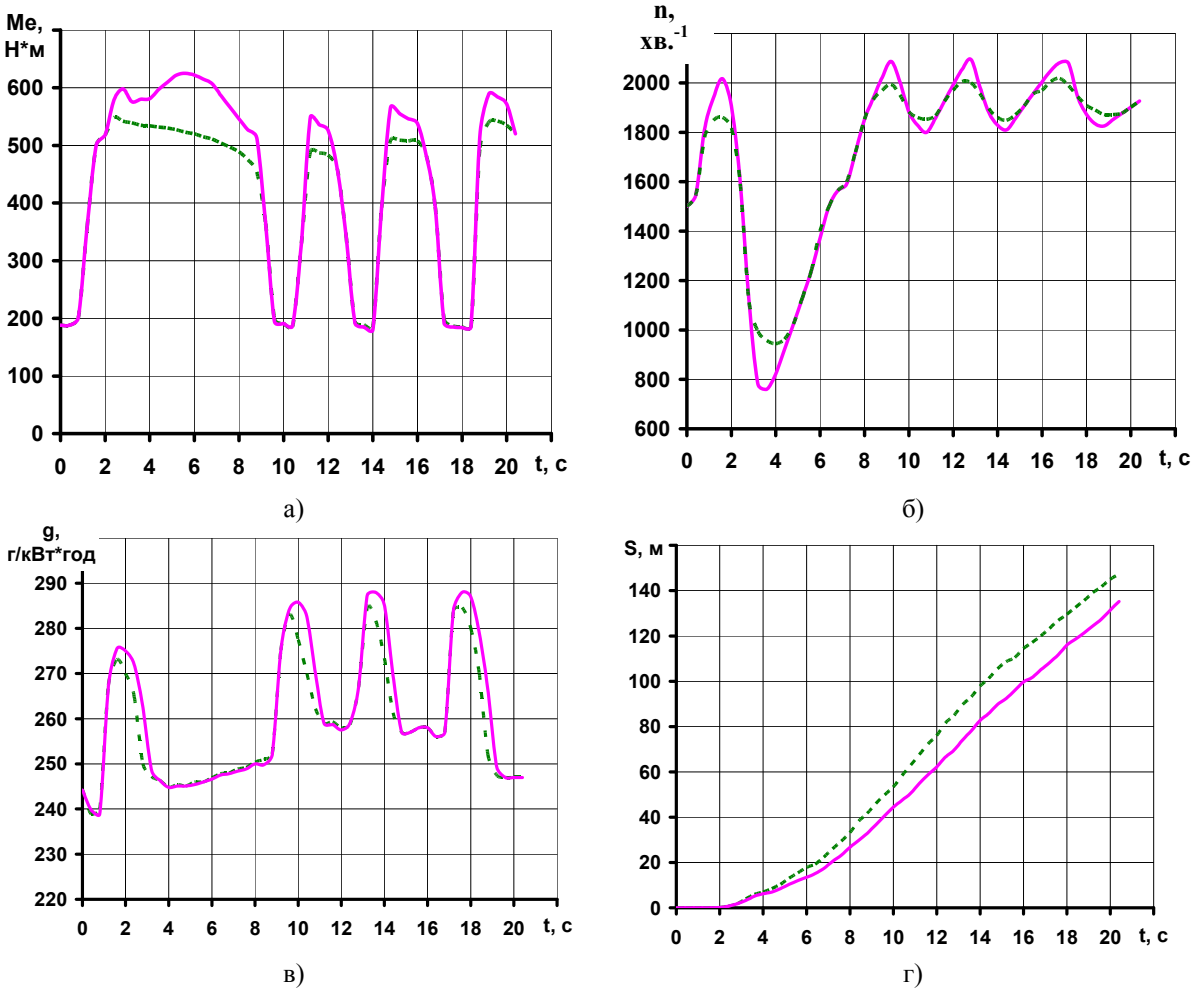
Аналогічно протікають розглянуті процеси при дворежимному регулюванні паливоподачі (штрихові лінії, рис. 2), але відбуваються вони швидше.

На рис. 2, а порівнюється зміна ефективного моменту M_e. При всережимному регулюванні під час рушання з місця ефективний момент двигуна досягає M_e=622 Н·м, а при переключенні передач M_e=560 Н·м.

При включенні муфти зчеплення частота обертання колінчастого вала (рис. 2, б) знижується до n=800 хв$^{-1}$ при всережимному регулюванні та до n=960 хв$^{-1}$ при дворежимному. Під час переключення передач амплітуда коливання частоти обертання при всережимному та дворежимному регулюванні становить 1800…2100 хв$^{-1}$ і 1860…2000 хв$^{-1}$ відповідно.

Максимальний показник питомої витрати палива (рис. 2, в) становив g_e=285,8 г/кВт·год. Стабілізація його відбулася на значенні g_e=247,4 г/кВт·год.

Пройдений МТА шлях (рис. 2, г) за розрахунковий час розгону становив S=135,2 м, швидкість руху (рис. 2, д) досягла υ=6,86 м/с, а загальна витрата палива при розгоні з переключенням передач трактора (рис. 2, е) G=229 г.



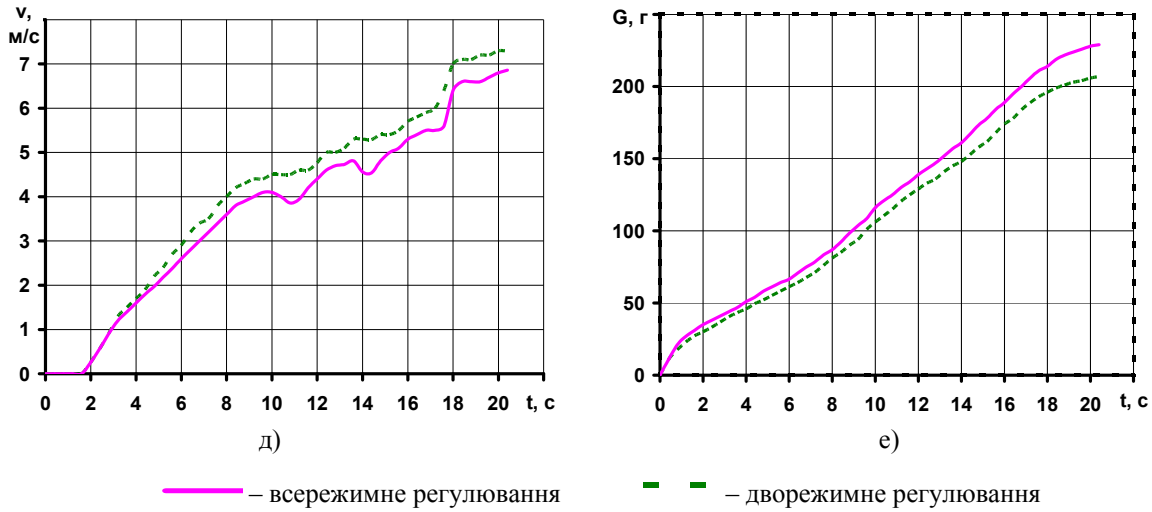


Рисунок 2 – Залежності ефективного моменту (а), частоти обертання колінчатого вала двигуна (б), питомої витрати палива (в), пройденого шляху (г), швидкості руху (д) та витрати палива (е) при розгоні МТА (Т-150К+РЖТ-8) з дослідною системою паливоподачі від часу розгону

Джерело: отримано авторами

При дворежимному регулюванні спостерігається зниження ефективного моменту двигуна при рушанні до M_e=532 Н·м, а при переключенні передач M_e=509 Н·м, питома витрата палива досягає g_e=267,5 г/кВт·год і стабілізується на значенні g_e=247 г/кВт·год. Пройдений МТА шлях становив S=147,2 м, швидкість руху досягла υ=7,29 м/с, а загальна витрата палива G=207 г.

Але із збільшенням вантажу в причепі економія палива стає меншою, збільшується тривалість розгону, більшим стає шлях, пройдений на ділянці розгону.

Висновки. Таким чином, одержані результати при рушанні і розгоні МТА з переключенням передач показують, що так само, як при русі його по їздовому циклу, застосування дворежимного регулювання паливоподачі забезпечує зменшення витрати палива до 8,9%. А пройдений шлях та час розгону МТА з місця до усталеного руху на IV передачі при дворежимному регулюванні на 13,3% і 11,4% відповідно зменшується, в порівнянні з всережимним регулюванням. При дворежимному регулюванні покращуються динамічні характеристики МТА.

Список літератури

1. Головчук А.Ф. Методика математичного моделювання динамічних та еколого-економічних показників машинно-тракторних агрегатів [Текст] / А.Ф. Головчук // Вісник Полтавської державної аграрної академії № 4. Полтава, – 2006. – С. 31-36.
2. Головчук А. Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторных дизелей путем совершенствования системы автоматического регулирования: монография [Текст] / А.Ф. Головчук. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – 472 с.
3. Головчук А.Ф. Безмоторні дослідження універсального регулятора для розподільчих насосів типу НД. [Текст] / А.Ф. Головчук, В.М. Арендаренко, Р.М. Харак, О.О. Назаренко // Агромех-2004: Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції. – Львів: Львівський державний аграрний університет, 2004. – С. 155-162.
4. Головчук А. Ф. Розробка та дослідження системи переключення режимності роботи двигуна колісних тракторів [Текст] / А.Ф. Головчук, Р.М. Харак, О.О. Назаренко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип.40. – С. 11-16.
5. Назаренко О. О. Результати досліджень експлуатаційних показників машинно-тракторних агрегатів [Текст] / О.О. Назаренко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Проблеми технічної експлуатації машин” “Системотехніка і технології лісового комплексу” – Харків, 2010. – Вип. 94. – С. 137-141.
6. Назаренко О. О. Дослідження динаміки машинно-тракторного агрегату з універсальним регулятором швидкості [Текст] / О.О. Назаренко // Вісник Харківського національного технічного

університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Механізація сільськогосподарського виробництва” – Харків, 2015. – Вип. 156. – С. 349-354.
7. Назаренко О. О. Підвищення ефективності експлуатації машинно-тракторних агрегатів обґрунтуванням ресурсозберігаючих режимів [Текст] / О.О. Назаренко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Технічний сервіс машин для рослинництва” – Харків, 2015. – Вип. 159. – С. 66-70.

Oleksii Nazarenko, PhD tech. sci.
Poltava State Agrarian Academy, Poltava, Ukraine
Oleksandr Pushka, **Assos. Prof., PhD tech. sci.**
Uman National University of Horticul Ture, Uman, Ukraine
Theoretical research of operating modes of machine-tractor aggregates

A scientific task that is sent to increasing efficiency of machine-tractor aggregates on the base of the wheeled tractors of hauling effort of 30 kN by grounding reserve preservation modes of fuel delivery and development of the system for adjusting fuel delivery of power means is decided in article.

The mathematical calculation model of machine-tractor aggregates work at implementation of technological processes is improved. The modes of fuel delivery adjusting at implementation of transport works and basic and superficial cultivation of soil are substantiated.

By results of tests of fuel delivery adjusting system is determined that the offered system provides reduction of operating cost of fuel on 4,6...6,1% on transport works and 3,7...8,9% at superficial cultivation of soil at the dual-mode adjusting, by comparison to fully-variable.
machine-tractor aggregate, reserve preservation modes, efficiency of exploitation

Одержано 09.11.15

УДК 631.3.076.313

А.А. Панков, доц., канд. техн. наук, соискатель
Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина, app.post@rambler.ru

Актуальность и перспективы создания универсальных модульных машин для выращивания зерновых культур

В статье рассмотрены вопросы повышения универсальности технических средств с целью снижения затрат при выращивании зерновых культур. Для этого предлагается переход к модульным машинам тягово-энергетической концепции с изменением и совершенствованием классических компоновочных схем и систем агрегатирования, а также применением новых рабочих органов и систем для модульных машин.
трактор, сельхозмашина, компоновка, универсальность, модульность, затраты

А.О. Панков, доц., канд. техн. наук, здобувач
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна
Актуальність і перспективи створення універсальних модульних машин для вирощування зернових культур

© А.А. Панков, 2015

В статті розглянуто питання підвищення універсальності технічних засобів з метою зниження витрат при вирощуванні зернових культур. Для цього пропонується перехід до модульних машин тягово-енергетичної концепції із зміною та вдосконаленням класичних компонувальних схем і систем агрегатування, а також застосуванням нових робочих органів і систем для модульних машин.
трактор, сільгоспмашина, компонування, універсальність, модульність, витрати

Постановка проблемы. В настоящее время в мировом агропромышленном комплексе происходят крупные производственно-технические и социальные изменения, создающие основу для формирования новых концептуальных положений в развитии сельскохозяйственного машиностроения и технических средств (ТС) механизации [1].

Традиционные методы создания сельскохозяйственной техники уже не обеспечивают повышение производительности труда, пропорциональное затратам, а также отдачу капиталовложений, и тем самым снижают эффективность производства.

Падение отдачи капиталовложений в производственные фонды отражает общую негативную тенденцию в структуре традиционных ТС, в качественном и количественном соотношении энергосредств и рабочих машин. Очевидна необходимость поиска путей перехода к ресурсосберегающим технологиям и универсальным видам ТС, а также изыскание способов улучшения отдачи капиталовложений.

Анализ исследований и публикаций. Указанная тенденция в отношении ТС механизации растениеводства отражена в работах Жалнина Э.В., Погорелого Л.В., Старикова В.М., Масло И.П., Ксеневича И.П., Кутькова Г.М., Либциса С.Е., Петрова Г.Д, ЕвтенкоВ.Г. и других ученых.

До настоящего времени рост производственных фондов сельского хозяйства превосходил рост производительности труда и объемов валового продукта, индексы роста которых не превышали 0,5-0,8. Это означает, что в развитии ТС преобладает экстенсивный фактор. В результате возникла неблагоприятная тенденция к снижению отдачи основных производственных фондов, среди которых велика доля мобильных средств – тракторов, комбайнов и других машин [2].

Анализ развития конструкций тракторов дает возможность сделать некоторые выводы: продолжается дальнейшее совершенствование их систем и агрегатов без радикальных изменений конструкций [3]. В настоящее время зачастую имеет место относительное усовершенствование, называемое псевдоинновациями, так как коэффициент инновационности составляет не более 1,1-1,3, что можно сказать и в отношении остальной техники.

До конца 70-х годов средняя мощность тракторов ежегодно увеличивалась в 1,5-1,8 раза. Однако затем рост данного показателя замедлился, что можно объяснить стремлением перейти от экстенсивного к интенсивному пути использования тракторов, то есть вместо наращивания единичной мощности обеспечить более эффективное их использование путем лучшей приспособленности конструкций к новым требованиям [4].

С научно-техническим прогрессом в тракторостроении 80-х годов, определившим высокие темпы роста мощностей и потребностей в их реализации, связан поиск новых компоновочных схем, выразившийся в отходе от традиционной компоновки к тракторам со всеми одинаковыми ведущими колесами и к интегральным схемам с приоритетом не только тяги, но и агрегатирования в компоновке [5]. В качестве ограничительных особенностей эволюции трактора традиционной компоновки некоторыми специалистами указывалось отсутствие резервов в реализации тяговых свойств и консерватизм агрегатирования, сдерживающие рост производительности [6,7].

В связи с тенденцией повышения общей экономичности тракторной техники процесс создания новых конструкций тракторов ведется с поиском возможностей повышения КПД всей системы «компоновка – двигатель – трансмиссия – ходовая часть

– рабочее оборудование», то есть на основании системного подхода, и направлен на снижение затрат и материальных ресурсов на единицу полезного эффекта [6].

При всем многообразии путей повышения технического уровня и надежности тракторов важной задачей на современном этапе остается снижение материалоемкости и дополнение существующих схем блочно-модульными конструкциями [2].

В конструкциях самоходных комбайнов при сложившейся технологии и компоновочных решениях также преобладает экстенсивное развитие. В то же время относительно высокие технические параметры самоходных машин не дополнены признаками ресурсосберегающих технологий. Индексы роста их производительности отстают относительно роста ресурсоемкости и интенсивности вложения ресурсов в сравнении с агрегатами на базе универсальных энергосредств. Эта ситуация сравнима с опережением темпов роста производительности труда заработной платой, что является неприемлемым условием технологического развития [2].

Развитие и совершенствование конструкций комбайнов непрерывно продолжается. Вызвано это тем, что производство самоходных комбайнов в значительной степени не соответствует требованиям экономии ресурсов. Годовая загрузка машин насчитывает 100-300 часов. Их масса составляет от 5 до 20 тонн, а стоимость измеряется в некоторых случаях сотнями тысяч долларов или евро. Сложные и дорогие узлы и агрегаты (двигатель, трансмиссия, органы управления, гидросистема) за весь период службы отрабатывают не более 20% своего ресурса и в стоимостном выражении составляют до 40% от общей стоимости комбайна [5,8,9,10]. Кроме того, установлено, что физические пределы экстенсивного фактора роста наступают при достижении значения массы машин около 20 тонн [2].

Проблема интенсификации использования основных фондов стоит еще более остро, так как овеществленная энергия конструкций самоходных комбайнов реализуется на уровне 5-10% годового бюджета времени [2].

Широкое применение дорогостоящих самоходных уборочных машин приводит в последнее время к простою значительных средств, неэффективному использованию производственного потенциала. По данным исследователей, энергоемкость часа работы тракторов в 5-7 раз меньше, чем у комбайнов с двигателем одинаковой мощности, что связано с меньшей годовой загрузкой комбайнов. А так как у самоходных машин 35-40% массы и стоимости приходится на силовую установку, трансмиссию, пост управления и ходовую часть, то можно рассчитывать, что использование универсальных «высвобождаемых» энергосредств, соединяемых с технологическими модулями, позволит в 2-2,5 раза уменьшить металлоемкость комплекса машин, а также стоимость продукции и работ в сравнении с самоходными машинами [9].

Установлено, что основная часть непроизводительного расхода металла в сельскохозяйственном машиностроении приходится именно на самоходные машины, независимо от их назначения. Отход от модульного принципа построения в эксплуатации приводит к резкому увеличению удельной материалоемкости [2].

Исходя из указанных причин и несмотря на то, что самоходные комбайны в сравнении с прицепными и навесными обладают преимуществами (большая маневренность, лучше условия труда), экологические, материальные и стоимостные затраты, связанные с применением комбайнов в условиях снижения рентабельности производства и прогрессирующего снижения эффективности дополнительных капиталовложений, стали неоправданно высокими. Это свидетельствует о необходимости создания альтернативных конструкций уборочных машин [8,11].

Известно, что для возделывания культуры, не включая уборочных машин, необходимо иметь, по меньшей мере, еще четыре машины, имеющие значительную металлоемкость и стоимость, но работающих в течение года ограниченный период.

Например, годовая загрузка посевных машин составляет 50-160 часов. При этом установлено, что в одном килограмме массы сельхозмашины содержится 116,1МДж овеществленной энергии [12].

Удельная металлоемкость, а, следовательно, и овеществленная энергия существующих конструкций посевных машин также неоправданно высоки. Это влечет за собой высокую стоимость, недостаточную надежность машин, относительно большую трудоемкость настройки, наладки и обслуживания машин в целом, а также сдерживает создание и внедрение в производство новых видов и конструкций машин.

Поэтому вопросы исследования и разработки новых, универсальных конструкций высевающих систем с минимальной энергетикой производства и рабочего процесса, высокой надежностью, возможностью автоматизации рабочего процесса и возможностью его управляемости на каждом участке перемещения машины являются актуальными в настоящее время.

Очевидно, что решение задач снижения энергоемкости и материалоемкости выпускаемых тракторов и машин требует их коренной модернизации.

В настоящее время сельское хозяйство выдвинуло перед машиностроением достаточно обоснованные требования: создать многоцелевую универсальную технику, позволяющую обеспечить ее занятость на протяжении всего года, сократить разномарочность машин, обеспечить существенное снижение материалоемкости и энергозатрат, а также себестоимости продукции при повышении интенсификации использования основных фондов и производственного процесса [13].

Одним из вариантов развития ТС считается создание универсальных комплексов техники на принципах блочно-модульного построения. Их особенность заключается в том, что энергетические функции конструктивно отделены от технологических. В качестве энергетического модуля используется трактор высокой энергонасыщенности, а технологические модули – это площадки с емкостями для материалов или активными колесами с приводом от энергетического модуля. Такая схема позволяет без жестких ограничений повышать массу технологической части и снижать массу энергетической части при одновременном повышении мощности и расширении функциональности, так как в создании тягового усилия участвует масса всего агрегата [14].

Применение модулей сокращает сроки разработки, удешевляет процесс создания изделий, упрощает их эксплуатацию. Некоторые модули, например энергетические, могут быть использованы без глубоких конструктивных изменений [13].

При этом рациональные ряды машин универсальной конструкции должны составлять тесноунифицированную, гибкоперенастраиваемую систему, охватывающую до 70% парка всех самоходных и навесных, полунавесных и модульных машин [15].

Различные варианты развития универсальных энергосредств и эффективных модульно-блочных конструкций уборочно-технологических машин более 40 лет находятся в поле зрения научных и конструкторских организаций, а также фирм [16,17]. «Размораживание» мощного и дорогостоящего энергосредства путем увеличения его годовой загрузки в 2…5 раз, а также расширение универсальности машин, составление агрегатов с совмещением операций могут обеспечить, как свидетельствуют испытания и прогнозные расчеты, значительный экономический эффект [18].

Постановка цели и задач исследований. Цель исследований - повышение интенсификации использования основных фондов в агропромышленном комплексе и снижение удельной энергоемкости и металлоемкости машин за счет ускоренной разработки и создания новых ТС, а также гибких производственных систем на основе мобильных универсальных модульных машин (УММ), соответствующих требованиям экономии средств и материалов, ресурсосберегающих и интенсивных технологий.

Задачами исследований являются: поиск и обоснование новых компоновочных схем и конструкций машин и рабочих систем, а также принципов построения агрегатов, позволяющих более рационально и экономно использовать энергетические и материальные ресурсы, за счет новых принципов действия, большей занятости на полевых и транспортных работах и снижения их стоимости и капиталоемкости.

Результаты исследований. В затратном выражении при производстве зерна, доля уборочных работ составляет 25-30%, посевных – 6-8%, разбрасывания минеральных удобрений – до 10%. В целом удельный вес этих операций в технологии выращивания зерновых культур по затратам составляет 40-45% [1,19-22].

Поэтому очевидным и логичным является объединение соответствующих ТС в одном универсальном комплексе с минимальными затратами овеществленной энергии, аналогично, например, комбинированным агрегатам на обработке почвы, то есть путем универсализации, концентрации и интенсификации ТС, согласно [18].

На основании обзора состояния и тенденций развития ТС, а также функционально-стоимостного анализа (ФСА) основных ТС для выращивания зерновых культур были выделены наиболее общие узлы и агрегаты машин – это двигатели, ходовая часть, гидросистемы, механизмы управления, рамы, технологические емкости, которые условно назовем преимущественными агрегатами (ПА) машин. В результате задача построения УММ сводится к рациональному синтезу ПА (рис.1) и выбору реальной энергетической платформы, наиболее соответствующей синтезированной.

На основе такого подхода создана концептуальная модель УММ, включающая в себя энергетическое средство и адаптеры к нему для выращивания зерновых культур. То есть, разработан проект гидрофицированной модульной машины, где органически сочетаются многоцелевое энергосредство с высокой плотностью компоновки, посевная машина, разбрасыватель минеральных удобрений, транспортное средство и сложная уборочная машина. Ее особенностями является применение принципиально новых, нестандартных технических решений, ТС и компоновочных схем.

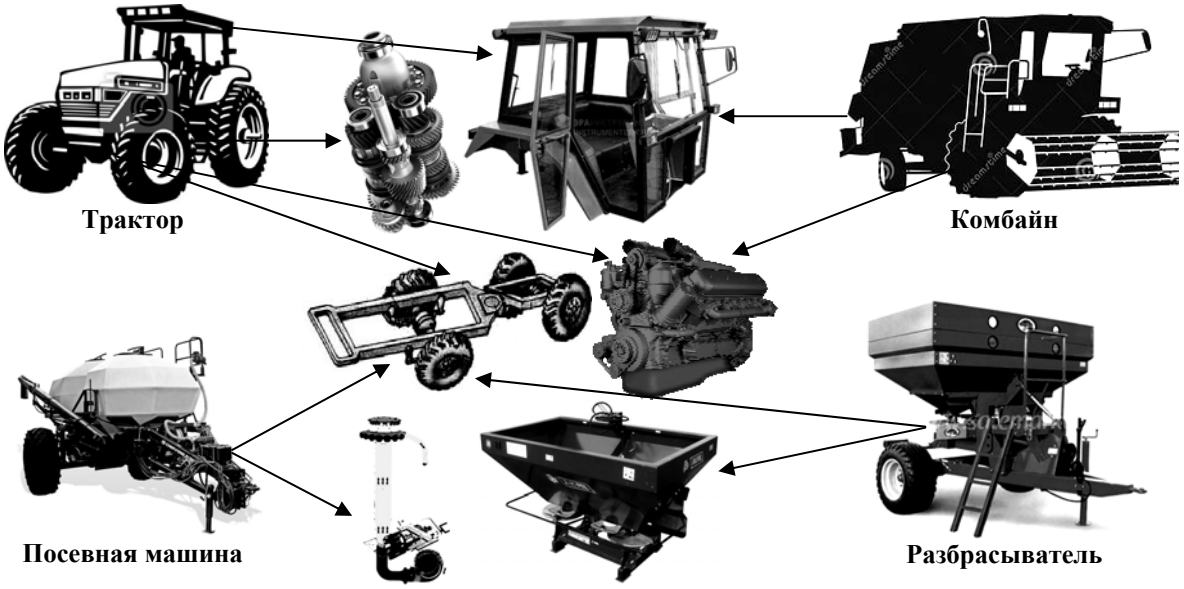


Рисунок 1 – Выбор и синтез преимущественных агрегатов ТС для построения УММ
Джерело: [2, 9, 18, 19]

Предлагаемая концепция является одним из вариантов решений давно существующей задачи рационального синтеза блочно-модульных конструкций и

построения оптимальной архитектуры машин такого типа, а получена она применением эклектико-эвристического и системного подходов к существующей проблеме.

На данный момент осуществлена предварительная проработка концепции – обоснована компоновочная схема УММ, определены основные функции и возможности, подобраны технические средства, узлы и агрегаты для его создания.

В отличие от существующих конструкций, созданных на основе полного цикла НИОКР, предлагаемая модель создается из уже имеющихся машин, узлов и агрегатов, с минимальными затратами на их приобретение, сборку, согласование и испытание. Создание предлагаемой УММ является по сути крупноузловой сборкой.

Предлагаемая модель не дублирует существующие технические решения по данному направлению (интегральный трактор и грейдерную схему), а является оригинальной конструкцией и соответствует всем необходимым критериям и условиям:

– высокая надежность и долговечность мобильного энергетического модуля;

– энергосредство обладает высокими проходимостью, тяговыми качествами и минимальным воздействием на почву. Также энергосредство универсально, что дает возможность обеспечения его круглогодичной занятости на различных работах, выполняемых как в однооперационных, так и в совмещенных режимах;

– достаточно удобный и быстрый монтаж и демонтаж технологических модулей;

– наличие комплекта сменных модулей для реализации технологий выращивания зерновых культур. При этом набор модулей минимален по числу, марочному составу и стоимости, то есть обладает минимальной фондоемкостью;

– легко перестраиваемая система механического и гидравлического приводов;

– достаточные монтажный простор, конструктивная площадь, грузоподъемность ходовой и гидравлической системы и навесных устройств;

– максимальная приспособленность к конструкциям существующих зерноуборочных комбайнов и других машин.

Необходимо отметить, что в настоящее время ни одна из других существующих моделей и схем по данному направлению не удовлетворяет в полной мере всем представленным требованиям, критериям и условиям.

В результате применения системного подхода соблюдается принцип эмерджентости, то есть возникновение системных эффектов, а снижение энерго- и капиталоемкости на 30-40% являются системными эффектами при построении УММ.

Однако предлагаемая компоновочная схема может быть полностью реализована только с применением новых технических средств и составляющих ее модулей.

Поэтому созданы и испытаны образцы принципиально новых адаптеров для УММ, в частности высевающих систем на основе струйной пневмоавтоматики, коренным образом отличающихся от существующих традиционных моделей.

Струйная высевающая система (рис.2) включает в себя струйный высевающий аппарат и устройство синхронизации высева со скоростью движения.

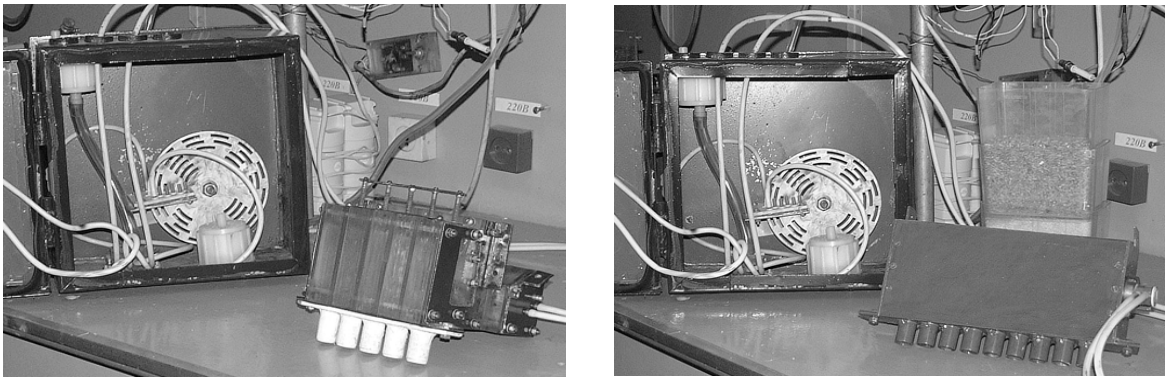


Рисунок 2 – Высевающие системы на основе элементов струйной пневмоавтоматики

Джерело: розроблено автором

Дальнейшие шаги в исследованиях – создание образца по концептуальной модели (полноразмерного функционального макета), его испытание, расширенное обоснование и уточнение параметров, подбор и изыскание дополнительных функций, определение дальнейших перспектив, точное определение экономической эффективности.

Выводы. На основании исследований сделаны следующие выводы:

– для снижения овеществленных и оборотных затрат перспективным является создание универсальных машин со сменными модулями для посева, разбрасывания удобрений и уборки на базе энергосредств тягово-энергетической концепции. Новые конструкции машин должны обеспечивать снижение энерго- и капиталоемкости на 30-40% и увеличение времени работы (загрузки) ТС на протяжении всего года. Операции агрегатирования должны быть рассчитаны на выполнение одним оператором, без применения дополнительных грузоподъемных механизмов;

– дальнейшее развитие УММ связано с созданием энергетических средств нового поколения — унифицированных энергетических модулей, обеспечивающих все комбинационные возможности существующих тракторов, самоходных машин, комбайнов и шасси по принципу жесткой стыковки с технологическим модулем и многовариантного перестроения в условиях эксплуатации. Это в итоге обеспечит сокращение номенклатуры техники и повышение эффективности производства.

Список литературы

1. Жалнин Э. В. Стратегия перспективного развития механизации уборки зерновых культур [Текст] / Э. В. Жалнин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – №9. – С. 3-16.
2. Ксеневич И. П. О перспективах развития агрегатной унификации и создания модульных энергетических средств [Текст] / И. П. Ксеневич, В. В. Яцкевич // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1987. – №12. – С. 6-11.
3. Чудин Е. И. Новое в конструкции сельскохозяйственных тракторов за рубежом. Обзорная информация ЦНИИТЭИ В/О «Сельхозтехника» / Е. И.Чудин. – М., 1977. – 29 с.
4. Евтенко В. Г. Изменение конструктивных схем и расширение сферы применения тракторов тягового класса 3 / В. Г. Евтенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1985. – №12. – С. 45-48.
5. Дурманов А.С. Интегральный трактор ЛТЗ-155 [Текст] / А. С. Дурманов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1989. – №10. – С. 30-34.
6. Либцис С. Е. Тенденции и пути развития колесных тракторов традиционной схемы за рубежом [Текст] / С. Е. Либцис // Тракторы и сельхозмашины. – 1983. – №7. – С. 29-31.
7. Ксеневич И. П. Технологические основы и технологическая концепция трактора второго поколения [Текст] / И. П. Ксеневич, Г. М. Кутьков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1982. – №12. – С. 31-33.
8. Погорілий Л. Концепція прискореного розв′язання проблеми забезпечення сільськогосподарського виробництва України зернозбиральною технікою [Текст] / Л. Погорілий, С. Коваль // Енергоощадні технології в ефективному рослинництві. Тематична добірка науково-технічних праць співробітників УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2006. – С. 6-11.
9. Евтенко В. Г. Универсализация сельскохозяйственных тракторов и блочно-модульный метод создания мобильных агрегатов [Текст] / В. Г. Евтенко // Тракторы и сельхозмашины. – 1989. – №10. – С. 15-19.
10. Петров Г. Д. Модульные принципы построения самоходных сельхозагрегатов [Текст] / Г. Д. Петров, В. А. Хвостов, В. В. Золотарев, А. В. Большаков, А. Н. Калюжный // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – №4. – С. 7-10.
11. Коваль С. Альтернативний напрямок поновлення парку зернозбиральних комбайнів [Текст] / С. Коваль, І. Іваненко, Г. Макушин // Техніка АПК. Науково-технічний журнал. – 2000. – №10. – С. 11-12.
12. Миндрин А. Энергетические эквиваленты производства продовольствия [Текст] / А. Миндрин // Международный сельскохозяйственный журнал. – № 2. – 1996. – С. 42-45.
13. Стариков В. М. Перспективы создания сельскохозяйственной техники [Текст] / В. М. Стариков // Техника в сельском хозяйстве. – №3. – 1989. – С. 51-53.
14. Білоконь Я. Ю. Нова мобільна сільськогосподарська техніка. Ч.1: Трактори [Текст]: навчальний

посібник / Я. Ю. Білоконь, А. І. Окоча. – Ніжин: ВКП "Аспект", 1999. – 263 с.
15. Погорелый Л. В. Инженерные методы испытания сельскохозяйственных машин / Л. В. Погорелый. – К.: Техніка, 1981. – 175 с.
16. Claas Xerion 2500. Проспект фирмы Claas. – 18 с.
17. Fendt Xylon. Проспект фирмы Fendt. – 16 с.
18. Погорелый Л. Модульно-блочные уборочно-транспортные машины нового поколения. Развитие конструкций и концепция разработки универсальных энергосредств и комплексов машин [Текст] / Л. Погорелый, С. Коваль, В. Шуринов, В. Саенко // Техніка АПК. Науково-технічний журнал. - 1999. – №1. - С. 6-9.
19. Жук З. Я. Техническое оборудование для специализированных агрокомплексов Будущего [Текст] / З. Я. Жук, Ю. А. Кругляков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1985. – №4. - С. 3-6.
20. Репетов А. Какой агрегат выгоднее? / Репетов А. // Сельский механизатор. - №2. – 1987. - С. 10.
21. Масло І. Обгрунтування технологій збирання зернових і структури парку зернозбиральних комбайнів [Текст] / І. Масло, М. Грицишин, М. Босий // Техніка АПК. Науково-технічний журнал. - 1999. – №4. - С. 8-9.
22. Гуменюк Я. Эфективність використання малопотужних і надпотужних машин та агрегатів в аграрному виробництві України [Текст] / Я. Гуменюк, П. Коваленко, М. Кононенко // Техніка АПК. Науково-технічний журнал. - 1998. – №4. – С. 18-19.

Andrej Pankov, Assos. Prof., PhD tech. sci., applicant
Kirovograd national technical University, Kirovohrad, Ukraine

The relevance and prospects of creation of modular machines for growing crops

The reduction in specific energy and metal consumption of machines due to accelerated development and the creation of new technical means.

In the article the questions of increasing the universality of technical means to reduce costs for growing grain crops. It is suggested that the transition to modular machines traction-energy policy changes and improvement of the classical layout schemes and systems of aggregation and the application of new working organs and systems for modular machines.

New constructions of agricultural machines will ensure the reduction of energy and capital intensity by 30-40% and increase working time technical facilities throughout the year.

tractor, farm machinery, layout, versatility, modularity, cost

Одержано 17.11.15

УДК 631.37

В.М. Масалабов , асист.
Таврійський державний агротехнологічний університет, м.Мелітополь, Україна, imesh@zp.ukrtel.net

До методики експериментального визначення показника режиму повороту машинно-тракторного агрегату

У статті наведено методику визначення показника режиму повороту машинно-тракторного агрегату у складі універсально-просапного трактора тягового класу 1,4, двох причіпних сівалок СЗ-3,6 і нової напівнавісної зчіпки.

машинно-тракторний агрегат, зчіпка, поворот, кінематична ширина, поворотна смуга

© В.М. Масалабов , 2015

В.М. Масалабов , ассист.
Таврический государственный агротехнологический университет, г.Мелитополь, Украина

К методике экспериментального определения показателя режима поворота машинно-тракторного агрегата

В статье приведена методика определения показателя режима поворота машинно-тракторного агрегата в составе универсально-пропашного трактора тягового класса 1,4, двух прицепных сеялок СЗ-3,6 и новой полунавесной сцепки.

машинно-тракторный агрегат, сцепка, поворот, кинематическая ширина, поворотная полоса

Постановка проблеми. Проблема зменшення невиробничих витрат часу зміни тим чи іншим машинно-тракторним агрегатом (МТА) була і нині залишається однією із найбільш актуальних. Узагальнення науково-практичного досвіду показує, що ефективне її рішення можливе тільки за умови правильного вибору параметрів і режимів роботи МТА, особливо це стосується його руху на поворотній смузі, де втрати виробничого часу можуть сягати 40%.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Визначальний вклад в теорію та практику цього питання внесли Іофінов С.А., Фере М.Е., Фаробін А.Я., Пашедко Л.Т., Родічев В.А., Надикто В.Т., Черепухін В.Д., Бубнов В.З., Міценко А.А. [1 5].

Водночас, розроблені ними теоретичні залежності і отримані практичні результати не можна використати для обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів розробленого нами посівного машинно-тракторного агрегату у складі універсально-просапного трактора тягового класу 1,4 (МТЗ-80), двох сівалок СЗ-3,6 і напівнавісної зчіпки [1 – 3].

В першу чергу тому, що таке її конструктивне виконання не розглядалося у дослідженнях та не мало місця в експлуатації техніки.

По-друге, запропоновані вищезгаданими дослідниками показники режиму повороту МТА не відображають у достатній мірі зв'язок його конструктивних параметрів з режимом руху на поворотній смузі. В результаті це не дає можливості досягти суттєвого підвищення техніко-економічних показників роботи посівного агрегату.

Постановка завдання. Спроба пошуку нового науково-обґрунтованого показника режиму повороту агрегату з напівнавісною зчіпкою, направленого на усунення вказаних недоліків, є основою метою даної роботи.

Виклад основного матеріалу. Рух машинно-тракторного агрегату з оптимальним радіусом повороту можливий тоді, коли показник режиму цього маневру (Кп) відповідним чином пов’язує між собою конструктивні і кінематичні параметри машинно-тракторного агрегату [3]:

$$K_П = \frac{V_П}{\omega} = 2 \cdot \left[l_T / tg\varphi_3 - l_{CH} / \sin\varphi_3 - l_{CЦ} 2 \right] 2 \cdot \varepsilon_{\max} / L , \qquad (1)$$

де $\varphi_3 = 90 - \arccos[(l_{сн} - r_к)/R_1]$;

V_n – швидкість руху агрегату на поворотній смузі, м/с;

ω – середня кутова швидкість повороту керованих коліс трактора, рад/с;

$l_т$ – відстань від осі задніх коліс трактора до рами зчіпки, м;

$l_{сн}$ – довжина сниці сівалки, м;

$l_{сц}$ – фронт зчіпки, м; $r_к$ – радіус колеса сівалки, м;

R_1 – відстань від правого колеса сівалки до точки її приєднання до подовжувача зчіпки [2], м;

ε_{max} – максимальний кут повороту агрегату у момент завершення ним «входження у поворот», рад;

L – база трактора, м.

Кінематичні параметри агрегату – це, як випливає із виразу (1), – швидкість його руху на поворотній смузі V_n і кутова швидкість повороту керованих коліс енергетичного засобу ω.

На час проведення експериментальних досліджень конструктивні параметри, що входять до виразу (1), були такими: $l_т$ = 1,04 м; $l_{сн}$ = 2,15 м; $l_{сц}$ = 3,6 м; L = 2,37 м; $r_к$ = 0,59 м; R_1 = 2,52 м; $\varepsilon_{max} = \pi/2$ – для петльових поворотів; $\varepsilon_{max} = \pi/4$ – для безпетльових поворотів посівного агрегату.

Підставивши ці значення у (1), встановлюємо, що дійсне значення показника режиму повороту даного машинно-тракторного агрегату дорівнює:

- при здійсненні петльового повороту – 11,9 м/рад;
- при здійсненні безпетльового повороту – 5,9 м/рад.

Водночас, як було встановлено в процесі математичного моделювання [2], при віддаленні рами зчіпки від осі задніх коліс трактора на відстань $l_т$ = 1,95 м, дійсне значення показника режиму повороту машинно-тракторного агрегату може дорівнювати оптимальному $Кп_{опт}$ = 11,4 м/рад.

Рух дослідного посівного двомашинного МТА здійснювали на поворотній смузі, ширину якої (En) для кожного із двох аналізованих видів повороту (безпетльового та петльового) знаходили із виразу:

$$En = Int\,(En_{min}/Bp)\cdot Bp, \qquad (2)$$

де En_{min} – мінімальна ширина поворотної смуги, м;

Bp – робоча ширина захвату МТА, м.

Мінімальну ширину поворотної смуги визначали так [4]:

- для безпетльового повороту

$$E_{min} = R_y + E + d_к;$$

- для петльового повороту:

$$E_{min} = 2{,}7\cdot R_y + E + d_к.$$

У цих формулах прийнято такі позначення:

R_y – умовний радіус повороту. Згідно із визначенням [5], це такий радіус, з яким МТА здійснював би маневр виключно по колу, тобто без наявності перехідних ділянок входження агрегату у поворот і виходу із нього;

Е і $d_к$ – довжина виїзду та кінематична ширина машинно-тракторного агрегату.

На практиці під довжиною виїзду МТА (Е) мають на увазі прямолінійний шлях на поворотній смузі, який проходить кінематичний центр агрегату (т. А, рис. 1) до того моменту, коли останній ряд робочих органів його машини (або машин) вийде на контрольну лінію.

Суть кінематичної ширину агрегату зрозуміла із рис. 1. Для несиметричних агрегатів вона, певна річ, різна. У даному випадку з достатньою для практики точністю, можна прийняти, що цей параметр дорівнює ширині захвату сівалки. Тобто $d_к$ = 3,6 м.

Що стосується величини Е, то для даного машинно-тракторного агрегату вона дорівнює 5,95 м.

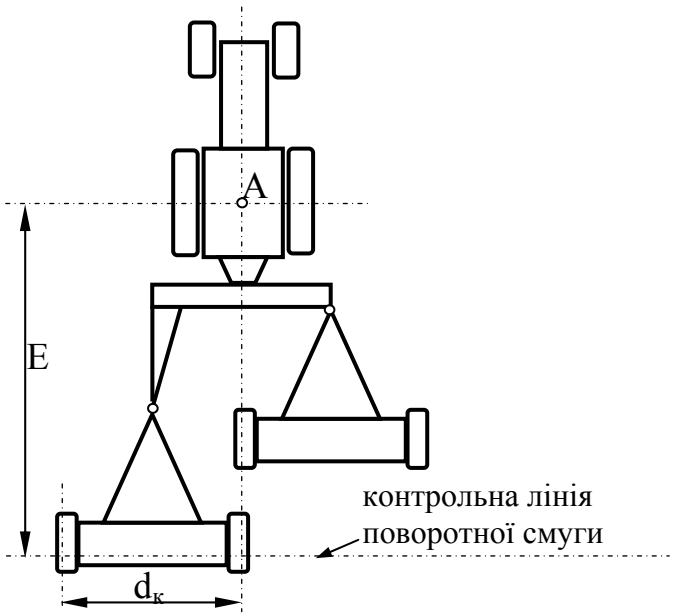


Рисунок 1 – Схема для визначення кінематичних параметрів двомашинного посівного МТА

За визначенням [5] умовний радіус повороту агрегату R_y можна виразити так:

$$Ry = Ra_{\min} + \frac{K_П \cdot L}{\pi \cdot Ra_{\min}}.$$

Проте, оскільки

$$Ra_{\min} = \sqrt{\frac{K_П \cdot L}{2 \cdot \varepsilon_{\max}}}, \text{ то}$$

$$Ry = \sqrt{\frac{K_П \cdot L}{2 \cdot \varepsilon_{\max}}} + \frac{K_П \cdot L}{\sqrt{\frac{K_П \cdot L}{2 \cdot \varepsilon_{\max}}}}.$$

З урахуванням конкретного значення величини ε_{max} маємо:

- для безпетльового повороту

$$E_{\min} = R_y + E + d_к;$$

$$Ry = \sqrt{\frac{2 \cdot K_П \cdot L}{\pi}} + \frac{K_П \cdot L}{\sqrt{\frac{2 \cdot K_П \cdot L}{\pi}}}.$$

- для петльового повороту:

$$E_{min} = 2{,}7 \cdot R_y + E + d_к;$$

$$Ry = \sqrt{\frac{K_П \cdot L}{\pi}} + \frac{K_П \cdot L}{\sqrt{\frac{K_П \cdot L}{\pi}}}.$$

Після проведення відповідних розрахунків було встановлено, що для безпетльового способу повороту E_{min} = 16,15 м ,а для петльового E_{min} = 27,37 м.

З урахуванням виразу (2) і того, що Bp = 7,2 м, остаточно маємо:

- для безпетльового повороту:

$$En = Int(16{,}15/7{,}2) = 21{,}60 \text{ м};$$

- для петльового повороту:

$$En = Int(27{,}37/7{,}2) = 28{,}80 \text{ м}.$$

Саме на смугах такої ширини в процесі реальної експлуатації і повинен здійснювати повороти дослідний МТА.

Проте, в умовах експериментальних досліджень маневрування агрегату спочатку здійснювали на смугах, ширина кожної із яких дорівнювала E_{min}. Тільки за цієї умови можна відслідкувати вплив на процес повороту показника його режиму. Особливо при виконанні безпетльового повороту.

Аби упевнитися у цьому, розглянемо розрахункові і дійсні значення ширини кожної поворотної смуги. Для безпетльового повороту різниця між En = 28,80 м і E_{min} = 27,37 м становить всього 1,43 м. Водночас, для безпетльового повороту маємо $En - E_{min}$ = 21,60 – 16,15 = 5,45 м. При цьому можна передбачати, що динаміка процесу повороту дослідного МТА на смузі шириною 16,15 м може суттєво відрізнятися від характеру цього процесу на смузі шириною, більшою на 5,45 м.

Як виявилося під час експериментальних досліджень, здійснення петльового (грушоподібного) повороту дослідним агрегатом відбувалося з середньою швидкістю V_n = 1,88 м/с. Середнє значення кутової швидкості повороту керованих коліс трактора (ω) становила при цьому ω = 0,155 рад/с.

В результаті двомашинний посівний агрегат здійснював поворот, дійсна значина показника режиму якого була 1,88 (м/с)/0,155 (рад/с) = 12,1 м/рад. Це лише на 1,7% більше за розрахункове значення величини Кп, яке для даного виду повороту даним МТА становить 11,9 м/рад. Навіть по відношенню до оптимального (11,4 м/рад.) дійсне значення показника режиму повороту більша всього на 6,1%.

Інша справа виявилася при здійсненні безпетльового повороту. В цьому випадку фази входу агрегату в поворот і виходу із нього є більш короткими, ніж при петльовому маневрі. Із-за цього, а також із-за меншої ширини поворотної смуги механізатор повинен за однієї і тієї ж швидкості переміщення МТА більш інтенсивно впливати на кермо трактора, що, в кінцевому рахунку, і обумовлює більш низьку значину показника режиму повороту агрегату – Kn.

Так, в умовах досліду за швидкості руху МТА на повороті V_n = 1,90 м/с величина кутової швидкості обертання керма під час входження агрегату у поворот і виходу із нього становила 0,30 рад/с. Лише такий режим зміни керуючого впливу дозволив вписатися в поворотну смугу шириною 16,15 м. Це обумовило здійснення маневру з показником режиму Kn = 6,3 м/рад. У порівнянні з розрахунковим (5,9 м/рад) він більший на 6,8%. Водночас, по відношенню до оптимальної дійсне значення показника Кп становить лише 55,3%. Тобто майже вдвічі менша.

Слід сказати, що дійсне значення кутової швидкості повороту керованих коліс трактора (0,30 рад/с) було на 36% більше за рекомендовану (0,22 рад/с). Проте, в іншому випадку, тобто при зменшенні величини ω, вписатися у ширину поворотної смуги 16,15 м не вдалося. Звідси випливає, що зменшити значення кутової швидкості повороту керованих коліс трактора ω до такого рівня, аби забезпечити виконання безпетльового повороту з оптимальним значенням показника режиму K_n, – на практиці немає можливості.

Не можна практично досягти цього і в тому випадку, якщо віддалити раму зчіпки від осі задніх коліс трактора, тобто збільшити величину параметра $l_т$. Справа в тому, що згідно з результатами математичного моделювання [2], зростання значення цього параметра дозволяє зменшити радіус повороту МТА. Але тільки до тих пір, поки не будуть порушені умови маневру машинно-тракторного агрегату.

В нашому випадку це актуально для лівостороннього повороту МТА, при якому кут φ_3, а значить і радіус повороту агрегату Ra, можна зменшувати до тих пір, поки не виникне загроза контакту лівого колеса лівої сівалки з рамою зчіпки. Іншими словами,

поки можна збільшувати кут повороту лівої сівалки φ_3, до тих пір збільшення параметру $l_т$ (в певних межах, відповідно) сприятиме зменшенню величини радіусу повороту МТА Ra.

При досягненні максимально можливих значень кутів α (кут повороту керованих коліс трактора, рад) і φ_3 отримаємо мінімальне значення радіусу повороту МТА – Ra_{min}. Після цього подальше віддалення рами сівалки від трактора (збільшення $l_т$) викликатиме, як випливає із виразу (1), зростання показника режиму повороту K_n.

Таким чином, виконання безпетльових поворотів досліджуваний машинно-тракторного агрегат може здійснювати з показником режиму, який майже вдвічі більший за оптимальне значення. Але ж це тільки тоді, коли б дійсна ширина поворотної смуги (Еп) дорівнювала б мінімально потрібній (E_{min}).

В реальних умовах експлуатації виявилося, що за дійсної, розрахованої вище, ширини поворотної смуги в 21,60 м дослідний машинно-тракторний агрегат навіть безпетльовий спосіб повороту може здійснювати з показником режиму, близьким до оптимального. Так, під час маневру МТА на смузі вказаної ширини зі швидкістю 1,92 м/с кутова швидкість повороту керованих коліс трактора склала 0,185 рад/с. Дійсне значення показника Кп дорівнювало при цьому 10,4 м/рад, що лише на 8,7% менше за оптимальне (11,4 м/рад). Машинно-тракторний агрегат при виконанні маневру, тобто безпетльового повороту, повністю вписувався в ширину поворотної смуги, значина якої становила 21, 60 м.

З викладеного вище аналізу випливає, що практичної потреби у збільшенні відстані між рамою напівнавісної зчіпки і віссю задніх коліс трактора (параметр $l_т$) немає. По-перше, таке рішення певною мірою ускладнює конструкцію машинно-тракторного агрегату. По-друге, з одного боку збільшення величини $l_т$ обумовлює зменшення радіусу повороту МТА, а з другого призводить до зростання довжини його виїзду на поворотній смузі. В результаті час здійснення маневру може при цьому залишитися практично таким же.

Висновки. Під час експлуатації розробленого нового двомашинного агрегату слід враховувати наступне:

1) петльові («грушоподібні») повороти даний МТА може здійснювати в режимі, показник якого близький до оптимального;

2) при здійсненні агрегатом безпетльового повороту фази його входу в поворот і виходу із нього є більш короткими, ніж при петльовому маневрі. Із-за цього, а також із-за меншої ширини поворотної смуги механізатор повинен за однієї і тієї ж швидкості переміщення МТА більш інтенсивно впливати на кермо трактора;

3) зменшити значення кутової швидкості повороту керованих коліс трактора ω до такого рівня, аби забезпечити виконання безпетльового повороту двомашинного посівного агрегату з оптимальним значенням показника режиму Кп, – на практиці немає можливості.

Список літератури

1. Надикто В.Т. Напівнавісна двомашинна зчіпка [Текст] / В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев, А.М. Аюбов, В.М. Масалабов. – Збірник наукових праць ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9, т.3. – С.137 – 143.
2. Масалабов В.М. Дослідження динамічної повороткості двомашинного МТА [Текст] / В.М. Масалабов, В.Т. Надикто // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь:ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, Т.3. – С.15 – 26.
3. Масалабов В.М. Визначення показника режиму повороткості двомашинного посівного МТА [Текст] / В.М. Масалабов // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, Т.5. – С.3 – 7.

4. Иофинов С.А. Справочник по эксплуатации машинно-тракторного парка [Текст] / С.А. Иофинов С.А., Э.П. Бабенко, Ю.А. Зуев – М.: Агропромиздат, 1986. – 272 с.
5. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка [Текст] /С.А. Иофинов. – М.: Колос, 1974. – 480 с.

Vasil Masalabov, assist.
Tavria State Agrotechnological University, Melitopol, Ukraine
A method of experimental determination rotation mode indicator machine-tractor unit

The aim of this paper is to develop a methodology for identifying target mode of motion in turning a strip of machine-tractor unit, which consists of universally-till tractors of drawbar category 1.4, two trailed seeders СЗ-3.6 and the new semi-mounted coupling.

Experimental research found that implementation of the loop rotate researched unit occurred with average speed V_p = 1.88 m/s. The average value of the angular velocity of steering the tractor is equal while ω = 0.155 rad/s. As a result of the planting Unit carried out the rotate, the actual value of which mode ($K_п$) was 1.88 (m/s)/0.155 (rad/s) = 12.1 m/rad. This is only a 1.7% increase over the estimated value of the $K_п$, which for this type of turning the new aggregate is 11.9 m/rad. Even in relation to the optimal (11.4 m/rad) the actual value of the rotation mode was at 6.1%. In carrying out no-loop turns under experimental conditions with speed of the AIT on a turning lane (V) $_p$ = 1.90 m/s value of the angular velocity of the rotation of the steering wheel of the tractor during the occurrence unit in turn and exit amounted to 0.30 rad/s. Only this mode change control action allowed the unit to fit into the turn lane width of 16.15 m. This led to the implementation of the maneuver indicator mode $K_п$ = 6.3 m/rad. In comparison with a calculation (5.9 m/rad) he more at 6.8%. At the same time, the relative optimal valid value $K_п$ is 55.3%.

As a result, when organization work of the planting unit should take into account that the loop turns it can perform almost optimally. When implementing unit rotation operator no-loop should more intensely affect steering wheel tractor. Reduction of the angular velocity of steering the tractor to a level, ensure that no-loop rotation planting unit with optimum rotation mode value, almost impossible.
tractor unit, coupling, turn, kinematic width, rotating band

Одержано 20.10.15

УДК 631.635

О.М. Лівіцький, здобувач
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Системний підхід до аналізу та вирішення проблеми технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки

Однією з важливих проблем вітчизняних підприємств є підвищення експлуатаційної надійності автотракторного парку. Для вирішення даної проблеми було запропоновано використання системного аналізу, який дає змогу розглядати експлуатацію автотракторного парку, як ерготичну систему, що дає змогу розбити та аналізувати показники експлуатації як ієрархічну систему.
системний аналіз, автотракторна техніки, експлуатаційні показники, ерготична система

А. Н. Ливицкий, соискатель
Кировоградский национальный технический университет, г. Кировоград, Украина
Системный подход к анализу и решению проблемы технической эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники

© О.М. Лівіцький, 2015

Одной из важных проблем отечественных предприятий является повышение эксплуатационной надежности автотракторного парка. Для решения данной проблемы было предложено использование системного анализа, который дает возможность рассматривать эксплуатацию автотракторного парка, как эрготическую систему, которая дает возможность разбить и анализировать показатели эксплуатации как иерархическую систему.
системный анализ, мобильная сельскохозяйственная техники, эксплуатационные показатели, эрготическая система

Постановка проблеми. Однією з важливих задач в області технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки (МСГТ) є вдосконалення організації їх технічного обслуговування (ТО) на основі прогнозної інформації для забезпечення використання заданого ресурсу. Це підтверджується тим, що на підтримання в працездатному стані МСГТ витрачаються значні трудові та економічні ресурси фермерських агрофірм та підприємств. В такому випадку навіть незначні якісні покращення організації ТО та поточного ремонту (ПР) значно збільшують ефективність експлуатації та знижують собівартість виконуваних робіт.

Збільшення потреби в різних методах та засобах підвищення ефективності технічної експлуатації МСГТ, пов’язане зі збільшенням конкуренції на ринку, яка перейшла на рівень широкого розуміння значень "якості". Свої економічні переваги така техніка має як при реалізації, так і при виробничому, енергетичному, екологічному та експлуатаційному її функціонуванні. Оскільки агропромисловий комплекс (АПК) є бюджетоформуючою галуззю, то необхідні нові підходи та напрямки вдосконалення ефективності експлуатації парку МСГТ для покращення конкурентної спроможності українських фірм, постачальників сільськогосподарської продукції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ефективність експлуатації МСГТ формує ключову роль діяльності підприємства сільськогосподарського виробництва СГВ. В залежності від стану техніки існує прямо пропорційна залежність виконання агротехнічних норм й забезпечення максимального збору врожаю. Простої техніки в зоні ТО та ремонту (Р), під час різних технологічних операцій агровиробничого циклу, є неприпустимим, а високовартісний ремонт МСГТ економічно невигідний вітчизняному виробнику.

Ряд теорій та шляхів практичного вирішення технічних проблем забезпечення довговічності МСГТ в умовах експлуатації на основі технічного діагностування запропонував професор Іофінов С.А. [1,2]. Він обґрунтував контроль працездатності тракторів з описом приладів для контролю агрегатів та підкреслив основні шляхи підвищення ефективності використання МСГТ в умовах експлуатації. Наукові роботи професора Ждановського Н.С. [3] та професора Ніколаєнка А.В. [4] присвячені питанням забезпечення надійності двигунів МСГТ. В роботах Міхліна В.М. [5] та Павлова Б.В. [6] висвітлено питання прогнозування технічного стану машин, в тому числі, з використанням акустичної діагностики. Питанням підвищення ефективності діагностування машин присвячені роботи Агеєва Л.Є. [7], Улітовського Б.А. [8], Терских И.П. [9], Новікова М.А.[10], Скробача В.Ф. [11], Єнікеїва В.Г., Лисунова Е.І. [12] та інших.

Початок дослідження різноманітних методів та розробку електронних приладів діагностування складних машин закладено в роботах професора Алілуєва В.А. [13]. Оцінка діагностичної інформації про технічний стан МСГТ висвітлена у роботах професора Ауліна В.В. [14,15] та інших вчених, які досліджують області їх технічної експлуатації та діагностики.

В області підвищення ефективності використання автотракторної техніки при експлуатації, її надійності та ремонту використаний системний підход, як методологія наукового пізнання, який розглянуто в роботах Селіванова А.І., Янковського І.Є., Ротенберга Р.В. [16], Котикова Ю.Г., Шеремова Л.А., Караташевича А.Н.

Постановка завдання. Мета даної роботи полягає в окресленні можливості використання системного підходу до розв'язання проблеми експлуатації МСГТ, виявлення механізму її функціонування та розвитку ефективності.

Виклад основного матеріалу Взаємозв'язок параметрів в експлуатації МСГТ, що пов'язані з виконанням технічних операцій по підтриманню її експлуатаційної надійності та ефективності, можливо уявити як складно впорядковану систему, яку необхідно розглядати на основі системного підходу.

Системний підхід полягає в тому, що специфіка МСГТ не вичерпується особливостями його складових частин або елементів, а пов'язана, перш за все, з характером взаємодії між ними. В технічному напрямку статус системного підходу є в певній мірі визначений та систематизований, а основний технічний об'єкт – це системи різного типу: експлуатація МСГТ; організація технологічних втручань та режимів ТО і Р.

Визначення системного підходу дали Квейд і Бучер [17], які стверджували, що він допомагає оператору, який приймає рішення, вибрати послідовність технічних дій шляхом загального вивчення вирішуваної задачі або проблеми, визначення мети, знаходження варіантів вирішення та порівняння останніх відповідних результатів, а для кваліфікованого обґрунтування про досліджувану задачу та проблему і, по можливості, використовуються аналітичні залежності.

При системному аналізі бажано враховувати наступні умови:

- процес прийняття рішення повинен здійснюватися таким чином, щоб, використовуючи способи вибору рішення, можливо кількісно його оцінити й використати для покращення або заміни прийнятого рішення іншим;
- критерії оцінки, що використовуються в процесі прийняття рішення, повинні бути чітко сформульовані;
- ресурси, витрачені на знаходження зв'язків між причиною та наслідком, можуть бути виправдані в кращому розумінні вирішуваної проблеми.

При використано системного підходу для поступового удосконалення способів ТО МСГТ, коли кожен наступний стан виключає всі попередні, необхідно мати на увазі наступні положення [18]:

- при дослідженні складного об'єкту як системи, опис його елементів не має самостійного значення тому, що кожен елемент системи описується не в ізольованому вигляді, а з врахування його ролі та значень у всьому об'ємі;
- специфіка системного підходу не вичерпується особливостями складових його елементів, а пов'язана з характером взаємозв'язку між ними;
- один і той самий об'єкт може відображати одночасно різні характеристики, параметри та функції. Одна з причин такого фактору є ієрархічність побудови системи;
- дослідження системи здійснюється в сукупності з умовами її функціонування;
- структура системи характеризується зв'язками між її елементами різного рівня, сукупність зв'язків та їх топологічна характеристика призведе до поняття структури та організації системи;
- структура системи характеризується як по "горизонталі" (коли є зв'язок між однотипними, однопорядковими компонентами системи), так і по "вертикалі", що призведе до поняття рівнів системи та ієрархії даних рівнів;
- специфічним способом регулювання багаторівневої ієрархії є керування – різнорідне за формами та по жорсткості зв'язків між рівнями, що забезпечує нормальне функціонування та розвиток системи.

В загальному випадку системний підхід для вирішення певної проблеми включає в себе наступні елементи (рис. 1).

Рисунок 1 – Етапи системного аналізу та їх взаємозв'язок

Проблема, яку необхідно вирішувати в експлуатації МСГТ – це підвищення ефективності її використання (рис. 2). Постановка задач та встановлення границь її вирішення полягає у спрощенні проблеми для її практичного рішення, але при цьому зберігаються всі елементи, які створюють проблему. В даному випадку загальну проблему – підвищення ефективності використання МСГТ, можливо спростити до вирішення проблеми підвищення рівня її ТО. З однієї сторони, вона є найбільш складною та вартісною частиною експлуатації МСГТ, а з іншої сторони – експлуатація потребує підвищення мір безпеки при забезпеченні високої продуктивності та надійності.

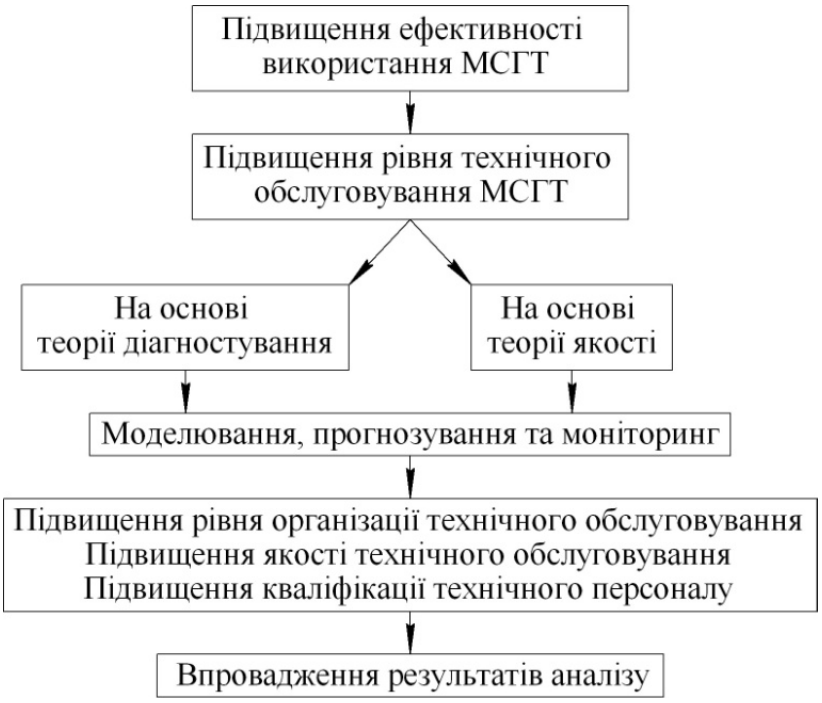


Рисунок 2 – Етапи системного аналізу по підвищенні ефективності використання автотракторної техніки

Наступними пунктами у системному аналізі мети та задач дослідження є такі, які б створили певну ієрархію, причому основні задачі послідовно повинні бути розділені на певний ряд другорядних задач.

Основна мета експлуатаційної надійності МСГТ – це підвищення рівня ТО, що можливо реалізувати на основі теорії діагностики або теорії якості. В свою чергу, підвищення рівня технічної експлуатації може бути досягнуто за рахунок підвищення якості ТО, організації постачання запасних частин та паливо-мастильних матеріалів (ПММ), а також підвищення кваліфікації водіїв, механіків і т.д. Основний пункт системного аналізу представляє собою застосування на практиці результатів, які були отримані на попередніх пунктах. Системний аналіз не можна вважати завершеним, якщо результати досліджень не знайшли своє практичне застосування.

Використання системного підходу дозволяє розглянути МСГТ як ерготичну систему "оператор – МСГТ – середовище". В загальному випадку ефективність роботи МСГТ в умовах реальної експлуатації можна представити як:

$$E_{MCHIT} = f\left(O_{MB}, \Pi, Z, V\right) , \qquad (1)$$

де $E_{MCГT}=f(E_1, E_1,\dots E_n)$ – вектор, який характеризує ефективність робіт. До таких показників можливо віднести продуктивність одиниць МСГТ, річний пробіг, потужність двигуна, витрати палива, димність, токсичність відпрацьованих газів, показники надійності і т.п.;

$O_{MB}=f(O_1, O_2,\dots, O_u)$ – вектор, який характеризує функціональні можливості оператора механіка, водія, до них можна віднести освіту, стаж, кваліфікацію і т.п.;

$\Pi=f(\Pi_1, \Pi_2,\dots,\Pi_v)$ – вектор технічних параметрів та регулювання, включає в себе питому витрату палива, кут випередження запалення впорскування, частоту обертання колінчастого валу, конструкційні зазори і т.п.;

$Z=f(Z_1, Z_2,\dots,Z_m)$ – вектор, що враховує чинники зовнішнього середовища (температура, вологість, атмосферний тиск і т.п.);

$V=f(V_1,V_2,\dots,V_k)$ – вектор, що характеризує організаційну впорядкованість системи вищого порядку МСГТ, до якого можна віднести якість та періодичність ТО, якість використання ПММ.

В такому вигляді модель вектора оцінки стану МСГТ дає можливість розробити методологічні принципи системного підходу планування досліджень та на їх основі отримувати комплексну інформацію про ефективність та надійність її використання з врахування факторів реальної експлуатації МСГТ. З позиції системного підходу показники МСГТ можливо розглядати як ієрархічну систему, що складається з підсистем різного рівня і має структуру. При цьому система може мати *i*-те число підсистем, а, в свою чергу, кожна підсистема має *j*-ту кількість елементів (рис. 3).

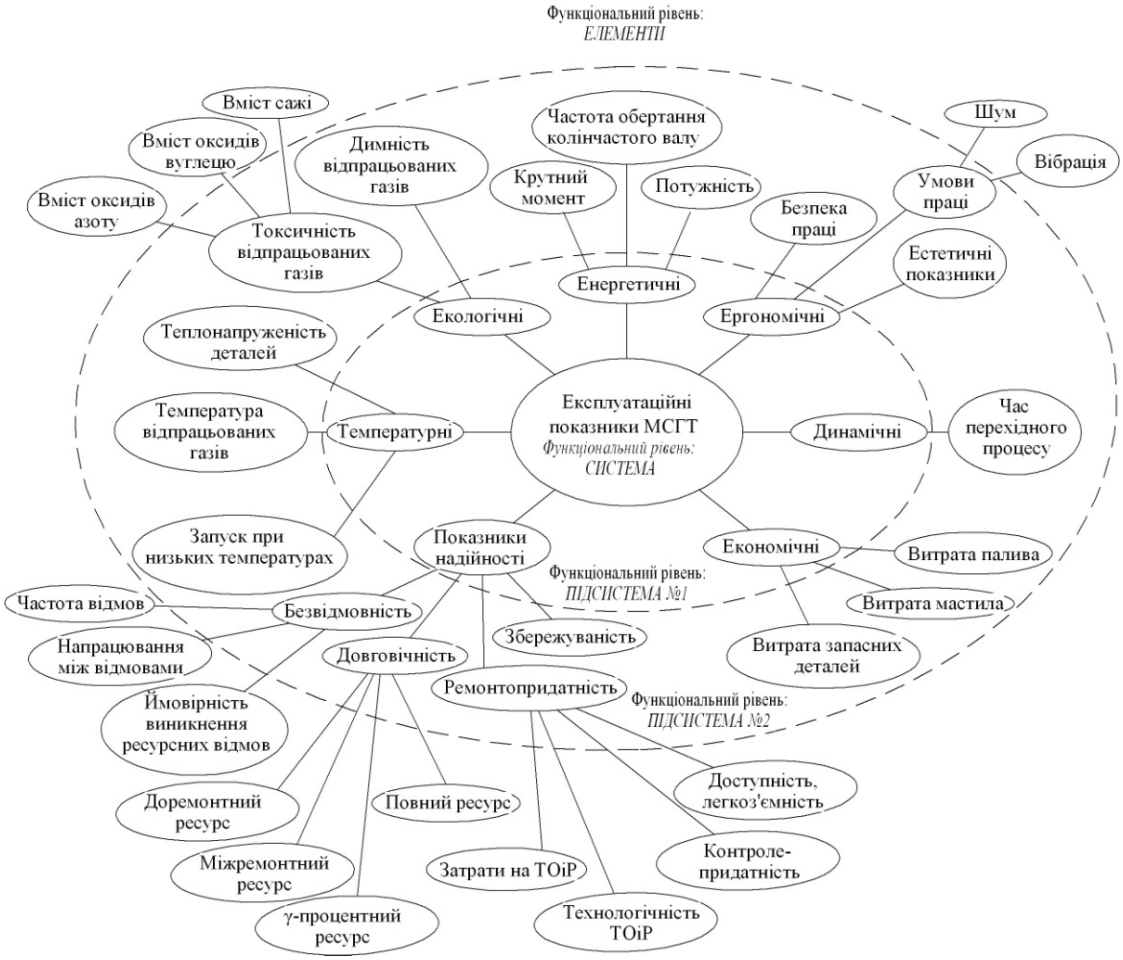


Рисунок 3 – Оцінка експлуатаційних показників автотракторної техніки у вигляді ієрархічної системи
Джерело: [17]

При оцінці експлуатаційних показників МСГТ для системного дослідження приймаються трирівневі системи. Підсистеми першого рівня характеризуються основними показниками, а на нижчій ступені ієрархічної системи знаходяться показники, що визначають працездатність техніки в умовах експлуатації.

Висновки.

1. Запропоновано використання системного аналізу для дослідження підвищення ефективності експлуатації МСГТ у СГВ.
2. Обґрунтовано основні етапи формування та проведення системного аналізу, запропоновано взаємозв’язок між встановленими етапами системного аналізу.
3. Запропоновано МСГТ розглядати як ерготичну систему, яка взаємодіє із зовнішнім середовищем та керується оператором.
4. Складена векторна модель оцінки ефективності експлуатації МСГТ в реальних умовах.
5. Запропоновано процедуру визначення оцінки експлуатаційних показників у вигляді ієрархічної системи.

Список літератури

1. Иофинов С.А. Эксплуатация машинотракторного парка: Монография [Текст] / С.А.Иофинов – М.:"Колос", 1975. – 236с.

2. Иофинов С.А. Контроль работоспособности тракторов: Монография [Текст] / С.А.Иофинов – Л.:"Машиностроение", 1972. – 224с.
3. Ждановский Н.С. Надежность и долговечность автотракторных двигателей: Монография [Текст] / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко – Л.: Колос, 1974. – 235с.
4. Николаенко А.В. Повышение эффективности использования тракторных дизелей в сельском хозяйстве / А.В. Николаенко, В.Н. Хваток. – М.: Агропромиздат. – 1986. – 189с.
5. Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники: Монография [Текст] / В.М. Михлин. – М.: Колос, 1984. – 335с.
6. Павлов Б.В. Диагностика «болезней» машин: Монография [Текст] / Б.В.Павлов - М.: Колос, 1978. – 143с
7. Агеев Л.Е. Сверхмощные тракторы сельскохозяйственного назначения: Монография [Текст] / Л.Е. Агеев. – Д.: «Агропромиздат», 1986. – 414с.
8. Улитовский Б.А. Диагностика сельскохозяйственной техники: Монография [Текст] / Б.А. Улитовский. – М.: «Агропромиздат», 1985.– 65с.
9. Терских И.П. Совмещенная технология технического обслуживания тракторов: Монография [Текст] / И.П. Терских, В.Н.Хабардин. – Иркутск, 1988. – 85с.
10. Новиков М.А.Повышение эффективности функционирования самоходных уборочных машин на основе обеспечения их долговечности в условиях эксплуатации методами и средствами технического диагностирования: автореф. дис. на соискания наук., степени док. тех. наук: спец. 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве" / М.А.Новиков. – Санкт – Петербур, 1998. – 49с.
11. Скробач В.Ф. Расчет оптимального состава и режимов работы машинно-тракторных агрегатов в механизированных поточных линях: Монография [Текст] / В.Ф. Скробач, А.С. Дмитриев - Петрозаводск, 1984. – 209с.
12. Лисунов Е.А. Повышение надежности уборочной техники: Монография [Текст] / Е.А.Лисунов - Горький, 1980. – 96с.
13. Аллилуев В.А. Техническая эксплуатация машинно-тракторного парка: Монография [Текст] / В.А. Аллилуев. – М.: «Агропромиздат», 1991. –356с.
14. Аулін В.В. Теоретико-фізичний підхід до діагностичної інформації про технічний стан агрегатів мобільної сільськогосподарської техніки / В.В.Аулін, А.В.Гриньків та ін.// Вісник Харківського нац. техн. університету сільск. господарства. – Харків. – 2015. – №158. – С. 252-262.
15. Аулін В.В. Підвищення довговічності дизелів технологіями триботехнічного відновлення / В.В. Аулін, О.М. Лівіцький // Зб. Експрес-новини: наука, техніка, виробництво. – К.: УкрНТЕІ, 2011. – №1. – С. 33-34.
16. Ротенберг Р.В. Системный подход к проблеме надежности и вопросы ее обеспечения / Р.В. Ротенберг. – М.: «Знание», 1981. – 121 с.
17. Пэнтл Р. Методы системного анализа окружающей среды: Монография [Текст] / Р.Пэнтли. – М.: «Мир», 1979. – 213 с.
18. Клиланд Д. Системный анализ и целевое управление: Монография [Текст] / Д.Клиланд, В.Кинг. – М.: «Советское радио», 1974. – 279 с.
19. Джеферс Дж. Введение в системный анализ [Текст] / Дж.Джеферс. – М.: Мир, 1981. – 252с.

Alexandr Levitsky, applicant
Kirovograd national technical university, Kirovohrad, Ukraine

Systematic approach by analyze and address the technical operation of mobile agricultural machinery

In article the problem solving, improving operational efficiency of mobile agricultural machinery in agriculture. Since agriculture is one of the leading sectors of the national economy, so you need new approaches to the organization of service of mobile agricultural machinery, which greatly reduce the costs of carrying out farming operations.

System analysis is used to study and improve the effectiveness of the operation of mobile agricultural machinery. The basic stages of formation and system analysis

Established vector estimation model mobile operating agricultural machinery based ergatisches system operator - equipment - environment. System analysis proposed for the measurement of performance indicators in a hierarchical system.

system analysis, motor vehicles, performance, system ergatic

Одержано 18.11.15

УДК 658.52.011:658.512.4

В.А. Кирилович, проф., д-р техн. наук
Житомирський державний технологічний університет, м.Житомир, Україна, kiril_va@yahoo.com

Особливості реалізації промисловими роботами механоскладальних технологій в гнучких виробничих комірках

На підставі змістовної сутності та технологічної спільності застосування промислових роботів (ПР) при механоообробці та складанні обгрунтовується термін “роботизована механоскладальна технологія (РМСТ)”, дається її визначення. Розроблені формалізми структури РМСТ покладені в основу аналізу відношень між складовими РМСТ. Вказано на доцільність розглядати термін “траєкторія” щодо переміщення полюса схвата промислового робота, а термін “траєкторний простір” – щодо переміщення технологічного роботизованого комплекту.
промисловий робот, схват, механоскладальна технологія, прояви РМСТ, траєкторія, траєкторний простір

В. А. Кирилович, проф., д-р техн. наук
Житомирский государственный технологический университет, г. Житомир, Украина
Особенности реализации промышленными роботами механосборочных технологий в гибких производственных ячейках

На основании содержательной сущности и технологической общности применения промышленных роботов (ПР) при механоообработке и сборке обосновывается термин "роботизированная механосборочная технология (РМСТ)", дается ее определение. Разработанные формализмы структуры РМСТ положены в основу анализа отношений между составляющими РМСТ. Указано на целесообразность рассматривать термин "траектория" для перемещения полюса схвата промышленного робота, а термин "траекторное пространство" – для перемещения технологического роботизированного комплекта.
промышленный робот, схват, механосборочная технология, проявления РМСТ, траектория, траекторное пространство

Постановка проблеми. Сучасне виробництво в різних його формах, видах та галузях характеризується його гнучким характером. Це відноситься до верстатобудування, сільськогосподарського машинобудування, приладобудування тощо. Обов’язковою та загальною їх складовою є механообробні та складальні технології. При цьому для забезпечення гнучкості виробництв широко використовуються промислові роботи (ПР).

Змістовна сутність механообробних та складальних гнучких технологій з використанням ПР, тобто роботизованих механоскладальних технологій (РМСТ) характеризується [2, 6, 11, 16, 18, 19, 21, 26, 27]:

– спільністю виконуваних при цьому технологічних функцій допоміжного характеру, що полягають у виконанні маніпулювальних дій з виробами, що для

© В. А. Кирилович, 2015

роботизованих виробництв є об'єктами маніпулювання (ОМ) для забезпечення наступного виконання на основних робочих позиціях (WP_t) основних технологічних операцій за відомим технологічним маршрутом технологічної дії на d_g-ий ОМ із g-ої групи виробів – M^{dg};

– спільністю фізично-механічних характеристик ОМ (заготовок, деталей, складальних компонентів, складальних одиниць, складальних виробів), що мають в більшості випадків геометричну та/ або міцнісну (після складання компонентів) цілісність;

– спільністю інтервалів робочих параметрів переміщення ОМ, що спів розмірні (переміщення) з розмірами ланок маніпуляційної системи (МС) ПР – величин переміщень, їх швидкостей та прискорень, що обумовлені конструктивно-геометричними параметрами ОМ, технологічного обладнання (ТО) та ПР;

– певною спільністю масо-габаритних параметрів ОМ на різних операціях цілеспрямованої технологічної дії на ОМ згідно M^{dg} тощо.

Поєднання технологічної спільності роботизованих технологій механообробки та складання із спільністю можливих варіантів роботизованих структур гнучких виробничих комірок (ГВК) та із спільністю інтервалів значень (величин) геометричних, кінематичних, динамічних, техніко-економічних та інших параметрів ПР та ОМ дає підставу для твердження щодо технологічної спільності використання ПР в механоскладальних ГВК машино- (включаючи виготовлення сільгосптехніки) та приладобудування. Технологічна спільність вказаних ГВК обумовлює аналогічність, а часто і ідентичність задач, які виконують ПР при цьому [3, 8, 10, 15, 20, 23, 29].

З врахуванням сказаного *РМСТ,* як одну із видів загального поняття "технологія" в контексті змістовної сутності розглядуваної проблеми та особливостей предметної області, можна визначити як систематизовану на науковій основі сукупність оптимальних в прийнятому розумінні маніпуляційних дій СхПР з/без ОМ при міжагрегатному переміщенні, технологічному обслуговуванні кожної робочої позиції в заданій технологічним маршрутом послідовності та технологічній взаємодії Сх з ОМ на відомому технічному базисі ГВК з метою отримання готової продукції заданої якості, необхідної кількості та прийнятої ефективності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як показує аналіз вказаних вище та інших інформаційних джерел [4, 9, 14, 18, 22, 24, 25, 28, 30-33] РМСТ в загальному випадку на певному рівні абстрагування можуть бути представлені графом G^{dg}, множиною вершин S^{dg} якого є окремі складові $S^{dg}_{i_{SG}}$, а ребра є зв'язками $R^{dg}_{j,k}$ між складовими $S^{dg}_{i_{SG}}$, що у випадку зважених орієнтованих ребер можна розглядати як послідовність визначення певних відношень, що в загальному випадку підлягають дослідженню, при визначенні складових РМСТ:

$$G^{dg} = ((S^{dg} = S^{dg}_{i_{SG}} \mid i_{SG} = \overline{1, n_{SG}})); \quad (1)$$

$$R^{dg}(S^{dg}_j; S^{dg}_k) \mid S^{dg}_{i_{SG}} \in (Gm, Kn, Dn, Ct, En, Tr, \tau(Q), Rl, Ec, Ac, Fc, F_{opt}); j \neq k; (S^{dj}_j; S^{dg}_k) \in S^{dg},$$

де $Gm, Kn, Dn, Ct, En, Tr, \tau(Q), Rl, Ec, Ac, Fc, F_{opt}$ – складові РМСТ (складові $S^{dg}_{i_{SG}}$ множини S^{dg}), відповідно геометричні, кінематичні, динамічні, управлінські, енергетичні, траєкторні, часові (продуктивністі), надійнісні, економічні, точнісні, силові та критеріальні (оптимізаційні) [10, 13];

$R^{dg}_{j,k} \in (\rightarrow, \leftrightarrow, \prec, \ldots)$ – відношення відповідно порядку, рівноцінності, передування тощо.

Фактично кожне ребро між двома складовими РМСТ S_j^{dg} та S_k^{dg} може бути формально представлене наступним чином:

$$R_{j,k}^{dg}(S_j^{dg};S_k^{dg}) = (S_j^{dg} R_{j,k}^{dg} S_k^{dg}) R_{j,k}^{dg}(S_j^{dg};S_k^{dg}). \quad (2)$$

Доцільно наголосити, що на сьогодні відсутня єдина комплексна методика впорядкованого проектування / синтезу та розрахунку параметрів складових РМСТ з інтегрованим врахуванням виразів (1) та (2).

Постановка завдання статті полягає у висвітленні змістовних особливостей реалізації РМСТ, що є інваріантним щодо видів та галузей виробництва, включаючи виробництво сільськогосподарських машин, в гнучких виробничих комірках.

Виклад основного матеріалу. Зміст будь-якої РМСТ на рівні матеріальних потоків може інтерпретуватись як трансформація заготовки (складальних компонентів) O_O^{dg} d_g-го *OM* *g*-ої групи виробів, що поступає (подаються) на вхід ГВК – WP_1, в готовий виріб (складальну одиницю, складальний виріб) O_T^{dg}, що змінюється (видаляється) з *T*-ої кінцевої робочої позиції WP_I – вихід ГВК [10, 11]. При цьому ПР переміщує O_t^{dg} між робочими позиціями, технологічно обслуговує кожну WP_t об'єктами маніпулювання (завантажує WP_t об'єктом O_{t-1}^{dg}, а розвантажує WP_t об'єктом O_t^{dg}). Саме вказані технологічно узгоджені взаємодії між ПР, O_t^{dg}, WP_t та їх пристосуванням Dv_t на рівні інформаційних, енергетичних та матеріальних взаємокорельованих потоків відтворюють фактор роботизації, що визначається використанням ПР, та змістовні особливості РМСТ, що реалізуються в ГВК [11, 13].

Таким чином, головною відмітною рисою РМСТ є набір рухів (переміщень) СхПР з/без O_{t-1}^{dg} / O_t^{dg}, що доцільно розглядати як траєкторний простір $TrSp^{dg}$ [10, 13], який виконується за певними законами управління, що мають певні параметри функціонування.

За межу подрібнення РМСТ (елемента, елементарної складової) доцільно прийняти технологічний перехід переміщення Сх між двома технологічно послідовними (сусідніми) опорними точками $TrSp^{dg}$, що названо елементарним роботизованим переміщенням (ЕРП). В основі любого ЕРП лежить переміщення (Tr) СхПР, що визначається взаємним розташуванням ланок маніпуляційної системи (МС) ПР із множини допустимих, що називається конфігураційним простором [3, 14 - 16], який в свою чергу визначається величинами значень та змін узагальнених координат (УК) $q_{iq}^{dg}(\tau)$, їх швидкостями $\dot{q}_{iq}^{dg}(\tau)$ та прискореннями $\ddot{q}_{iq}^{dg}(\tau)$, які в свою чергу є необхідними для визначення законів управління кожною i_N-ою УК – $u_{iq}^{dg}(\tau)$.

Очевидно, що упорядкована множина ЕРП формує відповідні траєкторії переміщень СхПР при обробці (складанні) певної партії ОМ (виробів) при наступних режимах функціонування ПР [5], що названі партіонними:

– виході на встановлений режим (В на ВР); при цьому аналізуються склад рухів та їх тривалість від початку функціонування ГВК з першим O_o^{dg} до виходу на встановлений режим за складом дій (переміщень) та часом (тривалістю) їх виконання;

– встановлений режим (ВР) як такий, коли на кожній WP_t виконується технологічна дія на O_T^{dg}, тобто задіяні за M^{dg} всі одиниці технологічного обладнання, з повторюваною однаковою тривалістю та складом виконання маніпуляційних дій ПР, що називається тривалістю циклу роботи ГВК;

– виході із встановленого режиму (В із ВР), коли послідовність та тривалість технологічного обслуговування робочих позицій з моменту закінчення об'єктів O_O^{dg} на вході ГВК до отримання на виході, тобто на останній робочій позиції ГВК WP_T останнього виробу O_T^{dg} із партії запуску, параметри В із ВР формуються шляхом послідовного виключення із маршруту технологічної дії M^{d_g} тих РП, на яких вже не виконується технологічна дія на O_t^{dg}.

Вказані режими функціонування ПР (В на ВР, ВР, В із ВР) виконуються (реалізуються) за рахунок:

– упорядкованої послідовності відпрацювань переміщень певної $i_q^{d_g}$-ої УК, тоді $Tr^{dg} = \left\langle q_{iq}^{dg} \middle| i_q^{dg} = \overline{1, n_q^{dg}} \right\rangle$, де n_q^{dg} – кількість активних УК за M^{d_g} із числа активованих *n*, $n_q^{dg} \le n$ [12], що є характерним і типовим для ПР з цикловою та позиційною (позначення у ПР виробництва країн СНД – Ц та П, Ф2) системами управління (СУ);

– одночасного узгодженого відпрацювання переміщення декількох УК із числа $n_q^{dg} \le n$ з відпрацюванням складних, іноді "згладжених", в тому числі з обходом перепон, траєкторій Tr^{dg} та $TrSp^{dg}$, що є характерним для ПР з контурною (К, Ф3) СУ.

Тому в загальному випадку Tr^{dg} $(TrSp^{dg})$ переміщення Сх (ТРК) з/без O_{t-1}^{dg} / O_t^{dg} є упорядкованою множиною ЕРП, кожне з яких реалізується або при одночасно активній одній q_{iq}^{dg}-ій УК, або при одночасно та узгоджено активних двох і більше УК: $(q_{iq}^{dg} \mid i_q = (n_{iq}^{dg} \le n); \mid n_q^{dg} \mid \ge 2)$.

Окремої інтерпретації, пояснень та коментарів вимагає одна із основних технологічних особливостей використання ПР в механоскладанні, а саме – множина траєкторій переміщення ланок МСПР та Сх. Останній є особливо важливим, так як є елементом ПР, що безпосередньо технологічно взаємодіє з ОМ при переміщеннях технологічного змісту [4, 8, 10]. При цьому можливі траєкторії переміщення Сх (Tr^{dg}) та / або ТРК, що містить Сх, що розглядається як траєкторний простір $TrSp^{dg}$ при реалізації M^{dg} виготовлення *d*-го ОМ із *g*-ої групи виробів.

На підставі викладеного вище пропонується розглядати Tr^{dg} та / або $TrSp^{dg}$ наступних видів:

– за аналітично визначеними координатами множини опорних точок (A_t), (C_t), (D_t), $t = \overline{1, T^{dg}}$;

– за повністю згладженими траєкторіями між кінцевими опорними точками (C_i) та (C_j) $\forall (i \ne j) = \overline{1, T^{dg}}$.

Тут (C_t)- множина точок положення полюса СхПР при завантаженні / розвантаженні кожної *t*-ої WP_t;

(D_t) –множина проміжних точок позиціонування полюса СхПр;

(A_t) – множина точок положення полюса СхПр при міжагрегатному транспортуванні ОМ.

Вказані види переміщень (міжагрегатні, технологічного обслуговування, технологічної взаємодії) полюса P_{Gr} з/без ОМ в Сх за технологічним маршрутом M^{dg} відповідає траєкторії $Tr^{dg}(\tau)$, що реалізується за упорядкованими множинами опорних точок (A_t), (D_t) та (C_t), тобто:

$$Tr^{d_g} = \left\langle C_{t-l} - D_{t-l} - A_{t-l} - A_t - D_t - C_t \middle| t = \overline{1, T^{d_g}} \right\rangle, \qquad (3)$$

або з врахуванням геометричних форм та розмірів ланок МСПР, Сх та M^{dg}, тобто з врахуванням 3D-параметрів складових технологічного роботизованного комплексу (ТРК)) [7, 12], маємо:

$$Trsp^{d_g} = tr^{d_g}_{u(\tau)}\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right) = \bigcup_{p\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right)\in T^{dg}} tr^{d_g}_{u(\tau)}\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right) = \left\langle \bigcup_{p\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right)\in T^{dg}} tr^{d_g}_{u(\tau)}\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right)_{C_i-\ldots-C_j} \middle| (i \neq j) = \overline{1,T^{d_g}} \right\rangle. \quad (4)$$

При реалізації вказаних видів переміщень відповідні траєкторії можуть бути повністю "згладженими", тобто виконуватись тільки за відомими координатами точок ($C_t \middle| t = \overline{1,T^{d_g}}$). В цьому випадку переміщення СхПР може бути представлене відповідною траєкторією наступним чином:

$$Tr^{d_g} = \left\langle C_1^{\sim} \ldots {}^{\sim} C_t^{\sim} \ldots {}^{\sim} C_{T^{dg}}^{\sim} \middle| t = \overline{1,T^{d_g}} \right\rangle = \left\langle C_i - C_j \middle| (i \neq j) = \overline{1,T^{d_g}} \right\rangle. \quad (5)$$

Вираз (5) з врахуванням 3D-параметрів всіх елементів ТРК можна подати (як і вираз (3)) як траєкторний простір, який формується як слід $tr({}^{kn}_{lv}S^{dg}_{cm})$ певного складу ТРК, що переміщається за законом $u(\tau)$:

$$Trsp^{d_g} = tr^{d_g}_{u(\tau)}\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right) = \bigcup_{p\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right)\in T^{dg}} tr^{d_g}_{u(\tau)}\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right) = \left\langle \bigcup_{p\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right)\in T^{dg}} tr^{d_g}_{u(\tau)}\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right)_{C_i-\ldots-C_j} \middle| (i \neq j) = \overline{1,T^{d_g}} \right\rangle. \quad (6)$$

Можливою є ситуація, коли чітко визначеними умовами синтезу РМСТ є координати опорних точок траєкторії (C_t) та (D_t) $\forall t = \overline{1,T^{dg}}$, що обумовлені конструктивними особливостями та геометричними параметрами елементів ТРК певного складу. В цьому випадку має місце "часткова згладжуваність" траєкторії, коли переміщення *ТРК* між точками C_i та D_i, а також між D_t та C_t виконується за попередньо розрахованими певним чином координатами точок C_t та D_t, а переміщення як такі, наприклад, між точками D_i та D_j, виконується за згладженими траєкторіями. Тому з врахуванням виразів (3) та (5) траєкторія полюса Сх Tr^{d_g} може бути подана наступним чином:

$$Tr^{d_g} = \left\langle C_t - D_t^{\sim}\left(A_t^{\sim} A_{t+1}\right)^{\sim} D_{t+1} - D_{t+1} \middle| t = \overline{1,T^{d_g}} \right\rangle = \left\langle Ci - D_i^{\sim} \ldots {}^{\sim} D_j - C_j \middle| (i \neq j) = \overline{1,T^{d_g}} \right\rangle \quad (7)$$

В термінах ТРК по аналогії з виразом (4) та (6) маємо:

$$Trsp^{d_g} = tr^{d_g}_{u(\tau)}\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right) = \bigcup_{p\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right)\in T^{dg}} tr^{d_g}_{u(\tau)}\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right) = \left\langle \bigcup_{p\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right)\in T^{dg}} tr^{d_g}_{u(\tau)}\left({}^{k_n}_{l_v}S^{d_g}_{cm}\right)_{C_i-C_j\ldots\sim\ldots Dj-C_j} \middle| (i \neq j) = \overline{1,T^{d_g}} \right\rangle. \quad (8)$$

У виразах (3)–(8) символи "–" та "~" вказують на переміщення Сх відповідно між певними опорними точками та згладжені траєкторії.

Висновки. Таким чином, розроблені формалізми (3)–(8) є основою аналізу відношень між складовими РМСТ та ГВК. Альтернативна можливість відпрацювань траєкторій переміщень Сх ПР (*Tr*) та ТРК (*TrSp*) (за опорними точками, за повністю або частково згладженими траєкторіями, або за будь-якою їх комбінацією) визначає

необхідність розробки методики вибору оптимальної траєкторії *Tr* та / або траєкторного простору *TrSp*, що особливо важливо для ПР з кінематичною надлишковістю структур їх маніпуляційних систем. Вказане виконано та алгоритмічно реалізовано в розробленій в Житомирському державному технологічному університеті системі АС РМСТ.

Список літератури

1. Визначення метричної відстані між одиницями технологічного обладнання механообробних гнучких виробничих комірок при плануванні програмних траєкторій промислових роботів [Текст] / М.В. Богдановський, А.В. Євгеньєв, В.А. Кирилович, В.В. Чухов // Технологічні комплекси. – Луцьк. – 2011. – № – 1(3). – С. 23 – 31..
2. Гнучкі комп'ютерно-інтегровані системи: планування, моделювання, верифікація, керування [Текст] / Л.С. Ямпольський, П.П. Мельничук, К.Б. Остапченко, О.І. Лісовиченко. – Житомир: ЖДТУ, 2010. – 786 с.
3. Зенкевич С.Л. Управление роботами. Основы управления манипуляционными роботами: Учеб.для вузов [Текст]. / С.Л. Зенкевич, А.С. Ющенко – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 400 с.
4. Камильянов А.Р. Планирование траторий движения многозвенного манипулятора в сложном трехмерном рабочем пространстве на основе эволюционных методов: автореф. дис. ... канд. .техн. наук. 05.13.01 / Камильянов А.Р.; Уфим. гос. авиац. техн. ун-т. – 2007. – 16 с.
5. Кирилович В. Имитационное моделирование для определения производительности гибких производственных систем [Текст] / Кирилович В., Пидтыченко А. // Systemy informacyjne w ksztalceniu tehnicznym. Red. Antoni Świć. – Lublin: Widawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, 2005. – S. 51–56.
6. Кирилович В.А. Автоматизований синтез компонувальних структур механообробних гнучких виробничих комірок [Текст] / В.А. Кирилович, О.В. Підтиченко, Б.Б.Самотокін// Науковий журнал "Технологічні комплекси". – Луцьк: ЛНТУ, 2012. – №1,2(5,6). – С. 36–49.
7. Кирилович В.А. Аксіоматичний підхід до сутності роботизованих механоскладальних технологій та їх синтезу[Текст] / Кирилович В.А // Сучасні технології в машинобудуванні. – НТУ "ХПІ". – 2013. – Вип. 8. – С. 263 – 271.
8. Кирилович В.А. Геометричний аспект траєкторних задач роботизованих механоскладальних технологій [Текст] / В. А. Кирилович, І. В. Сачук// Збірник наукових праць Кіровоградського державного технологічного університету / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип.12. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С. 210–214.
9. Кирилович В.А. Принципи автоматизованого синтезу роботизованих механоскладальних технологій на відомому технічному базисі гнучких виробничих комірок [Текст] / В.А. Кирилович // Вісник Житомирського державного технологічного університету / Технічні науки. – 2011. – №3(58). – С. 33 – 47.
10. Кирилович В.А. Системний підхід до роботизованих механоскладальних технологій як об'єкта синтеза / В.А. Кирилович // Сборник трудов XIX международной научно-технической конференции "Машиностроение и техносфера XXI века". – 2012. – Донецк. – Т.2. – С. 38 – 39.
11. Кирилович В.А. Теоретико-множинна інтерпретація проектування роботизованих технологій в гнучких виробничих комірках // Вісник ЖДТУ. Технічні науки. –Житомир, 2010. – №2(53). – Т. 1. – С. 35 – 43.
12. Кирилович В.А. Узагальнена функціональна модель промислових роботів [Текст] / В.А. Кирилович, Р.С. Моргунов // Вісник національного університету "Львівська політехніка" "Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні". – Львів. – 2012. – Вип. №746. – С. 66–70.
13. Кирилович В.А. Умови функціональної реалізованості роботизованих механообробних технологій в гнучких виробничих комірках [Текст] / В.А. Кирилович // Технологічні комплекси – Луцьк. – 2010. – № 1. – С. 136 – 145.
14. Кобринский А.А. Манипуляционные системы роботов. Основы устройства. Элементы теории[Текст] / Кобринский А.А., Кобринский А.Е. – М.: Наука, 1985. – 344с.
15. Корендясев А.И. Теоретические основы робототехніки [Текст] / Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес С.М.; отв.ред. Каплунов С.М.; Ин-т машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. – М.: Наука, 2006. – 376 с. (В 2-х Кн.).
16. Лищинский Л.Ю. Структурный и параметрический синтез гибких производственных систем [Текст] / Лищинский Л.Ю. – М.: Машиностроение, 1990. – 312 с.
17. Манипуляционные системы роботов [Текст] / А.И. Корендясев, Б.Л. Саламандра, Л.И. Тывес и др. ; Подобщ. ред. А.И. Корендясева. – М.: Машиностроение, 1989. – 472 с.

18. Пуховский Е.С. Проектирование станочных систем многономенклатурного производства [Текст] / Пуховский Е.С., Кукарин А.Б. – К.: Тэхника, 1997. – 221 с.
19. Своятыцкий Д.А. Моделирование процессов сборки в робототехнических комплексах [Текст] / Своятыцкий Д. А. – Мн.: Наука и техника, 1983. – 93 с
20. Яглінський В.П. Моделювання динамічних процесів роботизованого виробництва [Текст] / В. П. Яглінський, Д.В. Іоргачов. – Одеса: Астропринт, 2004. – 234 с.
21. Angeles J. Fundamentals of Robotic Mechanical Systems: Theory, Methods, and Algorithms. Mechanical Engineering Series / Angeles J.; ed. Frederick F. Ling. – 2nd ed. – New York, Berlin, Heidelberg, Hong Kong, London, Milan, Paris, Tokyo: Springer, 2003. – 521 p.
22. Aristidou A. FABRIK: A fast, iterative solver for the Inverse Kinematics problem / Andreas Aristidou, Joan Lasenby // Graphical Models 73(5) – 2011. – P. 243–260.
23. Automated reseach of trajectory problems in Industrial Robotics by the criterion of power consumption / [Valerii Kyrylovych, Petro Melnychuk, Lubomir Dimitrov, Roman Morgunov, Aleksandr Pidtychenko] // Recent. Industrial Engineering Journal. Transilvania University of Brasov, Romania. – Vol. 15 (2014). – №3 (43). – November, 2014. – P. 184–190
24. CaihuaXiong. Fundamentals of Robotic Grasping and Fixturing / CaihuaXiong, Ham Ding, YoulungXiong. – Word Scientific Publishing Co. Ptc. Ltd., 2007. – 218 p.
25. Cutkosky M.R. On grasp choice, grasp models, and the design of hands for manufacturing tasks / M. R. Cutkosky // Robotics and Automation, IEEE Transactions №5(3) – 1989 – P. 269 – 279.
26. Fahimi F. Autonomous Robots: Modeling, Path Planning, and Control / Fahimi F. – New York: Springer, 2009. – 348 p/
27. Gibilisco S. Concise Encyclopedia of Robotics / Stan Gibilisco – McGraw-Hill, 2003. – 383 p.
28. Kelly R. Control of Robot Manipulators in Joint Space / R. Kelly, V. Santibáñez, A. Loría. – Berlin : Springer-Verlag, 2005. – 429 p.
29. Kluz R. Algorytm wyznaczenia optimalnego miesca w przestuzem roboczeizro botyzovanego / R. Kluz // Technologia I automatyzacja montazu. – 2008. – N2. – S.15–18.
30. Lenarcic J. Advances in Robot Kinematics: Analysis and Design. / J. Lenarcic, Wenger P. – Berlin: Springer-Verlag, 2008. – 466 p.
31. McCarthy J. M. An Introduction to Theoretical Kinematics / J. M. McCarthy. - Cambridge, MA : MIT Press, 1990. – 145 p.
32. Siciliano B. Handbook of robotics. / B. Siciliano, O. Khatib. – Berlin: Springer-Verlag, 2008. – 1628 p.
33. Siciliano B. Robotics: Modelling, Planning and Control / B. Siciliano, L. Sciavicco, L. Villani, G. Oriolo. – London: Springer, 2009. – 632 p.

Valerii Kyrylovych, DSc., As. Prof.
Zhytomyr State Technological University, Zhytomyr, Ukraine

Features of realization of industrial robots of mechanical assembly technologies in flexible manufacturing cells

Aim of the paper is to highlight the substantive features of robotized mechanical assembly technologies that are invariant relatively manufacturing types and industry kinds, for further automated implementation.

The main feature of robotized mechanical assembly technology is technologically ordered set of industry robot gripper movements. It is implemented on certain paths to certain parameters, such as the values of movements, velocities and accelerations of the each links of inductrial robot's manipulation system. The said is the basis for the formation of trajectories that may be implemented by known reference points, by completely or partially smoothed trajectories.

Mentioned above is formalized and it as the staging plan which was the basis for the further development and implementation of automated methods of choising of the optimal robotized mechanical assembly technology.

industrial robot, gripper, mechanical assembly technology, manifestations RMAT, trajectory, trajectory space

Одержано 06.11.15

УДК 621.867.42

Р.С. Грудовий, канд. техн. наук
Житомирський національний агроекологічний університет, м.Житомир, Україна,
roma-grudovij@yandex.ua

Результати експериментальних досліджень питомих енерговитрат транспортування зерна гвинтовим конвеєром

Представлена наукова робота висвітлює результати експериментальних досліджень зміни величини питомих енерговитрат, під час транспортування гвинтовим конвеєром з рівнозбільшеним кроком витків в напряму руху вантажу зерна пшениці та ячменю, від зміни трьох основних факторів: від приросту кроку шнека на одному витку ΔT, кута нахилу конвеєра γ та частоти обертання шнека n, тобто w=f(ΔT,γ,n). Отримані рівняння регресії для визначення величини питомих енерговитрат гвинтового конвеєра у таких межах зміни вхідних факторів: 0,003 ≤ ΔT ≤ 0,007 (м); 15≤ γ ≤ 45 (град); 100 ≤ n ≤ 400 (об/хв). За допомогою прикладної програми побудовано графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів величини питомих енерговитрат.
гвинтовий конвеєр, зерновий матеріал, питомі енерговитрати

Р.С. Грудовий, канд. техн. наук
Житомирский национальный агроэкологический університет, г.Житомир, Укриана
Результаты экспериментальных исследований удельных энергозатрат транспортировки зерна винтовым конвейером

Представленная научная работа освещает результаты экспериментальных исследований изменения величины удельных энергозатрат, во время транспортировки винтовым конвейером с равномерным увеличением шага витков в направлении движения груза зерна пшеницы и ячменя, от изменения трех основных факторов: от прироста шага шнека на одном витке ΔT, угла наклона конвейера γ и частоты вращения шнека n, то есть w = f (ΔT, γ, n). Полученные уравнения регрессии для определения величины удельных энергозатрат винтового конвейера в таких пределах изменения входных факторов: 0,003 ≤ ΔT ≤ 0,007 (м); 15≤ γ ≤ 45 (град); 100 ≤ n ≤ 400 (об/мин). С помощью приложения построено графическое воспроизведение промежуточных общих регрессионных моделей в виде квадратичных поверхностей отклика и их двухмерных сечений величины удельных энергозатрат.
винтовой конвейер, зерновой материал, удельные энергозатраты

Постановка проблеми. Питання підвищення ефективності роботи гвинтових конвеєрів є важливим з точки зору їх масового використання у різних галузях сільського господарства. Тому питання зменшення питомих енерговитрат при транспортуванні різних сипких матеріалів є актуальне і має важливе народногосподарське значення.

Для вирішення цієї задачі запропоновано гіпотезу зменшення питомих енерговитрат під час транспортування сипких і насіннєвих сільськогосподарських матеріалів. Ідея полягає в тому, що рівномірне збільшення міжвиткового простору шнека в напрямку руху зерна шляхом поступового збільшення кроку між витками та за рахунок зміни конструкції приводного вала, в якого зовнішній діаметр зменшується в напрямку руху вантажу, дозволить зменшити питомі енерговитрати під час транспортування сипких і насіннєвих матеріалів.

© Р.С. Грудовий, 2015

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основи конструювання, проектування та дослідження гвинтових конвеєрів заклали такі вчені як А. Віденбаум, Р. Мор, М. Данквертс, Д. Лейсі, Ю.І. Марков, А.М. Ластовцев, Г. Шенкель, В. Штербачек, Г.Г. Кошелєв, Р.В. Торнер, М.В. Тебін, Д. Мак-Кельві, Р.М. Рогатинський, Б.М. Гевко та інші [2 - 4]. Проте розробка кожної окремої модифікації гвинтового конвеєра має свою специфіку, особливо при наданні їм можливостей виконання додаткових операцій, що зумовлює потребу в їх подальших дослідженнях і конструюванні.

На основі проведеного аналізу технологічних процесів транспортування та переробки зернових матеріалів встановлено, що на практиці та в літературних джерелах питанню зменшення питомих енерговитрат приділено не достатньо уваги, відсутні прогресивні конструкції ГК, які забезпечують мінімальні зусилля переміщення зернових матеріалів, а також стендове оснащення для їх дослідження.

Постановка завдання. Метою випробовування дослідного зразка гвинтового конвеєра було встановлення впливу зміни величини кроку шнека по його довжині на рух сипких матеріалів та на питомі енерговитрати і порівняння з транспортуванням сипких матеріалів гвинтовим робочим органом таких же параметрів, але з постійним кроком.

Виклад основного матеріалу. Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) гвинтового конвеєра на його питомі енерговитрати під час транспортування пшениці та ячменю (параметр оптимізації *w*) проведено повнофакторний експеримент, тобто визначення величини питомих енерговитрат транспортування зерна від зміни трьох основних факторів: від приросту кроку шнека на одному витку ΔT, кута нахилу конвеєра γ та частоти обертання шнека *n*, тобто $w=f(\Delta T,\gamma,n)$.

Оброблення отриманих експериментальних даних проведено з використанням загальновідомих методик регресійного аналізу. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту.

За результатами розрахунків, які проводили за допомогою пакету прикладних статистичних програм оброблення та аналізу результатів експериментальних досліджень для ПК, будували поверхні відгуку параметра оптимізації та двомірний переріз поверхонь відгуку. питомих енерговитрат *w* як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$.

Питомі енерговитрати конвеєра визначено за формулою:

$$w = \frac{N}{QL}. \tag{1}$$

Довжина робочої частини шнека складала *L*=1,5м.

Отримані значення коефіцієнтів рівняння регресії зведено у табл. 1.

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коеф.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
пшениця	0,018	-0,00096	0,0096	0,018	-0,00041	-0,00099	0,0054	0,00056	-0,0008	0,0085
ячмінь	0,019	-0,001	0,01	0,019	-0,00043	-0,001	0,0056	0,00059	-0,00084	0,0089

Джерело: отримано автором

Загальний вигляд рівняння регресії питомих енерговитрат гвинтового конвеєра залежно від зміни приросту кроку шнека на одному витку ΔT, кута нахилу конвеєра γ та частоти обертання шнека *n*, тобто $w_{(x_1,x_2,x_3)} = f(\Delta T,\gamma,n)$ за результатами проведених ПФЕ

3^3 у кодованих величинах дорівнює:

- для транспортування пшениці:

$$w_{(x_1,x_2,x_3)} = 0,018 - 0,00096x_1 + 0,0096x_2 + 0,018x_3 - 0,00041x_1x_2 - \\ -0,00099x_1x_3 + 0,0054x_2x_3 + 0,00056x_1^2 - 0,0008x_2^2 + 0,0085x_3^2, \quad (2)$$

- для транспортування ячменю:

$$w_{(x_1,x_2,x_3)} = 0,019 - 0,001x_1 + 0,01x_2 + 0,019x_3 - 0,00043x_1x_2 - \\ -0,001x_1x_3 + 0,0056x_2x_3 + 0,00059x_1^2 - 0,00084x_2^2 + 0,0089x_3^2, \quad (3)$$

де x_1 – кодоване значення приросту кроку шнека на одному витку;

x_2 – кодоване значення кута нахилу конвеєра;

x_3 – кодоване значення частоти обертання шнека.

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (2, 3) реальному експериментальному процесу проводили згідно методики [1,8].

У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (2), (3) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- для транспортування пшениці

$$w_{(\Delta T,\gamma,n)} = 1,314\cdot 10^{-2} - 0,652\Delta T - 9,978\cdot 10^{-5}\gamma - 1,23\cdot 10^{-4}n - 1,36\cdot 10^{-2}\Delta T\gamma - \\ -3,3\cdot 10^{-3}\Delta Tn + 2,378\cdot 10^{-6}\gamma n + 140,5\Delta T^2 + 3,556\cdot 10^{-6}\gamma^2 + 3,769\cdot 10^{-7}n^2, \quad (4)$$

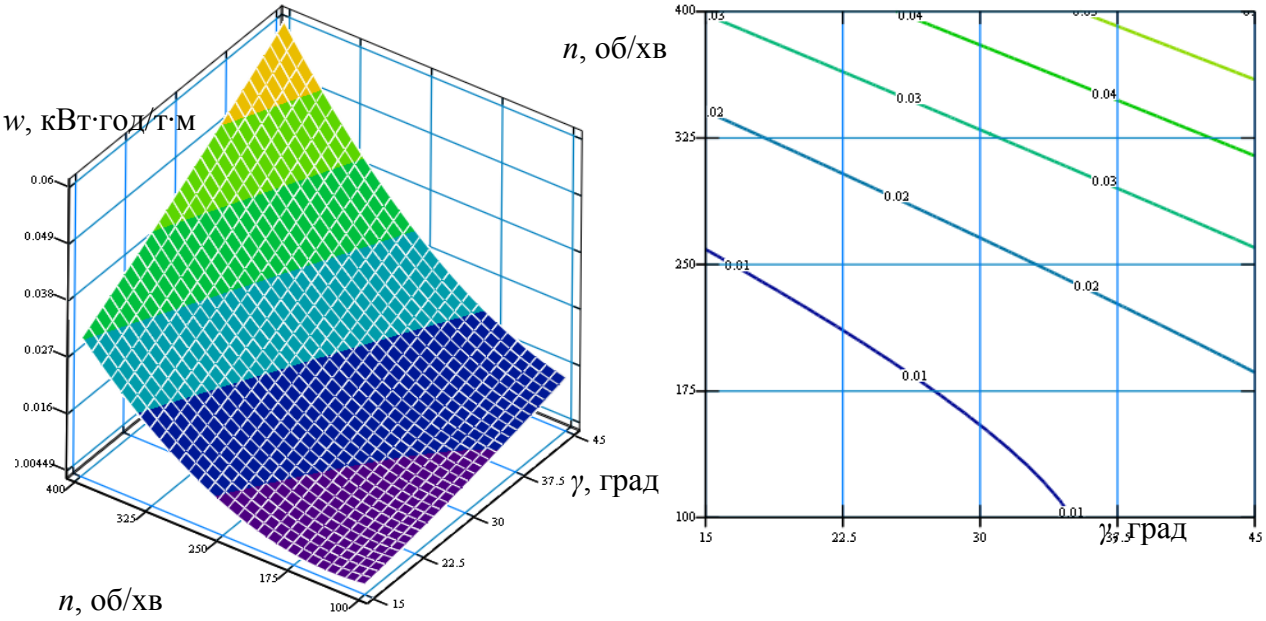
- для транспортування ячменю

$$w_{(\Delta T,\gamma,n)} = 1,39\cdot 10^{-2} - 0,68\Delta T - 1,109\cdot 10^{-4}\gamma - 1,29\cdot 10^{-4}n - 1,43\cdot 10^{-2}\Delta T\gamma - \\ -3,47\cdot 10^{-3}\Delta Tn + 2,49\cdot 10^{-6}\gamma n + 147,5\Delta T^2 + 3,74\cdot 10^{-6}\gamma^2 + 3,96\cdot 10^{-7}n^2. \quad (5)$$

Отримані рівняння регресії (2 - 5) можуть бути використані для визначення питомих енерговитрат w гвинтового конвеєра залежно від приросту кроку шнека на одному витку ΔT, кута нахилу конвеєра γ та частоти обертання шнека n при транспортуванні пшениці і ячменю у таких межах зміни вхідних факторів: $0,003 \le \Delta T \le 0,007$ (м); $15 \le \gamma \le 45$ (град); $100 \le n \le 400$ (об/хв).

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основним фактором, який впливає на збільшення питомих енерговитрат є фактор $x_3(n)$ і в меншій мірі фактор x_2 (γ). Збільшення величини фактора x_1 (ΔT) призводить до зменшення питомих енерговитрат.

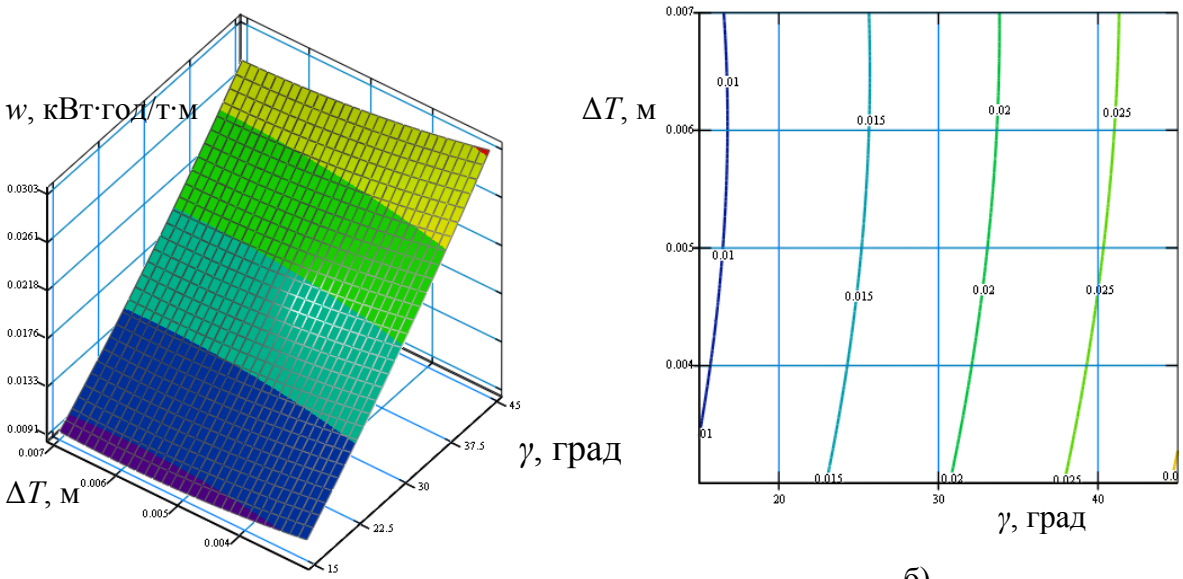
За допомогою прикладної програми побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів питомих енерговитрат w як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$ (рис. 1-3)



а) б)

Рисунок 1 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності питомих енерговитрат конвеєра $w_{(n,\gamma)}$ при транспортуванні пшениці від частоти обертання шнека та кута нахилу конвеєра (ΔT =0,005м)

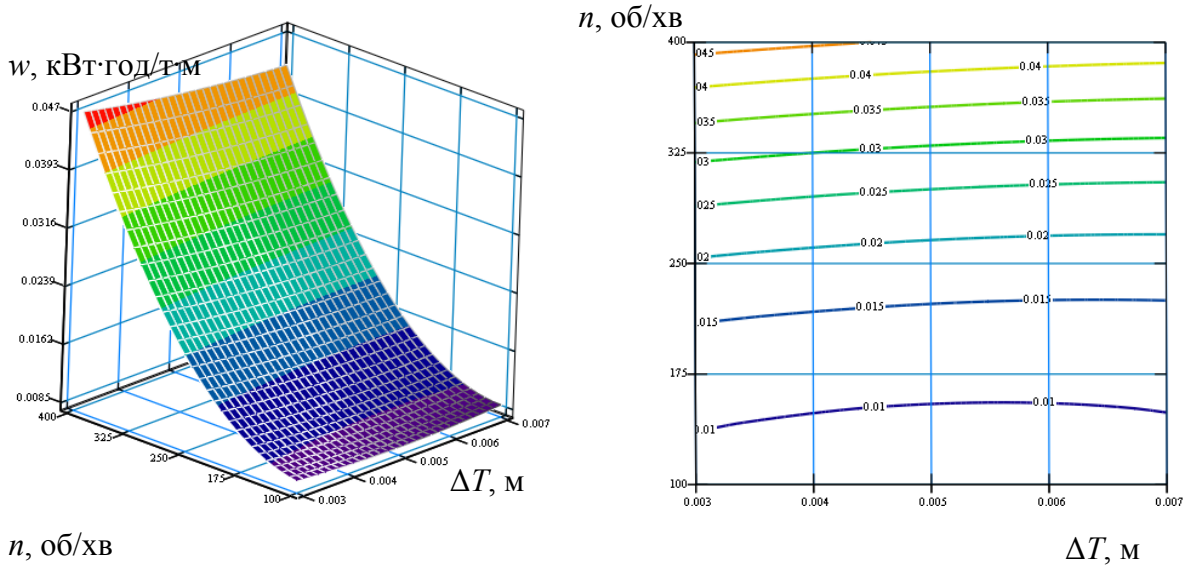
Джерело: отримано автором



а) б)

Рисунок 2 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності питомих енерговитрат конвеєра $w_{(\Delta T,\gamma)}$ при транспортуванні пшениці від приросту кроку шнека на одному витку та кута нахилу конвеєра (n =250об/хв)

Джерело: отримано автором



а) б)

Рисунок 3 – Поверхня відгуку залежності питомих енерговитрат конвеєра $w_{(\Delta T,n)}$ при транспортуванні пшениці від приросту кроку шнека на одному витку та частоти обертання шнека (γ=30град)
Джерело: отримано автором

З рисунків 1 - 3 видно, що із збільшенням кута нахилу гвинтового конвеєра величина питомих енерговитрат зростає, при чому найбільші витрати досягають величини 0,05 кВт·год/т·м. Збільшення величини приросту кроку шнека від 0,003м до 0,007м призводить до зменшення питомих енерговитрат від 5 до 10%. При цьому збільшення кута нахилу конвеєра від 15 до 45 град. надає приросту питомих енерговитрат від 20 до 50%.

Висновки.

1. Проведено експериментальні дослідження зміни величини питомих енерговитрат гвинтового конвеєра від приросту кроку шнека на одному витку ΔT, кута нахилу конвеєра γ та частоти обертання шнека n під час транспортування пшениці і ячменю.

2. Статистично оброблено результати експериментальних досліджень та виведено рівняння регресії, що адекватно описують досліджувані процеси для визначення величини питомих енерговитрат гвинтового конвеєра.

3. Представлено результати експериментальних досліджень зміни величини питомих енерговитрат. Згідно наведених даних, із збільшенням кута нахилу гвинтового конвеєра величина питомих енерговитрат зростає, при чому найбільші витрати досягають величини 0,05 кВт·год/т·м. Збільшення величини приросту кроку шнека від 0,003м до 0,007м призводить до зменшення питомих енерговитрат від 5 до 10%, а збільшення кута нахилу конвеєра від 15 до 45 град. надає приросту питомих енерговитрат від 20 до 50%. Тому збільшення величини приросту кроку шнека є доцільним способом збереження енерговитрат.

Список літератури

1. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальних решений [Текст] / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1971. – 215 с.
2. Гевко Б. М. Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейеров [Текст] / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский // Изв. вузов машиностроения. - М.: Машиностроения, 1987. - № 5. - С. 109-114.

3. Гевко І. Б. Гвинтові транспортно–технологічні механізми: розрахунок і конструювання [Текст] / І. Б. Гевко. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.
4. Гевко І. Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи [Текст] / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т. 16, № 1. – С. 69–77.
5. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры[Текст] / А. М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
6. ГОСТ Р 52758-2007. Погрузчики и транспортеры сельскохозяйственного назначения. Методы испытаний. М.: ФГУП СТАНДАРТИНФОРМ, 2007. – 54 с.
7. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія та практикум з програмним забезпеченням: навчальний посібник / В. В. Душинський. - К.: НТУУ "КПІ", 1998. – 408 с.

Roman Hrudovyi, PhD in tech. sci.
Zhytomyr National Agroecological University, Zhytomyr, Ukraine

Results of experimental researches of energy requirement during transportation of wheat on the spiral conveyor

Aim of the research of the experimental sample was to determine effects of change of volute step length size to the movement of bulky materials and to the energy requirements and comparison with transportation of bulky materials by the screw working tool of the same parameters, but with permanent step.

To determinate influence of constructive and cinematic parameters (independent factors x_i) of the spiral conveyor to its energy requirements during transportation of wheat and barley (parameter of optimization w), there was conduct the experiment of determination of energy requirements during transportation of grain from change of three main parameters: increase of volute step on one volute ΔT, angle of slope of the conveyor γ and frequency of rotation of the screw n, in general w=f(ΔT,γ,n).

Processing of received experimental data was done due to usage of common methods of regressive analysis.

Analysis of received experimental data shows, that increasing of angle of slope of the spiral conveyor causes increasing of energy requirements, the largest requirements is 0,05 kW·hour./t·m. Increasing of volume step from 0,003m to 0,007m causes decreasing of energy requirements from 5 to 10 %. Increasing of angle of slope of the spiral conveyor from 15 to 45 degrees causes increasing of energy requirements from 20 to 50 %. That's why increasing of the volume step is the proven method of energy requirements.

Screw Conveyor, grain material, energy requirement

Одержано 09.11.15

УДК 631.361:637

А.О. Парієв, канд. техн. наук, ст.наук.співроб, О.О. Дробишев, ст. наук. співроб., Т.М. Коротченко, наук. співроб.
Запорізький науково-дослідний центр з механізації тваринництва, м.Запоріжжя, Україна, imtuaan@ukr.net

Результати експериментальних досліджень розкидача підстилки з роторно-пальцевим робочим органом

Проведено експериментальні дослідження розкидача підстилки з роторно-пальцевим органом. Експериментальний зразок розкидача підстилки відповідає зоотехнічним вимогам, забезпечує локальну та дозовану подачу (0,5кг/гол.) солом'яної підстилки в бокси.

розкидач, роторно-пальцевий орган, експериментальні дослідження, локальна, дозована роздача

© А.О. Парієв, О.О. Дробишев, Т.М. Коротченко, 2015

А.А. Париев, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., О.А. Дробышев, ст. науч. сотр., Т.Н. Коротченко, науч. сотр.
Запорожский научно-исследовательский центр механизации животноводства, г.Запорожье, Украина

Результаты экспериментальных исследований разбрасывателя подстилки с роторно-пальцевым органом

Проведены экспериментальные исследования разбрасывателя подстилки с роторно-пальцевым органом. Экспериментальный образец разбрасывателя подстилки соответствует зоотехническим требованиям, обеспечивает локальную и дозированную подачу (0,5 кг / гол.) соломенной подстилки в боксы.

разбрасыватель, роторно-пальцевый орган, экспериментальные исследования, локальная, дозированная раздача

Постановка проблеми. На теперішній час, солома вважається одним з найкращим покриттям для боксів великої рогатої худоби, екологічно безпечною для тварин, вона здатна поглинати шкідливі гази, які присутні у корівнику (аміак, сірководень), має теплоізоляційні властивості – зменшувати витрати тепла ВРХ на 12-14 %. Але, як показує практика, сучасне обладнання для розкидання солом'яної підстилки, має суттєвий технологічний недолік, що обмежує його використання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз сучасного технологічного обладнання для розкидання солом'яної підстилки (переважно видувачі вентиляторного типу) [1] дозволяє зробити висновки о невідповідності вказаного обладнання зоотехнічним і технологічним вимогам: відсутність локального, дозованого, розподіленого внесення підстилки, велика запиленість при роздачі соломи (30 мг/м3), низька маневреність, великі габарити та енергомісткість процесу роздавання підстилки.

Також, як показують останні технологічні дослідження фізико-механічних властивостей солом'яної підстилки в боксах для утримання молочної худоби істотні зміни підстилки відбуваються в першій 1/3 відстані від входу в бокс: зміна вологості підстилки, тепловіддача, фракційний склад підстилки [2]. В зв'язку з цим, потребує розробки обладнання, яке б вносило основну масу підстилки (2/3) розподілено - в першу 1/3 боксу, тобто 60-70 см від входу в бокс.

Постановка завдання. Розробити перспективний мобільний розкидач підстилки з роторно-пальцевим робочим органом на базі одноопераційного кормороздавача типу КТУ-10, який відповідає зоотехнічним і технологічним вимогам з внесення солом'яної підстилки в бокси.

Результати досліджень. Розроблений роздавач підстилки призначений для роздавання подрібненої (6-15 см) солом'яної підстилки при безприв'язному утриманні ВРХ в боксах, з максимальним покриттям підстилкою боксів по площині 1,95х1,3м.

Вузькогабаритний кормороздавач складається з накопичувального бункера місткістю 3,5 м^3, повздовжнього донного транспортера (ланцюгово – планкового типу), вирівнювальних бітерів, поперечного вивантажувального транспортера (стрічкового типу).

Роторно-пальцевий орган роздавача встановлено у вивантажувальному вікні (340х420 мм) вузькогабаритного роздавача над поперечним стрічковим транспортером таким чином, що вивантажувальна маса викидається з транспортера роторним органом перпендикулярно напряму руху розкидача.

Принцип дії розкидача заснований на механічній подачі солом'яної підстилки із бункера – накопичувача роторно-пальцевим робочим органом, який являє собою обертальний вал із радіально розташованими рядами пальців і який встановлений у вивантажувальному вікні.

Розкидач підстилки агрегатувався трактором класу 0,9 за допомогою зчіпки та мав привід від карданного валу ВОП трактору

Конструктивна відмінність ротору полягає у встановлені в декілька рядів пальців різної конфігурації, пальці одного ряду виконані прямими і встановлені радіально відносно вала ротора, а другого ряду – складені з двох відрізків, розташованих під кутом один до одного. З поперечного транспортеру ротор прямими пальцями одного ряду зрізує солом'яну масу, у тому числі зволожену і кидає її у розпушеному вигляді на підлогу боксу. Гнуті пальці ротору, які складені з двох відрізків, розташованих під кутом один до одного, спочатку ущільнюють солом'яну масу, а вже потім кидають її у вигляді ущільненої порції, яка долає більшу відстань за рахунок зменшення опору повітря, ніж попередня розпушена порція солом'яної маси. Таким чином, при незмінній частоті обертання валу ротора, солом'яна маса скидається пальцями ротору на різну відстань, чим досягається розширення смуги розкиданої маси і підвищення рівномірності розкидання підстилки по площині боксу[3].

Рисунок 1 – Загальний вигляд розкидача підстилки та зчеплення його з трактором класу 0,9

Джерело: отримано автором

Експериментальні дослідження проводились на майданчику з твердим покриттям і з нанесеною мірною сіткою (рис.2).

Рисунок 2 – Майданчик для проведення досліджень з твердим покриттям і з нанесеною мірною сіткою

Джерело: отримано автором

Була проведена підготовка матеріалу для підстилки, виконані необхідні виміри (зважування, заміри вологості, фракційний склад та ін), рис.3.

Рисунок 3 – Вимірювання об`єму та щільності підстилкового матеріалу
Джерело: отримано автором

Середня маса тюка – 13кг, вологістю -33%. Середня маса проби для визначення фракційного складу – 150г.

Фракційний склад соломи: довжина часток 28-18см – 7%, 18-10см – 7,4 %, 10-6см – 12,6 %, 6-2см – 22% і дріб'язок склав – 51%.

Експериментальні дослідження розкидача підстилки проводились при обертах двигуна 1850об./ хв, обертах ВОП 460об./хв, швидкість трактора до3,5 км/год. (рис.4).

Рисунок 4 – Розкидач підстилки в роботі і смуга розкидання
Джерело: отримано автором

Експериментальними дослідженнями встановлювались: масова продуктивність розкидача, розподілення підстилки в боксі (довжина і ширина смуги розкидання), рівномірність розкиданої підстилки .

В результаті досліджень було встановлено масову продуктивність роздавача підстилки – 0,5- 3,7 т/год.

Приклади смуг розкидання підстилки, в залежності від частоти обертання ротора та його конструктивних особливостях (пальців) наведено на рис.5.

Рисунок 5 – Смуга розкидання солом'яної підстилки
Джерело: отримано автором

Визначено контур поперечного профілю смуги розкидання солом'яної підстилки по ширині (рис.6).

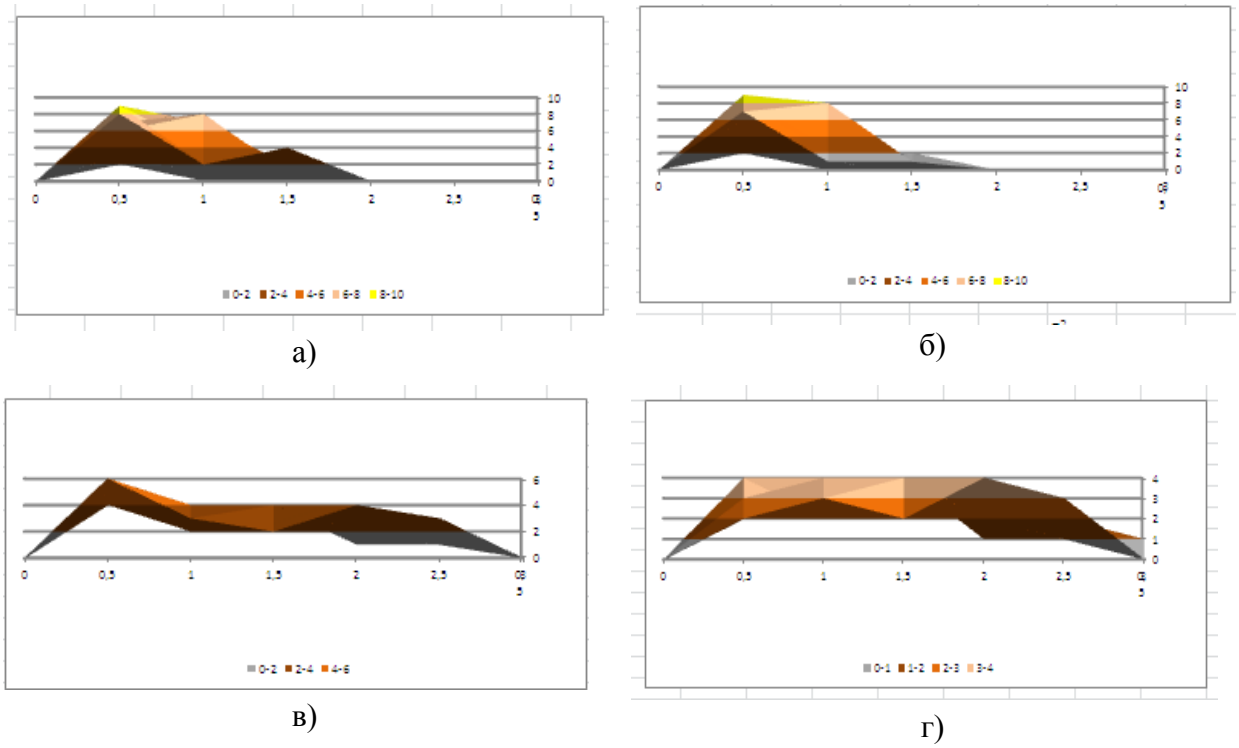


Рисунок 6 – Контур поперечного профілю по ширині соломи

Джерело: отримано автором

Максимальна висота профілю смуги соломи складає 4-10см. Довжина профілю (по ширині смуги) – 1,9 – 3,0 м. Розподілення основної маси по профілю в першій 1/3 від входу бокс від початку розкидання.

Визначено математичні моделі польоту часток солом'яної підстилки в залежності від частоти обертання ротору розкидача:

$$У = -0{,}0012x^2 + 0{,}5566x + 741{,}35,$$
$$У = -\ 0{,}0016x^2 + 0{,}2643x + 612{,}53.$$

Визначено траєкторію польоту пучка соломи (рис.7).

Вихідні дані:

висота початку траєкторії польоту часток солом'яної підстилки - 600 мм;

дальність польоту – 700-1050 мм.

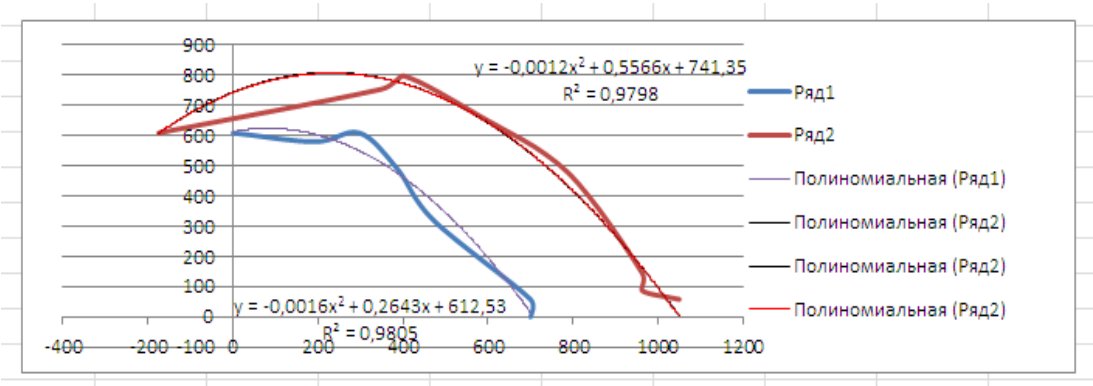


Рисунок 7 – Траєкторія польоту часток солом'яної підстилки

Джерело: отримано автором

Запилення повітря при розкиданні підстилки становило не більше 7 мл/м^3.

Роторно-пальцевий робочий орган в ході досліджень також забезпечував стабільну подачу соломи з підвищеним вмістом вологи(понад 16%).

Висновки. В результаті експериментальних досліджень встановлено:

- масову продуктивність розкидача підстилки – 0,5- 3,7 т/год;
- розкидач підстилки, відповідно до зоотехнічних вимог, забезпечує локальну та дозовану подачу (0,5кг/гол.) солом'яної підстилки;
- контур поперечного по ширині смуги соломи і відповідного розподілення підстилки, розподілення основної маси по профілю в першій 1/3 від входу бокс від початку розкидання, що відповідає зоотехнічним вимогам;
- робочий орган розкидача забезпечує його стабільну роботу із зволоженою соломою (понад 16%);
- експериментальний зразок розкидача солом'яної підстилки потребує випробування у виробничих умовах на існуючих молочних фермах з безприв'язно-боксовим утриманням худоби.

Список літератури

1. Парієв А.О. Аналіз та класифікація розкидачів солом'яної підстилки для великої рогатої худоби [Текст] / А. Парієв, С. Луц // Механізація, екологізація та конвертація біосировини в тваринництві.: зб. наук. праць / Ін-т мех. тваринництва НААН.- Запоріжжя, 2011. Вип. 1(7) – С.260-264.- ISSN2075-1591.
2. Парієв А.О. Фізико–механічні властивості солом'яної підстилки [Текст] / Парієв А.О., Дробишев О. О. Коротченко Т. М. Ковязина М. Ю. Науково–технічний бюлетень № 109 : в 2 ч. / НААН. Інститут тваринництва. – Х., 2013. – Ч. 2. – 228 с.
3. Пат. 73327 Україна, МПК (2006.01) A01K1/015. Пристрій для розкидання підстилки / С. М. Луц, І. А. Шевченко, А.О. Парієв; заявник і патентовласник Ін–т мех. тв–ва НААН. – № u 2012 00793; заявл. 26.01.2012; опублік. 25.09.2012, Бюл. № 18, 2012 р.

Andrew Pariiev, PhD tech. sci.cand., senior researcher, Oleh Drobyshev, senior researcher, Tatyana Korotchenko, researcher

Zaporizhia research center on mechanization of livestock, Zaporizhye, Ukraine

The results of experimental studies straw spreader with rotary-finger working body

Purpose - to develop promising mobile straw spreader of rotary-finger working body on the basis of the type of feeding CLI-10, which corresponds to the zootechnical and technological requirements of making straw bedding in boxes.

Conduct of experimental studies spreader. The experimental sample spreader corresponds zootechnical requirements, provides local and dosing straw /

As a result of experimental research results:

- weight solomorozkydach performance - 0.5 -3.7 t / h;
- straw accordance with the requirements zootechnical provide local supply and dosage (0.5 kg / head.) the bulk of scattered straw in the 1/3 lair and meets the technical requirements
- working body ensures its distributor stable operation of damp straw (over 16%);
- straw experimental model requires testing of existing dairy farms cattle.

litter, loose-boxed content, spreaders, rotary-finger body

Одержано 05.11.15

УДК 631.313.02

В.І. Дворук, проф., д-р техн. наук
Національний авіаційни університет, м. Київ, Україна
В.А. Войтов, проф., д-р техн. наук
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, м.Харків, Україна
К.В. Борак, канд. техн. наук
Житомирський агротехнічний коледж, м.Житомир, Україна, koss1983@meta.ua

Самозагострювання робочих органів ґрунтообробних знарядь

Досліджено вплив фізико-механічних властивостей матеріалу робочого органу, абразивних властивостей ґрунтів і конструктивних параметрів робочого органу на виникнення ефекту самозагострення. Отримані уточненні умови самозагострювання для робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь.
самозагострювання, робочий орган, ґрунт, ефект

В.И. Дворук, проф., д-р техн. наук
Национальный авиационный университет, г. Киев, Украина
В.А. Войтов, проф., д-р техн. наук
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенка, г.Харьков, Украина
К.В. Борак, канд. техн. наук
Житомирский агротехнический колледж, г.Житомир, Украина
Самозатачивание рабочих органов почвообрабатывающих орудий

Исследовано влияние физико-механических свойств материала рабочей детали, абразивных свойств почв и конструктивных параметров рабочей детали на возникновение эффекта самозатачивания. Полученные уточненные условия самозатачивания для рабочих деталей дисковых почвообрабатывающих орудий.
самозатачивание, рабочий орган, почва, эффекта

Постановка проблеми. В структурі парку сільськогосподарських машин України дискові ґрунтообробні знаряддя (ДГЗ) займають близько 40% від загальної їх кількості [2]. Як відомо, в процесі роботи номінальні розміри диска та його форма, в результаті спрацювання, зазнають змін, що значно впливає на якість виконання технологічного процесу [4]. Тому постає проблема у необхідності збереження форми та реалізації ефекту самозагострення.

Аналіз останніх досліджень. В процесі різання дисковими робочими органами лезо входить в ґрунт при великому питомому навантажені на ріжучу кромку. При таких умовах роботи відбувається швидке затуплення лез робочих органів, в результаті чого машина швидко втрачає працездатність.

Дослідженнями автором [7] встановлено 4 умови самозаточування робочих органів ґрунтообробних машин:

1. Радіус затуплення $R_к$ ріжучої кромки в процесі роботи леза не повинен перевищувати допустимого $R_д$, обумовленого нормальним протіканням технологічного процесу різання робочої маси.

© В.І. Дворук, В.А. Войтов, К.В. Борак, 2015

2. Товщина несучого шару $\delta_н$ повинна бути мінімально можливою для забезпечення необхідної міцності твердого шару:

$$\delta_н = \delta_m K_n \delta \ , \qquad (1)$$

де K_n – коефіцієнт міцності твердого шару, який може, в залежності від властивостей ґрунту і твердого сплаву, змінюватись в широкому діапазоні (для лез, наплавлених сормайтом K_n=1,0…1,8)

3. Твердість зносостійкого шару H_m повинна бути у відповідному співвідношенні з твердістю несучого шару:

$$H_m = KH_н \ , \qquad (2)$$

де K – коефіцієнт, який залежить від абразивних властивостей ґрунту (К= 1,2…2,8)

4. Зміцненню, як правило, повинна підлягати та грань леза, яка піддається найменшому зношенню. Якщо ця умова не буде виконуватись то інтенсивність зношування твердого і м'якого шару вирівнюється, що неминуче призведе до затуплення леза. В деяких випадках зміцнення проводять з іншої сторони леза для використання на супіщаних і піщаних ґрунтах.

В роботі [1] висловлюються сумніви, що до коректності формулювання 4-ої умови самозаточування. В США та Канаді в деяких ґрунтово-кліматичних зонах (супіщані та піщані ґрунти) застосовують наплавку на поверхню, яка інтенсивніше зношується [7].

Постановка завдання. Чотири умови самозаточування автором [7] були встановлені в результаті дослідження процесу зношування лемешів та лап культиваторів. Виходячи з цього, необхідно провести дослідження процесу зношування дискових робочих органів для уточнення умов самозаточування.

Виклад основного матеріалу. Дані чотири умови розглядають не всі фактори, які впливають на виникнення ефекту самозагострювання і потребують уточнень і доповнень для робочих органів ДГЗ по наступним причинам:

- данні дослідження проводилися на робочих органах, де швидкість змінюється мало і дорівнює швидкості руху знаряддя, з якою вона співпадає за напрямком (леміш, лапа культиватора), і протягом всього періоду зношування розподіл навантаження носить стаціонарний характер;
- не врахована можливість зміни виду зношування (з абразивного на ударно-абразивне);
- інтенсивність зношування робочих органів (РО) ДГЗ на порядок менша за інтенсивність зношування лемішно-лапових робочих органів;
- не враховують влив сторони і кута загострення РО ДГЗ на інтенсивність зношування.

Як бачимо чотири умови самозагострювання запропоновані В.М. Ткачовим не повністю розкривають природу формоутворення лез робочих органів ДГЗ. Провівши аналіз умов самозагострення ми прийшли до висновку, що 2-га і 3-тя умова не викликають сумнівів, а 1-ша і 4-та потребують уточнень і доповнень.

Так 1-ша умова самозагострювання стверджує, що радіус заокруглення R ріжучої кромки в процесі роботи леза не повинен перевищувати допустимого $R_д$, обумовленого нормальним протіканням технологічного процесу. Звідки видно, що гранична товщина затупленого леза $h \leq 2R_д$. Ткачов В.М. стверджує, що товщина твердого шару біметалевого робочого органу для задоволення 1-ї умови повинна відповідати $h_m \leq 2R_д$.

Але дане твердження, на нашу думку, справедливе тільки при виконанні 4-ї умови самозагострювання (тобто коли зміцненню підлягає та грань леза, яка піддається найменшому впливу). Для РО ДГЗ виконання 4-ї умови взагалі неможливо. Зміцнення грані леза, яка піддається найменшому впливу, призведе до виступу твердого шару над в'язким, а так як в РО ДГЗ доволі висока ймовірність виникнення динамічних навантажень, що неминуче призведе до обломлювання зміцненої поверхні.

В попередніми дослідженнях використовувався зміцнений шар, однорідний по товщині на всій поверхні, а загострення проводили зі сторони більш м'якого і менш зносостійкого матеріалу. Для досягання ефекту самозагострювання у РО ДГЗ необхідно зміцнювати і одночасно загострювати кромку леза зі сторони більш інтенсивного зношування, тобто з зовнішньої сторони (рис. 1). Товщина зміцненого шару повинна змінюватись від кромки леза в сторону його збільшення.

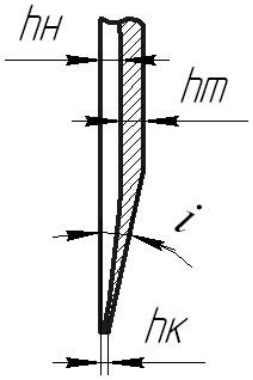


Рисунок 1 – Зміна товщини несучого і твердого шару

Товщина несучого шару повинна унеможливлювати виступання твердого і, відповідно, його обломлювання.

Співвідношення товщини твердого і несучого шару необхідно визначати з наступних умов:

- співвідношення твердості твердого і несучого шару;
- співвідношення інтенсивності зношування сторін РО ДГЗ.

При умові рівності (3), співвідношення товщини несучого і твердого шару повинно дорівнювати (1).

$$H_m/H_м = I_{Vm}/I_{Vм} = 1, \quad (3)$$

де H_m та $H_м$ – відповідно твердість зміцненого та несучого шару;

$I_{Vm}, I_{Vм}$ – відповідно інтенсивність зношування твердого та несучого шару.

В реальних умовах досягти даного співвідношення доволі складно, тому для визначення співвідношення товщини зміцненого і несучого шарів розглянемо інтенсивність зношування внутрішньої і зовнішньої поверхні.

В роботах М.М. Хрущова та М.А. Бабічева [8] отримана прямо пропорційна залежність між об'ємним зносом і нормальним навантаженням:

$$I_V = cN, \quad (4)$$

де c – коефіцієнт пропорційності, який залежить від властивостей матеріалу і стихаючої властивості абразивної поверхні.

Тому для виявлення співвідношення об'ємного зносу внутрішньої і зовнішньої сторони РО ДГЗ розглянемо силову взаємодію робочого органу ДГЗ в процесі експлуатації з ґрунтом, прийнявши при цьому, що:

$$H_{сум}/P_{\Sigma} = I_{Vm}/I_{Vм}\ , \qquad (5)$$

де P – сумарне навантаження на внутрішню сторону диска;

H – сумарне навантаження на зовнішню сторону диска, яку необхідно зміцнювати.

Сили, що діють на внутрішню і зовнішню поверхню сферичного диску з зовнішнім загостренням представлені на рис. 2.

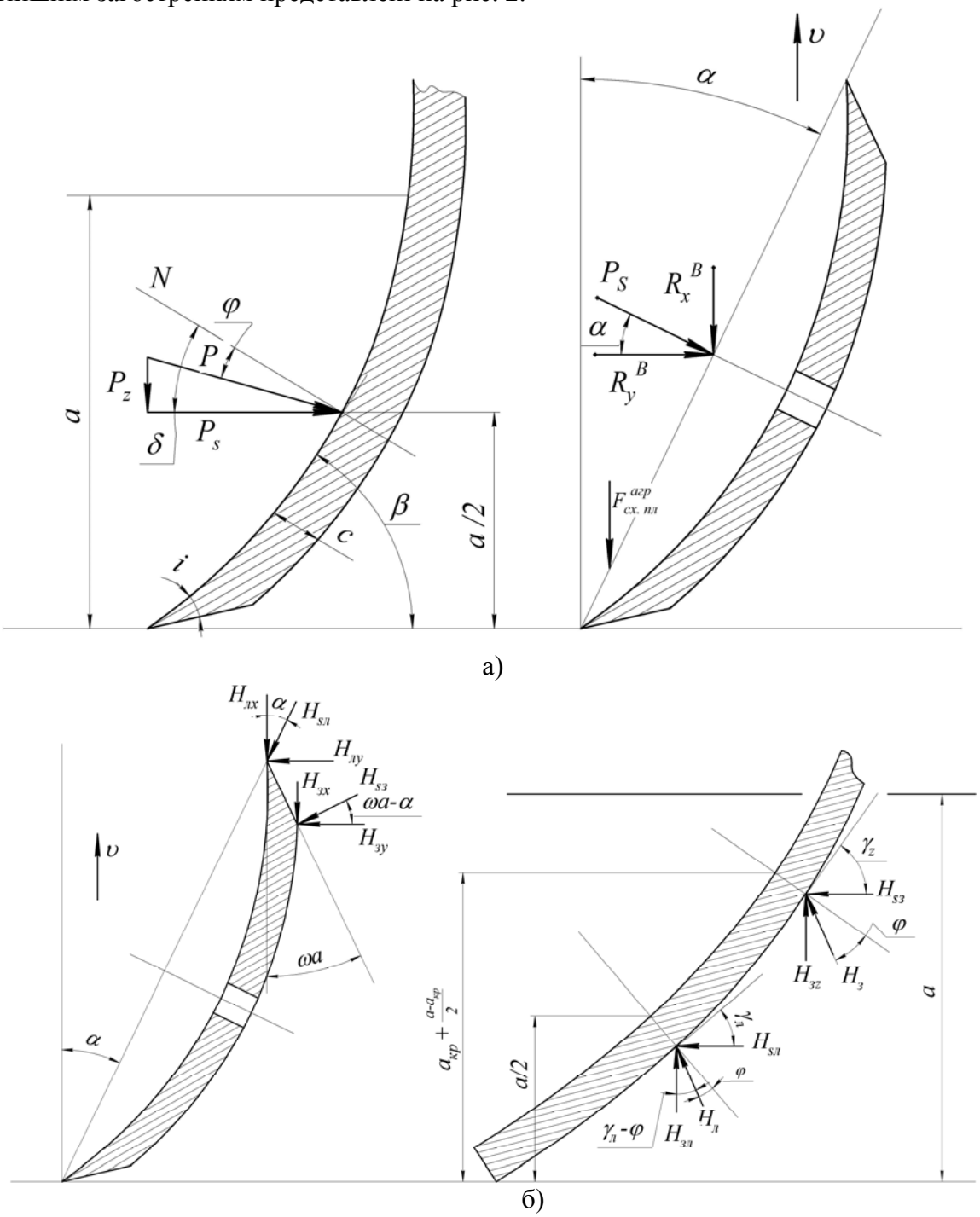


Рисунок 2 – Сили що діють на внутрішню (а) і зовнішню (б) поверхню РО ДГЗ з зовнішнім загостренням
Джерело: [5]

Аналітичні залежності силової дії на внутрішню поверхню диску визначені С.А. Сідоровим [5]. Дані залежності визначалися для сферичних гладких дисків та, за даними П.С. Нартова [3], перехідні коефіцієнти для визначення навантажень на вирізні сферичні диски суттєво не відрізняються для внутрішньої і зовнішньої сторони РО і залежать від кута атаки атаки. Тоді сумарне навантаження, що діє на внутрішню сторону диска може бути визначене наступною формулою:

$$P = K_0 \times S_a \sin\alpha + P_F = (T_{cp} \times A_1 \times A_2 \times A_3) \times (arctg\left[\frac{\sqrt{a\cdot(D-a)}}{\left(D/2-a\right)}\right] \times \frac{D^2}{4} - [a(D-a)] \times (\frac{D}{2-a})) \times$$

$$\times \sin\alpha + (\frac{2S_a\gamma_{об}}{g})\sin\alpha \times v^2 \sin(\frac{\beta}{2}) \times (1+0,25\sin\beta \times v) = (T_{cp} \times (0,04 + f\left(\frac{V}{D}\right) \times 0,9^{m_{кр}-m} \times \quad , \quad (6)$$

$$\times\left[1,2+0,08\cdot(m_{кр}-m)+0,02(m_{кр}-m)^2\right] \times \left(1,15-3,0\cdot 10^{-2}T+3,0^{-4}T^2\right) \times (arctg\left[\frac{\sqrt{a\cdot(D-a)}}{\left(D/2-a\right)}\right] \times$$

$$\times \frac{D^2}{4} - [a(D-a)] \times (\frac{D}{2-a})) \times \sin\alpha + (\frac{2S_a\gamma_{об}}{g})\sin\alpha \times v^2 \sin(\frac{\beta}{2}) \times (1+0,25\sin\beta \times v)$$

де K_0 – питомий опір;

S_a – площа поперечного перерізу, зануреної в ґрунт частини диска, см^2;

P_F – рівнодіюча та зрівноважена сила динамічного тиску та підпирання ґрунту;

T_{cp}, T – середня та абсолютна твердість ґрунту на глибині обробітку кг/см^2;

A_1 – коефіцієнт пропорційності, що враховує відношення граничних нормальних напружень при стисненні з обмеженим боковим розширенням;

A_2 – коефіцієнт пропорційності, що враховує вплив перекриття дисків;

A_3 – коефіцієнт пропорційності, що враховує безпосередній вплив величини твердості ґрунту на питомий опір;

D – зовнішній діаметр, см;

a – глибина обробітку, см;

β – кут кришіння, градус;

f_a – величина вигину сфери диска на глибині "a", см;

$\gamma_{об}$ – об'ємна вага ґрунту, кг/м^3;

V – об'єм зануреної в ґрунт частини диску, см^3;

0,004 – коефіцієнт, см$^{-2}$;

f^1 – емпіричний коефіцієнт, який враховує сумісний вплив дії "затилку";

$K_{сгр}$ – коефіцієнт, що враховує збільшення тиску за рахунок вивантаження ґрунту при збільшенні швидкості обробітку;

α – кут різання;

m – відстань між дисками, см.

$m_{кр}$ – критична відстань між дисками при якій не виконуютья вимоги агротехнічних вимог до обробітку ґрунту, см.

Навантаження, що діє на зовнішній сторону диску, складається з двох складових і може бути визначено із залежності:

$$H_{\Sigma} = H_{л} + H_{з} = k_{л} \times l_{еф} \times b_{еф} + \frac{1}{g}\left(b_{еф} \times l_{еф} \times v^2 \times cos^2\alpha \times \gamma_{об}\right) + \\ + k_{л} \times l_{кр} \times b_{еф} + \frac{1}{g}\left(b_{еф} \times l_{кр} v^2 cos^2\alpha \times \gamma_{об}\right), \quad (7)$$

де $H_{л}$ – опір деформації занурення леза;

$H_{з}$ – опір від дії затилкової фаски диска;

$k_{л}$ – коефіцієнт питомого опору поверхні леза дискового РО;

$l_{еф}$ – ефективна довжина леза, см;

$b_{еф}$ – ефектична товщина леза, см;

$l_{кр}$ – довжина дуги леза, що відповідає початку (кінцю) дії затилку загострювання диска, см.

Формула (7) не враховує ймовірної можливості виникнення додаткових навантажень (ΔH) на кромці леза від динамічної взаємодії (удару) з твердими включеннями в ґрунті. Адже при роботі неминуче виникнення співудару з абразивними частинками, а відповідно, можливе виникнення ударно-абразивного зношування.

Для унеможливлення обломлювання кромки леза необхідно врахувати дану ймовірність:

$$P(\Delta H)=m/N, \quad (8)$$

де m – кількість взаємодій з камінням при певному напрацюванні N, шт./га

N – напрацювання, га

В свою чергу, величина ΔH залежить від багатьох факторів:

$$\Delta H = \left\{m_1, m_2, v_a, k_в\right\}, \quad (9)$$

де $k_в$ – коефіцієнт відновлення;

m_1 – приведена маса робочого органу;

m_2 – маса ґрунту, каміння та ін.;

υ_a – швидкість співудару (в нашому випадку швидкість переміщення РО в ґрунті).

Як показують експериментальні дослідження, співвідношення H/P не носить чіткого характеру і змінюється в широкому діапазоні 1,3…1,9 в залежності від умов експлуатації (твердості ґрунту, швидкості руху, радіусу кривизни, діаметру диску та ін.). Тому при проектуванні самозагострюючих робочих органів ДГЗ необхідно визначити початкові параметри робочого органу і умови роботи, в яких буде відбуватися їх експлуатація.

Як уже зазначалося, важливим для визначення співвідношення товщини зміцненого і несучого шару є співвідношення їх твердості. Враховуючи різноманіття способів зміцнення і різне співвідношення твердості несучого і зміцненого шару, необхідно намагатися до зменшення товщини несучого шару.

Для досягнення ефекту самозагострення необхідно врахувати кут загострення. Авторами відзначалося, що для двошарового леза при куті загострення 17° (кут загострення однорідних серійних робочих органів) спостерігалося обломлювання кромки леза із-за виступу твердого шару над несучим. Для збереження початкового кута загострення необхідно загострювати зміцнену сторону під кутом 30°[6].

Таким чином, уточнені умови самозагострення для РО ДГЗ зводяться до наступного:

1. Співвідношення товщини і твердості зміцненого і несучого шару повинно протягом всього терміну експлуатації забезпечувати умову $R<R_д$.

2. Товщина несучого шару повинна бути мінімально можливою, забезпечуючи при цьому необхідне підвищення міцності твердого шару.

3. Твердість зміцненого шару повинна бути у визначеному співвідношенні з твердістю несучого шару в залежності від абразивних властивостей ґрунту.

4. Зміцненню і загостренню повинна підлягати та грань, яка більш інтенсивно зношується.

6. Кут загострення повинен складати 28˚…30˚.

Висновки. Для досягнення ефекту самозагострення РО ДГЗ необхідно виконання п'яти умов, причому друга і третя умова, запропонована В.М. Ткачовим для лемешів, повністю справедлива і для РО ДГЗ, перша умова дещо уточнена, а 4-та умова обернено протилежна.

Список літератури

1. Бобрицький В.М. Підвищення зносостійкості різальних елементів робочих органів ґрунтообробних машин: дис. канд. тех. наук: 05.02.04 / Бобрицький Віталій Миколайович. – Кіровоград, 2007. – 182 с.
2. Дудак С.М. Дискові ґрунтообробні знаряддя: основні параметри та особливості [Текст] / С.М. Дудак // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2007. – Вип. 91. – С. 368-371.
3. Нартов П.С. Дисковые почвообрабатывающие орудия / П.С. Нартов – Воронеж: ВГУ, 1972. – 184 с.
4. Синеоков Г.П. Теория и расчёт почвообрабатывающих машин [Текст] / Г.П. Синеоков., И.М. Панов. – М.: Машиностроение, 1977. – 328с.
5. Сидоров С.А. Обоснование эффективных способов повышения работоспособности и износостойкости сферических дисков почвообрабатывающих машин: дис. канд. техн. наук. 05.20.04 / Сидоров Сергей Алексеевич. – М., 1996. – С. 320-386.
6. Стрельбицкий В.Ф. Дисковые почвообрабатывающие машины [Текст] / В.Ф. Стрельбицкий. – М.: Машиностроение, 1978. – 135 с.
7. Ткачев В.Н. Работоспособность деталей в условиях абразивного изнашивания [Текст] / В.Н. Ткачев – М.: Машиностроение, 1995. – 336 с.
8. Хрущов М.М. Абразивное изнашивание [Текст] / М.М. Хрущов, М.А. Бабичев. – М.: Наука, 1970. – 252 с.

Volodymyr Dvoryk, Prof., DrS.
National Aviation Universiny, Kiev, Ukraine
Viktor Voytov, Prof., DrS.
Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture, Kharkiv, Ukraine
Konstantin Borak, PhD tech. sci.
Zhytomyr Agrarian and Technical College, Zhytomyr,Ukraine

Effect of independent intensifying working organ soil-cultivating instruments

Set conditions of independent intensifying working organ soil-cultivating instruments.

Influence of mechanical properties of material working organ, abrasive properties soils, structural parameters of working organ is investigational on the origin effect of independent intensifying. Got clarification of condition of independent intensifying for the workings organs of disk soil-cultivating instruments:

1. Value thickness and hardness of the strengthening and base layer should be a lifetime condition to ensure $R < R_д$.

2. The thickness of the base layer should be as short as possible, while providing the necessary increase in strength solid layer.

3. The hardness of hardened layer should be determined in relation to the base layer hardness depending on the abrasive properties of soil.

4. Strengthening and exacerbate the line and must be subject to more intense wear that.

6. Sharpening angle must be at 28˚ ... 30˚.

To achieve the effect independent intensifying working organ soil-cultivating instruments must fulfill five conditions and the second and the third condition suggested by V.M. Tkachev for plowshares completely fair and intensifying working organ soil-cultivating instruments, the first condition is clarified, and 4 opposite condition is reversed.

self-sharpening, working organ, soils, effect

Одержано 06.11.12

УДК 631.363.7

Д.І. Бойко, асп.*
Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка, м. Харків, Україна, bojko_di@mail.ru

Обґрунтування конструктивно-технологічної схеми багатокомпонентного дозатора-змішувача інгредієнтів комбікормів

В результаті аналізу технологій приготування комбікормів для тварин і птиці, способів дозування і змішування інгредієнтів комбікормів, а також конструкцій дозаторів і змішувачів запропонована нова конструкція дозатора-змішувача в якій операції дозування і змішування інгредієнтів об'єднані в одну технологічну операцію і виконуються одним робочим органом. Головною перевагою запропонованої конструкції є об'єднання операцій дозування і змішування, що значно спрощує конструкцію дозатора-змішувача і зменшує енергетичні витрати для його приводу. Висока якість змішування досягається за рахунок багатокомпонентного зв'язного дозування і тонкошарової взаємодії змішуваних компонентів.
технологія, дозатор, змішувач, енергоємність, якість змішування

Д.И. Бойко, асп.
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенка, г. Харьков, Украина
Обоснование конструктивно-технологической схемы многокомпонентного дозатора-смесителя ингредиентов комбикормов

В результате анализа технологий приготовления комбикормов для животных и птицы, способов дозирования и смешивания ингредиентов комбикормов, а также конструкций дозаторов и смесителей предложена новая конструкция дозатора-смесителя в которой операции дозирования и смешивания ингредиентов объединенные в одну технологическую операцию и выполняются одним рабочим органом. Главным преимуществом предложенной конструкции является объединение операций дозирования и смешивания, которое значительно упрощает конструкцию дозатора-смесителя и уменьшает энергетические расходы для его привода. Высокое качество смешивания достигается за счет многокомпонентного связного дозирования и тонкослойного взаимодействия смешиваемых компонентов.
технология, дозатор, смеситель, энергоемкость, качество смешивания

Постановка проблеми. Приготування комбікормів в умовах сільськогосподарських підприємств пов'язано з багатьма невирішеними питаннями, головним з яких є відсутність необхідного обладнання для дозування і змішування інгредієнтів комбікормів, яке здатне забезпечити значне зниження енергетичних витрат при високій якості кінцевого продукту.

Технологічні операції – дозування і змішування інгредієнтів, в технології приготування комбікормів слідують одна за одною і кожна із них окремо в рівній мірі впливають на якість кінцевого продукту. Це пояснюється тим, що відхилення процентного вмісту окремих інгредієнтів від заданої рецептом величини знижує кормову і біологічну поживності комбікорму, призводить до порушення балансу мінеральних елементів в організмі тварин.

* Науковий керівник: канд. техн. наук, проф. Науменко О. А.

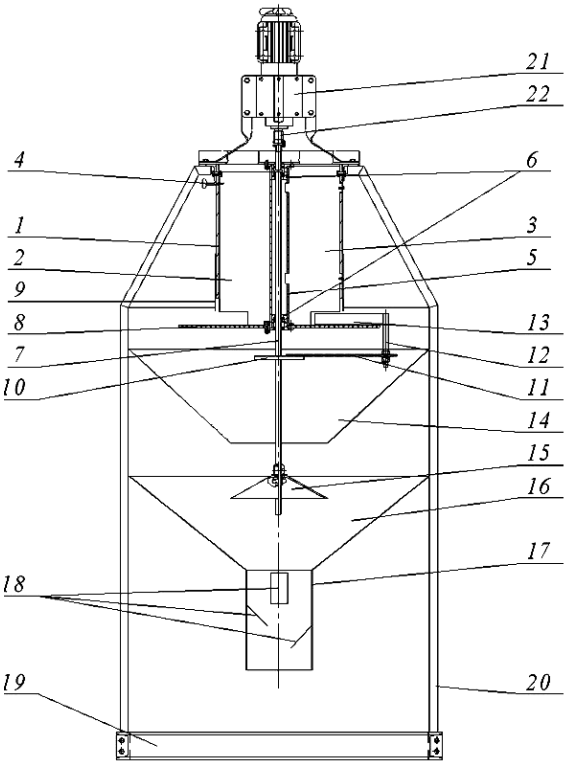
© Д.І. Бойко, 2015

Тому розробка і впровадження нових енергозберігаючих технологій приготування комбікормів і засобів їх механізації, які здатні значно знизити енергетичні витрати і підвищити якість кінцевого продукту є актуальною задачею. З цієї точки погляду перспективним напрямком є створення нових конструкцій дозаторів-змішувачів, в яких необхідно передбачити виконання процесу дозування інгредієнтів і їх змішування одним робочим органом за рахунок механічної дії відцентрових сил.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Агрегати для приготування багатокомпонентних кормових сумішей, зокрема комбікормів, складаються із дозаторів і змішувачів. Різноманітність конструкцій дозаторів і змішувачів визначають багатоваріантність створення агрегатів для приготування комбікормів [1, 2]. Наряду із комбікормовими агрегатами, в яких дозатори і змішувачі використовуються як окремі машини, існують також дозувально-змішувальні агрегати, в яких дозатори і змішувачі існують як одне ціле. Вирішенням проблеми дозування і змішування інгредієнтів комбікормів, створенням конструкцій дозаторів та змішувачів присвячені роботи Сироватки В.І. [3], Веденєєва Ю.Д. [4], Щура Т.Г. [5], Русальова О.М. [6], Славкової Л.Г. [7]. , Семенцова В.І. [8], Мальцева Г.С. [9], Мальцева В.С. [10], Чілінгаряна Н.О. [11] та ін., які відмічали переваги об’єднання операцій дозування і змішування в одному агрегаті.

Найбільш прийнятними конструкціями агрегатів для приготування комбікормів є дозатори-змішувачі, запропоновані вченими [9-11] ФДБУ ВПО «Самарської державної сільськогосподарської академії».

Дозатор-змішувач конструкції Г.С. Мальцева [9] складається із багатокомпонентного тарілчастого дозатора і гравітаційного-відцентрового змішувача (рис. 1).



1 – бункер; 2 – перегородка рухома; 3 – нерухома перегородка; 4 – стопорні гвинти; 5 – труба; 6 – підшипник; 7 – вал привідний; 8, 10 – диски; 9 – юбка; 11 – поводок; 12 – шпилька; 13 – скребок; 14 – лійка основна; 15 – розсіювач; 16 – лійка допоміжна; 17 – горловина; 18 – пластини; 19 – основа; 20 – стойка; 21 – мотор-редуктор, 22 – муфта

Рисунок 1 – Дозатор-змішувач інгредієнтів комбікормів

Дозуюча частина пристрою складається із бункера, розділеного на сектори перегородками. В нижній частині бункера встановлений диск. Активними робочими органами дозатора є скребки, які приводяться в обертовий рух мотором-редуктором. Змішувальна частина пристрою складається із основної і додаткової лійок між якими на обертовому валу встановлений конус. В горловині додаткової лійки встановлені пластини, що сприяють більш інтенсивному змішуванні.

Працює дозатор-змішувач наступним чином. У відповідні секції бункера завантажуються інгредієнти комбікормів, які під дією гравітаційних сил висипаються на диск. При обертанні скребків інгредієнти скидаються на першу лійку, де розділяються на два потоки. Один потік проходить через вирізи в лійці, а другий через горловину подається на обертову лійку, де відбувається їх змішування.

В подальшому В.С. Мальцев [10] удосконалив конструкцію дозатора-змішувача, обладнавши його незалежними приводами скребків і додаткової лійки, а Чілінгарян Н.О. [11] виконав скребки дозатора криволінійними. Головною перевагою наведеної конструкції дозатора-змішувача є мала енергоємність процесу, тому що для приводу скребків необхідна мала потужність. Однак, на наш погляд, наведений дозатор-змішувач має складну будову за рахунок наявності окремого змішувального пристрою, який також потребує енергетичних витрат на його привід.

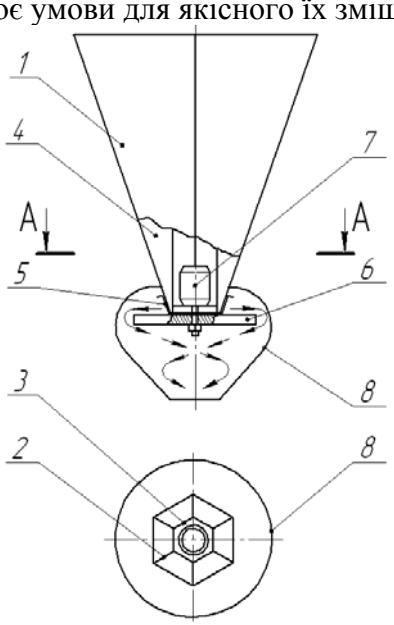
Мета досліджень. Метою даної роботи є аналіз існуючих конструкцій дозаторів-змішувачів інгредієнтів комбікормів, виявлення їх переваг і недоліків та розробка перспективної конструкції в якій необхідно передбачити інтенсифікацію процесу шляхом об’єднання операцій дозування і змішування за рахунок їх виконання одним робочим органом.

Виклад основного матеріалу. З аналізу конструкцій дозаторів і змішувачів сипких матеріалів відомо, що найменші енергетичні витрати на їх привід мають дозатори і змішувачі відцентрового типу [8, 9-11]. Тому за основу конструкції приймаємо дозатор-змішувач відцентрового типу, робочим органом якого має буди обертовий диск, який розташований в нижній частині наддозаторних бункерів. Дозування сипких матеріалів в даному випадку буде відбуватися за рахунок створення шару сипкого матеріалу на диску біля вивантажувального отвору кожного із бункерів і подальшого його руху по диску внаслідок дії відцентрових сил при його обертанні. Змішування інгредієнтів буде відбуватися внаслідок почергового завантаження шарів інгредієнтів на диск і їх розосереджування по площині диска, а також взаємодії потоків інгредієнтів із вивантажувальним кожухом і перетинання їх траєкторій.

Запропонований дозатор-змішувач інгредієнтів комбікормів [12] (рис. 2) складається з накопичувального бункера 1, який розділений перегородками 2 і частинами призматичної труби 3 на окремі відсіки 4, кількість яких відповідає кількості змішуваних компонентів. В нижній частині відсіків розташовані гравітаційні дозатори, виконані в вигляді регульованих випускних отворів з заслінками 5 і горизонтально розташованого обертового диска 6, який закріплений на валу електродвигуна 7. Робочі елементи дозатора-змішувача розташовані в вивантажувальному кожусі 8, який виконаний у вигляді поверхні обертання відрізка кривої лінії в площині XOZ навколо осі Z (рис.3).

Дозатор-змішувач інгредієнтів комбікормів працює наступним чином. Інгредієнти комбікормів завантажуються в окремі відсіки 4 накопичувального бункера 1. Потім за допомогою заслінок 5 встановлюється необхідна продуктивність кожного дозатора, що забезпечує необхідне співвідношення змішуваних інгредієнтів. При цьому під дією гравітаційних сил на обертовому диску 6 формуються окремі шари компонентів суміші. Далі, при включенні електродвигуна 7, компоненти суміші під дією відцентрових сил розосереджуються по площині диска 6 і, рухаючись з прискоренням по криволінійним

траєкторіям по диску 6, частково змішуються. Після сходження компонентів суміші з диска 6 вони по спіральній траєкторії рухаються в напрямку вивантажувального отвору. В результаті взаємодії потоків компонентів суміші з вивантажувальним кожухом, який постійно звужується, згідно з законом збереження кількості руху, відбувається збільшення їх швидкостей, перетинання траєкторій і досягнення турбулізація потоку на виході із змішувача, що створює умови для якісного їх змішування.



1 – бункер; 2 – перегородки; 3 – труба призматична; 4 – відсіки бункера;
5 – заслінка; 6 – диск обертовий; 7 – електродвигун; 8 – кожух вивантажувальний

Рисунок 2 – Конструктивна схема дозатора-змішувача інгредієнтів комбікормів

Таким чином, забезпечуючи задану дозовану подачу кожного із інгредієнтів комбікормів, забезпечується підвищення якості дозування, а взаємодія сформованих потоків з кожухом змішувача забезпечує якісне їх змішування.

Для визначення продуктивності дозатора-змішувача складемо рівняння динаміки елементарного об’єму сипкого матеріалу, який знаходиться на диску $\Delta V = r\Delta\varphi\Delta rH$ (рис. 3)

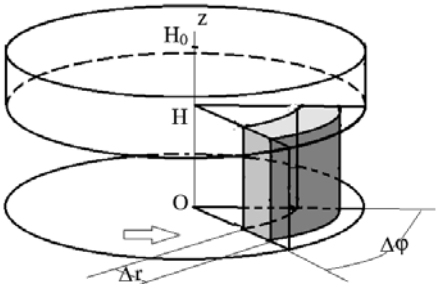


Рисунок 3 – Розрахункова схема до визначення продуктивності дозатора-змішувача

Враховуючи, що сипкий матеріал має щільність γ, маса об’єму ΔV дорівнюватиме:

$$\Delta m = \gamma r\Delta\varphi\Delta rH \ . \qquad (1)$$

Взаємодія частинок сипкого матеріалу між собою зводиться до тиску $\mathrm{p} = p(z)$, який дорівнює гідростатистичному тиску [13]

$$p = \gamma g(H_0 - z), \tag{2}$$

де H_0 – висота шару сипкого корму на диску;

z – змінна координата.

Тоді стовп сипкого матеріалу висотою H_0 буде чинити тиск на площадку диска розміром $\Delta\sum = r\Delta\varphi\Delta r$

$$\Delta\vec{P} = -\vec{e}_z p(0)\Delta\sum = -\vec{e}_z \gamma g H_0 r\Delta\varphi\Delta r\ , \tag{3}$$

де $\vec{e}_z$ – орта циліндричної системи координат;

$p(0)$ – тиск сипкого матеріалу на диск при z =0;

$\Delta\sum$ – розмір площадки на яку чинить тиск стовп сипкого матеріалу.

В силу цього, об'єм ΔV буде зазнавати сили тертя ΔT, яка протилежно направлена по відношенню до відносної швидкості частинки сипкого матеріалу

$$\Delta T = \text{-}f_V \gamma r\Delta\varphi\Delta r H_0 \frac{\dot{\vec{r}} - \Omega r\vec{e}_\varphi}{\left|\dot{\vec{r}} - \Omega r\vec{e}_\varphi\right|}, \tag{4}$$

де f_V – коефіцієнт внутрішнього тертя сипкого матеріалу;

Ω – кутова швидкість обертання диску;

$\vec{e}_\varphi$ – орта циліндричної системи координат.

Уважаючи, що Δr і $\Delta\varphi$ є малими величинами, а H постійною, тоді в цьому випадку радіус-вектор $\vec{r} = \vec{r}(t) = r(t)\vec{e}_r[\varphi(t)]$ однозначно визначає положення елементарного об'єму ΔV на поверхні диску. Рівняння динаміки для ΔV витікає із другого закону Ньютона:

$$\Delta m\ddot{\vec{r}} = \Delta\vec{T} + \Delta\vec{P} + \Delta N\ , \tag{5}$$

де ΔN – сила реакції зв'язку (диска), яка направлена по нормалі до поверхні диска.

Диференціюючи радіус-вектор по часу, отримаємо вираз для швидкості і прискорення елементарного об'єму ΔV :

$$\begin{aligned} \dot{\vec{r}} &= \dot{r}\vec{e}_r + r(\dot{\varphi} - \Omega)\vec{e}_\varphi \\ \ddot{\vec{r}} &= (\ddot{r} - r\dot{\varphi}^2)\vec{e}_r + (r\ddot{\varphi} + 2\dot{r}\dot{\varphi})\vec{e}_\varphi \end{aligned}. \tag{6}$$

Підставивши формули (3), (4) і (6) в рівняння (5) і скоротивши загальний співмножник в усіх членах рівняння та спроектувавши векторну рівність на напрямок ортів циліндричної системи координат $(\vec{e}_r, \vec{e}_\varphi, \vec{e}_z)$, отримаємо наступне рівняння:

$$\ddot{r} = r\dot{\varphi} - \frac{f_V g H_0}{H} \frac{\dot{r}}{\sqrt{\dot{r}^2 + r(\dot{\varphi} - \Omega)^2}}$$

$$\ddot{\varphi} = -2\frac{\dot{r}\dot{\varphi}}{r} - \frac{f_V g H_0}{H} \frac{\dot{\varphi} - \Omega}{\sqrt{\dot{r}^2 + r(\dot{\varphi} - \Omega)^2}}. \qquad (7)$$

$$\Delta N = \gamma g H_0 r \Delta\varphi \Delta r$$

Для визначення руху сипкого середовища достатньо інтегрувати перші два рівняння, які є звичайними диференційними рівняннями другого порядку. Для визначення їх однозначного вирішення необхідно задати початкові умови – сформулювати задачу Коші. В силу осьової симетрії задачі достатньо розглянути рух однієї частинки сипучого матеріалу. Траєкторії руху других частинок можна отримати повертанням відповідної картини руху цієї вибраної частинки на відповідний кут φ.

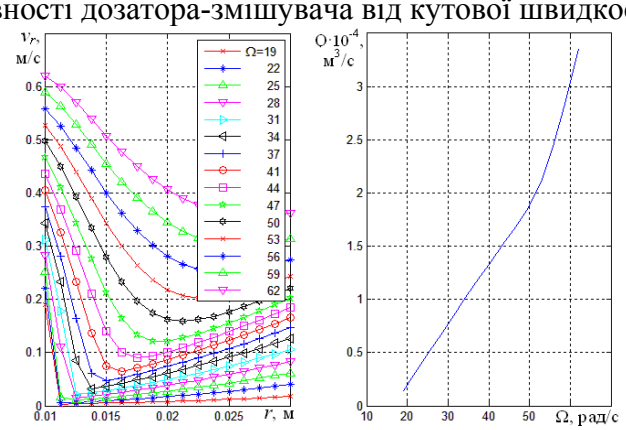
Задамо початкові умови в наступному вигляді:

$$r(0) = r_0, \qquad \dot{r}(0) = r_1, \qquad \varphi(0) = 0, \qquad \dot{\varphi}(0) = \Omega r_0. \qquad (8)$$

Після вирішення задачі (7), (8) секундна продуктивність дозатора-змішувача буде визначатися за формулою:

$$Q = 2\pi R_0 H v_r(R_0). \qquad (9)$$

Результати числового визначення продуктивності наведені на рис. 4. Зліва наведені розподілення впродовж r радіальних складових швидкостей, значення яких визначає продуктивність при різних значеннях кутової швидкості. Праворуч наведені графіки залежності продуктивності дозатора-змішувача від кутової швидкості диска.



а) б)

Рисунок 4 – Графічні залежності а) радіальних складових швидкостей шару сипкого матеріалу по диску від r; б) залежності продуктивності дозатора-змішувача від кутової швидкості диска

В результаті аналізу графічних залежностей встановлено, що при малому значенні r радіальні швидкості спочатку зменшуються, а потім зростають. Продуктивність дозатора-змішувача з збільшенням кутової швидкості зростає в лінійній залежності.

Висновки. В результаті аналізу конструкцій дозаторів-змішувачів визначені напрямки їх удосконалення і запропонована нова конструкція дозатора-змішувача, в якій процес дозування і змішування виконується одним робочим органом , що забезпечить значне зниження енергетичних витрат на процес приготування комбікормів. Проведеними теоретичними дослідженнями встановлений взаємозв'язок продуктивності дозатора-змішувача від його конструктивно-кінематичних параметрів.

Список літератури

1. Каталымов А.В. Дозирование сыпучих и вязких материалов [Текст] / А.В. Каталымов, В.А., Лабартович. – Л.: Химия, 1990. – 240 с.
2. Макаров Ю.И. Аппараты для смешения сыпучих материалов [Текст] / Ю.И. Макаров. – М.: Машиностроение, 1973. – 216 с.
3. Сыроватка В.И., Приготовление комбикормов, обогатительных и лечебных добавок [Текст] / В.И. Сыроватка. – М.: Россельхозиздат, 1981. – 45 с.
4. Вединеев, Ю.Д. Дозаторы непрерывного действия [Текст] / Ю.Д. Вединеев. – М.: Энергия, 1978. – 184 с.
5. Щур Т.Г. Обґрунтування параметрів процесу дозування та розробка конструкції конусного дозатора біологічно активних кормових добавок : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд.. техн.. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / Т.Г. Щур. – Харків, 2009. – 20 с.
6. Русальов О.М. Обґрунтування параметрів процесу дозування і розробка решітного дозатора концентрованих кормів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд.. техн.. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.М. Русальов. – Харків, 2010. – 20 с.
7. Славкова Л.Г. Обґрунтування параметрів процесу і розробка гравітаційного змішувача концентрованих кормів з жиророзчинними вітамінами : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд.. техн.. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / Л.Г. Славкова. – Харків, 2014. – 20 с.
8. Семенцов В.І. Обґрунтування параметрів процесу збагачення комбікормів біологічно активними кормовими добавками : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд.. техн.. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / В.І. Семенцов. – Харків, 2008. – 20 с.
9. Мальцев, Г. С. Улучшение показателей приготовления концентрированных кормов с разработкой и обоснованием параметров дозатора-смесителя непрерывного действия : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / Г.С. Мальцев. – Пенза, 2007. – 20 с.
10. Мальцев, В. С. Снижение энергетических затрат с обоснованием конструктивно-режимных параметров дозатора-смесителя кормов : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / В.С. Мальцев. – Пенза, 2011. – 20 с.
11. Чилингарян Н. О. Повышение качества приготовления зерновой смеси многокомпонентным дозатором-смесителем :автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / Н.О. Чилингарян. – Пенза, 2014. – 20 с.
12. Пат. 98996 Україна, МПК A23N 17/00, G01F 11/00. Гравітаційний дозувально-змішувальний пристрій сипучих компонентів / Бойко Д.І., Науменко О.А., Нанка О.В.; заявник та власник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – №u2014 13564; заявл. 17.12.2014; Опубл. 12.05.2015, Бюл. №9.
13. Константинов Ю.М. Гидравлика [Текст] : учебник для вузов / Ю.М. Константинов. – Киев: Выща школа, 1988. – 398 с.

Denis Boyko, post-graduate
Petro Vasilenko Kharkov national technical university of agriculture, Kharkov, Ukraine

Ground of structurally flowsheet of multicomponent metering device-mixer of the mixed fodders ingredients

The purpose of this work is an analysis of existent constructions of metering devices-mixers of ingredients of the mixed fodders, exposure of their advantages and failings that development of perspective construction in which to foresee intensification of process by the association of operations of dosage and mixing due to their implementation by one working organ.

The basic constructions of metering devices-mixers are considered for preparation of the mixed fodders and directions of their improvement are offered. Advantage of the offered construction of metering device-mixer is that the operations of dosage and mixing are executed one working organ, by motive forces here, that operate there are centrifugal forces on friable material. It allows considerably to reduce power charges on preparation of the mixed fodders. In theory the productivity of the offered construction of metering device-mixer is certain and graphic dependences of the productivity are built on structurally kinematics of parameters.

As a result of analysis of constructions of metering devices-mixers directions of their improvement are certain and the new construction of metering device-mixer, in which the process of dosage and mixing is executed one working organ which will provide the considerable cutting of power costs on the process of preparation of the mixed fodders, is offered. The conducted theoretical researches are set intercommunication of the productivity of metering device-mixer from it`s structurally kinematics parameters.

technology, metering device, mixer, power-hungryness, quality of mixing

Одержано 5.11.15

УДК 631.33

В.Б. Бойко, інж.
Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет, м.Дніпропетровськ, Україна, vlad-boyko@mail.ru

Дослідження процесу заряджання насінини в насіннєпровід координатного гідропневматичного висівного апарата

Розроблено математичну модель процесу заряджання насіння до насіннєпроводу координатного гідропневматичного висівного апарата з використанням в програмного пакету STAR-CCM+. Отримано результати чисельного моделювання процесу зарядки насінини дозволило визначити залежність мінімальної початкової швидкості потоку рідини через гідро клапан V_t від ширини забірної камери B і початкової швидкості рідини V_0 в ній.
гідропневматичний висівний апарат, однонасіннєвий висів, псевдозріджений шар, заряджання, насіннєпровід, математична модель

В.Б. Бойко, инж.
Днепропетровский государственный аграрно-экономический університет, г.Днепропетровск, Украина
Исследование процесса зарядки семени в семяпровод координатного гидропневматического высевающего аппарата

В статье разработана математическая модель процесса зарядки семян в семяпровод координатного гидропневматического высевающего аппарата с использованием программного пакета STAR-CCM+. Полученные результаты численного моделирования процесса зарядки семян позволили определить зависимость минимальной начальной скорости потока жидкости через гидроклапан V_t (0,42-1,45 м/с) от ширины заборной камеры B и начальной скорости жидкости V_0 в ней.
гидропневматический высевающий аппарат, односеменной висев, псевдоожиженный слой, зарядка, семяпровод, математическая модель

Постановка проблеми. Відбір насіння в класичних висівних апаратах здійснюється за рахунок присмоктування до комірок дисків, за допомогою котушок або щіток. Аналізом останніх досліджень встановлено наявність великої кількості наукових робіт по вивченню процесів захоплення насіння розглянутими способами. В нашому випадку досліджується координатний гідропневматичний висівний апарат (ГПВА) [1], що належить до нового типу висівних апаратів і потребує ретельного вивчення технологічних процесів. В даній роботі буде розглянуто процес заряджання насінини, що знаходиться в рідині у зваженому стані.

Аналіз останніх публікацій. Вивченню питання руху насінини в гідравлічних висівних апаратах присвячені роботи як вітчизняних так і закордонних науковців та практиків, зокрема: Яковенко К.І., Ольховського М.Ф., Заполіна В.М., Ящук А.І., Давидова Е.И., Мюйріпеал М.В., Девіда Коронакі , Ігучі Манабу, Домініка Кубіцкі.

Постановка завдання. Побудувати математичну модель процесу забору насіння з псевдозрідженого шару і подальшого його заряджання в насіннєпровід ГПВА. Визначити мінімальні значення швидкості потоку для заряджання насіння в насіннєпровід.

© В.Б. Бойко, 2015

Виклад основного матеріалу. Попередньо проведені дослідження процесу формування псевдозрідженого шару [2] дали змогу визначити основні конструктивно-технологічні параметри та обрати форму забірної камери. Використавши їх проведемо дослідження процесу забору насіння з послідуючим заряджанням до насіннєпроводу висівного апарата.

Процес забору насіння відбувається в момент відкриття гідроклапана 1 (рис.1). Через відкритий клапан 1 з'являється потік рідини, що витікає в забірну камеру 4 одночасно захоплюючи насінину 2 з псевдозрідженого шару і транспортуючи її по насіннєпроводу 3 до висівної частини апарата. Розглянемо крайовий варіант розташування насінини біля початку потоку рідини від клапана (рис. 1).

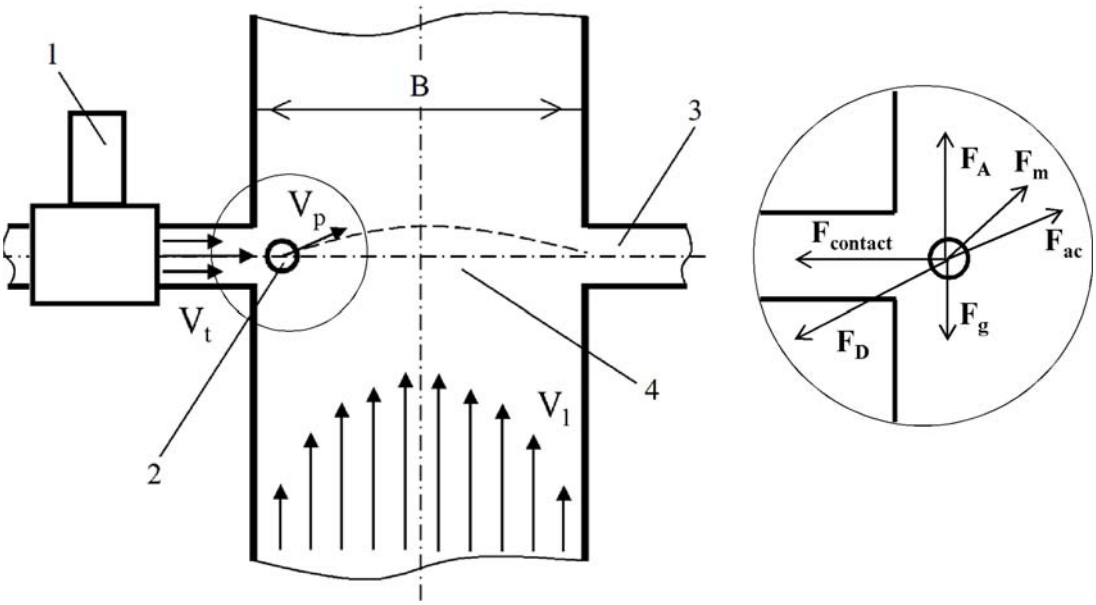


Рисунок 1 – Розрахункова схема процесу зарядження насінини в насіннєпровід

Джерело: [2]

Система диференційних рівнянь руху насінини в потоці рідини [3, 4, 5, 6, 7] для поставленої задачі матиме вигляд:

$$\begin{cases} \frac{4}{3}\pi a^3 \rho_p \frac{d_p \overline{V_p}}{dt} = \overline{F_g} + \overline{F_A} + \overline{F_{ac}} + \overline{F_m} + \overline{F_D} + \overline{F_{contact}}, \\ \frac{d_p \overline{S_p}}{dt} = \overline{V_p}, \\ \frac{d_p}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \overline{V_p} \cdot \overline{\nabla}. \end{cases}$$

або

$$\begin{cases} \dfrac{d_p \overline{V_p}}{dt} = \dfrac{2(\rho_p - \rho_l)}{2\rho_p + \rho_l}\overline{g} + \dfrac{3\rho_l}{2\rho_p + \rho_l}\dfrac{d_l(\overline{V_l} + \overline{V_t})}{dt} + \\ + \dfrac{3\rho_l f_M(\mathrm{Re})}{4a(2\rho_p + \rho_l)}(\overline{V_l} + \overline{V_t} - \overline{V_p}) \cdot \left|\overline{V_l} + \overline{V_t} - \overline{V_p}\right| + \overline{F_{contact}}, \\ \overline{F_{contact}} = \begin{cases} \overline{F_n} + \overline{F_t}, & \overline{S_{pA}} = \overline{S_{pB}}, \\ 0, & \overline{S_{pA}} \neq \overline{S_{pB}}, \end{cases} \\ \dfrac{d_p \overline{S_p}}{dt} = \overline{V_p}, \\ \dfrac{d_p}{dt} = \dfrac{\partial}{\partial t} + \overline{V_p} \cdot \overline{\nabla}, \end{cases} \quad (1)$$

де а – радіус сферичної насінини, м;

ρ_p – густина насінини, кг/м^3;

$\overline{V_p}$ – вектор швидкості руху насінини, м/с;

$\overline{S_p}$ – вектор переміщення насінини, м;

$\overline{F_g} = \frac{4}{3}\pi a^3 \rho_p \overline{g}$, – вектор сили тяжіння, Н;

$\overline{F_A} = \frac{4}{3}\pi a^3 \rho_l \overline{g}$, – вектор сила Архімеда;

$\overline{F_{ac}} = \frac{4}{3}\pi a^3 \rho_l \frac{d_l \overline{V_l}}{dt}$ – сила, що зумовлена зміною тиску в напрямку руху несучого потоку, Н;

$\overline{V_l}$ – вектор швидкості руху рідини, м/с.

$\overline{F_m} = \frac{2}{3}\pi a^3 \rho_l \frac{d}{dt}(\overline{V_l} - \overline{V_p})$ – сила, еквівалентна впливу приєднаної маси представляється, Н;

$\overline{F_D} = \frac{1}{2}\pi a^2 \rho_l f_M(\mathrm{Re})(\overline{V_l} - \overline{V_p})\left|\overline{V_l} - \overline{V_p}\right|$ – сила в'язкого опору, Н;

$\overline{F_{contact}} = \overline{F_n} + \overline{F_t}$ – сила взаємодії між насінинами і границею, Н;

$\overline{F_n} = -K_n \overline{d_n} - N_n \overline{V_n}$ – нормальна складова сили, Н;

$\overline{F_t} = -K_t \overline{d_t} - N_t \overline{V_t}$ – тангенціальна складова сили, Н.

Нормальна складова сили визначається наступним рівнянням:

$K_n = \frac{4}{3} E_{eq} \sqrt{d_n R_{eq}}$ – нормальний коефіцієнт жорсткості пружної складової, Н/м;

$N_n = \sqrt{(5K_n M_{eq})} N_{n\ damp}$ – нормальний коефіцієнт згасання демпферної складової, Н/м;

$K_t = 8G_{eq}\sqrt{d_t R_{eq}}$ – тангенціальний коефіцієнт жорсткості пружної складової, Н/м;

$N_t = \sqrt{(5K_t M_{eq})} N_{t\ damp}$ – тангенціальний коефіцієнт згасання демпферної складової, Н/м;

$$N_{damp} = \frac{-\ln\left(C_{n\ rest}\right)}{\sqrt{\pi^2 + \ln\left(C_{n\ rest}\right)^2}}$$ – коефіцієнт загасання

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{R_A} + \frac{1}{R_B}}$$ – еквівалентний радіус двох насінин А і В, м;

$$M_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}$$ – еквівалентна маса двох насінин А і В, кг;

$$E_{eq} = \frac{1}{\frac{1-\nu_A^2}{E_A} + \frac{1-\nu_B^2}{E_B}}$$ – еквівалентний модуль Юнга двох насінин А і В, Па;

$$G_{eq} = \frac{1}{\frac{2\left(2-\nu_A\right)\left(1+\nu_A\right)}{E_A} + \frac{2\left(2-\nu_B\right)\left(1+\nu_B\right)}{E_B}}$$ – еквівалентний модуль зсуву двох насінин А і В, Па;

M_A, M_B – маси насінин А і В, кг;

d_n, d_t, – коефіцієнт дублювання в нормальному і тангенціальному напрямках в точці контакту [22];

R_A, R_B – радіуси насінин А і В, м;

E_A, E_B – модулі Юнга насінин А і В, Па;

ν_A, ν_B – коефіцієнти Пуассона часток А і В;

$\overline{V_n}$, $\overline{V_t}$ – нормальний і тангенціальний компонент відносної швидкості поверхні насінини в точці контакту, м/с;

$\overline{S_p}$ – вектор переміщення насінини, м;

$f_M(\mathrm{Re})$ – коефіцієнт в'язкого опору

$\overline{\nabla}$ – векторний диференціальний оператор Гамільтона:

$\overline{V_t}$ – тангенціальний компонент відносної швидкості поверхні насінини в точці контакту, м/с;

Система диференційних рівнянь (1) в загальному вигляді не вирішується аналітичними методами, тому вирішення поставленої задачі проведемо в програмному пакеті STAR-CCM+.

За фактори чисельного моделювання були прийняті наступні конструктивно-технологічні параметри: ширина забірної камери В (змінюється в межах від 0,010-0,025 м, крок варіювання – 0,005) і швидкість на вході забірної камери V_0 (змінюється в межах від 0,4-0,6 м/с, крок варіювання – 0,05). Чисельне моделювання було проведено за повним факторним дослідом із загальною кількістю дослідів – 4×5 = 20. В результаті була отримана графічна інтерпретація процесу переміщення насінини з об’єму забірної камери в насіннєпровід (рис. 2).

В розробленій моделі в програмному пакеті STAR-CCM+ була задана кінцева точка шляху насінини (на вході в насіннєпровід), яку вона повинна досягти згідно із поставленою технологічною задачею. Для кожного досліду проведено чисельний перебір початкової швидкості потоку рідини через гідроклапан V_t і встановлено її мінімальне значення, при якому насінина досягає заданої кінцевої точки (табл. 1).

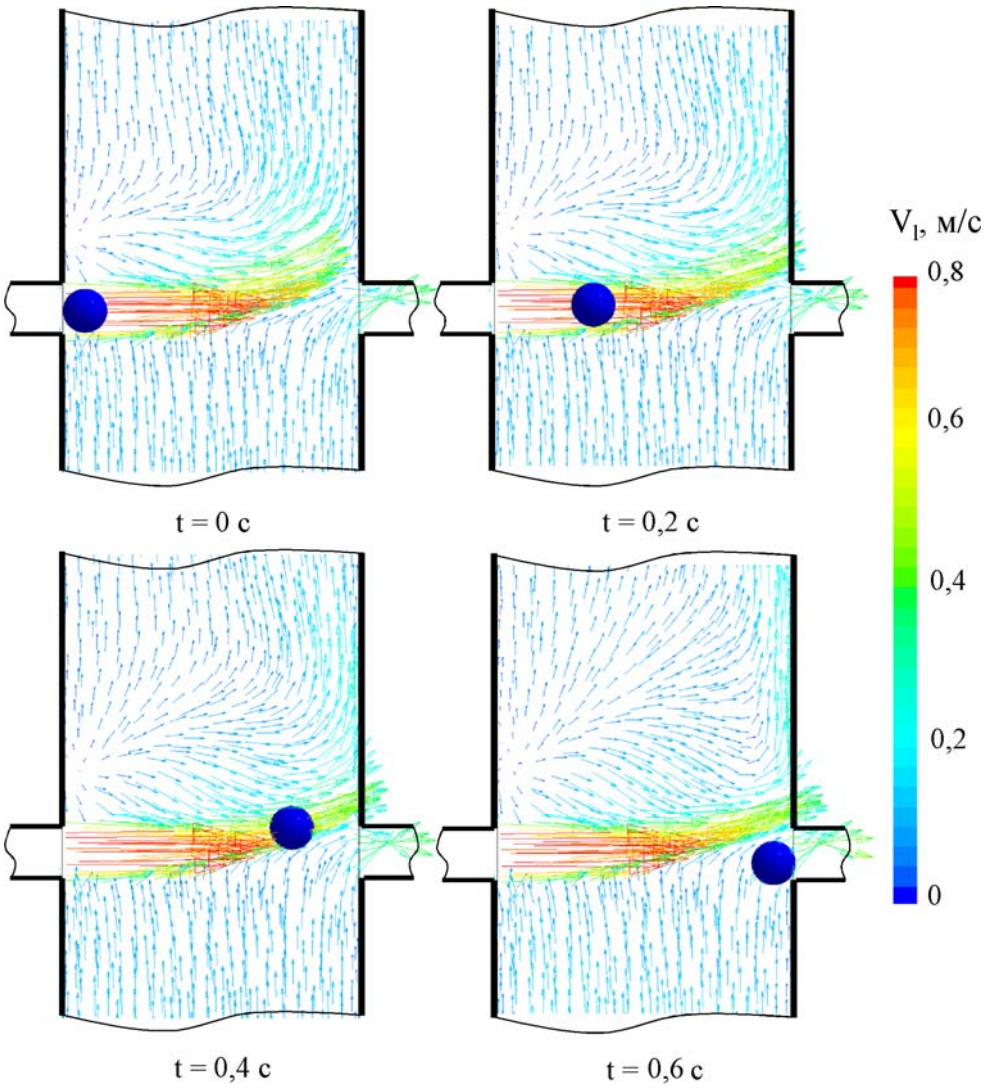


Рисунок 2 – Процес переміщення насінини з об'єму забірної камери в насіннєпровід: об'ємна концентрація насіння n = 0,32 см $^{-3}$, кут між стінками забірної камери α = 15 °, початкова швидкість на вході в забірну камеру V_0 = 0,6 м/с

Таблиця 1 – Результати чисельного моделювання процесу зарядження насінини в насіннєпровід

№	Ширина забірної камери B, м	Швидкість потоку рідини V_l, м/с	Швидкість руху рідини через гідроклапан V_t, м/с
1	0,010	0,40	0,42
2	0,010	0,45	0,53
3	0,010	0,50	0,62
4	0,010	0,55	0,73
5	0,010	0,60	0,82

Продовження таблиці 1

6	0,015	0,40	0,61
7	0,015	0,45	0,73
8	0,015	0,50	0,82
9	0,015	0,55	0,93
10	0,015	0,60	1,04
11	0,020	0,40	0,76
12	0,020	0,45	0,87
13	0,020	0,50	0,99
14	0,020	0,55	1,10
15	0,020	0,60	1,21
16	0,025	0,40	1,01
17	0,025	0,45	1,11
18	0,025	0,50	1,23
19	0,025	0,55	1,35
20	0,025	0,60	1,45

З використанням програмного пакету Mathematica проведено апроксимацію отриманих даних (табл. 1) у вигляді рівняння регресії, в результаті якої встановлено залежність мінімальної початкової швидкості потоку рідини через гідроклапан V_t від факторів чисельного моделювання:

$$V_t = -0{,}6398 + 16{,}26\,\text{B} + 420\,\text{B}^2 + 2{,}06829\,V_1 + 17{,}2\,\text{B}\,V_1 - 0{,}214286\,V_1^2. \quad (2)$$

За розрахованими значеннями коефіцієнтів кореляції та критерію Стьюдента незначущими на рівні довірчої ймовірності більше 95% є коефіцієнти при таких членах рівняння: B^2, V_1^2. На основі цього рівняння регресії (2) прийме вигляд:

$$V_t = -0{,}6398 + 16{,}26\,\text{B} + 2{,}06829\,V_1 + 17{,}2\,\text{B}\,V_1. \quad (3)$$

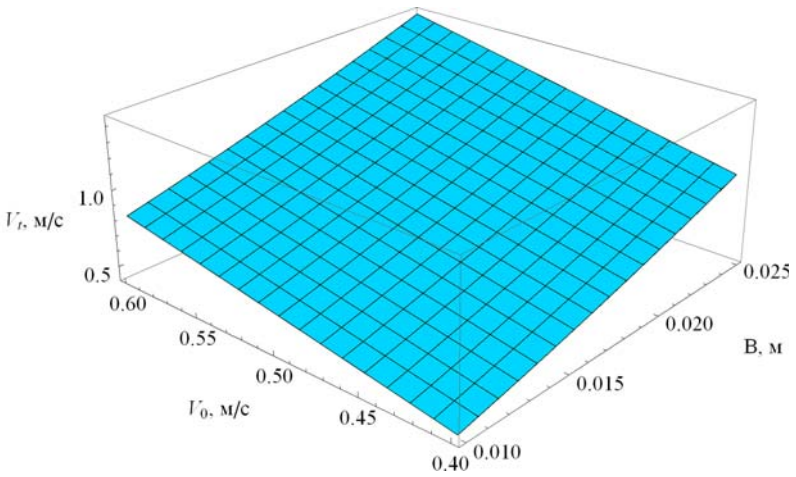


Рисунок 3 – Залежність мінімальної початкової швидкості потоку рідини через гідроклапан V_t від ширини забірної камери B і швидкості на її вході V_0

Аналізуючи рисунок 3 можна стверджувати, що із збільшенням ширини забірної камери і швидкості на її вході необхідно збільшувати і початкову швидкість потоку рідини через гідроклапан. Це необхідно для виконання поставленої технологічної вимоги щодо виконання процесу зарядження насінини в насіннєпровід.

Висновки. Результати чисельного моделювання процесу заряджання насіння дозволили визначити залежність мінімальної початкової швидкості потоку рідини через гідроклапан V_t (0,42-1,45 м/с) від ширини забірної камери В і початкової швидкості рідини V_0 в ній.

Список літератури

1. Спосіб координатного гідропневматичного висіву насіння та пристрій для його реалізації [Текст] Патент України UA № 90998 A01C7/04. Бюл. № 12, 2010.
2. Бойко В.Б. Процес утворення пульпи в координатному гідропневматичному висівному апараті. [Текст] / Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Х., 2014. – Вип. 148 - С. 48-55.
3. Гельперин Н. И. Основы техники псевдоожижения [Текст] / Н. И. Гельперин, В. Т. Айнштейн, В. Б. Кваша. - М. : Химия, 1967.- 664 с.
4. Авраменко М.И. О k-ε модели турбулентности [Текст] / М.И. Авраменко // VIII Забабахинские научные чтения (5-9 сентября 2005 г.) – 2005. – С. 1-21.
5. Vikram Roy, Analysis of the Turbulent Fluid Flow in an Axi-symmetric Sudden Expansion / Vikram Roy, Snehamoy Majumder, Dipankar Sanyal. [Електронний ресурс] // International Journal of Engineering Science and Technology – 2010. – №2 (6). – P. 1569-1574.
6. Белов И.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие [Текст] / И.А. Белов, С.А. Исаев // Балт. гос. техн. ун-т. СПб. – 2001. – 108 с.
7. Di Renzo. Comparison of contact-force models for the simulation of collisions in DEM-based granular flow codes / Di Renzo Alberto, Di Maio Francesco Paolo // [Електронний ресурс] Chemical Engineering Science. – 2004. – № 59 (1). – P. 525-541.

Vladislav Boyko, assist.
Dnipropetrovsk State Agrarian and Economic University, Dnipropetrovsk, Ukraine

The study of the charging process of the seed in the seed tube jig hydro-pneumatic seed distributor

In the Dnepropetrovsk agrarian University is working to coordinate implementation of the agriculture using bridge machines. Coordinate agriculture will implement a personalized approach to the cultivation of vegetable crops, thus reducing mechanical and chemical effects in crop production.

To improve the efficiency of agriculture bridge designed and manufactured a prototype of the coordinate hydropneumatic sowing device.

In this paper, an analysis of recent publications on transportation of seed in hydraulic seeding machines.

Using the software package STAR-CCM+, the mathematical model of the charging process of the seeds in the seed channel to coordinate hydropneumatic sowing device.

The results of numerical simulation of the charging process of the seed made it possible to justify the minimum value of the initial flow rate of fluid passing through the hydraulic valve device, and transports the seeds from the suction chamber into the channel for the seed.

Одержано 20.11.15

УДК 62-192(75)

О.С. Гринченко, проф., д-р техн. наук
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, м.Харків, Україна

Концептуальні питання забезпечення механічної надійності сільськогосподарської техніки

Викладено зміст концептуальних питань забезпечення механічної надійності сільськогосподарської техніки. Відмічено ключове значення інверсійного методу визначення характеристик еквівалентного навантаження.
механічна надійність, механічна відмова, еквівалентні навантаження, інверсійний метод

А.С. Гринченко, проф., д-р техн. наук
Харьковский национальный технический університет сельского хозяйства имени Петра Василенка, г.Харьков, Украина
Концептуальные вопросы обеспечения механической надежности сельскохозяйственной техники

Изложено содержание концептуальных вопросов обеспечения механической надежности сельскохозяйственной техники. Отмечено ключевое значение инверсионного метода определения характеристик эквивалентной нагрузки.
механическая надежность, механическая отказ, эквивалентные нагрузки, инверсионный метод

Постановка поблеми. Підвищення ефективності робіт по забезпеченню механічної надійності сільськогосподарської техніки потребує застосування загальної методології проведення прискорених випробувань, моделювання закономірностей виникнення механічних відмов та удосконалення методів прогнозування і забезпечення надійності ресурсовизначальних елементів.

Постановка завдання. Метою статті є викладення загальної методології забезпечення механічної надійності сільськогосподарської техніки.

Виклад основного змісту. Побудова такої методології включала в якості складових наступні етапи:

- аналіз основних видів і узагальнення закономірностей виникнення механічних відмов машин і засобів механізації сільськогосподарського виробництва, сучасних методів проведення прискорених випробувань на надійність, моделей прогнозування та методів забезпечення механічної надійності сільськогосподарської техніки;
- розробка і обґрунтування методів випробувань, які забезпечують прискорене оцінювання працездатності з прогнозуванням показників механічної надійності ресурсовизначальних елементів;
- удосконалення системи моніторингу надійності і методів прикладного статистичного аналізу інформації, адаптованих до умов випробувань та експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки;
- створення загальних методів побудови імовірнісних моделей механічної надійності, які відповідають закономірностям виникнення відмов машин та обладнання сільськогосподарського виробництва;
- розробка інверсійного методу аналізу і визначення еквівалентних навантажень на елементи сільськогосподарських машин з використанням експлуатаційної інформації про механічну надійність;

© А.С. Гринченко, 2015

- розвиток методів прогнозування безвідмовності та обгрунтування заходів попередження раптових механічних відмов елементів і систем сільськогосподарської техніки;

- удосконалення методів прогнозування та забезпечення показників втомної довговічності елементів сільськогосподарських машин, що працюють в умовах багаторежимного навантаження.

Наявність загальної методології забезпечення механічної надійності закладає основи для формування та ефективного функціонування комплексної інформаційно-методичної системи моделювання, прогнозування і забезпечення механічної надійності машин і засобів механізації сільськогосподарського виробництва. Кінцевими продуктами такої системи можуть бути загальнодержавні та галузеві нормативні документи різного рівня і призначення: від стандартів і керівних нормативних документів до технічних умов на виготовлення. В сучасних умовах значної втрати накопиченого в минулому досвіду і недостатньої кваліфікації інженерних кадрів цей шлях повинен сприяти процесу відродження вітчизняного машинобудування, забезпечуючи належний рівень якості і конкурентоспроможності продукції.

Серед складових методології забезпечення механічної надійності машин зазначимо важливість розробки і удосконалення методів випробувань, які дозволяють прискорено експериментально оцінювати показники надійності дослідних зразків виробу. В багатьох випадках прискорені випробування, проведені до початку серійного виробництва, дають змогу відпрацьовувати (доводити) конструкцію і технологію, забезпечуючи заданий нормативами рівень показників надійності. Певною мірою це дозволяє компенсувати нестачу досвіду і недостатній рівень науково-теоретичного обґрунтування технічних рішень при проектуванні.

Метод прискорених випробувань в граничних комбінованих режимах, теоретичне обґрунтування якого викладено в [1], дозволяє здійснювати прогноз ресурсних показників механічної надійності при поступових відмовах. Необхідною передумовою проведення таких випробувань є попередній аналіз експлуатаційних режимів використання виробу і виявлення таких, які відрізняються найбільшою інтенсивністю накопичення пошкоджень. Це можливо лише за наявності відповідної системи моніторингу надійності, що підкреслює важливість комплексного підходу до проблеми її забезпечення. Після виявлення екстремально пошкоджуючого режиму його відтворюють при випробуваннях в якості прискорюючої складової комбінованого режиму. Решта спектру експлуатаційних режимів утворює другу складову – доповнюючий режим випробувань. Формуючи з цих двох складових декілька комбінацій і відтворюючи їх при випробуваннях, отримуємо можливість прогнозування за результатами випробувань ресурсних показників механічної надійності [1, 2].

Крім експериментальних методів при створенні надійної техніки, важливо якісно використовувати етап її проектування, застосовуючи сучасні методи теоретичного аналізу конструкцій і комп'ютерізовані числові методи визначення напружено-деформованого стану елементів. Але досвід впровадження цих методів свідчить про те, що вірогідний прогноз механічної надійності в багатьох випадках обмежений неможливістю отримати при проектуванні інформацію про реальну навантаженість елемента в умовах експлуатації. Тому склалось певне протиріччя між досконалістю теоретичних методів аналізу напружено-деформованого стану та їх комп'ютерної реалізації і невизначеністю розрахункових характеристик експлуатаційної навантаженості.

Прогнозування ресурсних показників довговічності на стадії проектування потребує можливості виконувати прогноз відносно всього розподілу ресурсу проектуємого об'єкта. Складність практичного вирішення цієї проблеми насамперед

полягає в тому, що для прогнозування повного розподілу ресурсу необхідно мати інформацію про навантаженість об'єкта не тільки у декількох типових режимах його використання, але слід узагальнити статистичне розсіювання реальних навантажень і інших чинників по всіх варіантах можливого сполучення режимів. Суттєвий вплив на розподіл довговічності багатьох елементів машин має широкий спектр кліматичних умов, в яких працює мобільна сільськогосподарська техніка. На вірогідність прогнозу розподілу довговічності впливає також і статистичне розсіювання характеристик опору руйнування матеріалів в умовах експлуатації об'єкта. Безпосередньо експериментальним шляхом і статистично вірогідно отримати на етапі проектування таку інформацію практично неможливо.

Враховуючи зазначені обставини для вирішення задач прогнозування розподілу ресурсу по механічному руйнуванню, при наявності системи моніторингу експлуатаційної надійності серійно виробляємих машин, можливо використовувати слідуючий підхід. Проектуємий об'єкт у більшості випадків має конструктивно подібний і серійно виробляємий аналог-попередник, який знаходиться в експлуатації достатньо довгий час. Система моніторингу повинна давати в достатньому обсязі статистичну інформацію про наробітки підконтрольних об'єктів-аналогів без відмов, а якщо виникали механічні відмови, то про відповідний вид руйнування і наробіток до відмови. Така інформація є випадково цензурованою і дозволяє [1] виконувати статистичну оцінку розподілу ресурсу аналога по тим видам механічного руйнування, які виникали в умовах реальної експлуатації.

Існуючі методи [3, 4] і розроблені імовірнісні механічні моделі [5, 6] принципово дозволяють виконувати прогноз розподілу ресурсу, обумовленого раптовим або втомним руйнуванням. Але для цього необхідно задавати вид і числові значення параметрів розподілів випадкових зовнішніх навантажень, діючих на об'єкт. При цьому, безумовно, використовується певна схематизація об'єкта і діючих навантажень, яка виправдала себе у попередній інженерній розрахунковій практиці. Механічні моделі довговічності можуть бути динамічними або квазістатичними. Більш складні динамічні моделі, які будуються методами статистичної динаміки [7], враховують динамічні властивості об'єкта при дії на нього випадкового процесу зовнішнього навантаження або кінематичного збудження. Якщо цей процес стаціонарний і заданий своєю спектральною щільністю, а динамічну систему можливо вважати лінійною, то характеристики спектральної щільності динамічних переміщень системи визначаються однозначно. Це дозволяє перейти до аналізу процесу зміни напружень в елементах і визначенню їх розрахункової втомної довговічності. Така механічна модель дозволяє, задаючи характеристики розсіювання механічних властивостей матеріалів (найчастіше границі витривалості), отримувати на етапі проектування розрахунковий розподіл ресурсу і виконувати прогноз ресурсних показників довговічності.

Розроблений інверсійний метод аналізу і визначення еквівалентних навантажень [8, 9] дає можливість підвищити ступінь вірогідності при прогнозуванні показників механічної надійності елементів сільськогосподарської техніки на стадії проектування. В інверсійному методі реалізується поєднання можливостей статистичних і механічних моделей надійності. Статистична модель повинна давати можливість вірогідно оцінювати реальний розподіл або складові розподілу ресурсу за різними видами руйнування у найближчого до проектуємого об'єкта аналога (попередника). Механічна модель дозволяє теж визначити розподіл ресурсу за певним видом руйнування розрахунковими методами, якщо задати умови і характеристики зовнішнього випадкового навантаження аналога. Прирівнюючи цей розрахунковий розподіл до реального або до тієї його складової, яка відповідає певному виду механічних відмов, можливо інверсійним шляхом знайти такі характеристики навантаження, які за своєю

пошкоджуючою дією будуть еквівалентними всій сукупності різноманітних експлуатаційних чинників, що впливають в реальних умовах на довговічність. Отриману інверсійним методом інформацію про еквівалентну навантаженість аналога необхідно надалі використовувати при проектуванні нового або модернізуємого об'єкта, до розрахунку якого можливо застосовувати ті ж самі механічні моделі надійності. Для цього безумовно треба мати фізичну подібність можливих механічних відмов у проектуємого об'єкта та його аналога, а також подібність за призначенням і умовами використання.

Висновок. Для ефективного застосування інверсійного методу при проектуванні необхідне визначення і проведення оцінювання відносних інваріантних параметрів, які коректують ті характеристики навантаженості проектуємого об'єкта, що використовуються в механічній моделі при прогнозуванні імовірнісних та ресурсних показників надійності. Характеристиками такого типу є коефіцієнти динамічності, які отримані з розрахунків на коливання або ударні навантаження, передаточні функції і т.інш. До інваріантних параметрів звичайно слід віднести коефіцієнти варіації еквівалентних навантажень, отримані інверсійним методом. Інваріантні параметри повинні забезпечувати найкраще наближення розрахункових значень показників безвідмовності і довговічності до статистичних оцінок, отриманих за експлуатаційною інформацією.Розглянута сукупність методів прискореного оцінювання і моделей прогнозування механічної надійності утворює загальну методологію, застосування якої при випробуваннях, моделюванні та проектуванні сільськогосподарської техніки є необхідною умовою підвищення її якості і забезпечення конкурентоспроможності.

Список літератури

1. Гринченко А.С. Механическая надежность мобильных машин: Оценка, моделирование, контроль [Текст] / А. С.Гринченко. – Х.: Віровець А.П. "Апостроф", 2012. – 259 с.
2. Гринченко О.С. Прогнозування показників механічної надійності за результатами прискорених випробувань [Текст] / О.С. Гринченко, О.І. Алфьоров// - Харків, 2013. – С. 255-261. - (Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Вип. 133).
3. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкцій / В.Болотин// - М.: Машиностроение, 1990. - 448 с.
4. Жовдак В.А. Прогнозирование надежности элементов конструкций с учетом технологических и эксплуатационных факторов [Текст] / В.А. Жовдак, И.В. Мищенко// - Харьков, ХГПУ, 199. - 120 с.
5. Гринченко А.С. Вероятностные кривые усталости и модели циклической долговечности/ А.Гринченко// - Харків, 2011. - С.109-120. - (Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Вип. 114).
6. Гринченко А.С. Нормирование и обеспечение механической надежности при экстремальных загрузках [Текст] / А.Гринченко// - Харків, 2012. - С. 70-76. - (Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Вип. 128).
7. Барский И.Б. Динамика трактора [Текст] / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. - 280 с.
8. Гринченко А.С. Инверсионный метод оценки расчетных характеристик эксплуатационной нагруженности элементов трактора [Текст] / А.Гринченко// - Харьков, 2002. - С. 62-77. - (Сб.н.тр. "Тракторная энергетика в растениеводстве". ХГТУСХ. Вып. 5).
9. Гринченко А.С. Инверсионное оценивание эквивалентной нагруженности / А.Гринченко // Материалы конф. "Современные проблемы инновационного развития агроинженерии". Изд-во БелГСХА им. В.Я. Горина, Белгород, 2012. Часть 2. – С.20-24.

Oleksandr Grinchenko, Prof., DSc
Kharkiv national technical University of agriculture named Peter Vasilenko, Kharkiv, Ukraine

Conceptual issues ensure the mechanical reliability of agricultural machinery

The presence of a common methodology ensure mechanical reliability lays the foundations for the formation and effective functioning of the integrated informational and methodological system for modeling, forecasting, and ensure mechanical reliability of machines.

The developed inversion method for analysis and determination of equivalent loads can improve confidence in forecasting of indicators of reliability of mechanical items of agricultural machinery at the design

stage. The inversion method implements a combination of statistical and mechanical models of reliability. Received inversion method information is equivalent to the load of analogue need to use when designing new or modernsoul object, the calculation of which it is possible to apply the same mechanical reliability models.

Considered the totality of methods of rapid assessment and models for prediction of mechanical reliability forms a common methodology, the application of which in testing, modelling and design of agricultural machinery is essential to improve its quality and competitiveness.
mechanical reliability, mechanical failure, equivalent load, inversion method

Одержано 06.11.15

УДК 621.9.048.4

О. Ф. Сіса, канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна, sisaoleg@mail.ru

Обробка електричною дугою матриць для брикетування

Виконано обґрунтування технологічної схеми формоутворення бічних поверхонь утвору матриць для брикетування способом розмірної обробки електричною дугою з урахуванням особливостей фізичних механізмів їх утворення та гідродинамічних явищ в міжелектродному проміжку. Встановлені аналітичні зв'язки технологічних характеристик процесу розмірної обробки електричною дугою сталі Х12МФ з режимами обробки і геометричними параметрами.
електрична дуга, матриця, фільєра, брикет, технологія, технологічні характеристики, обладнання

О. Ф. Сиса, канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический університет, г. Кировоград, Украина
Обработка электрической дугою матриц для брикетирования

Выполнено обоснование технологической схемы формообразования боковых поверхностей отверстия матриц для брикетирования способом размерной обработки электрической дугой с учетом особенностей физического механизма образования и гидродинамических явлений в межэлектродном промежутке. Установлены аналитические связи технологических характеристик процесса размерной обработки электрической дугой стали Х12МФ с режимами обработки и геометрическими параметрами.
электрическая дуга, матрица, фильера, брикет, технология, технологические характеристики, оборудование

Постановка проблеми. В Україні, в умовах відсутності достатньої кількості власних корисних копален, держава вимушена звертати увагу на можливості використання поновлюваних джерел енергії і сприяти їх розвитку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В даний час в якості тверде біопалива застосовуються різні матеріали: відходи деревопереробки, кора, сіно, солома, стебла кукурудзи та соняшнику, відходи від переробки сільськогосподарських культур (костриця льону, соняшникове та гречане лушпиння), а також спеціально вирощувані для цієї мети рослини (енергетичні ліси, енергогаї).

© О.Ф. Сіса, 2015

Для досягнення економічної віддачі, підвищення теплотворної здатності (теплоти згорання) твердих біопалив та забезпечення простоти транспортування його до теплових установок і легкості управління процесом горіння, біопаливо має перероблятися в гранули (пілети) або брикети.

Гранули і брикети мають величезні переваги в порівнянні з традиційними видами палива [1]. Для виробництва гранул чи брикетів витрачається біля 3% енергії. При цьому, під час виробництва нафти ці енерговитрати складають 10%, а при виробництві електроенергії 60%. Їх теплотворна здатність складає 4,5 - 5,0 кВт/кг, що в 1,5 рази більше, ніж у звичайної деревини. При спалюванні 2000 кг гранул або брикет виділяється стільки ж теплової енергії, як і при спалюванні: 3200 кг деревини, 957 $м^3$ газу, 1000 л дизельного палива, 1370 л мазуту. Брикет отримують прямим пресуванням на гідравлічному або механічному пресі. Крім того, можна застосувати метод шнекового пресування, коли продукція виходить без зупинок (як на м'ясорубці). Брикет, отриманий методом шнекового пресування, крім високої щільності (1,1 -1,2 $т/м^3$) має міцну корку на поверхні. Брикети практично не дають крихти і можуть транспортуватися в два яруси. Корка на поверхні зменшує проникнення вологи в брикет. Високі вимоги в галузі охорони навколишнього середовища щодо якості виготовлення паливних гранул і брикетів, привели до значного технічного прогресу в розробці обладнання для їх виготовлення.

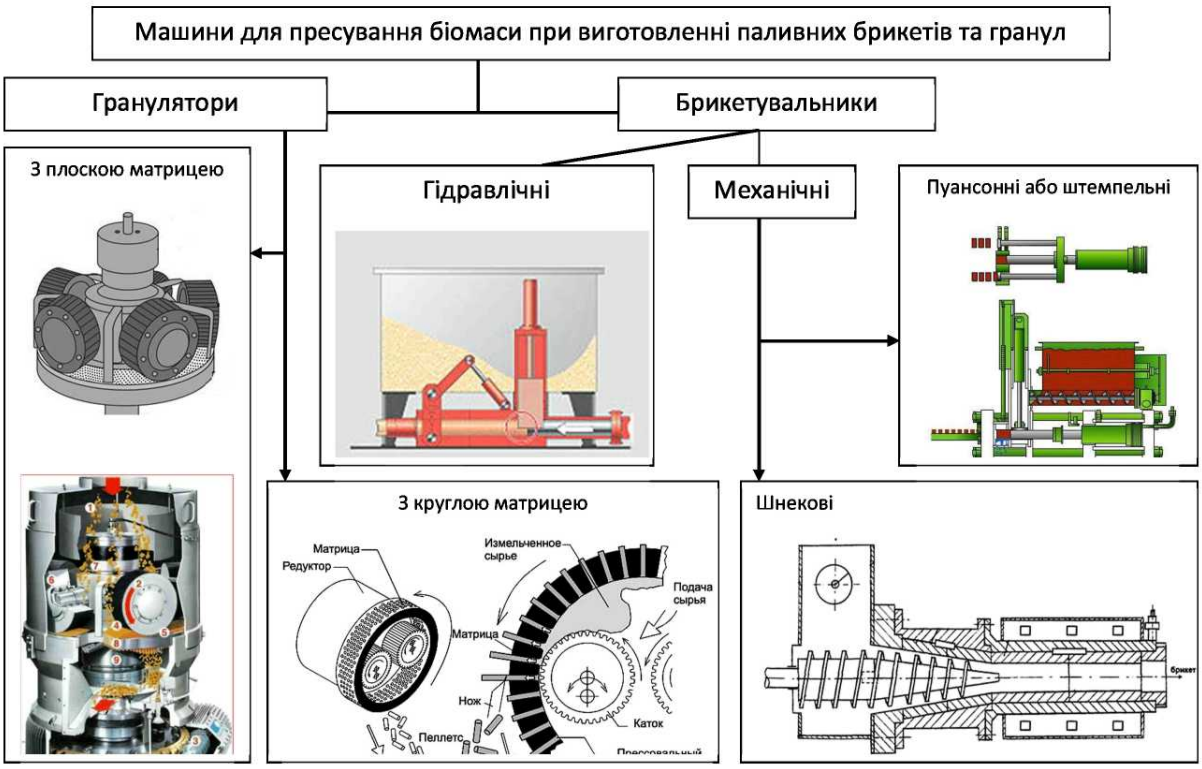


Рисунок 1 – Класифікація машин для пресування біомаси

Джерело: [1, с.193]

Поряд з цим, переважна більшість існуючої інформації [1] по цьому обладнанню має рекламний характер, а наведені характеристики не дають можливості об'єктивно оцінити ефективність його роботи. Головним робочим елементом обладнання для отримання брикету є матриця, де відбувається процес агрегатування. В залежності від геометричних розмірів отвору матриці і шорсткості бічної поверхні забезпечується умова пресування. Для досягнення мети пресування застосовуються

результати досліджень пресування матеріалу брикет, які показують, що найкращі умови створення сил стиснення в калібруючій частині матриці є шорсткість бічної поверхні, яка повинна складати в межах *Ra* = 3,2..6,3 мкм в залежності від матеріалу, який застосовується.

Найбільш розповсюдженими методами, які застосовуються для обробки матриць окрім слюсарно-механічної, є: алмазне шліфування, електрохімічна і електроерозійна обробка. Однак, застосування алмазного шліфування для складнофасонної поверхні матриці не завжди можливо у силу кінетичних особливостей метода і конструкції інструмента. Слюсарно-механічний метод малопродуктивний і вимагає значних витрат висококваліфікованої ручної праці.

Електрохімічна обробка застосовується для обробки твердосплавного і сталевого матеріалу, вона характеризується високою продуктивністю зніманням металу з поверхонь складної форми і малої жорсткості (за рахунок відсутності високих тисків на заготовку), високою точністю і низькою шорсткістю.

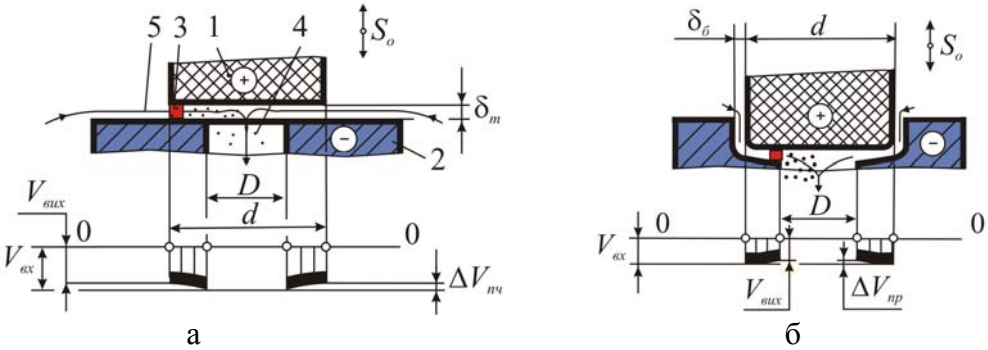
Для виготовлення отворів матриць (круглих, шестикутних, профільних) широко використовується спосіб електроімпульсного прошивання, який забезпечує потрібну якість та точність обробки. Даний спосіб застосовує для руйнування матеріалу електричну енергію у вигляді нестаціонарних форм електричних розрядів, зокрема імпульсних розрядів. Тому процес обробки супроводжується паузами, які негативно впливають на продуктивність обробки.

За роботами [2,3,4] відомий спосіб розмірної обробки металів електричною дугою (РОД), при якому енергія підводиться в зону обробки безперервно. Завдяки цьому, а також тому, що спосіб дозволяє вводити в зону обробки великі потужності електричного струму, даний спосіб володіє високою продуктивністю обробки. Так, за даними роботи [4] продуктивність обробки круглого отвору діаметром 30 мм (площа обробки 706 мм²) в матеріалі сталь 45 при силі струму *A* =1000А, досягає 27300 мм²⁄хв при *Ra* = 6,3 мкм та глибині зони термічного впливу в межах кількох сотих долей міліметра. Однак, впровадження у виробництво процесу РОД матриць для брикетування стримується відсутністю експериментальних даних про взаємозв´язок технологічних характеристик даного процесу з електричним і електродинамічним режимами обробки та геометричними параметрами отворів, які оброблюються. Проблема ще більш загострюється при отримані отвору з визначеною шорсткістю поверхні калібруючої частини матриці. Тому розробка технології і обладнання для отримання матриць для брикетування способом РОД є актуальною.

Постановка завдання. Таким чином, метою досліджень є розробка технології та обладнання способу РОД матриць для брикетування, як високоефективної альтернативи традиційним способам їх обробки.

Виклад основного матеріалу. В якості технологічної схеми формоутворення вибрана схема за принципом прошивання. Обробку здійснювали з використанням графітового електрода-інструмента (ЕІ, марка МПГ-7) при вибраній технологічній схемі формоутворення з прокачуванням органічного середовища в торцевому міжелектродному зазорі (МЕЗ) під технологічним тиском , за напрямком від перефірії до центру електрода-інструмента (рис.2). Предметом дослідження були такі технологічні характеристики: продуктивність обробки *M*, мм^3/хв; питома продуктивність обробки M_a, мм^3/А·хв; питома витрата електроенергії *a*, кВт·год/кг; бічний зовнішній МЕЗ δ, мм; відносний лінійний знос ЕІ γ, %; шорсткість обробленої поверхні *Ra*, мкм. Будування математичних моделей технологічних характеристик процесу РОД сталі Х12МФ здійснювалось з застосуванням математичних методів планування експериментів, зокрема плану 2^{4-1}. На підставі апріорної інформації були відібрані фактори, що визначають режими обробки (сила технологічного струму *I* , А; статичний тиск робочої

рідини на вході в міжелектродний зазор $P_{ст}$, МПа) та фактори, що визначають геометричні параметри обробки (площа обробки F, мм²; глибина обробки h, мм).



а −початкова фаза обробки; б − проміжна фаза обробки (1 − графітовий ЕІ; 2 − сталева заготовка; 3 − електрична дуга; 4 − продукти ерозії; 5 − гідродинамічний потік)

Рисунок 2 – Технологічна схема формоутворення та епюри швидкостей потоку в торцевому МЕЗ
Джерело: розроблено автором

Усі фактори задовольняють умови керованості, операціональності та однозначності. Інші параметри процесу РОД були зафіксовані на постійному рівні: робоча рідина − органічне середовище; полярність обробки − зворотня; матеріал електрода-інструмента − електроерозійний графіт марки МПГ-7.

Таблиця 2 – Поліноміальні математичні моделі технологічних характеристик процесу РОД зразків із сталі Х12МФ

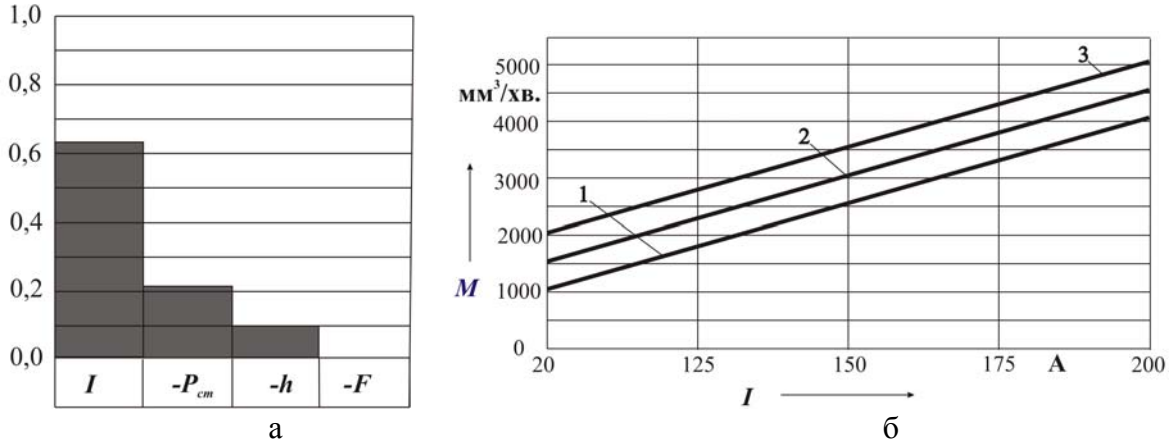
Математична модель	Масштабні співвідношення факторів
Уніполярна РОД бічної поверхні зразка за формулою «графітовий ЕІ – сталь» з використанням способу зворотного прокачування	
$M = 3061 + 1486x_1 - 508x_2 - 390x_4$	$x_1 = (X_1 - 150)/50$ $x_2 = (X_2 - 1)/0{,}2$ $x_3 = (X_3 - 560)/161$ $x_4 = (X_4 - 3{,}5)/1{,}5$
$M_a = 19{,}249 + 3{,}468x_1 - 2{,}72x_2 - 2{,}481x_4$	
$a = 3{,}075 - 0{,}678x_1$	
$R_a = 12{,}81 + 5{,}31x_1 - 0{,}96x_2 + 0{,}512x_4$	
$\delta_б = 0{,}0205 - 0{,}00562x_2$	
$\gamma_л = 0{,}967 - 0{,}34x_2 - 0{,}208x_4 - 0{,}085x_1 + 0{,}023x_3$	
де: $X_1 \to I$, А; $X_2 \to P_{ст}$, МПа; $X_3 \to F$, мм²; $X_4 \to h$, мм	

Джерело: розроблено автором

В рамках експерименту : продуктивність M процесу РОД сталі Х12МФ змінювалась в межах від 1472 до 6110 мм³/хв.; питома продуктивність обробки M_a − від 12,60 до 30,55 мм³/А·хв; питома витрата електроенергії a − 1,18 до 4,57 кВт·год/кг; бічний зовнішній МЕЗ δ − 0,020 до 0,035мм; відносний лінійний знос ЕІ γ − 0,46 до 1,74 %; шорсткість обробленої поверхні Ra − 6,3 до 20 мкм.

Із аналізу моделі (рис.3) випливає, що на продуктивність обробки M найбільш впливає сила технологічного струму, із підвищенням якої продуктивність збільшується.

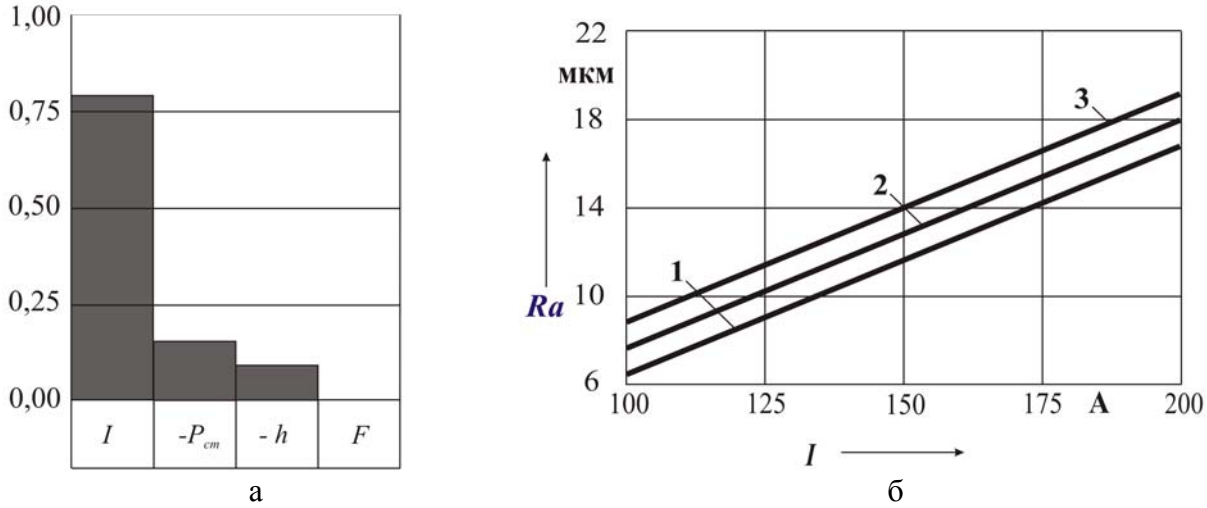
Отже силу струму слід визначити головним керуючим фактором, а даний факт свідчить про теплову природу процесу РОД. Вплив площі обробки F на продуктивність значно менший, а статичний тиск $P_{ст}$ та глибина обробки суттєвого впливу не створювали. Це дозволяє застосовувати спосіб РОД для обробки матриць для брикетування.



а − ступінь впливу змінних факторів; б − залежність M від I; 1 − $P_{ст}$ = 1,2 МПа; 2 − $P_{ст}$ = 1,0 МПа; 3 − $P_{ст}$ = 0,8 МПа

Рисунок 3 – Продуктивність М чорнової РОД бічної поверхні зразка за формулою "графітовий ЕІ- сталь" з використанням способу зворотного прокачування

Джерело: розроблено автором

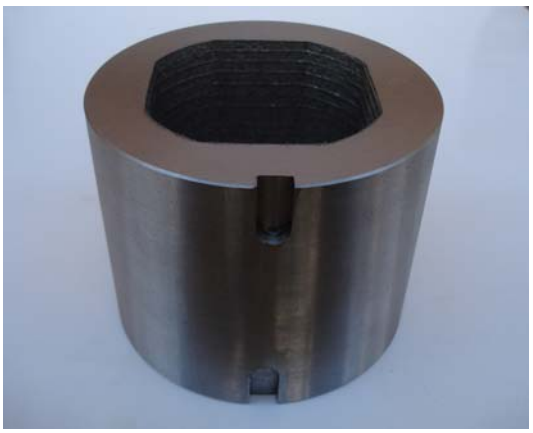


а − ступінь впливу змінних факторів; б − залежність Ra від I; 1 − $P_{ст}$ = 1,2 МПа; 2 − $P_{ст}$ = 1,0 МПа; 3 − $P_{ст}$ = 0,8 МПа

Рисунок 4 – Шорсткість обробленої поверхні Ra РОД бічної поверхні зразка за формулою "графітовий ЕІ- сталь" з використанням способу зворотного прокачування

Джерело: розроблено автором

а



б

а − обробка матриці на електроерозійному верстаті моделі "Дуга-8Г";
б − матриця для брикетування після РОД фасонного калібруючого отвору графітовим ЕІ (I = 100 А, P_{cm} = 1,2 МПа, F = 721 мм², h = 78 мм)

Рисунок 5 − Випробування способу РОД матриць для брикетування
Джерело: розроблено автором

Із моделі та рис. 3 виходить, що шорсткість обробленої поверхні *Ra* в повній мірі визначається силою технологічного струму *I* (ступінь впливу – 78,3 %) та залежить від статичного тиску P_{cm} , та глибини обробки *h*. Із підвищенням *I* шорсткість поверхні підвищується. Отже, сила технологічного струму *I* по відношенні до шорсткості обробленої поверхні *Ra* є головним керуючим фактором. Причому, чим менша сила технологічного струму, тим більша імовірність утворення лунок. При виконаних експериментальних дослідженнях шорсткість вимірювалася на периферійній частині торцевої поверхні зразка. В умовах експерименту вона змінювалася у межах від *Ra* −6,3 до 20 мкм. За результатами металографічних досліджень мікротріщин у поверхневому шарі твердосплавного зразка після РОД не виявлено. Обробку бічної поверхні, а саме фасонної циліндричної калібруючої напрямної (рис 5, б), здійснювали графітовим ЕІ марки МПГ-7 при наступному режимі обробки: сила технологічного струму *I* = 100 А, напруга на дузі U = 27 В, статичний тиск органічної робочої рідини на вході потоку в міжелектродний зазор P_{cm} = 1,2 МПа, площина обробки *F* = 721 мм² , полярність обробки зворотня (заготовка «плюс»), спосіб прокачування рідини крізь торцевий міжелектродний зазор − зворотній (від периферії до центра отвору заготовки. В результаті обробки матриці для брикетування з сталі Х12МФ, була зафіксована продуктивність обробки М = 1520 мм^3/хв., що в 4,1…5,2 разів перевищує продуктивність елекроімпульсної обробки.

Висновки. Таким чином, експериментально доведена доцільність використання способу РОД для високопродуктивної обробки матриць для брикетування, що вимагає відповідно невеликих капіталовкладень в обладнання і технологію, забезпечить швидку окупність за рахунок значного збільшення строку служби матриці, призведе до помітної економії коштів на будь-якому виробництві виготовлення паливних брикет.

Список літератури

1. Сарана В.В. Багатокритеріальна оцінка сучасного обладнання для виготовлення паливних гранул і брикетів з відходів переробки сільськогосподарських культур та деревини [Текст] / В.В. Сарана, М.М. Гудзенко, С.М. Кухарець // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія техніка та енергетика АПК. − К., 2010. − Вип.. 144, ч. 4, С.190-197.

2. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою [Текст] : дис. … доктора техн. наук: 05.03.07 / Носуленко Віктор Іванович. – Кіровоград, 1998. – 389 с.
3. Носуленко В. И. Размерная обработка металлов электрической дугой [Текст] / В.И. Носуленко, Г.М. Мещеряков // Электронная обработка материалов. – 1981. – № 1. – С.19-23.
4. Боков В. М. Розмірне формоутворення поверхонь електричною дугою [Текст]: монографія / В.М. Боков; Кіровогр. держ. техн. ун-т. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс-ЛТД», 2002. – 300 с.

Oleh Sisa, Ph.D. tech. sci.
Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

Processing of packing dies with dimensional electric arc

The article is dedicated to the development of technology and equipment method of packing dies processing with dimensional electric arc as high-performance alternative to traditional methods of processing.

Fuel briquettes are formed by pressing force with the pressure up to 500 kN of pre-shredded waste wood and plant in the hole of matrix, where the process of aggregation goes. In the development of equipment and tools it is necessary to take into account the conditions that will ensure the formation of fuel briquettes. The most important parameter for pressing fuel briquettes is the energy which corresponds to the work of frictional forces against the walls of the die hole, since the pressure force transmitted to the side surface, is proportional to pressure in the longitudinal direction. The optimal parameter of the walls of the die hole is the roughness

Ra = 3,2..6,3 mkm, which provides the frictional force when unitizing.

It is suggested to get the die hole for briquetting by dimensional electric arc with a given roughness of *Ra* = 3,2..6,3 mkm of the side walls of the matrix, which allows you to take great allowances material at the lowest cost processing time. In such a case the cycle of matrix processing decreases in 4,1-5,2 times.

The objectivity of technological schema of die hole formation by the method of dimensional processing by electric arc with consideration of specialties of physical mechanism of creation and hydrodynamic phenomena in electrode period was performed. The analytical connections of technological processing characteristics of sized processing by electrical arc of steel Х12МФ were established, with the modes of processing and geometrical parameters.

electric arc, matrix, die, briquette, technology, technological characteristics, equipment

Одержано 9.11.15

УДК 629:017

В.В. Слонь, асист.
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна
viktor.ukrein@gmail.com

Модифікуючий вплив присадок на термін заміни моторної оливи в нестаціонарних умовах експлуатації

Розглянута проблема підвищення надійності транспортних засобів, що працюють в нестаціонарних умовах експлуатації та вплив режимів їх роботи на термін заміни моторної оливи. Охарактеризовано вплив зміни властивостей моторної оливи на її показники якості. Наведені результати експериментальних досліджень впливу модифікування моторної оливи присадками дисульфід молібдену, "Roil Gold", "КГМТ-1" на швидкість надходження та концентрацію заліза з напрацюванням. Виявлено поліпшення показників якості моторної оливи і подовження терміну її експлуатації.

моторна олива, транспортний засіб, двигун, режим роботи, нестаціонарні умови, експлуатація, напрацювання, присадки

© В.В. Слонь, 2015

В.В. Слонь, асист.
Кировоградский национальный технический університет, г. Кировоград, Украина

Модифицирующее влияние присадок на срок замены моторного масла в нестационарных условиях эксплуатации

Рассмотрена проблема повышения надежности транспортных средств, работающих в нестационарных условиях эксплуатации и влияние режимов их работы на срок замены моторного масла. Охарактеризованы влияние изменения свойств моторного масла на его показатели качества. Приведенные результаты экспериментальных исследований влияния модифицирования моторного масла присадками дисульфид молибдена, "Roil Gold", "КГМТ-1" на скорость поступления и концентрацию железа с наработкой. Выявлено улучшение показателей качества моторного масла и продления срока его эксплуатации.

моторное масло, транспортное средство, двигатель, режим работы, нестационарные условия, эксплуатация, наработка, присадки.

Постановка проблеми. Одним із найважливіших напрямків підвищення ефективності функціонування технічної служби автотранспортних підприємств є вдосконалення та впровадження прогресивних методів визначення оптимального терміну заміни моторної оливи транспортних засобів (ТЗ), що працюють в нестаціонарних умовах експлуатації.

Експлуатація ТЗ в нестаціонарних умовах є однією з найбільш складною і динамічною проблемою, від розв’язання якої залежить як ефективність роботи ТЗ, так і суміжних виробництв. В таких умовах характерними є режими безперервного і знакозмінного навантаження, «пуск-зупинка», «розгін-накат»; складний профіль автомобільних доріг (спуски і підйоми з великими кутами нахилу, наявність серпантинів, затяжних поворотів і т. д.); переважний рух автомобіля з вантажем на підйом; рух по тимчасовим автомобільним дорогам з щебеневим покриттям і з неякісним станом доріг; експлуатація самоскидів в умовах запиленості; пробіг автомобіля на невеликі дистанції; низька швидкість руху і великі навантаження; постійна нерівномірна робота двигуна та ін. [1, 2].

У нестаціонарних умовах працюють: мобільна сільськогосподарська техніка, кар'єрні самоскиди, автомобілі з приводом навісного обладнання, автомобілі дорожньо-будівельної техніки, спецтехніка, що обслуговує аеропорти та ін.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Підвищення надійності ТЗ безпосередньо пов'язане з підвищенням ресурсу моторних олив та забезпеченням необхідного рівня основних властивостей і показників якості та терміну їх заміни. Ці питання відображені в роботах Наглюка І.С., Войтова В.А., Ауліна В.В., Розбаха О.В., Захарова Н.С., Гурьянова Ю.А., Григорьева М.А., Погодаева Л.И., Кузьміна В.Н., Єфімова В.В., Григорова А.Б. та ін. [1-8]. В них експлуатація ТЗ розглядається, в основному, в стаціонарних умовах, а також дано специфіку накладення нестаціонарних умов, як спеціальних умов експлуатації на процеси, що протікають в системах, агрегатах та механізмах ТЗ.

Разом з тим для нестаціонарних умов експлуатації ТЗ достатньо не обгрунтовані методи підвищення терміну заміни оливи, їх вплив на технічний стан агрегатів і механізмів, протікання процесів надходження продуктів зносу в оливу та зміну її характеристик і властивостей. В нестаціонарних умовах можуть відрізнятися тривалості безперервного режиму роботи двигуна і трансмісії, технічного обслуговування та технологічних операцій.

Постановка завдання. Метою даної роботи є дослідження модифікуючого впливу присадок на зміну швидкості надходження та концентрації заліза в моторній оливі ТЗ, що працюють в нестаціонарних умовах.

Виклад основного матеріалу. Інтенсивність зміни фізико-хімічних показників моторної оливи залежить головним чином, від режимів роботи ТЗ та типу присадок [9].

При виконанні робіт двигун ТЗ тривалий час працює на номінальній потужності, в зв'язку з чим спостерігається високотемпературне окислення, забруднення оливи і накопичення в ній корозійно-агресивних продуктів зносу. В умовах пробігу на короткій відстані, тривалій роботі на холостому ходу характерним є робота у високотемпературному тепловому режимі. При цьому погіршується процес згоряння палива, збільшується надходження в картер вуглецевих частинок, важких незгоряючих фракцій палива та продуктів зносу.

Для встановлення закономірностей впливу режиму і умов роботи ТЗ необхідно розглянути зміну властивостей моторної оливи на її показники якості (рис. 1).

Рисунок 1 − Схема впливу напрацювання двигуна на зміну показників якості моторної оливи
Джерело: розроблено автором

Результати проведеного аналітичного дослідження свідчать, що інтенсивність старіння моторних олив оцінюється за допомогою показників якості, які суттєво змінюються в процесі роботи автотракторних двигунів: температура спалаху, вміст води і заліза, диспергуюча здатність, лужне число і густина та ін. Граничні значення перерахованих показників якості оливи наведені в технічній документації.

Досліджували базову моторну оливу М10Г$_2$к та її модифікування присадками дисульфід молібдену, "Roil Gold", "КГМТ-1" [10]. Аналіз стану моторної оливи, з визначенням в ній металевих продуктів зносу, проводили методом спектрографії на спектрометрі EDX 6000B [13]. Точність оцінки становила 10%.

Визначали зміну концентрації та швидкості надходження заліза в моторну оливу в процесі модифікування її присадками, а також ступінь впливу їх на термін заміни моторної оливи і ресурс дизелів ТЗ, що працюють в нестаціонарних умовах. Швидкість надходження заліза визначали аналітичним методом [11-14].

В процесі роботи в нестаціонарних умовах на ТЗ були відібрані проби моторної оливи, модифікованої вказаними присадками з напрацюванням і проведено їх аналіз. Результати аналізу концентрації і розрахунку швидкості надходження заліза в моторну оливу наведені в таблиці 1.

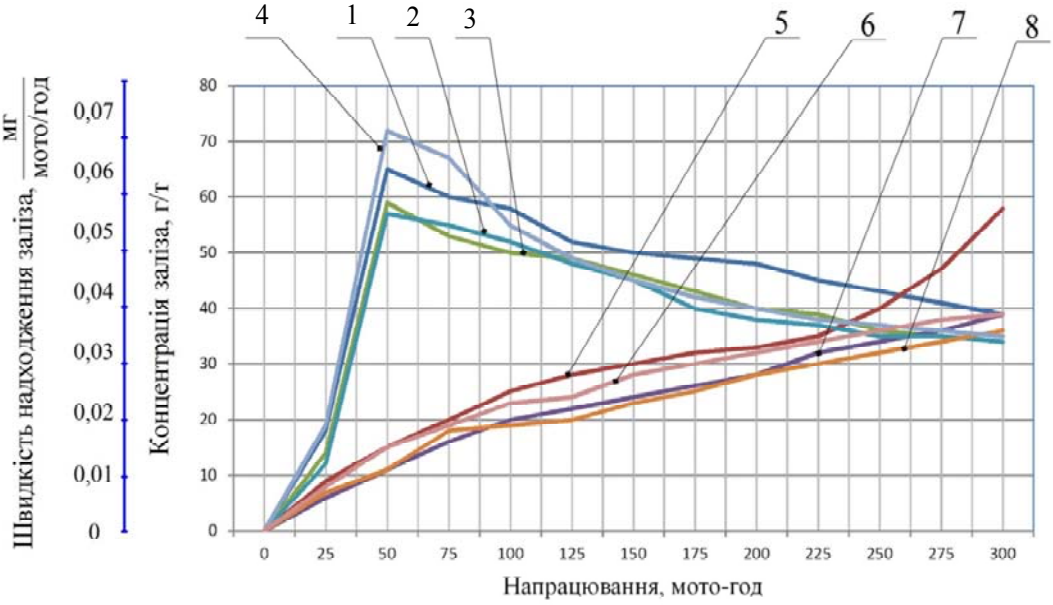
Таблиця 1 – Результати зміни концентрації і швидкості надходження заліза з напрацюванням трактора ХТЗ-17021 з двигуном «Дойтц»

	Моторна олива М10Г$_2$к		Roil Gold		КГМТ-1		Дисульфід молібдена	
Напрацювання, мото-год	Швидкість надходження заліза в оливу, мг/мото-год	Концентрація заліза, г/т	Швидкість надходження заліза в оливу, мг/мото-год	Концентрація заліза, г/т	Швидкість надходження заліза в оливу, мг/мото-год	Концентрація заліза, г/т	Швидкість надходження заліза в оливу, мг/мото-год	Концентрація заліза, г/т
0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	0,018	9	0,014	6	0,012	7	0,019	8
50	0,065	15	0,059	11	0,057	11	0,072	15
75	0,060	20	0,053	16	0,055	18	0,067	19
100	0,058	25	0,050	20	0,052	19	0,055	23
125	0,052	28	0,049	22	0,048	20	0,049	24
150	0,050	30	0,046	24	0,045	23	0,045	28
175	0,049	32	0,043	26	0,040	25	0,042	30
200	0,048	33	0,040	28	0,038	28	0,040	32
225	0,045	35	0,039	32	0,037	30	0,038	34
250	0,043	40	0,036	34	0,035	32	0,037	36
275	0,041	47	0,035	36	0,035	34	0,036	38
300	0,039	58	0,034	39	0,034	36	0,035	39

Джерело: розроблено автором на підставі [12]

Аналіз отриманих результатів показав, що граничні значення досліджуваних показників, за період експлуатації базової моторної оливи М10Г$_2$к в нестаціонарних умовах, було досягнуто при напрацюванні 225...250 мото-год. А з додаванням присадок виявлено, що концентрація заліза зменшується через зменшення швидкості надходження заліза в моторну оливу, що свідчить про позитивний ефект дії присадок, в першу чергу, на таку характеристику як диспергуюча здатність моторної оливи і відповідно на концентрацію і швидкість надходження заліза та інших елементів.

Графічне відображення залежностей швидкості надходження і зміни концентрації заліза в моторну оливу від напрацювання наведено на рис. 2.



1, 5 – базова моторна олива М10Г$_2$к; 2, 6 – олива, модифікована присадкою Roil Gold; 3, 7 – олива, модифікована присадкою КГМТ-1; 4, 8 – олива, модифікована присадкою дисульфід молібдена

Рисунок 2 – Залежності зміни швидкості надходження (1-4) та концентрації заліза (5-8) від напрацювання моторної оливи в двигунах «Дойтц»

Джерело: розроблено автором на підставі [12]

Із отриманих залежностей видно, що із напрацюванням до 50 мото-год різко збільшується швидкість надходження заліза в моторну оливу (до 0,065 мг/(мото-год)), а з напрацюванням залежності 1-4 спадають. Концентрація заліза (криві 5-8) монотонно зростає з напрацюванням, а при досягненні 225 мото-годин спостерігається різке зростання показника для базової моторної оливи, що свідчить про необхідність її заміни. Виявлено, також різке зростання швидкості надходження заліза в оливу при модифікуванні присадкою дисульфідом молібдену з напрацюванням до 50 мото-год, а при 75 мото-годин спостерігається спадання швидкості. Це свідчить про те, що присадка дисульфід молібдену призначена більше на припрацювання спряжень двигунів в процесі експлуатації. При напрацюванні 250 мото-годин спостерігається практична незмінність концентрації заліза в оливі, що свідчить про можливість подальшої її експлуатації. При цьому приблизно однакові за характером дії на поверхні спряжень присадки "Roil Gold" і "КГМТ-1", які значно зменшують швидкість надходження заліза, що впливає на концентрацію заліза в оливі. Діапазон 32...34 г/т концентрації заліза в оливі свідчить про можливість її подальшої експлуатації при модифікуванні досліджуваними присадками.

Висновки. Експериментальними дослідженнями виявлено позитивний вплив присадок дисульфід молібдену, "Roil Gold", "КГМТ-1" на зміну концентрації і швидкість надходження заліза в моторну оливу та поліпшення її диспергуючої здатності.

Отримані експериментальні результати свідчать про можливість подовження терміну заміни моторної оливи, а отже і технічного обслуговування ТЗ, що працюють в нестаціонарних умовах.

Щоб скоригувати періодичність технічного обслуговування ТЗ, необхідно вводити додаткові коефіцієнти коригування.

Список літератури

1. Аулін В.В. Вплив присадок до моторних олив на характеристики дизелів, що працюють в нестаціонарних умовах експлуатації [Текст] / В.В. Аулін, В.В. Слонь, Д.В. Голуб // Зб. наук. праць Української державної академії залізничного транспорту, 2014. – Вип. 148. – С.18-25.
2. Ефимов В. В. Совершенствование системы нормирования ресурса моторного масла для специальных автомобилей: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.22.10 "Эксплуатация автомобильного транспорта" / В.В. Ефимов – Тюмень, 2006 – 19 с.
3. Бажинов О.В. Надійність автомобільних поїздів / О.В. Бажинов, О.П. Кравченко. – Луганськ: вид-во «Ноулідж», 2009. – 412 с.
4. Гурьянов Ю.А. Обеспечение работоспособности смазочных масел в условиях предприятия [Текст] / Ю.А. Гурьянов // Автомобильная промышленность. – 2004. – №12. – С. 26–27.
5. Севрюгина Н.С. Совершенствование методов управления надежностью строительных и дорожных машин путем мониторинга моторных масел: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 " Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины" / Н.С. Севрюгина – Орел, 2004 – 19 с.
6. Журавель Д.П. Эффективность использования восстановленных моторных масел в тракторных двигателях [Текст] / Д.П. Журавель // Труды ТГАТА. – Вип.1. т.18 – Мелитополь, 2001, С.24-28.
7. Наглюк И.С. Оценка качества моторных масел при эксплуатации большегрузных самосвалов [Текст] / И.С. Наглюк // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту – 2009 - №3. – С. 22-26.
8. Григоров А.Б. Диагностика качества работающих моторных масел по показателю загрязнённости [Текст] / А.Б. Григоров, А.В. Коваленко, И.С. Наглюк // Энергосбережение «Энергетика» Энергоаудит. – 2009. – № 8 (66). – С. 30–34.
9. Аулін В.В. Закономірності зміни концентрації хімічних елементів в моторній оливі автомобілів, працюючих в нестаціонарних умовах експлуатації при додаванні присадок [Текст] / В.В. Аулін, В.В. Слонь, Д.В. Голуб // Автомобильный транспорт. 2014. – Вып. 34. – С.22-27.
10. Пат. 81598 Україна, МПК (2013) C10M 125/04. Припрацювальна мастильна композиція / Аулін В.В., Слонь В.В., Лисенко С.В., Голуб Д.В.; заявник і патентоотримувач Кіровоградський національний технічний університет. – №u201213907; заявл. 06.12.2012; опубл. 10.07.13, Бюл. № 13.
11. Наглюк И.С. Оценка качества моторного масла при эксплуатации трактора ХТЗ-17021 [Текст] / И.С. Наглюк // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка: зб. наук. праць. – Х., 2011. – Вип. 107. – Т.2. – С. 87–93.
12. Наглюк И.С. Скорость поступления продуктов износа в моторное масло при эксплуатации транспортных машин [Текст] / И.С. Наглюк // Вісник Харківського націо-нального технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка: зб. наук. праць. – Х., 2011. – Вип. 114. –С. 77–81.
13. Технические средства диагностирования / [Клюев В.В, Пархоменко П.П., Абрамчук В.В. и др.] ; под ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1989. – 672 с.
14. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. – К.: Мінтранс України, 1998. –16 с.

Viktor Slon', assist.
Kirovograd national technical university, Kirovohrad, Ukraine

Impact modifying additive term replacement of engine oil in non-stationary conditions

The aim of this work is to study the impact modifying additives to change the speed of receipt and concentration of iron in the motor oil, vehicle operating in non-stationary conditions.

The problem of improving the reliability of vehicles operating in non-stationary conditions and the impact of their operation modes for up replacing the engine oil. The characteristic types of unsteady operating conditions, depending on the environmental conditions, climate, traffic, mining conditions, operating conditions, are defined by their main parameters. Demonstrated techniques for obtaining and processing the results of experimental studies. The influence of changes in the properties of motor oil in its quality and condition of engine oil determined by the contents of her metal wear products, by method sprektrografii.

The results of experimental studies of the effect of modification of motor oil additives molybdenum disulfide, "Roil Gold", "КГМТ-1" to speed receipt and concentration of iron and operating time of diesel vehicles. Found improvement in the quality of motor oil and the extension of its operation.

motor oil, vehicle, engine, non-stationary conditions, exploitation, operating time, additives

Одержано 04.11.15

Зміст

В.В. Адамчук, А.М. Борис, В.М. Булгаков, М.М. Борис
Механіко-технологічні передумови зменшення втрат маси коренеплодів
в процесі їх збирання 3

Mykhailo Chernovol, Ihor Shepelenko, Budar Mohamed R.F.
Effectiveness increase in application of FANT of the components of mobile
agricultural machines 10

Olexsandr Nesterenko, Sergey Leschenko, Dmytro Petrenko, Svetlana Honcharova
Analytical study of separation efficiency of grain in vertical pneumatic
separating channel 14

О.В. Козаченко, О.М. Шкрегаль, В.С. Каденко
Зміна форми леза ґрунтообробних знарядь при зношуванні 21

В.М. Булгаков, І.В. Головач, М.І. Черновол
Теоретичні передумови дослідження коливань коренеплоду при його
вібраційному викопуванні 27

Aleksandr Mazheyka
Features a combined laser processing of titanium-nickel alloys 43

В.М. Булгаков, І.В. Головач, В.П. Горобей, М.О. Свірень
Побудова математичної моделі коливального руху у ґрунті зубчастого
сошника селекційної сівалки 50

В.В. Гончаров
Мінімізація тривалості перебігу перехідних процесів роторної машини
з автобалансиром і нерухомою точкою 64

Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, А.А. Матвиенко, Р.А. Осин
Экспериментальные исследования спектров шума шестеренного насоса
с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления 69

Д.Г.Войтюк, С.В.Смолінський
Щодо обґрунтування перспективної схеми стеблепідіймачів жатки
зернозбирального комбайна 77

В. Л. Хорольський, С. В. Шлик
Процесс снятия фаски резкой в штампах для усиления сварных
соединений в сельском машиностроении 82

Ю.В. Мельник
Пути решения проблем обработки почвы под овощные рассадные культуры 91

Т.С. Скобло, С. П. Романюк, А.И. Сидашенко

Разработка комплексного, эффективного способа упрочнения режущего инструмента для переработки сельхозпродукции 96

Dmytro Marchenko
Tribological research on the process of wear of a friction pair «cable block – rope» considering rolling slippage 102

В.І. Носуленко, В.В. Юр'єв
Розмірна обробка електричною дугою складних за зовнішнім контуром деталей 109

І.А. Валявський, Ю.В. Кулєшков
Дослідження впливу компонувальної схеми та діапазону зміни довжини кінематичних ланок на просторові рухові характеристики гексаподів 115

М.В. Бабій, П.В. Попович, А.Й. Матвіїшин, А.В. Бабій
Дослідження ресурсу роботи спинки ножа сегментно-пальцевого різального апарату 120

В.М. Сало, С.М. Лещенко, В.А. Пашинський, Р.В. Ярових
Аналіз процесів чизелювання ґрунтів з застосуванням різних комбінацій робочих органів 126

В.В. Аулін, А.А. Тихий, В.А. Войтов
Фізичні аспекти взаємодії в системі "РОГМ-грунт" 132

Т.Н. Замота
Повышение эффективности приработки ресурсоопределяющих спряжений транспортных средств 142

В.В. Аулін, О.В. Кузик, В.И. Носуленко
Вплив властивостей компонентів КМ (КП) на напружено-деформований стан і триботехнічні характеристики деталей СГТ 150

К.В. Васильковська
Точний висів просапних культур – першочерговий крок у програмуванні майбутнього врожаю..... 160

М.І. Ікальчик
Обґрунтування конструктивних параметрів скреперно-роликового пристрою для прибирання гною 166

С.О. Магопець, О.В. Бевз
Дослідження можливості оцінки технічного стану системи випуску відпрацьованих газів на основі аналізу зміни параметрів тиску в циліндрі двигуна 172

В.А. Дейкун, Г.Б. Філімоніхін
Досягнення необхідної швидкості потоку гранул добрив по тукопроводу за рахунок встановлення його раціональних параметрів 180

П.Г. Лузан, В.М. Сало, О.Р. Лузан, І.І. Павленко
Обґрунтування поперечного перерізу стеблевідвода сошника для прямої сівби зернових культур 185

Ю.О. Линник, В.Ю. Дудін
Розрахунок енерговитрат системи сервоконтроля ротаційного пластинчастого вакуумного насоса доїльної установки 192

Ю.В. Човнюк, Л.А. Дяченко
Нові напрямки розвитку сільськогосподарського машинобудування, заснованого на хвильових та віброхвильових принципах 197

А.С. Гринченко, А.И. Алферов
Теоретические модели функционирования и обеспечения механической надежности культиваторов с подпружиненными рабочими органами 205

А.В. Невзоров, Ю.А. Ковальчук,В.В. Дидур
Влияние надежности сельхозтехники на вероятность выполнения технологических процессов 212

С.І. Маркович, О.Й. Мажейка, О.В. Дмитренко
Розробка комплексу обладнання для відновлення та зміцнення деталей сільськогосподарських машин класу «круглий стрижень» з застосуванням комбінованої технології 218

А.О. Парієв, О.О. Дробишев, Т.М. Коротченко
Експериментальний зразок розкидача солом'яної підстилки 223

В.Б. Бойко, В.О. Улексін, В.С. Мілько
Пневмосистема для гідропневматичного висівного апарата 227

О.О. Назаренко, О.С. Пушка
Теоретичне дослідження режимів роботи машинно-тракторних агрегатів 232

А.А. Панков
Актуальность и перспективы создания универсальных модульных машин для выращивания зерновых культур 239

В.М. Масалабов
До методики експериментального визначення показника режиму повороту машинно-тракторного агрегату 246

О.М. Лівіцький
Системний підхід до аналізу та вирішення проблеми технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки 252

В.А. Кирилович
Особливості реалізації промисловими роботами механоскладальних технологій в гнучких виробничих комірках 259

Р.С. Грудовий
Результати експериментальних досліджень питомих енерговитрат
транспортування зерна гвинтовим конвеєром 266

А.О. Парієв, О.О. Дробишев, Т.М. Коротченко
Результати експериментальних досліджень
розкидача підстилки з роторно-пальцевим робочим органом 271

В.І. Дворук, В.А. Войтов, К.В. Борак
Самозагострювання робочих органів ґрунтообробних знарядь 277

Д.І. Бойко
Обґрунтування конструктивно-технологічної схеми багатокомпонентного
дозатора-змішувача інгредієнтів комбікормів 284

В.Б. Бойко
Дослідження процесу заряджання насінини в насіннєпровід
координатного гідропневматичного висівного апарата 291

А.С. Гринченко
Концептуальные вопросы обеспечения механической надежности
сельскохозяйственной техники 298

О.Ф. Сіса
Обробка електричною дугою матриць для брикетування 302

В.В. Слонь
Модифікуючий вплив присадок на термін заміни моторної оливи
в нестаціонарних умовах експлуатації 308

Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 45
Частина I

Відповідальний за випуск Д.І. Петренко

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О. Г. Каліч

Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»
Свідоцтво № ДК 4470 від 17.01.2013р.
25006, м. Кіровоград, вул. Шевченка, 25
тел./факс 24-35-53

Здано в набір 25.11.2015 Підписано до друку 30.11. 2015. Формат 60х84 1/8.
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк.39,75
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №0086.