

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ВІСНИК
ХАРКІВСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

Випуск 181

«ТЕХНІЧНІ СИСТЕМИ І ТЕХНОЛОГІЇ
ТВАРИННИЦТВА»

«ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС МАШИН ДЛЯ
РОСЛИННИЦТВА»

Харків 2017

УДК 631.12(051)

ББК 30я5

В 53

Друкується за рішенням Вченої Ради від 23.02.2017р, пр.№8

До збірника включені наукові праці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, провідних закладів, науково-дослідних інститутів і підприємств України та зарубіжжя, в яких наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень з підвищення ефективності сервісу, використання машин сільськогосподарського призначення, їх удосконалення, а також у збірнику представлені матеріали доповідей Міжнародної науково-практичної конференції “Технічні системи і технології тваринництва” та “Технічний сервіс машин для рослинництва”, що відбулась в м. Харкові 23–24 березня 2017 р. в рамках роботи наукової сесії “Інноваційні проекти в галузі технічного сервісу машин”.

Редакційна колегія:

Академік УНААН, професор, к.т.н. Нанка О.В.

Професор, д.т.н. Мельник В.І.

Академік ІАУ, професор, д.т.н. Скобло Т.С. (відповідальний редактор)

Академік ІАУ, професор, к.т.н. Сідашенко О.І.

Член-кореспондент ІАУ, професор к.т.н. Науменко О.А.

Професор, д.т.н. Кухтов В.Г.

Професор, д.т.н. Трішевський О.І.

Професор, д.т.н. Козаченко О.В.

Професор, д.т.н. Власовець В.М.

Професор, д.т.н. Лузан С.О.

Професор, д.т.н. Грінченко О.С.

Професор, д.т.н. Шигимага В.О.

Т 38 Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 181. «Технічні системи і технології тваринництва» «Технічний сервіс машин для рослинництва». – Х.: Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2017. – 358 с.

ББК 30я5

(Свідоцтво про державну реєстрацію – серія КВ №15983-4455 ПР від 01.12.2009 р.)

Наказом МОН № 241 від 09.03.2016 р. "Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка" включено до переліку фахових видань.

Відповідальний за випуск Русальов О.М.

Комп'ютерна верстка та набір Блезнюк О.В., Тимчук Д.О.

ISBN 5-7987-0176X

© Харківський національний
технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка, 2017.

УДК 631.361

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ РОТОРНОГО РОЗКИДАЧА СОЛОМ'ЯНОЇ ПІДСТИЛКИ

Алієв Е.Б., к.т.н., Гаврильченко О.С., к.т.н., доцент, Луц С.М.
(Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААН України)

Розроблено і обґрунтовано конструкційно-технологічну схему роторного розкидача солом'яної підстилки для ферм ВРХ з безприв'язним утриманням. Проведені попереднє чисельне моделювання технологічного процесу внесення солом'яної підстилки в бокси роторним розкидачем із різною конструкцією.

Ключові слова: солома, підстилка, розкидач, конструкція, схема, моделювання

Вступ. Особливої актуальності на існуючих фермах набувають питання механізації допоміжних процесів, одним із них є внесення підстилки. В якості підстилкового матеріалу використовують соломку, яка має ряд технологічних переваг: зменшення витрат тепла що виділяють тварини (ВРХ) на 12-14 %; зменшення захворювань тварин на запалення легенів на 25-30 %; підвищення молочної продуктивності на 10-15 %; зменшення витрат кормів на 23 %; зменшення захворювань корів на мастит; значна вологопоглинальність (1 кг підстилки на 3-4 кг вологи); здібність поглинати аміак, сірководень та інші гази [1].

Технологічні вимоги до солом'яної маси при внесенні її в якості підстилкового матеріалу: ступінь подрібненості – 6-15 см; щільність – 55 кг/м³; ширина підстилкового шару – 0,1-0,2 м [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для механізованої доставки і розкидання підстилки у теперішній час використовують, як правило, спеціальні машини – універсальні кормороздавачі-змішувачі або тюковози-подрібнювачі. Перший вид машин являє собою універсальне обладнання, яке використовується не тільки для внесення солом'яної підстилки, але й для приготування кормосумішей та їх роздавання. Другий клас машин є більш спеціалізованим, його використовують, здебільшого, для роздавання підстилки та кормової стеблової маси [2, 3, 4]. Але, як показує практика, основним недоліком широкої гами існуючого обладнання (переважно зарубіжного виробника) є технологічна невідповідність їх робочих органів зоотехнічним вимогам для внесення підстилки, зокрема це стосується утворення пилової фракції або зволоження повітряно-солом'яної маси, яке відбувається при роздуванні солом'яної підстилки. Основною причиною цього є використання у якості робочого органу для внесення підстилки вентиляторно-видувного пристрою, який при внесенні маси всмоктує та викидає у повітря, як подрібнені

частинки соломи (2-3 мм), так і присутній пил, концентрація якого досягає більше ніж 30мг/м³ [5]. Це призводить до негативної дії на тварину, а саме викликає механічне подразнення слизистих оболонок очей, дихальних органів, ротової порожнини, шкіри та ін. До того ж час знаходження пилу у повітрі становить 4-5 годин.

Для запобігання утворення пилової фракції при внесенні підстилки, деякі виробники пропонують пристрої для зволоження повітряної маси [6], що в свою чергу призводить до зволоження солом'яної підстилки, зниження її рівня комфортності, зменшення періоду відпочинку тварин та розмноженню мікроорганізмів і бактерій.

Виходячи із сказаного, питання розробки конструкції розкидача солом'яної підстилки для ферм ВРХ з безприв'язним утриманням на даний момент часу є актуальним.

Мета досліджень. Розробити і обґрунтувати конструкційно-технологічну схему роторного розкидача солом'яної підстилки для ферм ВРХ з безприв'язним утриманням.

Виклад основного матеріалу дослідження. Запропонована конструктивна схема розкидача підстилки, яка розробляється на базі одновісного кормороздавача. Принцип дії розкидача оснований 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. Привід роторно-пальцевого органу розкидача відбувається від ВВП трактора та ланцюгової передачі від поперечного транспортеру роздавача. Можливий також варіант приводу роторно-пальцевого органу від гідромотору та гідравлічної системи трактора. Конструктивно роторно-пальцевий орган виконано у вигляді приставки до кормороздавача з можливістю оперативного монтажу та демонтажу.

Конструктивно-технологічна схема робочих органів роторного розкидача представлена на рисунку 1.

Роторний розкидач працює наступним чином. Підстилковий матеріал завантажується у бункер, звідки повздовжнім подавальним транспортером подається до бітерів кормороздавача, якими подається на поперечний вивантажувальний транспортер під ущільнюючу пластину.

З під ущільнюючої пластини ротор прямими пальцями одного ряду зрізує солом'яну масу, у тому числі зволожену, і кидає її у розпушеному вигляді на підлогу боксу. Напрямок кидання регулюється направляючою пластиною.

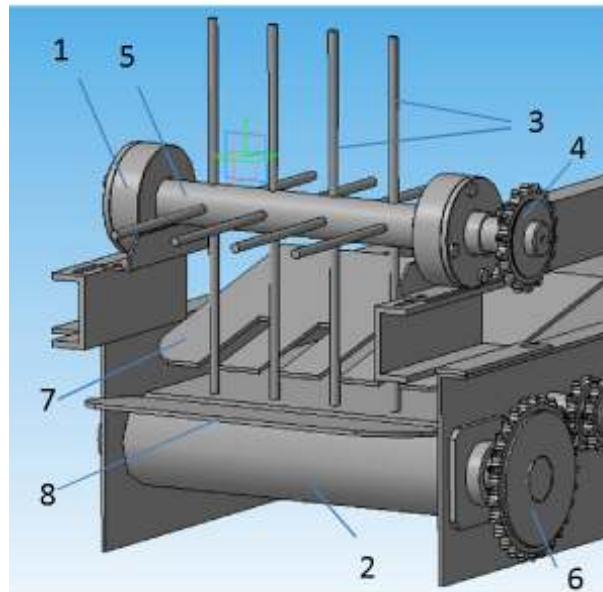
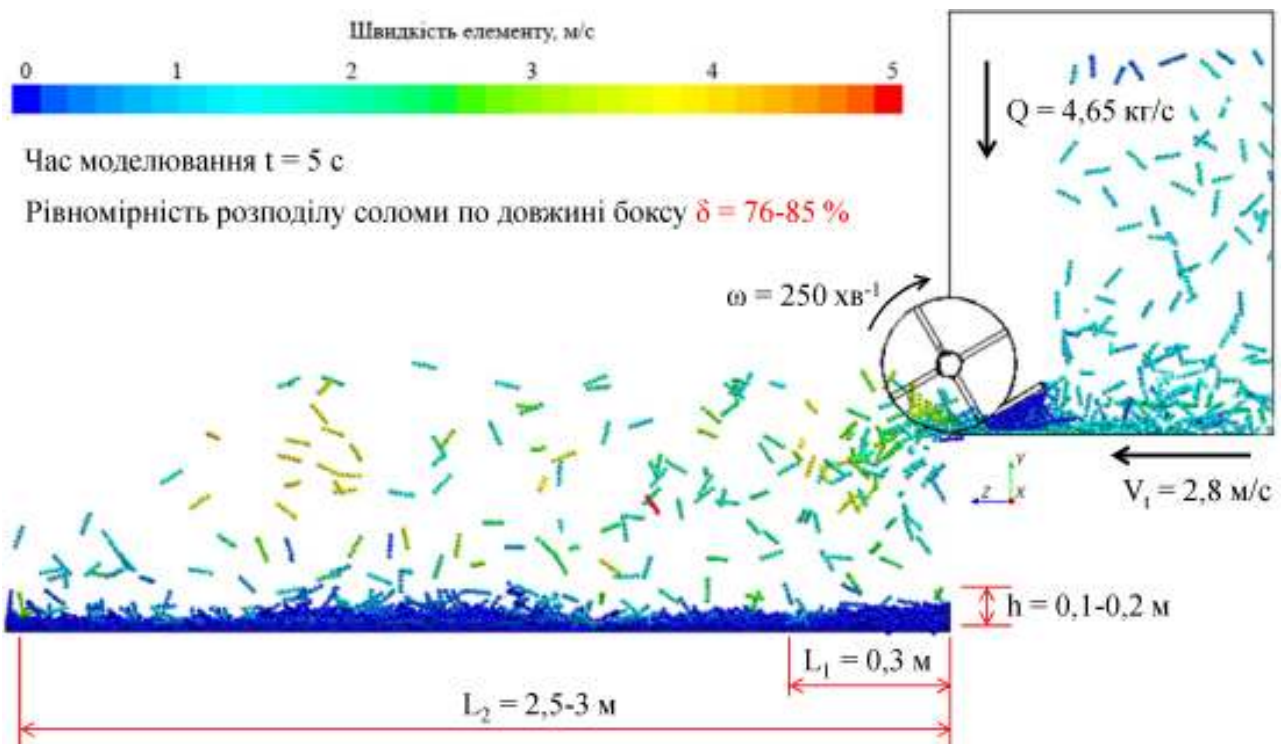
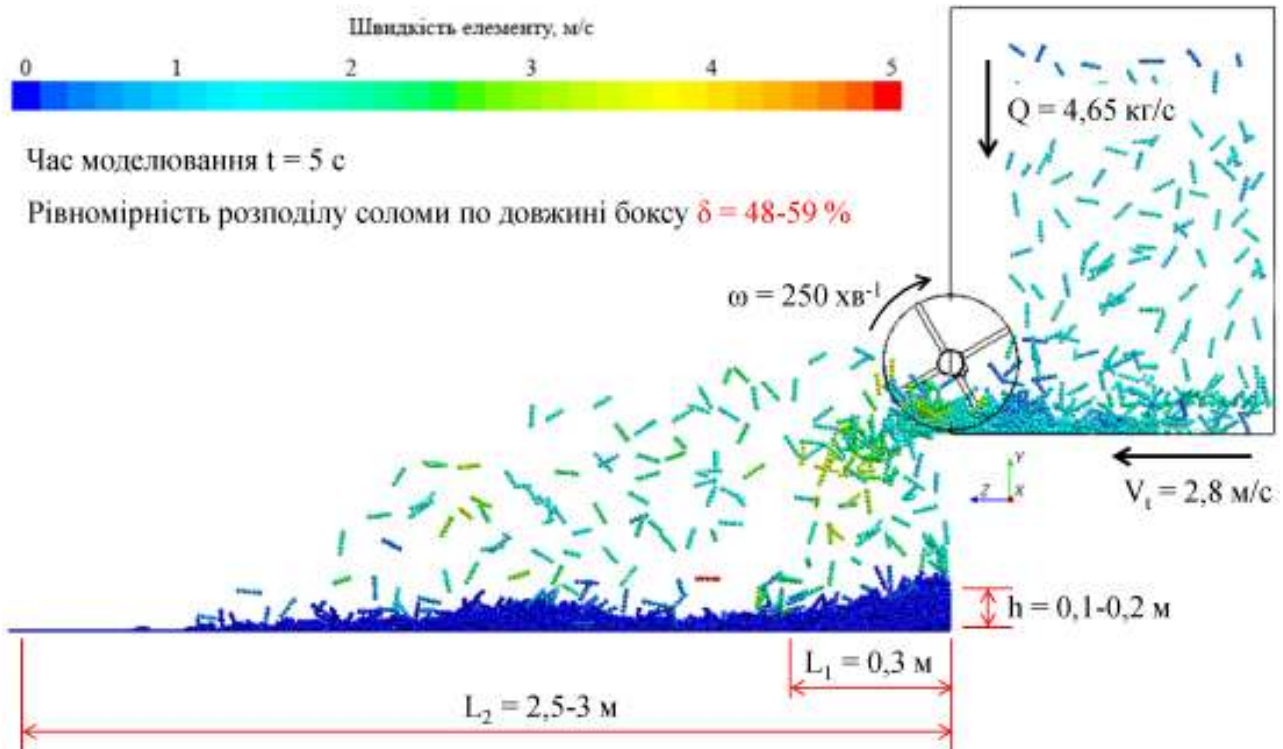


Рисунок 1 – Конструктивно-технологічна схема робочих органів роторного розкидача із ущільнюючою і направляючою пластинами (щитками): 1 – ротор; 2 – поперечний стрічковий транспортер кормороздавача; 3 – пальці пруткові; 4 – зірочка ведена; 5 – вал ротора; 6 – зірочка ведуча; 7 – регульований похилий щиток; 8 – напрямний щиток

Для обґрунтування конструктивно-технологічної схеми робочих органів роторного розкидача проведемо чисельне моделювання в програмному пакеті Star CCM+. Побудову фізико-математичної моделі процесу внесення солом'яної підстилки проведемо на основі методу дискретних елементів, що базується на законах збереження імпульсу і моменту імпульсу для Лагранжевих моделей багатофазного середовища [7-12]. Однак для побудови фізико-математичної моделі необхідно прийняти припущення про те що частинки соломи представляються у вигляді циліндрів з визначеною густиною і розмірами. При моделюванні процесу зазначеним методом задаються початкові положення частинок солом'яної підстилки. Потім, виходячи з цих початкових даних заданих фізичних законів контактної взаємодії, обчислюються сили, що діють на кожну частинку в кожний інтервал часу. Для кожної частинки обчислюється результуюча сила і також вирішується задача Коші на вибраному відрізку часу, результатом якої є початкові дані для наступного кроку. В якості фізичних моделей для чисельного моделювання були обрані наступні: поле сили тяжіння, модель дискретних елементів, лагранжева багатофазність, модель багатофазної взаємодії [10].

В якості об'єктів досліджень було обрано наявність або відсутність ущільнюючою і направляючою пластин. За критерії оцінки обрано дальність польоту частинок соломи і коефіцієнт варіації їх рівномірного розподілу по довжині боксу.

Результати чисельного моделювання приведені на рисунках 2-5.



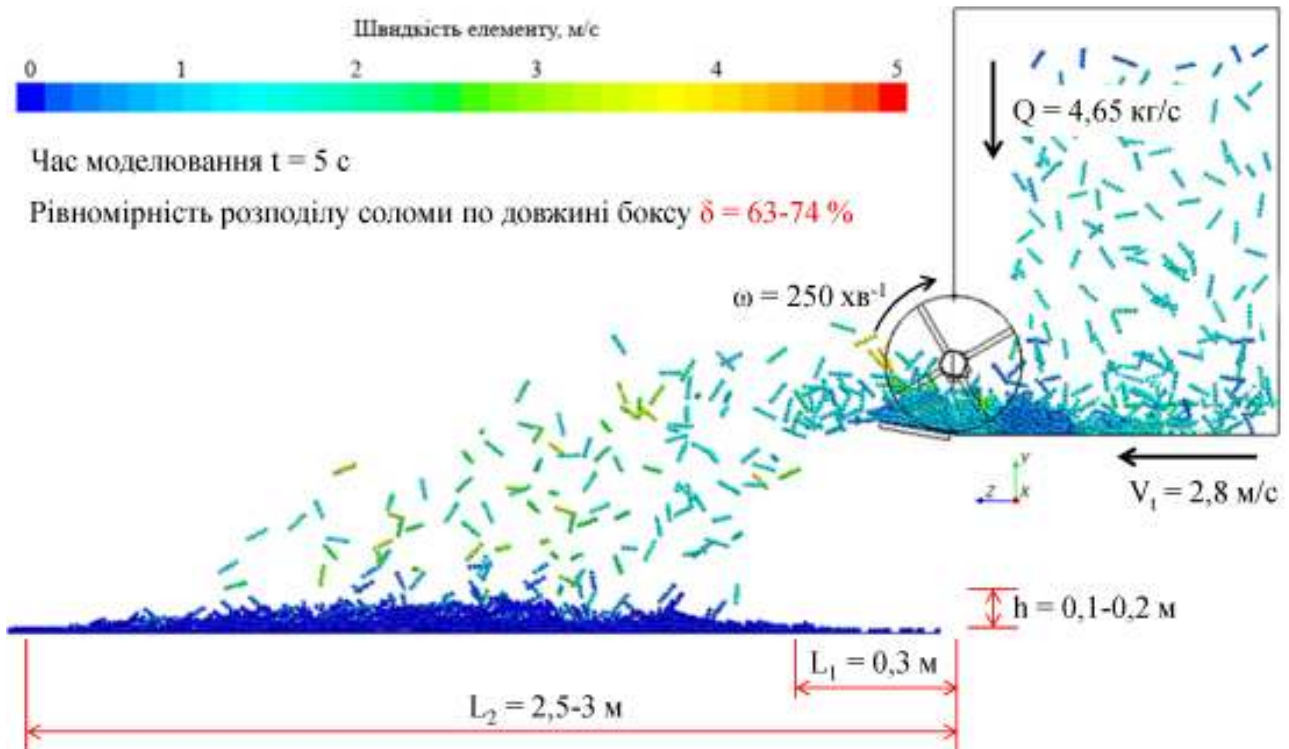


Рисунок 4 – Процес внесення соломяної підстилки розкидачем із направляючою пластиною

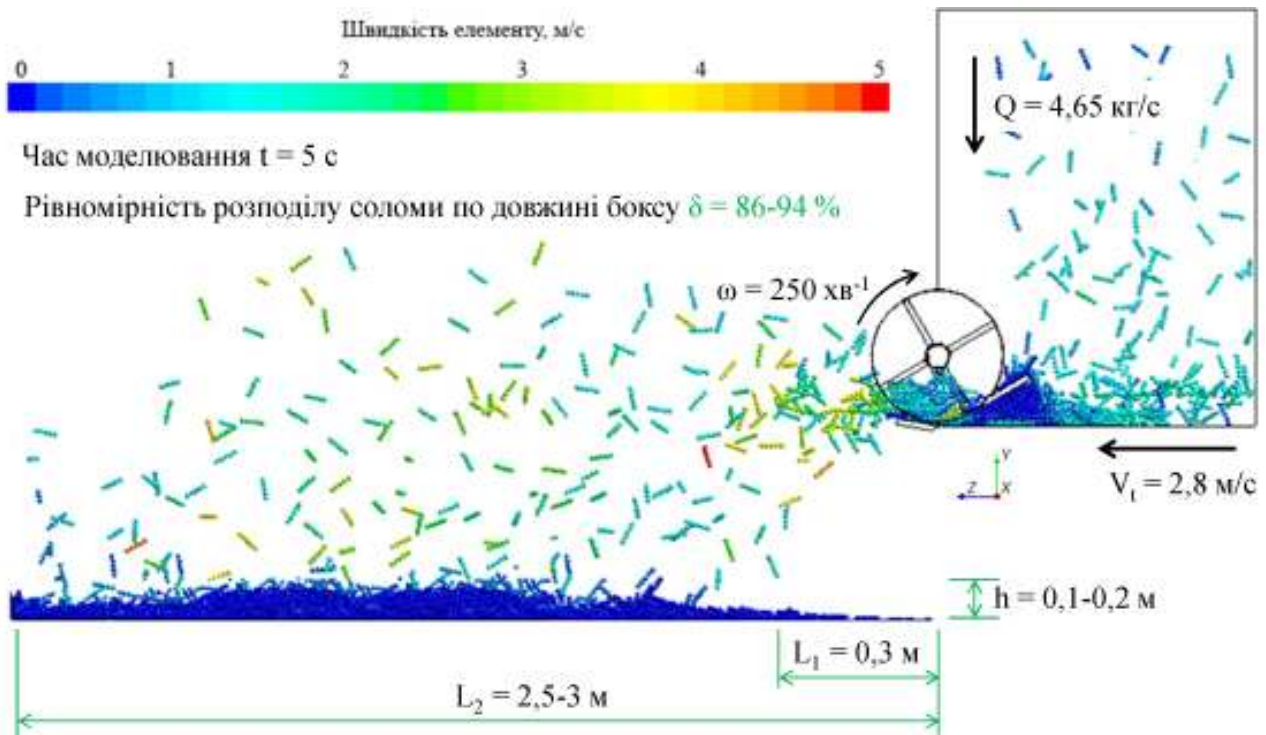


Рисунок 5 – Процес внесення соломяної підстилки розкидачем із ущільнюючою і направляючими пластинами

Висновки. В результаті аналізу рисунків 2-5 встановлено, що:

– розкидач із ущільнюючою пластиною дозволяє отримати більш високий коефіцієнт варіації рівномірного розподілу соломи по довжині боксу $\delta = 76-85 \%$;

– розкидач із направляючою пластиною дозволяє контролювати зону розподілу соломи по довжині боксу;

Тому для забезпечення якісного і ефективного процесу внесення солом'яної підстилки в задану зону боксу необхідно обладнати розкидач ущільнюючою і направляючою пластинами

Список літератури

1. Луц С.М. Зоотехнічні аспекти внесення підстилки на фермах великої рогатої худоби / С. Луц // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2012. – Вип. 120. – С.162-166.

2. Кормановский Л. П. Некоторые аспекты инженерии и экологии в молочном животноводстве / Л. П. Кормановский // Эффективное тваринництво, 2009. – № 1. – С. 10-12.

3. Тищенко М. А. Разбрасыватели подстилки на фермах крупного рогатого скота / М. А. Тищенко, М. Ф. Сергеев // Техника в сельском хозяйстве : М, 1982. – № 10.

4. Шаршунов В. А. Распределение подстилки в животноводческом помещении. Механизация и электрификация сельского хозяйства / В. А. Шаршунов, А. В. Зубарев, Н. Н. Королев // Сельский механизатор, 1989. – № 5. – С. 16-17.

5. ВНТП-АПК-01.05 Відомчі норми технологічного проектування. Скотарські підприємства (комплекси, ферми, малі ферми). – К.: Мінагрополітики України, 2005. – С. 63-65.

6. Мороз А. Универсальные электрифицированные машины для ферм / Мороз, В. Сарычев и др. // С. х.-во России, 1975. – № 4.

7. Bai, C. 1996. “Modelling of spray impingement processes”, Ph.D Thesis, University of London.

8. Bai, C., and Gosman, A.D. 1995. “Development of methodology for spray impingement simulation”, SAE Technical Paper Series 950283.

9. Cundall, P. A., Strack, O. D. L. 1979. “A discrete numerical model for granular assemblies”, Geotechnique, 29, pp. 47-65.

10. Johnson K.L. Contact Mechanics / K.L. Johnson // Cambridge University Press. – 1987. – 434 p.

11. Walton, O.R. 1993. “Numerical simulation of inelastic, frictional particle-particle interactions”, in Particulate Two-Phase Flow, M.C. Roco, Ed., Butterworth-Heinemann, Stoneham, MA, pp. 884-911.

12. Crowe, C.T., Sommerfeld, M., and Tsuji, Y. 1998. Multiphase Flows with Droplets and Particles. CRC Press, Boca Raton.

Аннотация

Обоснование конструктивно-технологической схемы роторного разбрасывателя соломенной подстилки

Алиев Е.Б., Гаврильченко А.С., Луц С.М.

Разработана и обоснована конструктивно-технологическая схема роторного разбрасывателя соломенной подстилки для ферм КРС с беспривязным содержанием. Проведено предварительное численное моделирование технологического процесса внесения соломенной подстилки в боксы роторным разбрасывателям с разной конструкцией.

Ключевые слова: солома, подстилка, разбрасыватель, конструкция, схема, моделирование

Abstract

Substantiation of is constructive-technological schemes rotary spreader straw

E. Aliev, A. Gavrilchenko, S. Lutz

Developed and proved structurally-technological scheme of rotary spreader straw bedding for cattle farms with loose housing. Preliminary numerical simulation process making litter boxes in rotary spreader with a different design.

Keywords: straw, litter, manure, design, diagram, modeling

УДК 631.363:636.086.5

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ КОНВЕЙЕРНОЙ СУШИЛКИ ПРОРОЩЕННОГО ЗЕРНА

Вендин С.В. д.т.н., профессор, Саенко Ю.В. д.т.н., доцент
(ФГБОУ ВО «Белгородский ГАУ имени В.Я. Горина», п. Майский, Россия)

Приведен расчет конструктивно-технологических параметров конвейерной сушилки пророщенного зерна. На основе материального и теплового баланса выявлена взаимосвязь теплоты необходимой для сушки пророщенного зерна с начальной и конечной влажностью продукта.

Эффективное промышленное выращивание свиней невозможно без обеспечения их полноценными обогащенными витаминами кормами. В настоящее время производством витаминной травяной муки хозяйства практически не занимаются из-за высокой стоимости энергоресурсов [1].

Одним из простых и доступных способов повышения витаминной полноценности кормов может быть добавление в рацион животным пророщенного зерна ячменя [1, 2].

По данным многих ученых при проращивании в зерне увеличивается содержание макро и микроэлементов, каротина, витаминов А, С, Е [1, 2].

При использовании пророщенного зерна повышается поедаемость кормов и увеличивается усвояемость питательных веществ, т.к. в процессе проращивания зерна активизируются ферменты, которые превращают сложные питательные вещества в простые соединения, легко усвояемые в организме молодняка.

При длительном хранении (более 4-5 часов) пророщенного зерна влажностью 56-60% оно начинает покрываться плесенью и гнить. Поэтому его необходимо скармливать в первые часы после проращивания. Для продления срока хранения пророщенного зерна, его необходимо высушить до влажности 14 % [3, 4].

Разработана технологическая линия для проращивания и введения в комбикорм пророщенного зерна [5]. В этой технологической линии предлагается проводить сушку пророщенного зерна отработанными газами котельной установки с последующим хранением готового продукта [1, 6, 7].

Используемая в линии конвейерная сушилка выполнена в виде пяти ленточных транспортеров установленных один под другим, причем транспортеры, которые расположены рядом, установлены со смещением относительно друг друга (рисунок 1) [7].

Работает сушилка следующим образом. Из бункера 1 подают пророщенное зерно на ленту 3 затем включают привод ленты и одновременно шнек 2. Таким образом пророщенное зерно равномерно распределяют по длине

и ширине ленты. Затем в сушилку подают отработанные газы, которые нагревают продукт и поглощают влагу с пророщенного зерна, находящегося в верхних слоях, и уносят ее в атмосферу. После некоторой выдержки продукта

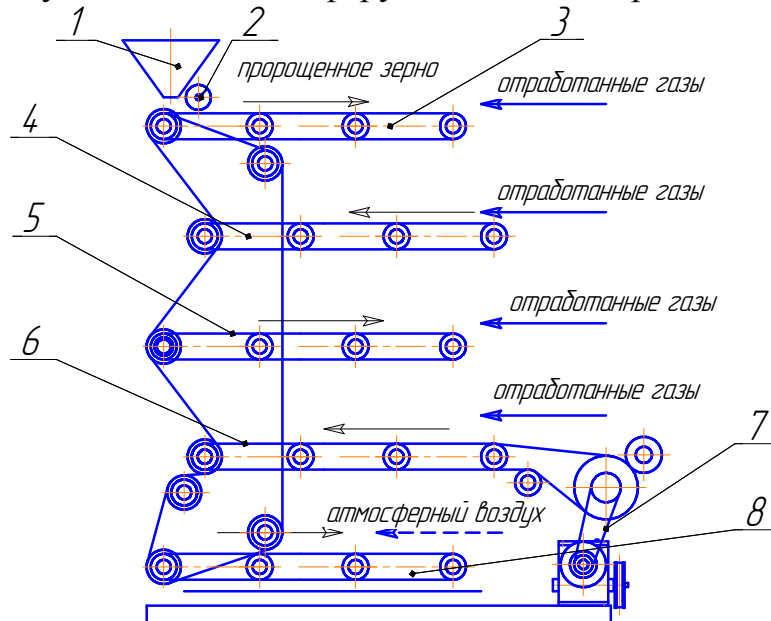


Рисунок 1 - Схема конвейерной сушилки: 1 - бункер загрузочный; 2 - шнек распределительный; 3, 4, 5, 6 - транспортер сушилки; 7 - привод; 8 - транспортер охлаждения;

на транспортере 3 включают привод и перекатовывают пророщенное зерно на транспортер 4. При этом пророщенное зерно лежавшее в нижних слоях оказывается в верхних слоях и влага удаляется со слоев зерна оказавшихся вверху. В этом случае происходит ворошение пророщенного зерна. По мере движения продукта с верхних транспортеров на нижние влажность пророщенного зерна снижается, а температура возрастает. Для охлаждения высушенного продукта на нижний транспортер подают атмосферный воздух.

Для расчета конструктивных и технологических параметров предлагаемой сушилки наиболее близкой является методика расчета ленточной сушилки с учетом материального и теплового балансов [8].

Производительность сушилки по исходному материалу определяется по формуле (кг/ч):

$$G_1 = G_2 + W, \quad (1)$$

где G_2 - производительность сушилки по высушенному материалу, кг/ч;

W - количество влаги, удаляемой из сушильной камеры, кг/ч;

Для расчета теплоносителя необходимо знать количество влаги, удаляемой из сушильной камеры в единицу времени W , кг/ч.

$$W = G_1 \frac{W_1 - W_2}{100 - W_1}, \quad (2)$$

где G_1 - масса сырого зерна, подаваемого в сушилку в единицу времени, кг/ч;

$W_{1,2}$ - соответственно начальная и конечная влажность пророщенного зерна (до и после процесса сушки), %;

Площадь сушильных лент конвейерной сушилки определяется по формуле:

$$F = \frac{W}{m}, \quad (3)$$

где m - интенсивность испарения влаги с поверхности материала, кг/(м² ч);

С учетом влияния начальной и конечной влажности и массы сырого зерна, подаваемого в сушилку в единицу времени, площадь сушильных лент равна:

$$F = \frac{G_1}{m} \frac{W_1 - W_2}{100 - W_1}, \quad (4)$$

При определении конструктивных размеров ленты сушилки ширину ленты следует полагать величиной постоянной ($b = \text{const}$).

Тогда общая длина ленты [9] сушилки может определена из уравнения:

$$l = F / b, \quad (5)$$

где F - площадь сушильных лент, м²; b - ширина ленты, м;

Число лент сушилки находится из выражения:

$$z = l / l', \quad (6)$$

где l' - длина одной секции сушилки, м; (определяется исходя из длины помещения в котором располагается сушилка);

Общее время сушки определяется выражением:

$$\tau = \frac{Q}{G_1}, \quad (7)$$

где Q - масса сырого продукта, кг;

Расход природного газа на подогрев воздуха можно определить из теплового баланса сушильной камеры.

Теловой баланс сушильной камеры будет равен:

$$Q_{\text{пост}} = Q_{\text{расх}}, \quad (8)$$

где $Q_{\text{пост}}$ - количество теплоты поступившей в сушильную камеру, кДж/ч;

$Q_{\text{расх}}$ - количество теплоты ушедшей из сушильной камеры, кДж/ч;

Количество теплоты поступившей в сушильную камеру запишем в виде:

$$Q_{\text{пост}} = Q_{\text{нв}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{п}}, \quad (9)$$

где $Q_{\text{нв}}$ - теплота поступающая с наружным воздухом, кДж/ч; $Q_{\text{в}}$ - теплота затраченная на нагрев воздуха, кДж/ч; $Q_{\text{п}}$ - теплота затраченная на нагрев продукта, кДж/ч.

Количество теплоты ушедшей из сушильной камеры [10] определяется выражением:

$$Q_{\text{расх}} = Q_{\text{исп}} + Q_{\text{вп}} + Q_{\text{от аг}} + Q_{\text{п}}, \quad (10)$$

где $Q_{\text{исп}}$ - теплота затраченная на испарение воды, кДж/ч; $Q_{\text{вп}}$ - теплота удаленная из сушильной камеры с высушенным продуктом, кДж/ч; $Q_{\text{от аг}}$ -

теплота удаленная с отработанным агентом сушки, кДж/ч; Q_{Π} - потери теплоты в окружающую среду, кДж/ч.

Теплоту, поступающую с наружным воздухом, определим по формуле:

$$Q_{\text{НВ}} = LJ_0, \quad (11)$$

где J_0 - энтальпия наружного воздуха, кДж/кг; L - расход сухого воздуха (агента сушки), кг/ч;

Теплоту, затраченную на нагрев воздуха, определим по формуле:

$$Q_{\text{В}} = Q_{\text{Н}}^p B, \quad (12)$$

где $Q_{\text{Н}}^p$ - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; B - расход топлива на нагрев, кг/ч;

Теплоту, затраченную на нагрев продукта, определим по формуле:

$$Q_{\Pi} = G_1 c_1 \theta_1, \quad (13)$$

где c_1 - удельная теплоемкость сырого пророщенного зерна, кДж/(кг·К); θ_1 - температура сырого пророщенного зерна, °К.

Теплоту, затраченную на испарение воды, определим по формуле:

$$Q_{\text{Исп}} = 4,19W(595 + 0,49t_2 - \theta_1), \quad (14)$$

где t_2 - температура отходящего пара, °К;

Теплоту, удаленную из сушильной камеры с высушенным продуктом, определим по формуле:

$$Q_{\text{В } \Pi} = (G_1 - W)c_2 \theta_2, \quad (15)$$

c_2 - удельная теплоемкость просушенного пророщенного зерна, кДж/(кг·К); θ_2 - температура высушенного пророщенного зерна, °К;

Теплоту, удаленную из топки с отработанным агентом сушки, определим по формуле:

$$Q_{\text{От аг}} = LJ_2, \quad (16)$$

где J_2 - энтальпия отработанного агента сушки, кДж/кг;

Потери теплоты из сушильной камеры в окружающую среду определим по формуле:

$$Q_{\Pi \text{ C}} = 0,15Q_{\text{Исп}}, \quad (17)$$

С учетом уравнений (11-17) и уравнения (8) и получаем выражение для определения расхода топлива на сушку:

$$B = \frac{1}{Q_{\text{Н.Р.}}} \{L(J_2 - J_0) + G_1[4,82\beta(595 + 0,49t_2 - \theta_1) + c_2\theta_2(1 - \beta) - c_1\theta_1]\}, \quad (18)$$

где β - коэффициент учитывающий влажность материала, $\beta = \frac{W_1 - W_2}{100 - W_2}$, %;

Удельные затраты условного топлива [кг/т] на тонну сырого пророщенного зерна определим по формуле:

$$b_y = \frac{B}{G_1}, \quad (19)$$

С учетом параметров сушки и теплофизических свойств продукта по выражениям (18) и (19) произведены расчеты по влиянию исходной и конечной

влажности продукта на расход и удельные затраты условного топлива на сушку. При этом в расчетах принимались следующие значения: $Q_{H.}^P$ - низшая рабочая теплота сгорания топлива (природного газа), 42167,3 кДж/кг; L - расход сухого воздуха (агента сушки), 64975 кг/ч; J_2 - энтальпия отработанного агента сушки 78 кДж/кг; J_0 - энтальпия наружного воздуха, 61,27 кДж/кг; G_1 - масса сырого зерна, подаваемого в сушилку в единицу времени, 1000 кг/ч; t_2 - температура отходящего пара, 343 °K; $c_{вЛ}$ - удельная влагоемкость воды, 4,2 кДж/(кг·K); W_1 - начальная влажность пророщенного зерна, 56%; W_2 - конечная влажность пророщенного зерна, 12-30%; c_1 - удельная теплоемкость сырого пророщенного зерна, 2,88 кДж/(кг·K); c_2 - удельная теплоемкость высушенного пророщенного зерна, 1,55 кДж/(кг·K); θ_1 - температура сырого пророщенного зерна, 278 °K; θ_2 - температура высушенного пророщенного зерна, 318°K;

В таблице 1 представлены результаты расчета удельного расхода топлива в зависимости от конечной влажности пророщенного зерна, при исходной влажности $W_1=56\%$.

Таблица 1 - Зависимость удельного расхода топлива от конечной влажности пророщенного зерна

W_2	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
b_v	39,66	39,33	39,00	38,64	38,27	37,88	37,47	37,03	36,57	36,09

На рисунке 2 представлена зависимость удельного расхода топлива в зависимости от конечной влажности пророщенного зерна построенная по значениям таблицы 1.

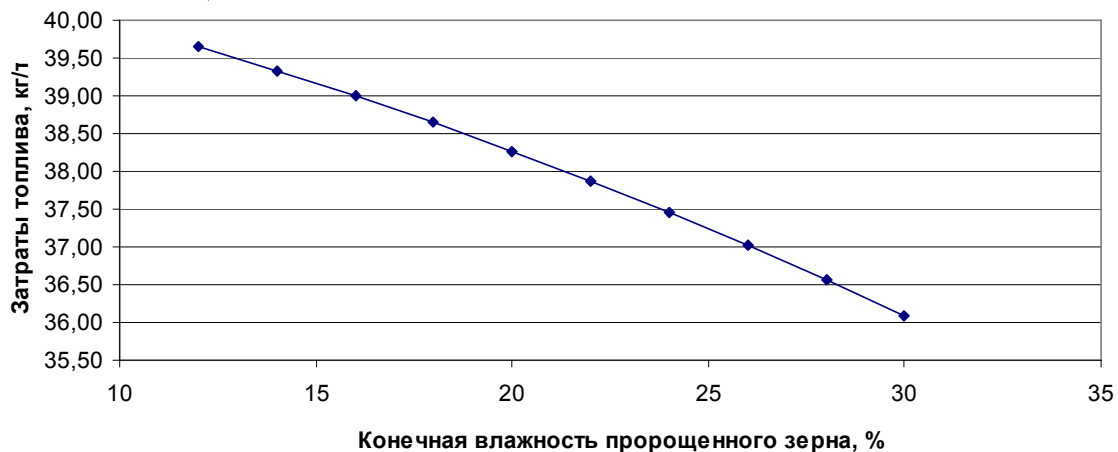


Рисунок 2 - Зависимость удельного расхода топлива от конечной влажности пророщенного зерна

Анализ показывает, что при снижении конечной влажности высушенного продукта с 30 до 12% удельные затраты топлива возрастают с 36,09 до 39,66 кг/т - практически на 9%. Следовательно при определении конечной влажности продукта после сушки необходимо учитывать срок хранения и сравнить возможные убытки при хранении с затратами на сушку.

Выводы

На основе материального и теплового баланса выявлена взаимосвязь между количеством теплоты необходимой для сушки пророщенного зерна и изменением влажности продукта. Это позволило установить влияние влажности на общий и удельный расход топлива. Расчеты показывают, что при сушке пророщенного зерна с начальной влажностью 56% до конечной 30-12% удельные затраты газового топлива составят 36,09 - 39,66 кг/т, а при сушке до рекомендованной влажности 14% они составят 39,33 кг/т.

Предложенная методика может быть использована при расчете конструктивно-технологических параметров конвейерных сушилок для сушки влажного материала на ленте.

Список литературы

1. Булавин С.А. Скармливание пророщенного зерна свиньям в промышленных условиях / С.А. Булавин, Ю.В. Саенко// Кормопроизводство № 8. 2014 г. С. 37-40.
2. Походня Г.С. Свиноводство и технология производства свинины: Сборник трудов научной школы профессора Г.С. Походни (Специальный выпуск №2: Использование пророщенного зерна в рационах свиней) Под общей редакцией Г.С. Походни. - Белгород: издательство БелГСХА, 2009. - 68 с.
3. Булавин С.А. Определение оптимальных параметров и режимов сушки пророщенного зерна на витаминный корм свиньям/ С.А. Булавин, Ю.В. Саенко, А.Ю. Носуленко// Вестник НГАУ №2 (31)/2014 с. 138-140.
4. Булавин С.А. Технология проращивания и добавления пророщенного зерна в корм животным/ С.А. Булавин, Ю.В. Саенко// Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2014. Т. 2. № 5-3. С. 210-213.
5. RU 2493697 C1 A01K 5/02 (2006.01) Технологическая линия для подготовки к скармливанию пророщенного зерна/ Булавин С.А., Саенко Ю.В., Носуленко А.Ю., Немькин В.А. – 2012102292; заявлено 23.01.2012; опубликовано 27.09.2013 бюл. №27.
6. RU 2479809 C1 F26B17/04 (2006.01) Технологическая линия для проращивания зерна, его обработки и подготовки к скармливанию / Булавин С.А., Саенко Ю.В., Носуленко А.Ю. Заявка № 2011145636 заявлено от 09.11.2011; Опубл. 20.04.2013.
7. RU 2529704 A B02B 5/00 (2006.01) Конвейерная установка для сушки пророщенного зерна/ Булавин С.А., Саенко Ю.В., Носуленко А.Ю., Саенко В.Н. Заявка №2013100548 заявлено от 09.01.2013. Опубл. от 20.07.2014 Бюл. № 20.
8. Сажин Б.С. Основы техники сушки/ Б.С. Сажин., М.: Химия, 1984. - 320 с.

9. Лыков А.В. Тепломассообмен: 2-е изд., перераб. и доп/ А.В. Лыков. — М.: Энергия, 1978. — 480 с.

10. Рудобашта С.П. Теплотехника/ С.П. Рудобашта — М: КолосС, 2010. — 599 с.

Abstract

Dimensioning conveyor dryers sprouted grains

S. Vendin, Y. Sayenko

The calculation of structural and technological parameters of the conveyor dryers sprouted grains. On the basis of the material and heat balance of the relationship is revealed heat required to dry sprouted grains with initial and final moisture content of the product.

Анотація

Розрахунок параметрів конвеєрної сушарки пророщеного зерна

Вендин С.В., Саєнко Ю.В.

Наведено розрахунок конструктивно-технологічних параметрів конвеєрної сушарки пророщеного зерна. На основі матеріального і теплового балансу виявлено взаємозв'язок теплоти необхідної для сушіння пророщеного зерна з початковою і кінцевою вологістю продукту.

УДК 631.862.1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ БОРОЗДКИ ДЛЯ УКЛАДКИ СЕМЯН

**А.В. Мачкарин к.т.н., доцент, А.В. Рыжков к.т.н., доцент,
К.В. Казаков к.т.н., доцент**
(ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, г. Белгород, Россия)

В статье идет речь о теоретическом определении параметров бороздки для укладки семян.

В процессе обработки почвы дисковыми рабочими органами происходит разбрасывание и частичное смещение почвы, вследствие чего дно борозды оголяется и образуется гребень [1].

Общая ширина бороздки (рисунок 1), нарезаемой диском прималом угле атаки:

$$a = 2a_1 + \Delta a_2 + 2\Delta a, \quad (1)$$

где a_1, a_2 - ширина бороздки, образуемая вогнутой и выпуклой частями сферического диска; $\Delta a_2 = a_2 - a_1$ - ширина, образуемая вдавливанием диска в стенку бороздки; $2\Delta a$ - увеличение ширины бороздки из-за осыпания ее стенок при угле φ' естественного откоса почвы [2].

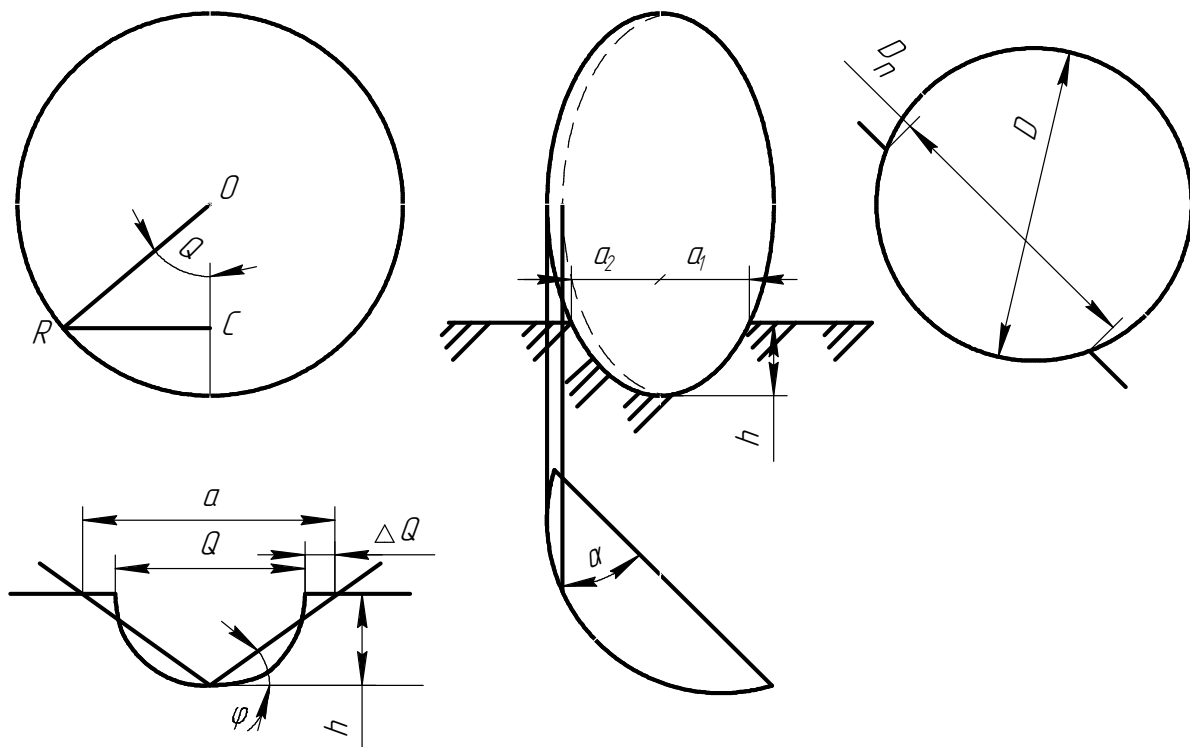


Рисунок 1 - К определению ширины бороздки, нарезаемой сферическим диском при малом угле атаки

Для упрощення толщиной диска пренебрегаем (рисунок 1)

$$a_1 = \frac{Dh}{2} \sin \alpha = \sqrt{h(D-h)} \sin \alpha, \quad (2)$$

где D - диаметр диска, мм; h - глубина бороздки, мм; α - угол атаки, °.

$$a_2 = R_h - R_h \cos \theta_h. \quad (3)$$

где R_h - радиус сечения диска горизонтальной плоскостью на уровне его заглубления; $\theta = \arctg \left(\frac{\sqrt{h(D-h)}}{R-L_1} \right)$ - угол при вершине сектора сечения диска

горизонтальной плоскостью на уровне его заглубления; $L_1 = R - \sqrt{R^2 - \frac{D^2}{4}}$ (рисунок 2).

При $\alpha = \theta$ давление выпуклой части диска на стенку бороздки прекращается. Следовательно, с увеличением α величина Δa_2 уменьшается и при $\alpha = \theta$ $\Delta a_2 = 0$ [2].

Тогда при $0 \leq \alpha \leq \theta$

$$\Delta a_2 = R_h [1 - \cos(\theta - \alpha)]. \quad (4)$$

Расширение бороздки из-за осыпания почвы при угле φ' естественного откоса определим так (см. рисунок 1).

$$\Delta a = h - a_1 \frac{\operatorname{tg} \varphi'}{\operatorname{tg} \varphi'}. \quad (5)$$

С учетом полученных выражений ширина бороздки:

$$a = \sin \alpha \sqrt{h(D-h)} + R [1 - \cos(\theta - \alpha)] + \frac{2(h - a_1 \operatorname{tg} \varphi')}{\operatorname{tg} \varphi'}. \quad (6)$$

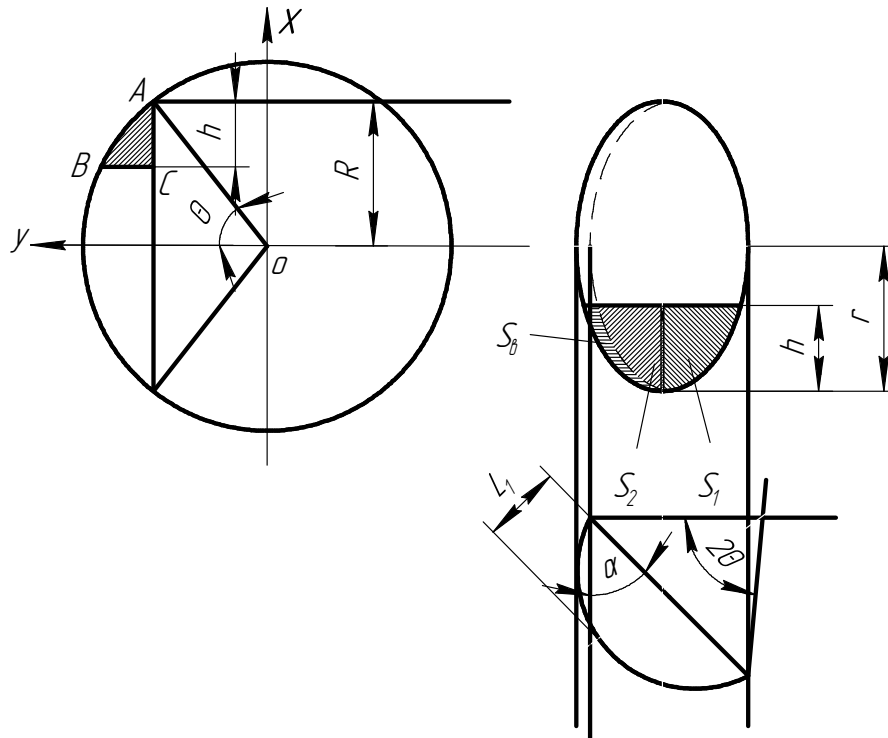


Рисунок 2 - К определению площади поперечного сечения бороздки, нарезаемой сферическим диском при малом угле атаки

Анализ формулы (6) показывает, что ширина бороздки растет с увеличением диаметра и угла атаки, глубины погружения диска в почву и с уменьшением угла естественного откоса.

Полная площадь поперечного сечения бороздки при малых углах атаки будет состоять из двух площадей (рисунок 2):

$$S_0 = S_1 + S_2, \quad (7)$$

где S_1, S_2 - площади поперечного сечения бороздки со стороны вогнутой и выпуклой части диска.

Площадь S_1 как часть эллипса можно описать уравнением:

$$\frac{x^2}{r^2} + \frac{y^2}{r^2 \sin^2 \alpha} = 1 \quad (8)$$

или

$$S_1 = \int_{r-h}^r y dx. \quad (9)$$

Интегрируя уравнения (9) по частям и учитывая, что $y = \sin \alpha \sqrt{r^2 - x^2}$, получим:

$$S_1 = \frac{r^2 \sin \alpha}{2} \left[\frac{\pi}{2} - \arcsin \Omega - \Omega \sqrt{1 - \Omega^2} \right]. \quad (10)$$

где $\Omega = 1 - \frac{h}{r}$; r - радиус диска.

Площадь, образованная выпуклой частью диска, можно представить равенством:

$$S_2 = S_1 + S_6, \quad (11)$$

где S_6 - приращение площади из-за вдавливания диска в стенку борозды.

Заметим, что при $\alpha = 0$ площадь бороздки от выпуклой части диска максимальна и равна площади сегмента с радиусом кривизны R на глубине h . Давление выпуклой части диска на стенку бороздки прекратится при $\alpha \leq \theta$ [3].

Примем, что при $\alpha = 0$ площадь выдавливаемой части бороздки максимальна. Для упрощения расчетов будем считать, что изменение этой части площади с изменением угла атаки α ($0 \leq \alpha \leq \theta$) происходит по линейному закону, т. е.

$$S_6 = c_1 \alpha + c_2, \quad (11)$$

Из граничных условий при $\alpha = 0$ $S_{6\max} = c_2$ и при $\alpha = \theta$ следует что $c_1 = -\frac{S_{6\max}}{\theta}$

Тогда:

$$S_6 = S_{6\max} \left(1 - \frac{\alpha}{\theta}\right), \quad (12)$$

где из рисунка 2 $S_{6\max} = S_{ABC} = \int_C^A \sqrt{R^2 - x^2} dx$; $A = R \sin \theta$; $C = R \sin \theta - h$

Проведя соответствующие преобразования и обозначив $\sin \theta = -\frac{h}{R} = \Omega_1$, получим

$$S_6 = \frac{R^2}{2} \left(\frac{\sin 2\theta}{2} + \theta - \Omega_1 \sqrt{1 - \Omega_1^2} - \arcsin \Omega_1 \right) \quad (13)$$

Если учесть уравнения (10) и (13), полная площадь бороздки:

$$S_0 = r^2 \sin \alpha \left(\frac{\pi}{2} - \Omega \sqrt{1 - \Omega^2} - \arcsin \Omega \right) + \frac{R^2}{2} \left(1 - \frac{\alpha}{\theta} \right) \left(\frac{\sin 2\theta}{2} + \theta - \Omega_1 \sqrt{1 - \Omega_1^2} - \arcsin \Omega_1 \right) \quad (14)$$

Вывод

Формулы (7) и (14) позволяют определить ширину и площадь поперечного сечения бороздки с учетом её расширения выпуклой частью диска.

Список литературы

1. Булавин С.А., Рыжков А.В., Мачкарин А.В. Сеялка для прямого посева [Текст] // Сельский механизатор. - 2007. - №6. С. 16.
2. Мачкарин А.В. Повышение эффективности выращивания зерновых с разработкой и обоснованием оптимальных параметров сеялки прямого посева

[Текст]: дисс.... канд.техн. наук. Мич. гос. аграрный университет, Мичуринск – Наукоград РФ, 2009.

3. Булавин С.А., Мачкарин А.В., Рыжков А.В. Результаты испытаний сеялки прямого посева [Текст] // Вестник мичуринского государственного аграрного университета научно-производственный журнал. - 2015. - № 1 С. 119-126.

Abstract

Defining the parameters of the grooves for laying the seeds

A. Machkarin, A.Ryzhkov, K.V. Kazakov

This article deals with the theoretical definition of the groove parameters for seed placement.

Анотація

Визначення параметрів борозенки для укладання насіння

А. В. Мачкарин, А. В. Рижков, К. В. Козаков

В статті йдеться про теоретичне визначення параметрів борозенки для укладання насіння.

УДК 621.928.13

**РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
ПРОЦЕССА ДОЗИРОВАНИЯ КОМБИКОРМОВ РЕШЕТЧАТЫМ
ДОЗАТОРОМ**

**Науменко А.А., профессор, Русалев А.М., к.т.н., доцент,
Нагорний С.А., к. с.-г. н., доцент**
(Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства им. Петра Василенко)

В статье обоснованы конструктивные параметры решетчатого дозатора с возвратно-вращательным движением рабочего органа, предназначенного для нормированной выдачи сыпучих компонентов кормовых смесей согласно рациону кормления животных.

Постановка проблемы. Современная технология ведения животноводства выдвигает новые задачи по совершенствованию существующих и разработке новых способов приготовления кормовых смесей для животных, способствующих снижению потерь питательных веществ и повышению их качества. Одним из основных путей повышения продуктивности, увеличения производства продукции и снижение ее себестоимости является полноценное кормление животных.

Для решения вопроса полноценного кормления сельскохозяйственных животных должен быть создан ряд взаимосвязанных технологических операций и машин, которые обеспечат строгое соблюдение соотношения компонентов рациона и равномерное их смешивание. В этой связи процесс дозирования компонентов играет основную роль как фактор, от выполнения которого зависит качество конечного продукта и его себестоимость.

Анализ последних исследований и публикаций. Анализ технологического процесса дозирования сыпучих компонентов кормовых смесей [1, 2] показал, что существующие объемные дозаторы сыпучих компонентов кормовых смесей не обеспечивают необходимой точности дозирования.

Для дозирования сыпучих компонентов кормовой смеси предлагается решетчатый дозатор сыпучих материалов [3].

Возникает необходимость исследования технологического процесса дозирования концентрированных кормов предлагаемым дозатором с целью определения факторов, оказывающих влияние на технологический процесс и оценки этого влияния на производительность и качество процесса.

Целью исследований является определение оптимальных конструктивных и технологических параметров дозатора, обеспечивающих максимальную точность выдачи компонентов кормовой смеси.

Результаты исследований. С целью оптимизации конструктивно-режимных параметров гравитационного дозатора сыпучих кормов рациональным является использование метода планирования эксперимента, который позволяет решить вышеназванную задачу с достаточной для практики точностью, сокращая при этом затраты труда, времени и средств, что делает его наиболее экономически привлекательным.

Экспериментальные исследования проводились на лабораторной установке (рис. 1), которая позволяет изменять значения исследуемых факторов согласно плана эксперимента.



Рисунок 1 - Общий вид установки для исследования процесса смешивания сыпучих кормов

Эксперименты проводились по определению коэффициента вариации дозирования, т. е. по показателю неравномерности дозирования устройства, с целью определения кинематических, конструктивных и технологических параметров дозирующего устройства при минимальном коэффициенте вариации, который принят за критерий оптимизации.

Для сокращения числа опытов были проведены отсеивающие эксперименты и определены три фактора, влияющие на коэффициент вариации:

- частота колебаний решет, Гц.;
- амплитуда колебаний решет, мм.;
- диаметр отверстий нижнего решета, мм.

Для удобства дальнейшей работы с факторами обозначим их соответственно через X_1 , X_2 , X_3 . Значение каждого фактора в центре композиционного плана (на нулевом уровне) составляет:

$$X_1 = 1,645 \text{ Гц} ;$$

$$X_2 = 6,0 \text{ мм.};$$

$$X_3 = 7,0 \text{ мм.}$$

Перед проведением эксперимента были назначены уровни варьирования факторов и произведено их кодирование (табл. 1).

Таблица – 1 Кодированные значения факторов

Факторы	X_1	X_2	X_3
Обозначения	ω	A	d
Размерность	Гц.	мм.	мм.
X_0	1,645	6.0	7.0
ε	0,221	0.5	1.0
X_{+1}	1,866	6.5	8.0
X_{-1}	1,424	5.5	6.0

Для получения математической модели эксперимента был применен трехуровневый план Бокса-Бенкина второго порядка [4]. Матрица трехуровневого плана и результаты проведения экспериментов приведены в таблице 2.

Таблица – 2 . Матрица планирования эксперимента и вычисленные средние значения критерия оптимизации после трех повторностей.

№ точки плана	Рандомизация		x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	x_1^2	x_2^2	x_3^2	Результаты экспериментов			
												y_1	y_2	y_3	\bar{y}
1	64	14	+	+	0	+	0	0	+	+	0	4,22	4,73	4,96	4,6367
2	40	9	-	-	0	+	0	0	+	+	0	3,9	4,11	4,19	4,0667
3	90	15	+	-	0	-	0	0	+	+	0	3,99	3,84	4,19	4,0067
4	40	10	-	+	0	-	0	0	+	+	0	4,43	4,17	4,12	4,24
5	20	3	+	0	+	0	+	0	+	0	+	4,59	4,03	4,69	4,4367
6	26	5	-	0	-	0	+	0	+	0	+	4,13	4,21	3,99	4,11
7	18	2	+	0	-	0	-	0	+	0	+	4,17	4,38	3,82	4,1233
8	31	6	-	0	+	0	-	0	+	0	+	4,12	4,14	4,21	4,1567
9	36	7	0	+	+	0	0	+	0	+	+	3,96	4,48	4,21	4,2167
10	44	11	0	-	-	0	0	+	0	+	+	3,93	4,37	4,21	4,17
11	21	4	0	+	-	0	0	-	0	+	+	4,01	4,12	3,98	4,0367
12	46	12	0	-	+	0	0	-	0	+	+	4,07	3,96	4,21	4,08
13	03	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3,84	3,99	3,32	3,7167
14	60	13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3,99	3,51	4,23	3,91
15	39	8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4,02	3,95	3,56	3,8433

Воспроизводимость процесса (однородность дисперсий) проверялась по критерию Кохрена с помощью G – критерия по формуле

Табличное значение G – критерия при 5%-ном уровне значимости, числе независимых оценок дисперсии $f_1 = 15$ и числе степеней свободы $f_2 = 2$ составляет $G_{(0,05,15,2)} = 0,03346$.

Расчетное значение G – критерия будет равно $G_{расч} = 0,1585$. Как видно

$$G_{расч} = 0.1585 < G_{(0.05,15,2)} = 0.3346.$$

Значит процесс воспроизводим.

В результате обработки экспериментальных данных и расчета получены коэффициенты регрессии, оценка значимости которых проводилась с помощью критерия Стьюдента (t-критерия) путем нахождения доверительного интервала для каждого коэффициента. После сравнения абсолютных значений коэффициентов регрессии с абсолютной величиной их доверительного интервала установлено, что все коэффициенты значимы. На основании этого составлена математическая модель второго порядка, которая представлена в закодированном виде:

$$Y = 3.8233 + 0.079x_1 + 0.101x_2 + 0.056x_3 + 0.114x_1x_2 + 0.067x_1x_3 + 0.0675x_2x_3 + 0.26x_1^2 + 0.202x_2^2 + 0.088x_3^2 \quad (1)$$

Адекватность математической модели проверялась с помощью критерия Фишера.

Табличное значение F – критерия при 5%-ном уровне значимости и степеней свободы дисперсий адекватности и воспроизводимости соответственно 11 и 30 является

$$F_{табл} = 2.1284$$

Расчетное значение F – критерия составляет $F_{расч} = 2.067$

Как видно, что $F_{расч} < F_{табл}$, поэтому гипотезу об адекватности модели можно считать верной с 95%-ной вероятностью.

Для использования уравнения (1) и качестве расчетной формулы произведено его раскодирование:

$$Y = 68.807 - 25.468\omega - 12.153A - 2.478d + 1.033\omega A + 0.302\omega d + 0.135Ad + 5.323\omega^2 + 0.809A^2 + 0.088d^2 \quad (2)$$

где ω - частота колебаний решет, Гц.;

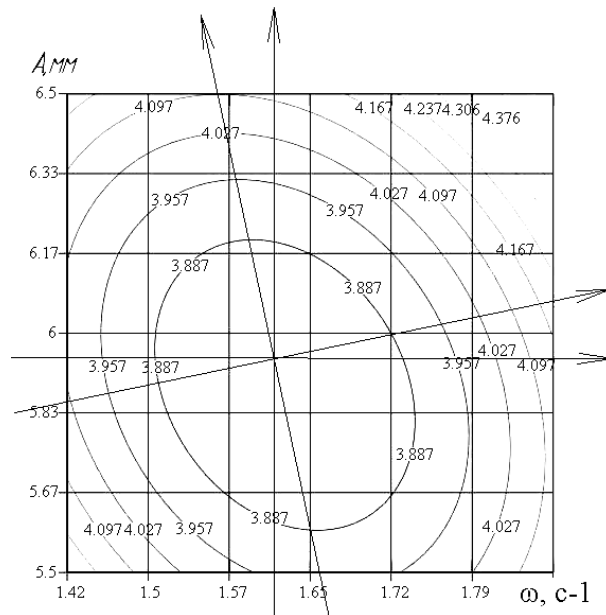
A - амплитуда колебаний решет, мм.;

d - диаметр отверстий нижнего решета, мм.

Анализ полученной математической модели и определение оптимальных значений изучаемых факторов проводились методом двумерных сечений. Для облегчения расчетов анализ проводился с закодированными значениями факторов.

Двумерное сечение поверхности отклика, описываемой уравнением (1) по факторам: частота колебаний ω и амплитуда колебаний решет A представлено на рисунке 2, а само уравнение в канонической форме запишется

$$Y - 3.8081 = 0.295124X_1^2 + 0.167176X_2^2 \quad (3)$$

Рисунок 2 – Двумерное сечение поверхности отклика ($x_3 = 0$)

Из рис. 2 видно, что минимальное значение коэффициента вариации в рассматриваемом сечении поверхности отклика при $x_3 = 0$ равно 3.8081 и имеет место при $\omega = 1.645\text{с}^{-1}$, $A = 6.01\text{мм}$.

Для получения двумерного сечения поверхности отклика, характеризующей показатель коэффициента вариации в зависимости от частоты колебаний и диаметров отверстий решета, принимаем значение $X_2 = 0$, находим уравнение в канонической форме, которое имеет вид:

$$Y - 3.810935 = 0.26623X_1^2 - 0.08147X_2^2 \quad (4)$$

Поверхность отклика представлена на рисунке 3.

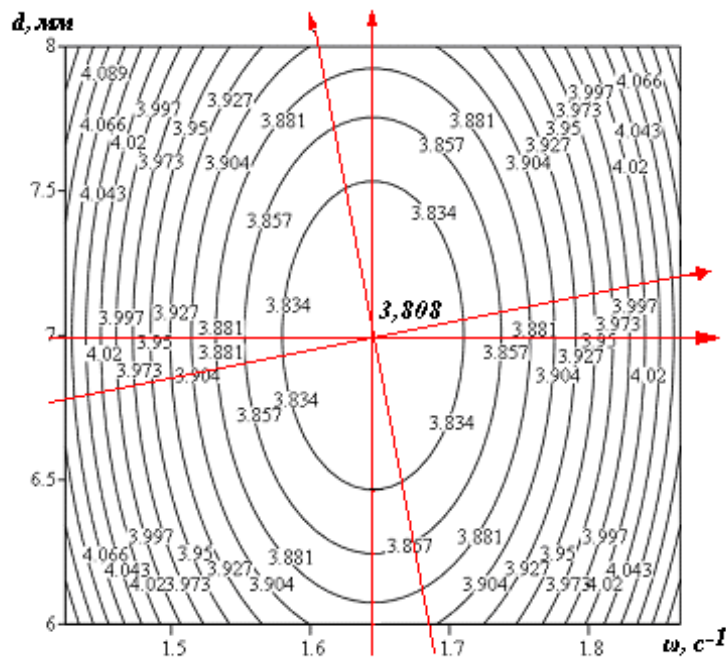


Рисунок 3 – Двумерное сечение поверхности отклика ($x_2 = 0$)

Из рис. 3 видно, что минимальное значение коэффициента вариации в рассматриваемом сечении поверхности отклика при $x_3 = 0$ равно 3.811 и имеет место при $\omega = 1.645c^{-1}$, $d = 6.99$ мм.

Для получения двумерного сечения поверхности отклика, характеризующей показатель коэффициента вариации в зависимости от амплитуды колебаний и диаметров отверстий решета, подставляем в уравнение значение $X_1 = 0$, находим уравнение в канонической форме, которое имеет вид:

$$Y - 3.806 = 0.22115X_2^2 + 0.0785X_3^2 \quad (5)$$

Поверхность отклика представлена на рисунке 4.

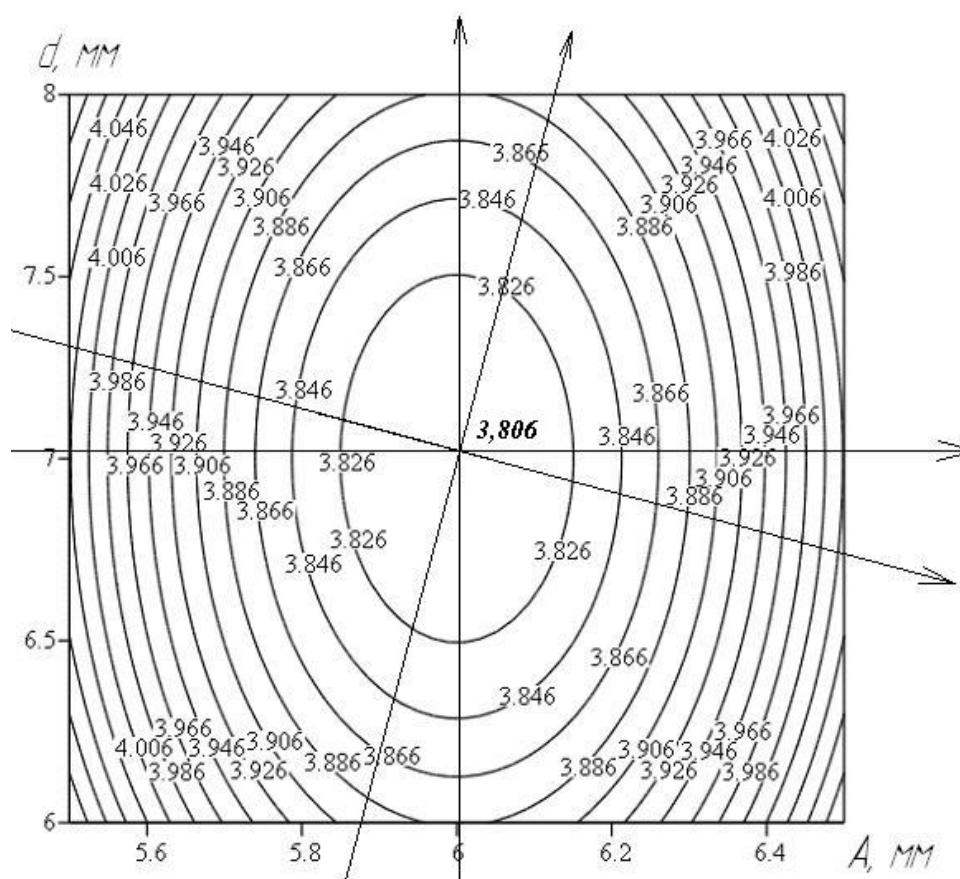


Рисунок 4 – Двумерное сечение поверхности отклика ($x_1 = 0$)

Из рис. 4 видно, что минимальное значение коэффициента вариации в рассматриваемом сечении поверхности отклика при $x_3 = 0$ равно 3,806 и имеет место при $A = 5.99$, $d = 6.99$ мм.

Выводы

С помощью методики планирования факторного эксперимента определены оптимальные технологические и конструктивные параметры дозатора сыпучих кормов при минимальном значении коэффициента вариации, который составил в пределах 3,806 – 3,810. Эти параметры следующие: частота колебаний решет $\omega = 1.645c^{-1}$, амплитуда колебаний решет $A = 5.99 - 6.01$ мм, диаметр отверстий нижнего решета $d = 6.99$ мм.

Список литературы

1. Степук Л.Я. Механизация дозирования в кормоприготовлении. – Минск.: Ураджай, 1986. – 152 с.
2. Лобанов В.И. Анализ дозаторов сыпучих кормов // Механизация производственных процессов в животноводстве. – Новосибирск, 1985. – с. 39
3. Пат. 89003, Україна. МПК G01F 11/00 Решітчастий дозатор сипучих кормів: / І.Г.Бойко, О.М.Русальов, О.П.Скорик – а2008 13554; Заявл. 24.11.2008; Опубл. 10.12.2009, Бюл. №23. – 2 с.
4. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Роцин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.

Анотація

Планування експерименту в дослідженні процесу дозування сипучих компонентів кормів

Науменко О.А., Русальов О.М., Нагорный С.А.

В статті обґрунтовані параметри решітчастого дозатора з зворотно-поворотним рухом робочого органу, призначеного для нормованої видачі сипучих компонентів кормових сумішей згідно раціону годування тварин.

Abstract

Planning of experiment in research of process of dosage of friable components of forages

O. Naumenko, A. Rusaljov, S. Nagorny

In the article the structural parameters of the latticed metering device are grounded with recurrently-rotatory motion of working organ, intended for the rationed delivery of friable components of mixtures of forages in obedience to the ration of feeding of animals.

УДК 631.363.636.085

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПЛОТНОСТИ ЗЕРНОВЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ ОДНОСЛОЙНОЙ ПОДАЧЕ

Шацкий В.В., д.т.н., Демьяненко Д.В., магистр, Коломиец С.М., к.т.н.
(Таврический государственный агротехнологический университет, Украина)

Представлены закономерности распределения плотности зерновых материалов при однослойной подаче.

Постановка проблемы. Качество технологической влаго-тепловой обработки зерновых материалов зависит от качества их подачи в зоне обработки, на качественный показатель которого влияет фракционный состав кормового материала и особенности его расположения [1]. Поэтому определение моделированием зависимостей и закономерностей распределения плотности зернового материала на плоскости обработки в один слой, что влияет на качество обработки и, как следствие, на продуктивность животных, является актуальным.

Анализ последних исследований. Влияние фракционного состава зерна на качество однослойной подачи проявляется различным количеством зернин на единице площади ввиду различного их расположения на плоскости и различным сочетанием частиц разного размера на этой площади. Качество однослойного распределения зернин на единице площади ввиду различного их расположения на плоскости подробно описано в работе [2], то влияние фракционного состава на качество распределения зернин различным сочетанием осталось в тени, что и служит основанием для рассмотрения этого вопроса.

Целью работы является определение закономерности распределения плотности зерновых материалов при однослойной подаче.

Метод исследований обусловлен рассмотрением поведения дискретной внутренней структуры материала в среде стохастического перемещения и взаимодействия отдельных частиц различного размера и массы. В связи с этим для моделирования используется математическая модель [1], созданная авторами на основе метода дискретных элементов и комбинаторику.

Зерновой материал представлен в виде упругих, соприкасающихся между собой, частиц сферической формы и пустот между ними. Диаметр частиц эквивалентен диаметру d_3 зерна, определенному по формуле шара: $d_3 = \sqrt[3]{(6V_3 / \pi)} = \sqrt[3]{(6klab / \pi)}$, где V_3 – объем зерна, мм³, $V_3 = klab$, ; k – коэффициент, учитывающий форму зерна (для пшеницы и ячменя -0,52, для ржи и овса -0,42, для гороха 0,56) [3]; l, a, b - длина, ширина и толщина зернины.

Качество формирования порции зернового материала в один слой определяется отклонением количества частиц и их массы, располагающихся на единичной плоскости F1 в различных сочетаниях (комбинациях).

Количество всех сочетаний расположения частиц B в объеме, заполненном частицами A (меньшего размера), определяется методом дискретных элементов [4] и понятием сочетания n элементов по k элементов [5] или иначе - k_B -элементным подмножеством множества из n элементов.

Вероятность расположения частиц n_B , соприкасаясь друг с другом, определяется на основании статистики Бозе-Эйнштейна [5] как соотношение количества вариантов, которыми оставшиеся $n_B - k$ частиц могут быть распределены по $n - 1$ оставшимся ячейкам, к количеству способов их распределения

$$P_{k_B} = \frac{C_{n_B - k}^{n_B - k}}{C_{n_B + n - 1}^{n_B}} \quad (1)$$

где n - количество переходов системы (ячеек);

n_B - количество частиц B .

k – количество частиц, попавших в одну ячейку.

Зная вероятность расположения частиц в ячейке определенной площади F1, определяется количество $N(k_B)$ блоков сочетаний (композиций) (рис.1), где частицы A плотно окружают частицы B , находящиеся в различном сочетании k_B ($k=1,2,3$). Принимаем, что частицы блоков сочетаний (композиций) располагаются в соприкосновении друг с другом с плотностью упаковки $K_{ПВВ}=0,9069$ [6].

Для моделирования структуры материала состоящего из различного по размерам частиц рассматриваются крайние случаи сочетания частиц – одинакового i -го размера частиц и частицы j -го размера (см. рис.1).

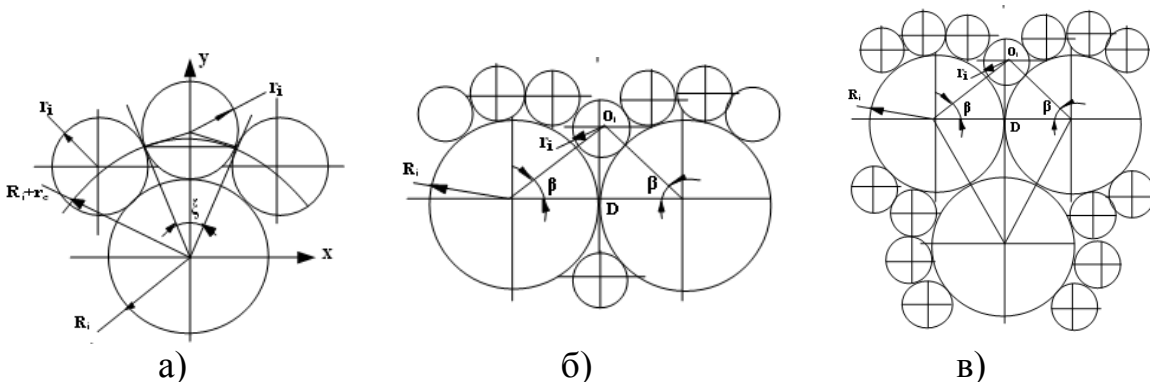


Рисунок 1 - Схемы расположения частиц

Для расчета количества частиц, расположенных на определенной площади площадки F1 ($F1 = a^2$), принимаем допущение, что равновеликие

частичи A_x розполагаються на площини хаотически с плотностью $K_{ПА}$ упаковки от 0,7854 до 0,9069 [5], что в среднем $K_{ПА}$ составляет 0,85.

Неравномерность распределения количества частиц на плоскости от различного сочетания частиц разного размера определяется отклонением массы общего количества частиц, располагающихся на контрольной площади $F1$ размером a^2 .

Среднее квадратическое отклонение массы частиц от различного их сочетания равно [1]

$$\sigma_{mNc} = \left[\sum_{k=2}^3 \sigma_{MBk}^2 + \left(\Delta S_{A_x B_x} \frac{\sigma_{mF1}}{F1} \right)^2 \right]^{0,5}. \quad (2)$$

где σ_{MBk} - среднее квадратическое отклонение частиц, расположенных на площади S_{ABk}^n

$$\sigma_{MBk} = \frac{M_{Bk}}{n_B \sqrt{P_k n_B (1 - P_k)}}, (k = 2, 3);$$

$\Delta S_{A_x B_x}$ - свободная площадь, образуемая от стохастического образования блоков $AB1$;

$$\Delta S_{A_x B_x} = S_{A_x B_x} - \left(S_{AB1} \frac{n_A - \sum_{k=2}^3 n_{Bk} n_{ABk}}{n_{AB1}} - S_{RB} \frac{n_B - n_B (2P_2 + 3P_3)}{k_{ПА}} \right) \quad (3)$$

$$S_{A_x B_x} = F1 - n_B \left(\sum_{k=2}^3 P_k S_{ABk}^n \right) - \text{площадь, незанимаемая блоками } Bk \text{ [1].}$$

На основании вышеизложенного среднее квадратическое отклонение массы σ_{mNcp} частиц от различного их расположения

$$\sigma_{mNcp} = \left[\sum_{k=2}^3 \sigma_{MBk}^2 + \left(\Delta S_{A_x B_x} \frac{\sigma_{mF1}}{F1} \right)^2 + \sigma_{mN}^2 \right]^{0,5}. \quad (4)$$

Масса (M_{ABF1}) частиц на площадке $F1$ определяется как функция известного количества частиц A и B и их массы, а плотность ρ_{F1} распределения массы частиц на площадке $F1$ – как удельное распределение массы M_{ABF1} на

площади $F1$, то есть $\rho_{MF1} = M_{ABF1} / F1$. Распределение плотности на плоскости площадью $F1$ определяется из соотношения отклонения масс и плотности материала.

Моделирование процесса распределения частиц зернового материала на единичной площади 10000 мм^2 показало, что вероятность появления блоков двух ($k=2$) и трех ($k=3$) частиц B , окруженных частицами A , повышается с увеличением количества частиц B (рис. 2).

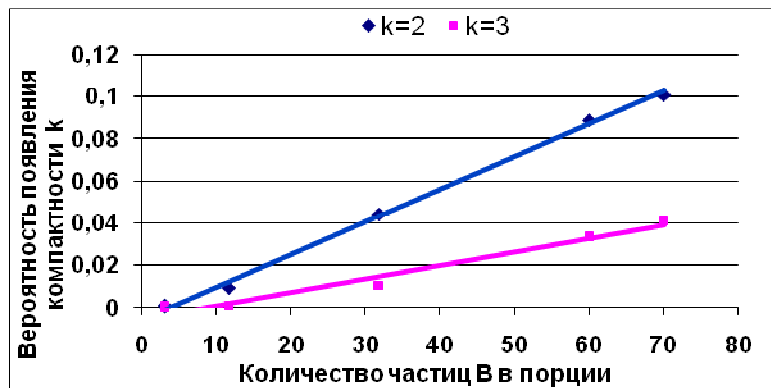


Рисунок 2 - Вероятность образования V_k блоков на площади $F1$

Вероятность появления блоков V_{k2} описывается зависимостью $P_{V_{k2}} = 0,0015nB - 0,0058$, а V_{k3} - $P_{V_{k3}} = 0,0006nB - 0,0055$. При чем вероятность появления блоков V_{k2} превышает вероятность появления блоков V_{k3} более чем в 4,4 раза при $nB=32$. С увеличением частиц B это превышение снижается и при $nB=70$ составляет 2.7, при $nB=100$ - 2.66.

Зная вероятность $P_{V_{k2}}$ и $P_{V_{k3}}$ появления блоков частиц B не трудно рассчитать вероятность $P_{V_{k1}}$ появления блоков с одной частицей B и вычислить количество частиц в контрольной площади и их массу. Которая зависит от соотношения размеров частиц A и B (рис.3).

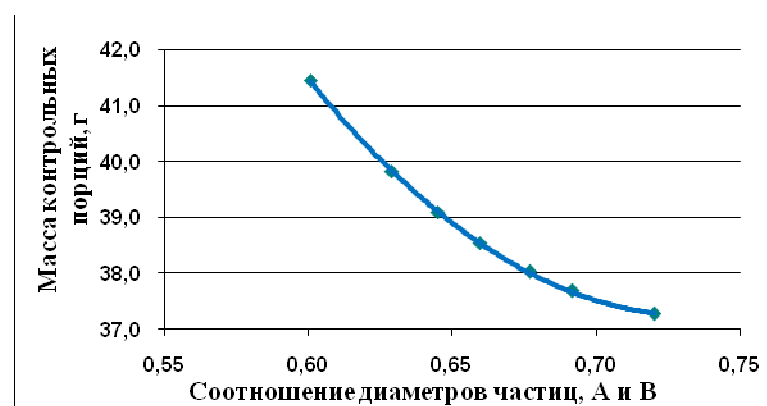


Рисунок 3 - Зависимость массы контрольной порции от соотношения диаметров частиц A и B

При соотношении диаметров частиц $d_A/d_B = 0,6$ масса порции составляет 41,46г. С повышением соотношения диаметров $d_A/d_B = 0,72$ масса порции снижается до 37,28г согласно параболической зависимости $M_{п} = 238,04(d_A/d_B)^2 - 349,17d_A/d_B + 165,3$.

Различное сочетание частиц А и В на контрольной площади вызывает изменение количество частиц разного размера в том числе и частиц В, которое зависит от соотношения размеров частиц А и В (рис.4).

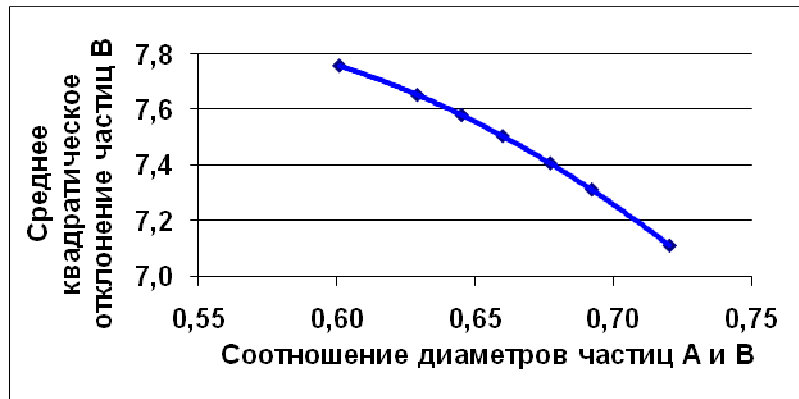


Рисунок 4 - Среднее квадратическое отклонение частиц в от соотношения диаметров части А и В

С уменьшением отличия размеров частиц (с приближением соотношения d_A/d_B к единице) среднее квадратическое отклонение количества частиц В снижается согласно зависимости $\sigma_{NB} = 18,757(d_A/d_B)^2 + 19,369d_A/d_B + 2,8916$ с 7,76 при соотношении $d_A/d_B = 0,6$ и 7,11 – при $d_A/d_B = 0,72$.

Вероятность появления блоков и изменение количества частиц разного размера, расположенных на контрольной площади вызывает отклонение массы контрольной порции (рис.5), которое определяется как функция известного количества частиц А и В и их массы. Поэтому отклонение массы контрольной порции снижается с 1,44 до 0,66 г при уменьшении разницы в размерах частиц (отношение диаметров d_A/d_B частиц повышается с 0,6 до 0,72) согласно зависимости $\Delta M_{п} = 52,528(d_A/d_B)^2 - 75,621d_A/d_B + 27,893$.

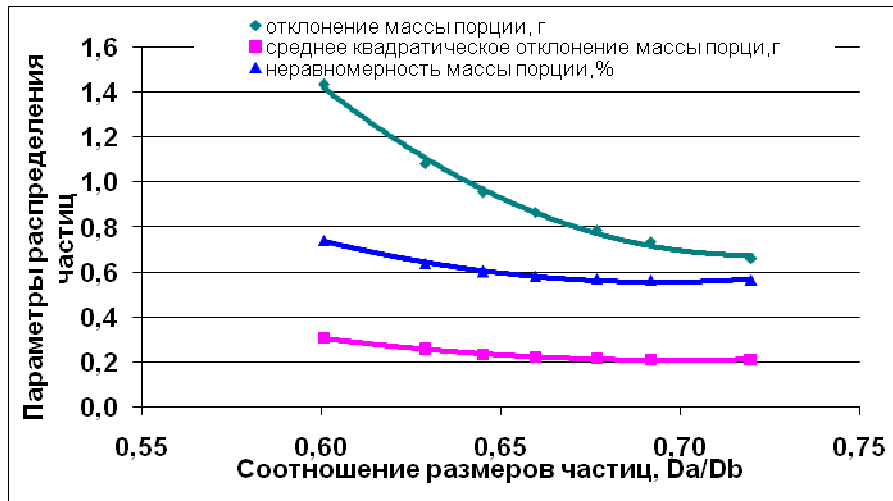


Рисунок 5 - Залежність параметрів розподілу частини від співвідношення розмірів частини А і В

Середнє квадратичне відхилення маси порцій також зменшується з 0,308 до 0,211г, при вищеприведеному зміні співвідношення розмірів частини, згідно з залежністю $\sigma_{M_p} = 10,1(d_A/d_B)^2 - 14,113d_A/d_B + 10,556$.

Нерівномірність розподілу маси частини кормового матеріалу в розмірі порцій в цьому випадку зменшується з 0,743 до 0,566% згідно з залежністю $\Theta = 20,747(d_A/d_B)^2 - 28,805d_A/d_B + 5,1392$. При чому в усіх трьох випадках коефіцієнт кореляції становить не менше 0,99.

Відхилення розмірів частини впливає на масу частини порції, яка зменшується з зменшенням різниці в розмірах частини, а відповідно і густоти розподілу маси. Тому густина ρ_{F1} розподілу маси частини на площинці F1 визначається як функція розподілу маси частини А і В на площинці F1 – як удільне розподілення маси M_{ABF1} на площинці F1, тобто $\rho_{MF1} = M_{ABF1} / F1$.

На густоту маси порцій впливає і стохастичне розподілення комбінацій блоків. Моделювання показує, що при зменшенні різниці в розмірах частини (d_A/d_B збільшується з 0,6 до 0,72) густина контрольних порцій кормового матеріалу зменшується (рис.6) з 42,89 до 37,94г/дм².

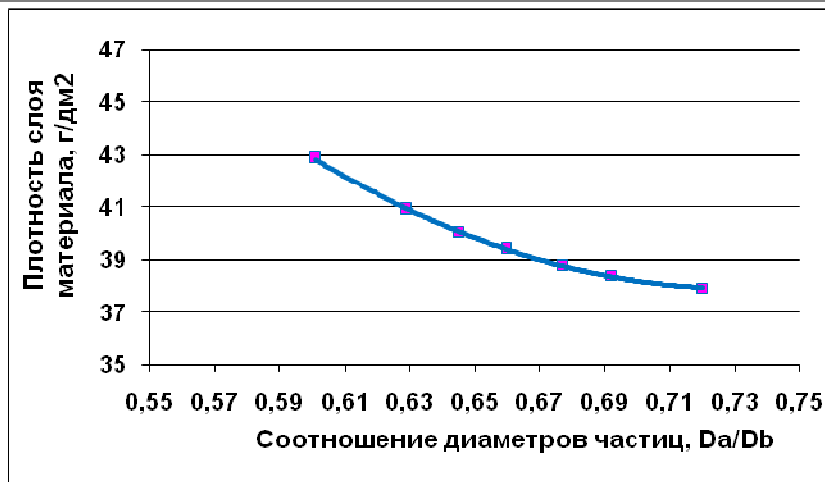


Рисунок 6 - Залежність щільності шару матеріалу від співвідношення розмірів частинок А і В

Повищення щільності при стохастическом розподіленні блоків сочетания частинок об'яснюється зменшенням порожнеч між частинками в цьому випадку.

Зниження щільності матеріалу при зменшенні різниці в розмірах частинок приводить до зниження середнього квадратического відхилення щільності кормового матеріалу в контрольних порціях з 0,319 до 0,215 при зменшенні різниці в розмірах частинок (d_A/d_B підвищується з 0,6 до 0,72) (рис.7).



Рисунок 7 - Залежність відхилення щільності порцій від співвідношення розмірів частинок А і В

Зміна середнього квадратического відхилення щільності знаходиться в гіперболіческій залежності $\sigma_p = 65,927 (d_A/d_B)^3 + 141,33(d_A/d_B)^2 - 1,05d_A/d_B + 24,314$.

Отримані закономірності розподілення щільності зернових матеріалів при одношарній його подачі дає можливість на основі моделювання визначити зміни кількісного співвідношення частинок А і В в порції при зміні одного з них в межах допустимой

неравномерности падачи зернового материала на обработку, а также - зависимость влияния качества распределения частиц по плоскости обработки, с учетом качества их подачи и фракционного состава корма, на динамичность структуры и плотности распределения однослойного потока зерновых материалов.

Выводы. Полученные закономерности плотности однослойного распределения частиц зерновых материалов дают возможность определения параметров процесса и оборудования для влаготопловой обработки зернового материала.

Список литературы

1. Шацкий В.В. Модель распределения плотности зерновых материалов при однослойной подаче / Демьяненко Д.В., Чумак В.А., Коломиец С.М. / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: Наукове фахове видання. Вип.13, Т.3.- – Мелітополь: ТДАТУ, 2013 -С. 92-102
2. Шацкий В.В. Моделирование механизированных процессов приготовления кормов./ В.В. Шацкий – Запорожье: ПЦ «Х-ПРЕСС», 1998. - 140с.
3. Данко И. Физико-химическая и геометрическая характеристика зерна / girls4girls.ru/.../2318-fiziko-himicheskaya-i-geometricheskaya-harak.....
4. Хокни Р. Численное моделирование методом частиц. / Хокни Р., Иствуд Дж. / Пер. с англ., М. Мир. 1987.- 640с.
5. Комбинаторика. Число сочетаний / natalymath.narod.ru/combinatory.html.
6. Слоэн Н. ДЖ. А. Упаковка шаро / Scientific American, Издание на русском языке/№ 3 · март 1984 · с. 72–82.

Анотація

Моделювання розподілу щільності зернових матеріалів при одношаровій подачі Шацький В.В., Дем'яненко Д.В., Коломиець С.М.

Представлена математична модель розподілу щільності зернових матеріалів при одношаровій подачі.

Abstract

Design of distribution of closeness corn materials at serve in one layer

V. Shatsky, D. Demjanenko, S.Kolomic'.

The mathematical model of distributing of closeness of corn materials at serve in one layer is presented

УДК 631.052: 62-192

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ФОРМИ ОТВОРІВ СЕРІЙНИХ СЕПАРУЮЧИХ РЕШІТ

Бойко А. І., д.т.н., професор, Федченко З. А., асистент
(Національний університет біоресурсів і природокористування України)

У статті наведено основні пошкодження сепаруючих решіт дробарок, що призводить до неефективного подрібнення зернової маси. Проведені дослідження спрямовані на вивчення зміни форми отворів серійних решіт та встановлення загального наробітку до відмови. Практикою експлуатації дробарок встановлено, що робоча частина решета піддається швидкому зносу та втраті початкової форми отворів, в результаті чого утворюється геометрична форма, яка суттєво відрізняється від початково-закладеної конструкції.

Вступ. Розвиток тваринництва в Україні передбачає впровадження інноваційних технологій приготування комбікормів із підвищенням якості їх виробництва.

На сьогодні основним обладнанням для подрібнення зернового матеріалу є молоткові дробарки ударної дії. Головними сепаруючими елементами в цих машинах, що відповідають за якість вихідного матеріалу, як правило, є решета. Саме за допомогою решіт контролюється крупність помелу, а значить і якість вихідного продукту при виконанні операції просіювання. В процесі експлуатації сепаруючі робочі органи інтенсивно зношуються і досить швидко втрачають працездатність, що робить їх недостатньо ефективними у використанні.

Проблема забезпечення необхідної надійності решіт пов'язана, насамперед, із своєрідністю їх конструкцій та особливістю умов експлуатації.

Комплексний підхід на основі аналізу причин відмов сепаруючих робочих органів з урахуванням їх конструктивних особливостей, відкриває нові перспективи у забезпеченні необхідної їх довговічності. Це робить проведення досліджень у даному напрямку своєчасними і актуальним

Аналіз основних досліджень. На сьогодні в підвищенні довговічності деталей сформувалися два основні напрямки: конструктивний і технологічний.

Конструктивний напрямок отримав розвиток завдяки пошуку таких форм отворів, які краще забезпечують виконання основного технологічного процесу розділення суміші на фракції. Проблема довговічності отворів в цих роботах піднімається не завжди і в основному, як супутній фактор в забезпеченні продуктивності і якості помелу.

Технологічні методи підвищення довговічності сепаруючих робочих органів не знайшли свого розповсюдження. Незважаючи на велику

різноманітність цих методів, матеріалів і технологій зміцнення поверхонь, інформація про їх впровадження відсутня. Очевидно причина цього полягає в тому, що фактично в решетах робочі поверхні по всій сутності займають незначну площу в порівнянні із загальною поверхнею всієї деталі. Крім того практична реалізація технологічних методів зміцнення представляє певні труднощі виробничого характеру.

В удосконалення конструкцій сепаруючих робочих органів подрібнювачів значний вклад внесли: Ревенко І. І., Сироватка А. А., Шмат С. І., Моисеев А. А., Тимановський А. В., Карпенко М. І., Рожнівський М. Ф та інші [1-6]. В своїх роботах автори пропонують різні підходи до вирішення проблеми підвищення ефективності використання решіт в тому числі і молоткових дробарок сільськогосподарського призначення.

Загальним для всіх представлених форм отворів є характерний вид пошкоджень - зношуванням. В результаті зношування відбувається збільшення розмірів отворів, що знижує якість і ефективність сепарації. При цьому погіршуються показники роботи дробарки.

Проведені удосконалення конструктивних рішень сепаруючих робочих органів в основному направлені на підвищення продуктивності і якості виконання процесу сепарації, в той час як підвищенню надійності решіт приділено недостатньо уваги.

Постановка завдання. Метою дослідження динаміки зміни форми отворів серійних сепаруючих решіт при зношуванні є розроблення методу зняття відбитків робочої поверхні [7]. Зняття відбитків поверхні решета з досліджуваних ділянок проводиться через рівні проміжки наробітку ($\Delta Q=100\text{ т}$) з наступним фотографуванням отриманих профілів.

Профілі, що утворилися в процесі експлуатації визначають динаміку зміни форми отворів решіт, що дає можливість побудувати залежності зміни геометричних параметрів при допустимих і граничних зносах. Зміна геометрії отворів вказує на формування особливої поверхні в процесі сепарації і може оцінюватися: зносом за товщиною і площею зношених ділянок в перерізі.

Основний матеріал і результати. В процесі дослідження динаміки зміни форми отворів серійних сепаруючих решіт встановлено, що найбільш інтенсивний процес зношування і швидка втрата початкової форми отворів спостерігається на кутовій ділянці. Крім того, кутова ділянка отворів менш захищена від пошкодження і є більш вразливою для дії зовнішніх факторів руйнування. В необхідності розвантаження, кутова початкова форма, відносно швидко змінюється на округлу, тим самим розширюється периметр взаємодії отвору із зерновою масою.

Дослідження динаміки зміни форми отворів серійних сепаруючих решіт при різних наробітках дробарки, дає можливість кількісно оцінити поступові зміни та встановити характер формування профілів зносу. Схематично динаміка поступової зміни форми отворів при зношуванні, а також нанесення сітки зносу показано на рис. 1.

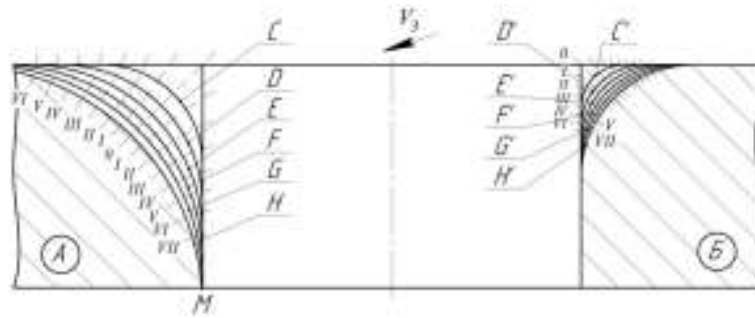


Рисунок 1 - Схема утворення профілів та сітка зносу в перерізі отвору серійних сепаруючих решіт після наробітку: C – 100 т; D – 200 т; E – 300 т; F – 400 т; G – 500 т; H – 600 т; I, II, III – лінійний знос за весь період наробітку; V_3 – напрям руху зернового матеріалу.

Аналізом отриманих профілів зношування отворів у перерізі встановлено, що величина зносу на стороні (А) перевищує знос сторони (Б). Причиною цього є різниця в кутах атаки поверхні решета частинками зерна, які визначаються орієнтацією протилежних поверхонь отворів і напрямом руху матеріалу V_3 , у подрібнювальній камері.

Основним показником оцінки втрати форми отворів сепаруючого решета у потоці зернового матеріалу являється інтенсивність зносу. В загальному випадку інтенсивність залежить від багатьох факторів, які зв'язані із зносостійкістю матеріалу решета та геометричними формами просіюючих отворів.

Дослідження інтенсивності зношування решіт дає можливість кількісної оцінки зміни форми отворів, шляхом визначення втрати товщини шару матеріалу (Δh) в інтервалах наробітку $\Delta Q = 100$ т за допомогою сітки зносу. Так, на основі проведених вимірювань побудовані відповідні залежності, що представлені на рис. 2 і рис. 3.

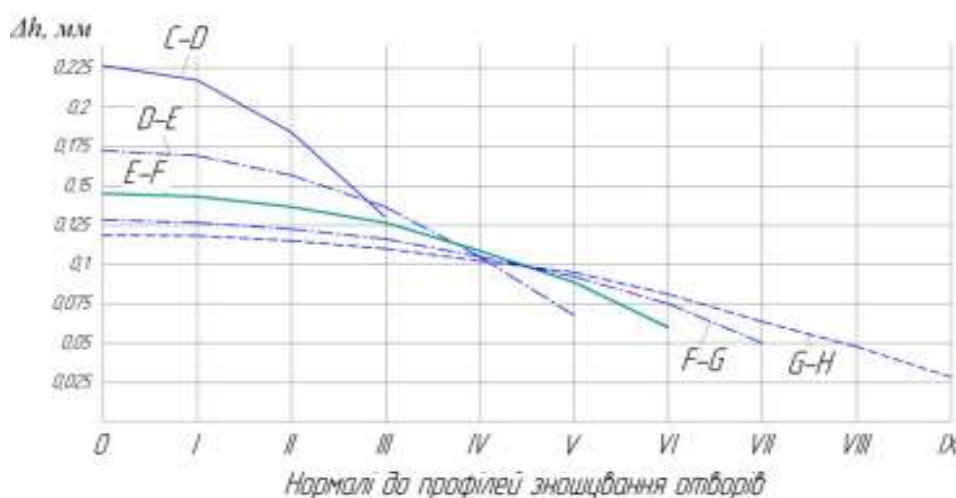


Рисунок 2- Залежність втрати товщини матеріалу отворів решета на стороні (А) при наробітках: $C-D = Q$ (100-200 т); $D-E = Q$ (200-300 т); $E-F = Q$ (300-400 т); $F-G = Q$ (400-500 т); $G-H = Q$ (500-600 т).

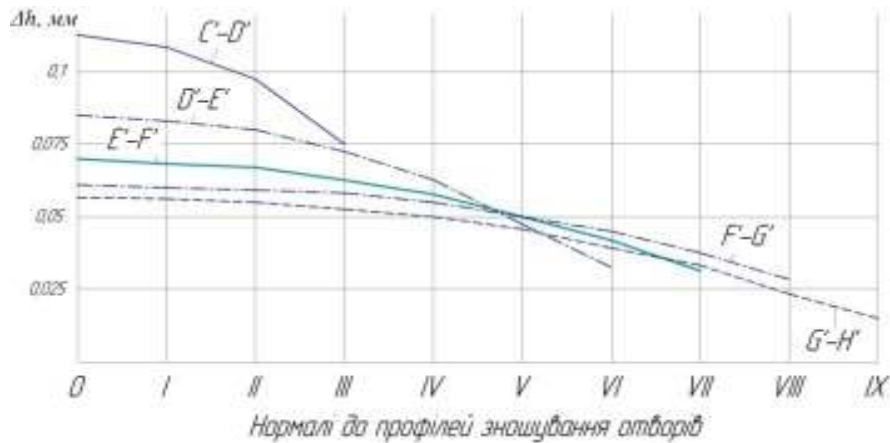


Рисунок 3 - Залежність втрати товщини матеріалу отворів решета на стороні (Б) при наробітках: $C'-D' = Q$ (100-200 т); $D'-E' = Q$ (200-300 т); $E'-F' = Q$ (300-400 т); $F'-G' = Q$ (400-500 т); $G'-H' = Q$ (500-600 т).

Перший період експлуатації, після наробітку 100 т характеризується початковим профілем зношування (рис. 1, поз. C, C'). Аналіз якого показує, що на початку зношування отворів серійних решіт, товщина втраченого шару матеріалу складає 0,41 мм на стороні (А) та 0,23 мм на стороні (Б). При цьому за граничне значення зношування слід вважати досягнення утвореного профілю отворів нижньої точки початкової його форми. Продовження експлуатації якого призводить до збільшення отворів, а значить і просіювання частинок, що не відповідають вимогам якості подрібнення.

Отриманий профіль після наробітку 100 т свідчить про те, що величина втраченого шару матеріалу в зазначеному періоді є величиною, яку можна не враховувати при подальших дослідженнях. Це пояснюється інтенсивним зношуванням кутової форми отворів в початковий період експлуатації з поступовою стабілізацією утвореного профілю, приймаючи форми природного зношування. Стабільний профіль практично не змінює свою форму, а подальше зношування пов'язане з переміщенням лінії профілю у глибину матеріалу. Бокові сторони сепаруючих отворів мають практично однакові величини зношування, тому їх аналіз не вносить особливих коректив у дослідження.

Контроль стану поверхні решета після наробітку $Q = 200$ т, показав переміщення утвореного профілю вглиб матеріалу деталі із збільшенням периметру зношування, як на стороні (А) так і на стороні (Б) (рис. 1, поз. D, D'). Аналізуючи отримані дані, можна зробити наступний висновок, що співвідношення довжин дуг утворених профілів характерних сторін змінився в напрямку розширення периметру для взаємодії із подрібненим зерновим матеріалом.

Як видно з отриманих графіків, втрати товщини матеріалу отворів за сторонами носять нелінійний характер. На початку експлуатації решіт, форма отворів досить швидко змінюється, набуваючи округлого профілю з максимальними втратами товщини шару матеріалу (рис. 2, лінія $C-D$; рис. 3,

лінія $C'-D'$). Із збільшенням наробітку утворений профіль зберігає свій загальний характер формування (рис. 1) і просувається у глиб матеріалу деталі займаючи нове своє положення. В той час, як товщина втраченого шару Δh в кожному періоді ΔQ зменшується. Це видно з отриманих профілів (рис. 1, поз. E, E') та представлено на графічній залежності величин лінійних зносів (рис. 2, лінія $D-E$; рис. 3, лінія $D'-E'$). Графік має більший в порівнянні із попереднім ($C-D$) інтервал змінних у визначенні втрат товщини робочої поверхні отворів. Що досить точно відображує специфічні особливості формування профілів зношування і показує зменшення втрат матеріалу просуваючись до бокових циліндричних поверхонь.

Збільшення наробітку серійного сепаруючого решета до 400 т зберігає загальну форму геометрії поверхні із розширенням периметру взаємодії робочого органу із зерновою масою (рис. 1, поз. F, F'). Однак, слід відмітити, що товщина втраченого шару за однакові інтервали наробітку (ΔQ) поступово сповільнюються, а загальна довжина профілів отворів – збільшується. Тобто процес утворення профілів зношування носить затухаючий характер (рис. 2, лінії $F-G, G-H$; рис. 3, лінії $F'-G', G'-H'$).

Проведений аналіз підтверджує зменшення інтенсивності зношування при просуванні утвореного профілю вглиб матеріалу деталі, форма якого залишається практично незмінною. Досягнення граничного зношування отворів серійного решета настає після наробітку $Q = 600$ т, коли профіль на стороні (A) досягає своєї нижньої точки (M) (рис. 1, крива H). В той же час, профіль на стороні (B) переміщується повільніше (рис. 1, крива H').

Обробка результатів інтенсивності зношування сторін сепаруючих отворів показує наступне, а саме, швидкість формування профілів зношування по обидві сторони отворів в перерізі набувають різних значень. При досягненні профілем на стороні (A) граничного значення, профіль на стороні (B) пройде, лише частину шляху. Отриманим результатом можна пояснити те, що конструктивно-закладений ресурс решета не використаний в повній мірі, так як сторона (B) не досягла граничного значення.

Зміна форми поверхні сепаруючих отворів під час проведення досліджень зберігає криволінійну (тороїдальну) форму, яка розширює свої границі взаємодії із подрібненим матеріалом. Це робить використання сепаруючих решіт з кутовою поверхнею отворів нераціонально виправданою. Так як, зміна цієї форми проходить досить швидко із утворенням плавного профілю.

Отримані характеристики зміни форми отворів з достатньою точністю описують процес переходу утвореної початкової форми профілю у стабільніший. Це дозволяє виявити оптимальну форму поверхні для якої притаманні мінімальні втрати матеріалу решета при експлуатації.

На дослідних зразках серійних сепаруючих решіт присутні сліди незначного зносу граней отворів, що розташовані поблизу крайніх бокових сторін робочої камери. Припустимо, що цей процес пов'язаний із особливістю подачі в подрібнювальну камеру та захватом зернового матеріалу повітряним

поток. В середній частині решета спостерігається незначний прогин, який зменшується просуваючись до бокових сторін, які закріплені у пазах корпусу. Ймовірно, що це явище пояснюється дією тиску зернового матеріалу на поверхню решета в процесі сепарації.

Висновок. Проведений аналіз показав, що домінуючими рішеннями при удосконаленні сепаруючих робочих органів дробарок є конструктивні. Очевидно це пов'язано з особливостями умов експлуатації і технологій виготовлення решіт, де застосування зміцнюючих покриттів або зносостійких матеріалів не є технічно доцільним і економічно виправданим.

Список літератури

1. Ялпачик Ф. Ю. Кормодробарка для сімейної ферми / Ф. Ю. Ялпачик, В. О. Олексієнко // АПК: наука, техніка, практика. – 1989. – №3. – С. 22–23.
2. Ялпачик Г. С. Кормоизмельчающие молотковые аппараты с режущими элементами / Г. С. Ялпачик, Ф. Е. Ялпачик // Совершенствование машин и механизмов при производстве продуктов растениеводства. – К.: УСХА, 1985. – С. 134–142.
3. Рожківський М. Ф. Удосконалення технології подрібнення зернових матеріалів/ М. Ф. Рожківський // Вісник с.– г. наук. – 1975. – №12. – С. 67–71.
4. Дацишин О. В. Машини та обладнання переробних виробництв: Навч. Посібник / [Дацишин О. В., Ткачук А. І., Чубов Д. С. та ін.]; за ред. О. В. Дацишин. – К.: Вища освіта, 2005. – 159 с.
5. Коруняк П. С. Обґрунтування схем і параметрів устаткування ударного подрібнення зерна: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські машини» / П. С. Коруняк. – Львів, 2000. – 20 с.
6. Рожківський М. Ф. Нове покоління молоткових дробарок / М. Ф. Рожківський // Техніка АПК. – 2000. – №1. – С. 12–14.
7. Морозовська З. А. Визначення зносу сепаруючих робочих органів без руйнування / З. А. Морозовська // Сучасні проблеми землеробської механіки: XVI міжнародна наукова конференція. – Київ: НУБіП, 2015. – С. 130.

Аннотація

Исследование динамики изменения формы отверстий серийных сепарирующих решет

Бойко А. И., Федченко З. А.,

В статье приведены основные повреждения сепарирующих решет дробилок, что приводит до неэффективного измельчения зерновой массы. Проведены

исследования направлены на изучение изменения формы отверстий серийных решет и установление общего наработки до отказа. Практикой эксплуатации дробилок установлено, что рабочая часть решета подвергается быстрому износу и потере начальной формы отверстий, в результате чего образуется геометрическая форма, которая существенно отличается от начально-заложенной конструкции.

Abstract

Study of dynamics change shape holes serial separating sieves

A. Boyko., Z. Fedchenko

The article describes the main damage to the separating sieves crushers, resulting in inefficient grinding of the grain mass. The research focuses on changes of the holes of the toroidal shape of the sieves and establishing a common time to failure. Practice, operation of crushers installed that the working part of the sieve is subjected to rapid wear and loss of original form holes, thereby forming a geometric shape that is significantly different from the inherent design.

УДК 631.36

**БЕЗОТХОДНАЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ
ПЕРЕРАБОТКИ СВЕКЛОВИЧНОГО ЖОМА**

Казаков К.В. к.т.н., доцент, Колесников А.С. к.т.н., доцент
(ФГБОУ ВО «Белгородский ГАУ имени В.Я. Горина», г. Белгород, Россия)

Предложена энергосберегающая технология переработки свекловичного жома, обоснованы этапы переработки и применяемое оборудование.

При переработке сахарной свеклы получают 80-85% отходов, главным образом в виде жома, что составляет по Белгородской области около 2,4 млн. т ценного углеводистого корма.

Одним из основных способов консервации жома – его сушка. Потеря сырого жома при транспортировке, хранении и использовании достигает 60%. Выход питательных веществ с единицы корма в процессе его сушки не ниже, а гораздо выше, чем при использовании сырого жома. Кроме того, сухой жом – это, прежде всего основной компонент сухих полнорационных кормосмесей на заключительном этапе откорма скота, в результате чего обеспечивается высокая скорость роста животных.

Скармливание сухого жома по сравнению с кислым неотжатым обеспечивает рост продуктивности откормочного молодняка крупного рогатого скота на 19%, при уменьшении расхода кормов на кг прироста на 21%. Помимо этого широкое использование сухого жома при откорме скота позволяет в 8-10 раз сократить транспортные расходы, улучшить микроклимат в животноводческих помещениях и уменьшить уровень концентратов в рационе на 15-20% при той же интенсивности роста животных. Высушенный и гранулированный жом легко транспортируется, хранится и является одним из компонентов комбикорма для рецептов разных половозрастных групп в свиноводстве.

Белки сухого жома богаты лизином (6,1%), аргинином, теонином, лейцином, фенилаланином и валином. В нем много кальция, калия, натрия, магния, железа, марганца, меди и кобальта.

Нами разработана энергосберегающая безотходная технология сушки свекловичного жома с использованием вторичных источников энергии, патенты № 2179810, № 2173636. В качестве вторичных источников предлагается использовать отработанные газы котельных, работающих на газообразном топливе. В нашем регионе переработка сахарной свеклы совпадает с началом отопительного сезона и соответственно с включением заводских котельных.

Технологическая схема энергосберегающей безотходной технологии

сушки жома представлена на рисунку. Спосіб сушки і переробки свекловичного жома на установці здійснюють наступним чином. Питателем 1 сировий свекловичний жом вологістю 90-95% із дифузійного апарату 3 цукрового заводу подають в загрузочний бункер шнекового преса 2. В шнековому пресі 2 свекловичний жом піддають пресуванню за рахунок зміни об'єму пресуваного матеріалу. При цьому відбувається розділення отжатого свекловичного жома і отжатої рідини. Отжата рідина через отвори в матриці і отвори в самому шнеку поступає в ємкості для коагуляції 4. Отжаний свекловичний жом вологістю 30-40% через козирек направляють на загрузочний транспортер 5, який подає отжаний жом в сушилку 6. В сушілці 6 жом рухається в протилежному напрямку до теплоносія. Для послідовного надходження теплоносія на перфоровані каскадні транспортери, в сушілці 6 виконані перегородки. Теплоносій нагнітають вентилятором 7 з основи труби котельної 8. Як теплоносій використовують оброблені гази котельної, що працює на газоподібному паливі. Оброблені гази котельної мають температуру 170-200°C і по трубопроводі 9 подаються в сушилку 6. Проходження оброблених газів знизу вгору, через сушилку, забезпечує сушіння матеріалу. Вихід оброблених газів відбувається через входне отвір для завантаження свекловичного жома. Сушений жом захоплюється повітряним потоком і по трубопроводі 10 направляється в циклон 11.

При відсутності сушильного обладнання і теплоносія отжаний свекловичний жом піддають силосуванню. Для цього задвижкою 12 направляють потік отжатої маси в загрузочний транспортер 13 і далі в транспортне засіб 14 для доставки в наземну бетонну траншею 15.

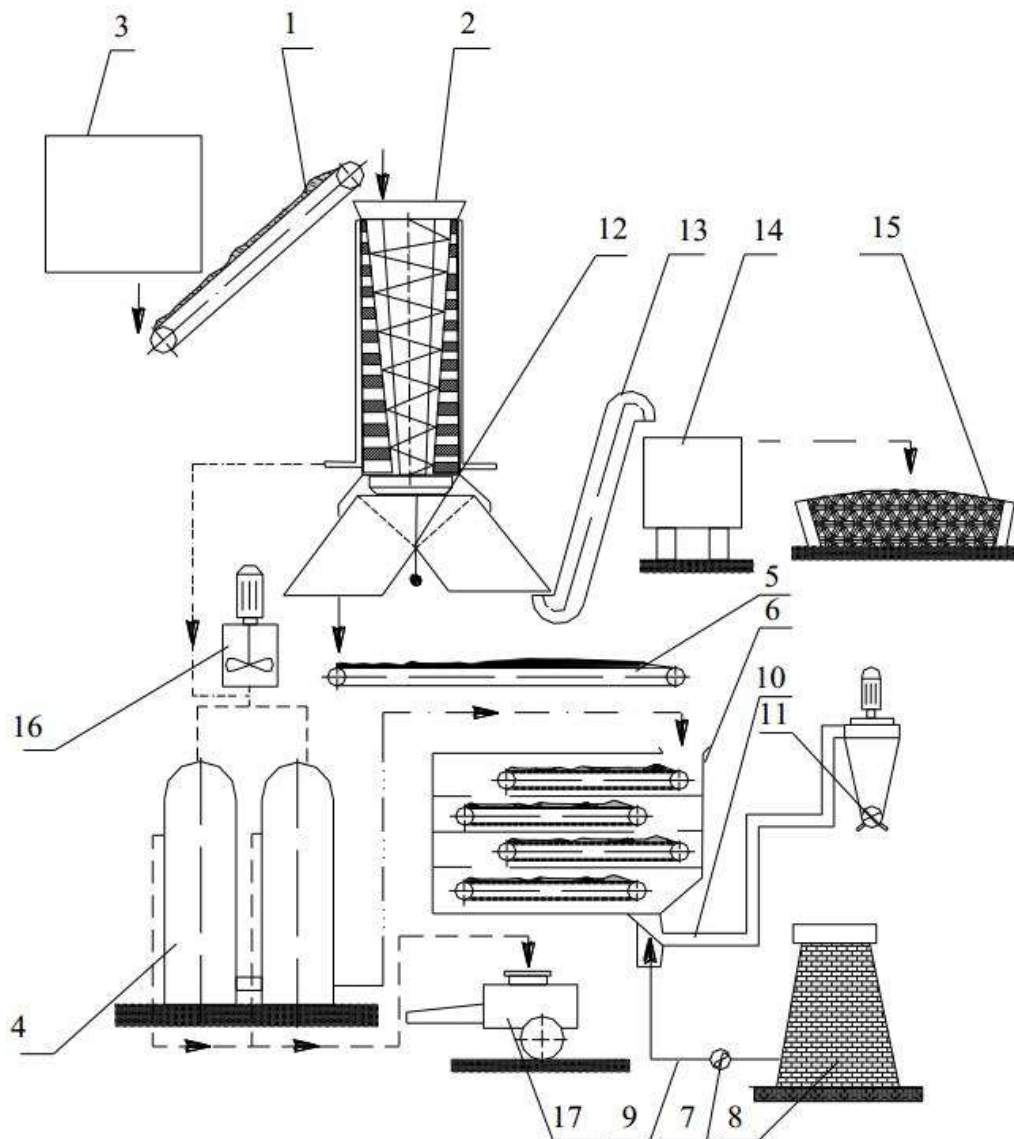


Рисунок 1 - Технологическая схема энергосберегающей безотходной технологии сушки свекловичного жома.

Отжатую жидкость направляют в емкости для коагуляции 4, где при добавлении 1% раствора концентрата низкомолекулярных органических кислот происходит процесс коагуляции в течение трех суток и выпадает белковый осадок. Выпавший белковый осадок направляют в сушилку 6, в результате чего получают растительно-белковый витаминный концентрат. Осветленную жидкость сливают в емкость 17 и используют как добавку в рацион животных или направляют на производство кормовых дрожжей. Необходимо заметить, что в отжатой жидкости содержится 98-99% воды и 1-2% сухого вещества. В сухом веществе около 30 % протеина. Установку для сушки и переработки жома располагают вблизи трубы котельной с целью снижения тепловпотерь. Высушенный жом можно гранулировать, а также, впоследствии направлять на

производство пектина. Предложенная схема снижает энергозатраты на сушку и переработку жома на 90...95% и позволяет осуществить безотходность производства.

По нашим данным для выпаривания 1 тонны жидкости из влагосодержащих материалов в сушилках требуется затратить 750 кВт энергии, а при отжиме 1 тонны жидкости из влагосодержащих материалов механическим путем – 2 кВт. Поэтому экономически целесообразно предварительно отжимать, а затем сушить влагосодержащий материал.

Экономическая эффективность при предложенной технологии и комплекса нового оборудования достигается за счет предварительного отжима и впоследствии, сушки отработанными газами.

При скармливании сухого жома за один сезон при средней мощности завода 50000 т. по сухому жому составляет 52,5 млн. руб.

Список литературы

1. Пономарев А.Ф. Теория и практика промышленного кормопроизводства и свиноводства. Монография. // Под общей редакцией доктора сельскохозяйственных наук профессора Г.С. Походни. – Белгород. – Издательство Бел ГСХА, 2003. – 616 с.

2. Патент РФ № 2179810 Технологическое устройство сушки кормов и сушилка (Пономарев А.Ф., Любин В.Н., Булавин С.А., Казаков К.В.)-опубл. Бюл. Изобретения и полезные модели. - 2002. - № 6.

3. Патент РФ № 2173636 Шнековый пресс (Пономарев А.Ф., Любин В.Н., Булавин С.А., Казаков К.В.)-опубл. Бюл. Изобретения и полезные модели. - 2001. - № 26.

Abstract

Waste-free energy-saving technology for processing of sugar beet pulp

K. Kazakov Ph.D., A. Kolesnikov

A power-saving technology for processing sugar beet pulp, justified processing steps and equipment used.

Анотація

Безвідходна енергозберігаюча технологія переробки бурякового жому

Казаков К.В., Колесніков А.С.

Запропоновано енергозберігаюча технологія переробки бурякового жому, обґрунтовані етапи переробки і вживане обладнання.

УДК 631.3:637.115

КОНСТРУКЦІЙНА ЕФЕКТИВНІСТЬ МОБІЛЬНОЇ ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Кухарець С. М., д. т. н., професор, Медведський О. В., к. т. н.
(Житомирський національний агроекологічний університет)

У статті викладена оцінка конструкційно-функціональної різноманітності вакуумної системи мобільних доїльних установок. Отримана аналітична залежність встановлення раціонального співвідношення між структурними елементами вакуумної системи за умови забезпечення стабільного вакуумметричного тиску.

Постановка проблеми. Сучасний ринок мобільних доїльних установок досить потужний щодо різноманіття представлених конструкційних рішень. Не зважаючи на відмінності за техніко-технологічними характеристиками, набір складових вакуумної системи такого обладнання ідентичний до лінійних доїльних установок типу «відро» та «молокопровід». Втім мобільним доїльним установкам притаманна вища експлуатаційна продуктивність, нижчі затрати праці та значно менша питома енерго- та металоємність, при умові однакової кількості одночасних корово-доїнь [5, 6, 7]. Ось чому зростає привабливість установок індивідуального доїння для особистих селянських та невеликих фермерських господарств, які виробляють більше 70 % незбираного молока в країні.

Проте, значна відмінність конструкційно-технологічних параметрів вакуумної системи мобільних доїльних установок різних фірм-виробників робить їх найменш дослідженими щодо впливу особливостей конструкційного виконання та технологічних характеристик на ефективність машинного доїння корів. Зокрема, відкритим залишається питання мінімізації флуктуацій вакуумметричного тиску у вакуумній мережі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ефективність технічних засобів машинного доїння корів визначається, в першу чергу, позитивним впливом на організм тварини, а саме, стабільним вакуумметричним тиском. Систематичні коливання вакууму в піддійковому просторі доїльних стаканів спричинюють виникнення у корів захисних реакцій, в наслідок чого скорочуються надой молока на 9,2 % та знижується швидкість доїння на 11,8 % [1]. Щодо стаціонарних доїльних установок, зниження флуктуацій вакуумметричного тиску у вакуумній мережі до гранично-допустимого рівня досягається за рахунок збільшеного об'єму вакуумного ресивера та завищеної продуктивності вакуумного насоса [1]. Однак мобільні доїльні установки мають масо-габаритні обмеження, що потребує формалізації взаємозв'язку між параметрами складових вакуумної системи.

Тому, відсутність будь-яких науково-практичних рекомендацій щодо геометричних параметрів та конструкційних рішень відповідно до техніко-технологічних показників та умов експлуатації потребує вивчення впливу об'ємів складових вакуумної системи на стабільність вакуумметричного тиску у вакуумній мережі відповідно до режимних характеристик установок індивідуального доїння.

Мета досліджень полягає у підвищенні стабільності режимних характеристик виконавчих механізмів мобільної доїльної установки шляхом встановлення раціонального співвідношення між об'ємом вакуумного балона та молокозбірником.

Завдання дослідження полягає в оцінці впливу параметрів складових вакуумної системи мобільної доїльної установки на рівень та стабільність вакуумметричного тиску.

Методи досліджень базуються на використанні теорії математичного моделювання, основних положень гідрогазодинаміки та вакуумної техніки.

Результати досліджень. Суттєве падіння вакуумметричного тиску (Δp_B) у вакуум-проводі мобільної доїльної установки відбувається у момент підключення доїльного апарата, незважаючи на неперервне функціонування вакуумного насоса. Це пояснюється надходженням до вакуумної мережі додаткової порції повітря, в наслідок чого встановлюється миттєве значення тиску рівноваги (p_{BC}), який відмінний від початкового вакуумметричного тиску (p_{PB}) на величину Δp_B . Важливим, в даному випадку, є якомога скоріше відновлення робочого вакуумметричного тиску протягом стабілізаційного періоду (t).

Відповідно до міжнародного стандарту ISO 5707 [8], регламентована гранична величина (p_t) добутку амплітуди флуктуацій вакуумметричного тиску та тривалості даного періоду на рівні 40 кПа×с:

$$p_t = \Delta p_B \cdot t, \quad (1)$$

де t – тривалість стабілізаційного періоду, с;

Δp_B – втрати вакуумметричного тиску у вакуумній мережі, кПа.

Отже, незалежно від різноманіття конструкційних параметрів вакуумної системи, втрати вакуумметричного тиску мають бути ідентичними при незмінній тривалості стабілізаційного періоду. Тому логічним є похідне визначення – меншому значенню втрат вакуумметричного тиску відповідає триваліший період його стабілізації до початкового рівня. В такому випадку абсурдною є робота, спрямована на зниження втрат тиску, якщо не узгодити параметри вакуумної системи зі швидкодією вакуумного насоса, який активує об'ємний потік повітря (Q_S) в середовищі вакууму.

З врахуванням рівняння (1) та коефіцієнта кратності співвідношення об'ємів ($k_v = V_M/2V$), який прямо пропорційний втратам вакуумметричного тиску та обернено пропорційний до початкового вакуумметричного тиску у вакуум-проводі ($k_v = \Delta p_B/p_{PB}$) [2, 3], запишемо:

$$\Delta p_B = \frac{p_t}{t} = p_{ПВ} \frac{V_M}{2 \cdot V}, \quad (2)$$

де $p_{ПВ}$ – початковий вакуумметричний тиск у вакуумній мережі, Па;

V – об'єм вакуумної системи, $V = V_{ПВ} + V_B + V_M$, м³;

V_M – об'єм молокозбірної місткості, м³;

$V_{ПВ}$ – об'єм повітропровідної системи, м³;

V_B – об'єм вакуумного балона, м³.

Враховуючи результати досліджень [3, 4] та рівняння (2), виділимо об'єм вакуумного балона при максимально-допустимих втратах вакуумметричного тиску за умови незмінного об'ємного потоку повітря у будь-якому перерізі вакуумної мережі, отримаємо:

$$V_B = \frac{V_M^2 \left(1 - 2 \cdot \frac{p_t}{t \cdot p_{ПВ}} \right)}{4 \cdot Q_S \cdot p_t} \cdot p_{ПВ}^2 - V_{ПВ}, \quad (3)$$

де Q_S – об'ємний потік повітря, що створюється вакуумним насосом, у вакуум-провідній мережі, Па×м³/с;

p_t – обмежуючий амплітудно-часовий параметр, $p_t = 40 \times 10^3$ Па×с.

Відповідно до рівняння (3), об'єм вакуумного балона мобільної доїльної установки обернено пропорційний об'ємному потоку повітря у вакуум-провідній мережі й прямо пропорційний об'єму молокозбірника (рис. 1).

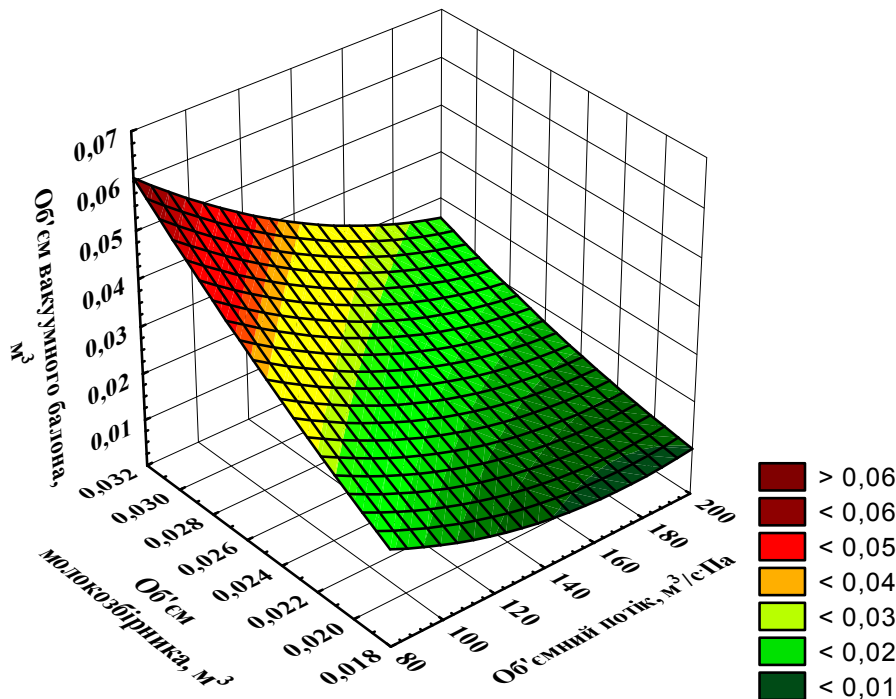


Рисунок 1 – Залежність об'єму вакуумного балона (V_B) від об'ємного потоку повітря (Q_S) та об'єму молокозбірника (V_M) при початковому рівні вакуумметричного тиску у вакуумній мережі $p_{ПВ} = 47$ кПа, за умови $p_t = const$

Наведена графічна залежність (рис. 1) вказує на чіткий взаємозв'язок між геометричними параметрами вакуумної системи та інтенсивністю об'ємного потоку повітря у вакуумній мережі, що відповідає обмежуючому параметру флуктуацій вакуумметричного тиску на рівні $p_i=40$ кПа \times с. При збільшенні швидкодії вакуумного насоса доїльної установки об'єм вакуумного балона зменшується за експоненціальним законом незалежно від об'єму молокозбірника. За умови використання молокозбірника об'ємом $0,02$ м³ при об'ємному потоці повітря 100 Па \times м³/с об'єм вакуумного балона має становити не менше $0,02$ м³, а при збільшенні об'ємного потоку повітря у $1,5$ рази, об'єм вакуумного балона зменшується до $0,013$ м³. Але при незмінній величині об'ємного потоку зі збільшенням об'єму молокозбірника зростає на 41 – 43 % об'єм вакуумного балона в діапазоні об'ємного потоку повітря 90 – 190 Па \times м³/с. Таким чином, більшому об'єму молокозбірника відповідає більший об'єм вакуумного балона незалежно від швидкодії вакуумного насоса, що є необхідною умовою забезпечення стабільного функціонування вакуумної системи мобільної доїльної установки.

Висновки. За результатами виконаних досліджень встановлено, що об'єм вакуумного балона має бути адаптований до швидкодії вакуумного насоса залежно від місткості молокозбірника. Комплектування мобільної доїльної установки молокозбірником місткістю $0,025$ м³, порівняно із об'ємом $0,020$ м³, вимагає збільшення на 55 % швидкодії вакуумного насоса при ідентичному об'ємі вакуумного балона. При цьому повністю дотримуються допустимі стабільні умови функціонування виконавчих механізмів мобільної доїльної установки, регламентовані міжнародними стандартами.

Таким чином, підвищити ефективність функціонування мобільної доїльної установки можливо за рахунок поєднання раціональних конструкційних параметрів та технологічних характеристик складових вакуумної системи.

Список літератури

1. Карташов Л. П. Машинное доение коров. / Л. П. Карташов. – М.: Колос, 1982. – 301 с.
2. Медведський О. В. Визначення технологічних параметрів вакуумної системи мобільної доїльної установки / О. В. Медведський // Зб. наук. пр. Подільського держ. аграрно-техн. ун-ту. – Кам'янець-Подільський: ПДАТУ, 2012. – С. 178–181.
3. Медведський О. В. Встановлення техніко-технологічних параметрів вакуумної системи мобільної доїльної установки / О. В. Медведський // Зб. наук. пр. Подільського держ. аграрно-техн. ун-ту. – Кам'янець-Подільський: ПДАТУ, 2014. – С. 165–168.

4. Медведский А. В. Влияние конструктивных параметров мобильной доильной установки на уровень вакуумметрического давления / А. В. Медведский // Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2015. – Vol. 17, № 3. – P. 250–257.

5. Медведський О. В. Оцінка ефективності засобів механізації доїння корів в умовах дрібнотоварного виробництва / О. В. Медведський, С. М. Кухарець // Вісник Житомирського національного агроекологічного університету. – 2011. – Т. 1. – № 2 (29). – С. 203–209.

6. Медведський О. В. Порівняльна оцінка систем доїння. / О. В. Медведський, О. В. Коновалов, С. В. Бушма, О. П. Слинько // Зб. наук. пр. Подільського держ. аграрно-техн. ун-ту. – Кам'янець-Подільський: ПДАТУ, 2011. – С. 254–258.

7. Ревенко І. І. Перспективи механізації доїння корів на малих фермах / І. І. Ревенко, О. В. Медведський // Наук. вісн. Нац. ун-ту біоресурсів і природокористування України. Сер. Техніка та енергетика АПК. – 2010. – Вип. 144, ч. 4. – С. 82–87.

8. Установки доильные. Конструкция и техническая характеристика (ISO 5707:1983) : ГОСТ 28545-90. – [Введен с 01.07.91]. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – 26 с.

Аннотация

Конструкционная эффективность мобильной доильной установки

С. Н. Кухарец, А. В. Медведский

В статье изложена оценка конструкционно-функционального разнообразия вакуумной системы мобильных доильных установок. Полученная аналитическая зависимость установления рационального соотношения между структурными элементами вакуумной системы при условии обеспечения стабильного вакуумметрического давления.

Abstract

Efficiency constructional of mobile milking machines

S. Kukharets, A. Medvedskyi

The article concerns the assessment of construct and functional diversity vacuum system of mobile milking machines. The resulting analytical dependence of establish of a rational relation between the structural elements of the vacuum system provided ensure of stable vacuum pressure.

УДК 621.929.7

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГРАВІТАЦІЙНОГО ДОЗАТОРА ПРЕМІКСІВ

Семенцов В.В., к.т.н., старший викладач, Семенцов В.І., к.т.н., доцент
(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Визначено економічну доцільність застосування гравітаційного дозатора преміксів. Розраховано річний економічний ефект від впровадження дозатора преміксів.

Постановка проблеми. Високі економічні вимоги до рентабельності виробництва в ринкових умовах примушують тваринників використовувати прогресивні технології, що забезпечують максимальний рівень продуктивності тварин і птиці, ефективного використання кормових засобів і зниження витрат кормів на виробництво продукції. Однією з умов отримання дешевої високоякісної продукції є застосування в годівлі тварин раціонів, збалансованих за поживними, мінеральними і біологічно активними речовинами [1]. Значна роль в цьому відводиться преміксам, мінеральним і вітамінним сумішам.

Головною операцією при приготуванні комбікормів є дозування компонентів, тому що від точності роботи дозаторів залежить їх якість. Неточність дозування знижує кормову цінність корму, веде до збільшення собівартості продукції і порушення балансу поживних речовин, а в деяких випадках - до захворювання тварин і птиці [2,3]. Тому виникає необхідність у створенні таких дозуючих пристроїв, які здатні працювати в широкому діапазоні зміни їх продуктивності при різних механіко-технологічних властивостях компонентів, повинні відрізнятися простотою конструкцій, високою технологічною надійністю, простотою налаштування на задану продуктивність, мати невисоку вартість і головне - низьку енергоємність.

Аналіз останніх досліджень. В результаті проведеного аналізу способів дозування сипких матеріалів, конструкцій дозаторів та результатів теоретичних і експериментальних досліджень процесів дозування нами було вирішено підвищити ефективність процесу дозування преміксів шляхом розробки конструкції і обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів нового дозатора. В результаті проведених теоретичних та експериментальних досліджень нами було розроблено, виготовлено та впроваджено у виробництво гравітаційний дозатор сипучих кормів [4].

Мета досліджень. Провести оцінку економічної ефективності використання гравітаційного дозатора преміксів.

Результати досліджень. Розрахунок техніко-економічних показників і оцінка економічної ефективності впровадження розробленого дозатора в технологічній лінії приготування комбікормів в Дослідному господарстві «Кутузівка» інституту тваринництва НААН України проводилися на підставі рекомендацій і раніше розроблених методик [5 - 8].

Недоліком змішування преміксів із складовими комбікормів в змішувачі є те, що в змішувачах типу С-12 створюються застої зони і досягнути рівномірного розподілу преміксів неможливо.

Впровадження такої технології збагачення комбікормів преміксами дозволяє скоротити процес змішування від 0,5 год (рекомендоване інструкцією по експлуатації змішувача С-12) до 0,25 год і при цьому підвищити якість комбікормів.

Елементи проведених розрахунків з визначення річної економічної ефективності від впровадження нової технологічної лінії приготування комбікормів із застосуванням розробленого дозатора для дозування преміксів, наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Визначення річної економічної ефективності нової технологічної лінії приготування комбікормів

Показник	Існуюча технологічна лінія приготування комбікормів	Запропонована технологічна лінія приготування комбікормів	Відношення проектного варіанту до базового, %
1. Розмір поточних (експлуатаційних) витрат, грн./т:			
в тому числі:			
— витрати на оплату праці	3,38	1,69	50,0
— відрахування на соціальні заходи	1,27	0,63	50,0
— вартість електроенергії	3,30	1,65	50,0
— витрати на ПР та ТО	4,11	4,18	101,7
— амортизаційні відрахування	10,27	10,45	101,7
2. Собівартість виконання робіт, грн./т	22,33	18,60	83,3
3. Енергоємність виконання робіт, кВт.-год/т	2,173	1,086	50,0
4. Питомі капіталовкладення, грн./т	68,49	69,64	101,7
5. Річна економія експлуатаційних витрат, грн.	x	9 809,39	x
6. Річний економічних ефекти, грн.	x	9 359,39	x
7. Додатковий річний економічний ефект (5844 кг*0,5%*1350 гол.*80%*3,56 грн.), грн.	x	112 345,06	x
8. Загальний економічний ефект, грн.	x	121 704,45	x

Удосконалення технологічної лінії приготування комбікормів в Дослідному господарстві «Кутузівка» складалося в тому, що нами запропоновано премікси вносити не в змішувач інгредієнтів комбікормів, а на вивантажувальний транспортер. Це дає можливість рівномірно їх розподілити в усьому об'ємі комбікормів, так як комбікорми на вивантажувальному транспортері розташовуються тонким шаром, а остаточне змішування відбувається при сходженні комбікормів з вивантажувального транспортера.

Висновки. Таким чином, впровадження запропонованої нової технології збагачення комбікормів преміксами при дозуванні новою конструкцією дозатора дозволило отримати економічний ефект не тільки від зниження експлуатаційних витрат, але і від зростання продуктивності корів, на загальну суму майже 122 тис. гривень у результаті якісного приготування комбікормів.

Причому, порівняння основного і додаткового економічних ефектів показує значне перевищення останнього, що свідчить про перспективність наряду удосконалення технології приготування комбікормів і засобів їх приготування.

Отриманий річний економічний ефект від застосування розробленого дозатора підтверджений відповідним актом впровадження.

Список літератури.

1. Общие принципы нормированного питания животных по детализированным нормам // Эффективное птицеводство. – 2006. №4. – С. 25–34.
2. Брагинець Н.В. К обоснованию значимости дозирования кормов. / Брагинець Н.В., Вольвак С.Ф., Лангазов В.В // – Збірник наукових праць Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ.: Видавництво ЛНАУ, 2002. – №17. – С. 29–33.
3. Лоскутов А.Н. Техника для производства комбикорма / А.Н. Лоскутов // Птицеводство. – 2000. – №4. – С. 38–40.
4. Пат. 83451 Україна: МПК G01F 11/00, B65B 1/30 Дозатор сипучих кормів / Семенцов В.В., Бойко І.Г., Науменко О.А., заявник і патентовласник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – №u2013 03877; заявл. 29.03.2013; опубл. 10.09.2013, Бюл. №17.
5. Методика определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно–исследовательских и опытно–конструкторских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – М.: Колос, 1980. – 132 с.
6. Косачев Г.Г. Экономическая оценка сельскохозяйственной техники. / Косачев Г.Г. – М.: Колос, 1978. – 240 с.
7. Ковтун И.Г. Эффективность техники в животноводстве. / И.Г. Ковтун. – К.: Урожай, 1989. – 156 с.

8. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування: ДСТУ 4397:2005. – [Чинний від 2006–01–01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2005. – 23 с. – (Національні стандарти України).

Аннотация

Определение экономической эффективности использования гравитационного дозатора премиксов

Семенцов В.В., Семенцов В.И.

Определена экономическая целесообразность использования гравитационного дозатора премиксов. Рассчитан годовой экономический эффект от внедрения гравитационного дозатора сыпучих материалов.

Abstract

Definition of gravity metering device usage economic efficiency

V.V. Sementsov, V.I. Sementsov

The economic feasibility of using gravity metering device of premixes is defined. Annual economic effect of the implementation of gravity metering device of bulk materials is calculated.

УДК 631.173

ПОКАЗНИКИ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ТВАРИННИЦТВІ

**Болтянська Н.І., к.т.н., доц. кафедри ТСТТ,
Болтянський О.В., к.т.н., доц. кафедри МЕЗ**
(Таврійський державний агротехнологічний університет)

У статті наведено схему показників оцінки ефективності застосування ресурсозберігаючих технологій, що включає в себе техніко-економічну, організаційно-економічну, еколого-економічну та соціально-економічну складові та дозволяє комплексно визначити доцільність їх впровадження і подальшого використання, виявити "слабкі" місця і оперативно прийняти заходи для їх усунення.

Постановка проблеми. Аграрний сектор - один з найбільших споживачів енергії в Україні. Тому, з точки зору стратегії раціонального використання енергетичних ресурсів і підвищення енергоефективності аграрного сектора України, зокрема тваринництва, необхідно здійснити економічне обґрунтування стратегії енергозбереження, вивести на український аграрний ринок сучасні інноваційні системи будівництва, технологій і матеріалів; визначити напрями можливого використання нетрадиційних поновлюваних джерел енергії в тваринницькій галузі [1-3].

Головною причиною високої енергоємності процесів є низький технологічний і технічний рівень тваринницької галузі, використання малоефективних енерговитратних технологій. Масштаби використання досягнень науково-технічного прогресу в Україні значно відстають від використання аналогічних технологій в розвинених країнах світу. Тому стоїть завдання пошуку нових технологічних підходів, які дозволяють понизити витрату електроенергії, палива і інших матеріальних ресурсів на виробництво тваринницької продукції [4-6].

Розглядаючи витрати енергії тільки у тваринницькій галузі сільськогосподарського виробництва, можна відмітити основну закономірність: на одиницю продукції витрати збільшуються. Враховуючи, що процеси виробництва продукції тваринництва переважно здійснюються в стаціонарних умовах, створюються сприятливі можливості для використання електроенергії. При цьому в структурі енергетичних ресурсів, які використовуються в тваринництві, значно зростає роль нетрадиційних (альтернативних) джерел поновлюваної енергії - водної, вітрової, сонячної, енергії біогазу.

Одним з пріоритетних напрямів розвитку молочного скотарства виступає модернізація і технічне переозброєння виробництва, впровадження інтенсивних технологій утримання і доїння корів [7,8].

Аналіз останніх досліджень. У роботах Жовтянського В., Куліка М. Стогнія Б. розглянуті загальні принципи енергозбереження і механізми реалізації політики енергозбереження. Грачева Л. і Маляренко В. займалися питаннями підвищення ефективності використання нетрадиційних джерел енергії в тваринницькому комплексі країни. Корчемний В., Федорей В. і Щербань М. приділяли увагу питанням енергозбереження в агропромисловому комплексі. Маляренко В. і Гальчак В. розглядали альтернативні джерела енергії і основи теплофізики будівель. Проте, на даний момент, залишається ще багато питань, що вимагають рішення.

Формулювання цілей статті. Розробити схему показників оцінки ефективності застосування ресурсозберігаючих технологій, дозволяє комплексно визначити доцільність їх впровадження і подальшого використання, виявити "слабкі" місця і оперативно прийняти заходи для їх усунення.

Основна частина. Для забезпечення раціонального використання наявних ресурсів і впровадження інноваційних ресурсозберігаючих технологій в господарствах галузі молочного тваринництва необхідно розробити організаційно-економічний механізм, що забезпечує створення необхідних умов для їх застосування. У наукових джерелах, присвячених розробці організаційно-економічного механізму, є різні визначення, які зрештою зводяться до головного, - це система стосунків, що виникає в процесі виробничої діяльності і представляє сукупність організаційних і економічних методів, регульованих правовими нормами, забезпечує створення необхідних умов реалізації інноваційних технологій в тваринництві [3].

У нашому випадку організаційна складова цього механізму представляє систему ланок виробничої структури, адаптовану до застосування інноваційних технологій в молочному тваринництві. Способи організації зв'язків між елементами організаційної структури повинні сприяти оптимальному розподілу трудових ресурсів з урахуванням вимог до продукції, що випускається, на зовнішньому і внутрішньому ринках, а також забезпечувати ефективне функціонування усієї виробничої системи на основі правових норм і нормативів, що регламентують технологічний процес.

Економічна складова є інтегрованою системою форм і методів планування, ціноутворення, управління виробництвом, збуту виробленої продукції, мотивації і стимулювання праці, обліку, контролю і аналізу функціонування виробництва, спрямовану на здійснення технічного переозброєння і впровадження інтенсивних ресурсозберігаючих технологій в молочному тваринництві.

При цьому застосування нових технологій на основі відповідного організаційно-економічного забезпечення усіх технологічних процесів припускає отримання певного ефекту, який може бути виражений не лише в підвищенні матеріального стану підприємства, але і в поліпшенні соціальних умов, організації праці, екологічній ситуації і т. д. В результаті досліджень

нами запропонована структурно-методична схема показників оцінки ефективності застосування ресурсозберігаючих технологій, що дозволяє комплексно визначити доцільність їх впровадження і подальшого використання, виявити "слабкі" місця і оперативно прийняти заходи для їх усунення (рис. 1).



Рисунок 1 - Система показників ефективності застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві

Досягнення певного порогу ефективності і її подальше підвищення за допомогою правильної реалізації організаційно-економічного механізму використання інноваційних технологій в тваринництві - складний, багатогранний процес. Його забезпечення потребує комплексного розвитку системи умов і чинників сільськогосподарського виробництва, які за своєю природою дуже різноманітні і численні, взаємозв'язані і взаємообумовлені,

змінюються в часі, впливають на явища і процеси і самі піддаються впливу в результаті соціально-економічного розвитку і науково-технічного прогресу. В залежності від передбачуваних результатів господарської діяльності вони можуть носити як позитивний, так і негативний характер. Їх вивчення дозволяє правильно оцінити результати роботи, виявити і використовувати резерви зростання, економічного потенціалу підприємства, підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва. Умови і чинники, що позитивно впливають на результати господарської діяльності, дозволяють повніше виявити резерви збільшення економічного потенціалу, поліпшення його використання, стабільного економічного розвитку. Аналіз чинників, що негативно вплинули, попереджає їх виникнення, сприяє усуненню недоліків в роботі.

Висновок. Забезпечення підвищення ефективності застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві за допомогою правильної реалізації організаційно-економічного механізму використання інноваційних технологій в тваринництві потребує комплексного розвитку системи умов і чинників сільськогосподарського виробництва, які за своєю природою дуже різноманітні і численні, взаємозв'язані і взаємообумовлені, змінюються в часі, впливають на явища і процеси і самі піддаються впливу в результаті соціально-економічного розвитку і науково-технічного прогресу.

Література

1. Karol C. Instalacja zgazowujaca osuszony osad sciekowy. / C. Karol // Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. – 2011. Vol. 13, A.-P.80-93.
2. Стратегия энергосбережения Украины: Аналитико-справочные материалы в 2-х томах: Общие основы энергосбережения. К: Академперіодика, 2006. Т1. – 510 с.
3. Артемова Е. И. Экономические аспекты инновационного развития животноводства: автореф. дис. д-ра эк. наук. / Е. И. Артемова. – Краснодар, 2008. – 45 с.
4. Болтянская Н. И. Пути развития отрасли свиноводства и повышение конкурентоспособности ее продукции / Н.И.Болтянская // Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. – 2012. Vol.14. No3, b.-P.164-175.
5. Грачева Л.И. Повышение эффективности использования нетрадиционных источников энергии в животноводческом комплексе страны / Л.И. Грачева, Н.В. Брагинец, А.Н. Брагинец, С.Н. Брагинец// - Луганск: Элтон, 2008. – 652с.
6. Макарец Н.Г. Технология производства и переработки животноводческой продукции.-Калуга: «Манускрипт», 2005.
7. Скляр О. Г. Механізація технологічних процесів у тваринництві: навч. посібник / О.Г.Скляр, Н.И.Болтянская. – Мелітополь: Колор Принт, 2012. – 720 с.

8. Кожамуратов, Н. Ж. Эффективность производства продукции и снижение трудовых затрат в животноводстве / Н. Ж. Кожамуратов // Аграрная наука. - 2009. - № 11. - С. 20-22.

Аннотация

Показатели оценки эффективности применения ресурсосберегающих технологий в животноводстве

Болтынский О.В., Болтынская Н.И.

В статье приведена схема показателей оценки эффективности применения ресурсосберегающих технологий, которое включает у себя технико-экономическую, организационно-экономическую, эколого-экономическую и социально-экономическую составу и позволяет комплексно определить целесообразность их внедрения и дальнейшего использования, выявить "слабые" места и оперативно принять мероприятия для их устранения.

Abstract

Indexes of estimation of efficiency of application of resource-saving technologies are in stock-raising

O. Boltyanskiy, N. Boltyanska

In paper over of indexes of estimation of efficiency of application of resource-saving technologies, which includes for itself технико-экономическую, organizationally-economic, эколого-экономическую and socio-economic to composition and allows complex to define expediency of their introduction and further use, educe "weak" points and operatively to accept measures for their removal, is brought in the article.

УДК 631.631.3

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПОДРІБНЮВАЧІВ ЗЕРНОВИХ КОРМІВ І НАПРЯМКИ ЇХ ВДОСКОНАЛЕННЯ

Аспірант Ю.Ю.Коротов., д. т. н., проф.М.В.Брагінець
(Луганський національний аграрний університет)

У статті розглянуто конструкції молоткових подрібнювачів а також проведений аналіз напрямків їх удосконалення. Процес подрібнення є одним із найбільш енергоємних процесів не тільки в кормоприготуванні, а в сучасній промисловості в цілому. Він потребує як великих енергетичних витрат, так і значних витрат металу внаслідок зношення робочих органів подрібнювачів. Зменшення витрат енергії в процесі подрібнення є одним із важливих питань сільськогосподарської галузі багатьох країн світу.

Постановка проблеми. Для впровадження корисних удосконалень проведемо аналіз модернізацій та патентів відносно молоткових кормодробарок, проаналізуємо існуючі конструкції молоткових та малогабаритних молоткових подрібнювачів, з визначенням їх основних переваг та недоліків.

Та враховуючи те, що малогабаритні молоткові дробарки зернових кормів у серійному виробництві зустрічаються частіше, ніж інші, можна зробити висновок, що це є перспективним напрямком наукових досліджень, й існує ще багато шляхів удосконалення їх конструкцій та підвищення якості подрібнення зернових кормів.

Ключові слова: молоткові подрібнювачі, конструктивні схеми подрібнювачів, способи подрібнення зернових кормів, напрямки вдосконалення.

Актуальність проблеми. Технологічний процес подрібнення застосовується в багатьох галузях народного господарства і потребує близько 10% електроенергії що виробляється в усьому світі [1]. У сільськогосподарському виробництві кожного року подрібнюється 14,4 млн. тон зерна злакових культур, яке використовується для годівлі тварин і птиці та потребує 115,2 млн. кВт/ год. електроенергії, що в грошовому еквіваленті становить 110,5 млн. грн. [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Починаючи з 1983 року по 2014 рік вибіркові дослідження з удосконалення малогабаритних зернових кормодробарок показали, що Чирковим С. Є. був виготовлений експериментальний зразок молоткової дробарки АІ - ДДБ. Виробничі експерименти і дослідження показали що молоткова дробарка АІ - ДДБ на відміну від молоткових дробарок серійно випущених до 1983 року, може працювати у 2 -х режимах, з ситовим контролем і без нього [4].

Фіапшеєв А. Г. після проведення досліджень обґрунтував конструктивну - технологічну схему подрібнювача і створеного робочого органу, який забезпечує процес подрібнення зерна різанням і сколюванням. Ним також було обґрунтовано основні параметри ріжучих елементів, визначено й оптимізовано основні фактори, що впливають на продуктивність подрібнювача [5].

Карташов Б.В. при розробці експериментальної установки для подрібнення зерна, підійшов із створенням ротора - розподільника і ротора - ножа з визначенням дослідним шляхом їх оптимальних параметрів [6].

Науково-дослідна робота з процесу руйнування структури фуражного зерна з метою створення мало-енергоємного подрібнювача Абрамова О. О. дозволило йому розробити та виготовити подрібнювач зерна сколюючого типу [7].

Сергеевим М. С. було розроблено робочі органи (диски з кільцевими виступами), що забезпечують технологічний процес подрібнення зерна способом зрізу та сколювання та обґрунтовані їх геометричні параметри [8].

Дружиніним Р. О. розроблена експериментальна модель УЦІ (патент №2438782) забезпечує високі показники якості подрібнення, низьку енергоємність процесу що досягається за рахунок обґрунтованого вибору раціональних режимних і конструктивних параметрів дробарки, а саме: кількість ножів; максимальний діаметр дисків; діаметр завантажувальної камери; частота обертання завантажувального диска; частота обертання відбійного диска; відстань між ножами дисків [9].

Дослідження робочих органів дискового типу дозволило Іванову В.В. створити оригінальні робочі органи дискового типу з трьома поясами деформації, які забезпечили отримання необхідного модуля помелу кормового зерна для великої рогатої худоби і вирівняного гранулометричного складу продукту від 85 до 96%. У результаті реалізації повно-факторного експерименту ним були обґрунтовані раціональні параметри та режими роботи дискової пари подрібнювача [10].

Мета роботи. Підвищення ефективності фермерської дробарки за рахунок створення нового робочого органу, отримання рівномірного фракційного складу подрібненого продукту за рахунок більш швидшої сепарації, зменшення виходу пилоподібних часток за рахунок оптимізації процесів (розбивання, перетирання, різання) подрібнення продукту і недопущення повторного обмолоту, пониження енергоємності за рахунок зменшення опору робочих органів, оптимальне зменшення коефіцієнта металоємності, за рахунок раціональної оптимізації конструкції [2].

Основною технологічною операцією при підготовці зернових кормів до згодовування є їх подрібнення, а найбільш поширеними подрібнювачами зерна - молоткові дробарки. Ці машини прості за конструкцією і не вимагають високих вимог до експлуатації. [3].

Перевагами подібних подрібнювачів є:

- простота конструкції,

- надійність,
- компактність,
- велика продуктивність,
- високий ступінь подрібнення,
- порівняно невеликі питомі витрати електроенергії.

Тому вони широко застосовуються в умовах ринкової економіки, як у малих фермерських господарствах, так і на великих спеціалізованих тваринницьких фермах і комплексах.

Продуктивність сучасних дробарок коливається від 50 кг/год. до 20 т/год. і більше.

Проте, ці молоткові дробарки не позбавлені і певних недоліків, зокрема: таких як високі питомі витрати енергії на одиницю отриманого продукту; нерівномірність гранулометричного складу подрібненого корму; швидке затуплення робочих органів (ножів).

Тому розробка і впровадження нової конструктивно-технологічної схем малогабаритних подрібнювачів фуражного зерна, що відповідають сучасним вимогам є актуальним народногосподарським завданням.

Основні результати дослідження: Аналіз запатентованих подрібнювачів за хронологією їх появи від 1922 р. по 2009 р. показав, що до середини 60-х років ХХ століття було видано всього 33 патенти на різальні знаряддя, а надалі їхня кількість різко зростала і тільки за період 1987-1991 рр. становила 102 шт. Така тенденція зростання вказує не лише на підвищення наукового рівня розробок, а й визнання їх пріоритетності на міжнародному рівні. За останні роки значно зросла кількість запатентованих технічних рішень, які ґрунтуються на інноваційних технологіях подрібнення.

На підставі опрацювання архівних документів і літературних джерел, аналізу історіографії з'ясовано, що питання історії наукової думки з механізації подрібнення кормів є малодослідженим, а опубліковані праці лише частково розкривають стан проблеми. З огляду на це, й було визначено сукупність завдань для спеціального комплексного дослідження.

Використовуючи метод історичної періодизації та комплекси джерел було розроблено періодизацію історії розвитку наукової думки щодо механізованого подрібнення зернових кормів:

- перший – від зародження знарядь подрібнення кормів – від IV ст. до н.е. до IX ст. н.е., який характеризується зародженням і становленням механічного подрібнення кормів із використанням простих робочих знарядь: ножів, молотків, каменів з приведенням їх у дію мускульною силою людини;
- другий – застосування у подрібнювачах передавальних механізмів – з IX-X по XVIII-XIX ст.

Для подрібнення корму використовували ротаційні жорна та ножі з коливним рухом, що приводилися в дію від біологічного джерела енергії – людини і тварини;

- третій – застосування механічних двигунів, який тривав з кінця ХІХ до початку ХХ ст. У кормо-переробних засобах використовували дискові та барабанні ножові апарати, штифтові поверхні та плющильні вальці;
- четвертий (20-70-ті рр. ХХ ст.) – період створення і випуску високопродуктивних подрібнювачів з електроприводом для колективних господарств України і застосування примітивних способів подрібнення в особистих господарствах селян.
- п'ятий (80рр. ХХ ст. на сьогодні) – період створення потокових ліній кормоприготування у тваринницьких господарствах і становлення заводського виготовлення електрифікованих технічних засобів для особистих селянських господарств.

Аналіз принципу дії подрібнювачів сільськогосподарської продукції. Молоткова кормодробарка - це найбільш енергоємне технологічне обладнання комбікормових заводів, малих та середніх тваринницьких фермерських сільськогосподарських підприємств.

Молоткові кормодробарки застосовують на борошномельних і круп'яних заводах, на комбікормових заводах, середніх та малих тваринницьких комплексах (фермерських сільськогосподарських підприємствах) та індивідуальному використанні у господарстві для подрібнення зерна та продуктів його переробки.

На сьогодні існує велика кількість молоткових кормодробарок (Рис.1) різних як за своїм призначенням, так і за принципом дії робочих органів на зерно (стисненням, стиранням, зрушенням, ударом, сколюванням).



Рисунок 1 - Класифікація молоткових кормодробарок

На сучасних підприємствах, середніх та малих фермерських комплексах та в індивідуальному використанні у господарстві, для подрібнення зерна, а також проміжних продуктів його переробки використовують такі різновиди молоткових кормодробарок (рис.2):

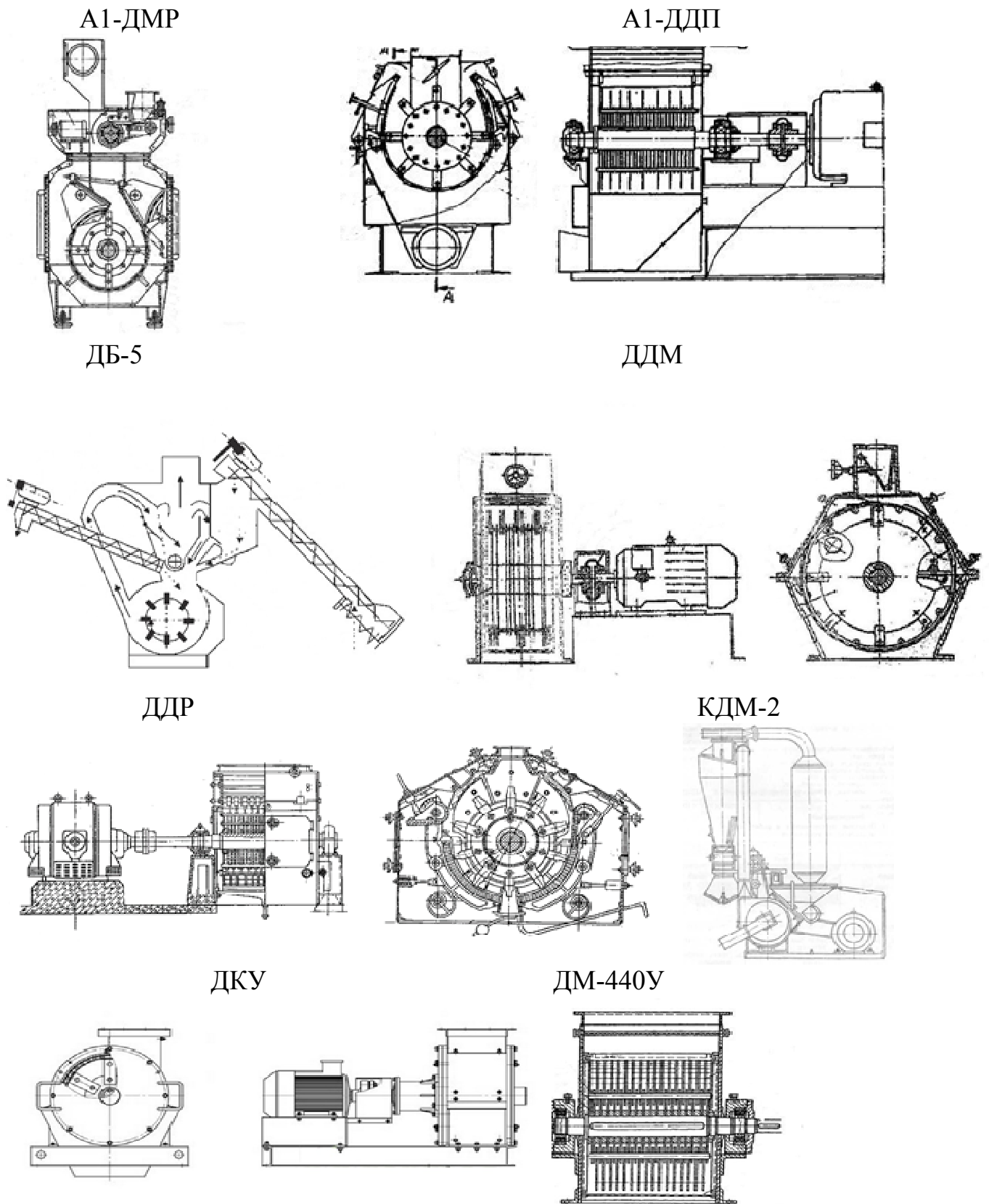


Рисунок 2 - Види молоткових кормодробарок.

Молоткова дробарка . Молоткові дробарки постійно знаходяться в центрі уваги досліджень . Тому для подрібнення зерна дослідниками пропонують

досить велику кількість конструкцій молоткових дробарок, але в даний час для подрібнення зернового фуражу в тваринництві в нашій країні застосовуються молоткові дробарки з горизонтальною та вертикальною віссю обертання : ДКУ , КДМ , ДДМ , ДДР , А1 - ДМР , ДБ- 5 і інші .

Зерно в молоткових дробарках піддається неодноразовим ударом молотків, шарнірно підвішених на обертових роторах, потім воно розпадається на дрібні частини і видаляється через решета з робочої зони дробарки (назовні).

З простотою молоткових дробарок, високою надійністю в роботі та компактністю, вони мають також ряд суттєвих недоліків:

- високу енергоємність подрібнення, обумовлену витратами енергії на багатократні удари по зерну, на передачу що обертається і поступального руху зерну за рахунок непрямого удару, тертя об поверхню решета та нагрів і зіткнення між частинками;
- нерівномірність гранулометричного складу одержуваного продукту з підвищеним вмістом подрібнених частинок (пилоподібної фракції);
- інтенсивний знос робочих органів (молотків).

Щодо надійності таких дробарок, то завдяки балансуванню ротора та рівномірному розподіленню власної ваги, незалежно від кута обертання, то центр його маси буде знаходитися на осі обертання ротора, то за таких умов підшипники, на які спирається ротор, будуть мати мінімальне вібраційне навантаження, та збільшиться кількість годин роботи до технічного обслуговування.

Недоліком надійності є нерівномірність спрацювання молотків на діаметрально протилежних осях, що у свою чергу, спричиняє статичну невірноваженість ротора, а вздовж ротора - динамічну. Зважаючи на високу частоту обертання ротора, порушення збалансованості різко збільшує вібрацію ротора, яка через диски та вал передається на підшипникові вузли, корпус дробарки і раму. Все це призводить до обриву дисків у місцях розміщення осей підвісу, деформування і навіть поломки валу, інтенсивного зношування підшипників, злому болтових з'єднань, появи тріщини, а в подальшому деформування корпусів підшипників. Як результат, зменшується надійність, знижується довговічність роботи дробарки, погіршуються умови безпеки праці.

Висновки. Із приведеного аналізу слідує, що дослідження в області малогабаритних дробарок зернових кормів представляє великий інтерес до подальшого наукового дослідження та пошуку шляхів щодо удосконалення та підвищення ефективності роботи зі зниженням витрат на обслуговування. Вони мають різні недоліки, практично для всіх подрібнювачів характерні великі розміри робочих органів що обертаються, отже, великі маси що обертаються, значні витрати питомої енергії, високу металоємність. В цілому, технічний і технологічний процес подрібнення зерна є складним. Наявний теоретичний і практичний досвід не дає повноцінної можливості визначити усі потрібні недоліки, що вимагає принципово нових технічних рішень та розробок. А застосування малогабаритних молоткових дробарок, які працюють одночасно

за принципом (різання, сколювання, удару) є перспективним. Враховуючи те, що малогабаритні молоткові дробарки зернових кормів у серійному виробництві зустрічаються рідше, ніж молоткові та відцентрово-роторні, можна зробити висновок, що існує ще багато шляхів удосконалення конструкцій та підвищення якості подрібнення зернових кормів.

Список літератури

1. Дисертації в Техносфере: <http://tekhnosfera.com/razrabotka-i-obosnovanie-konstruktivnyh-i-rezhimnyh-parametrov-malogabaritnoy-drobilki-furazhnogo-zerna#ixzz46J1eaKYf>.
2. Гарабажиу А.А. Энергосберегающая роторно-центробежная мельница для тонкого помола сыпучих и кусковых материалов / Гарабажиу А.А., Левданский Э.И., Левданский А.Э. – Известия НАН Беларуси. Серия физ.-техн. наук. 2000. № 2. С. 125-131.
3. Мельников С.В. Механизация животноводческих ферм / Мельников С.В., Андреев П.В., Базенков В.Ф., Вагин Б.И., Жевлаков П.К., Фарбман Г.Я. – М., «Колос», 1969. С. 35.
4. Сиденко П.М. Измельчение в химической промышленности / Сиденко П.М. – М.: Химия, 1977. – 368 с.
5. Елисеев В.А. Теоретическое и экспериментальное обоснование методов повышения эффективности процесса измельчения зерновых кормов на животноводческих фермах / Елисеев В.А. – Автореф. дисс. доктора техн. наук, Воронеж, 1969. – 50 с.
6. Мяндр А.Я. Кормоприготовительные машины и агрегаты / Мяндр А.Я. – М.: Машиностроение, 1970. – 256 с.
7. Жислин Я.М. Оборудование для производства комбикормов, обогатительных смесей и премиксов / Жислин Я.М. – М.: Колос, 1981. – 320 с.
8. Богородский А.В. Интенсификация процесса измельчения в мельницах дезинтеграторного типа / Богородский А.В. – Изв. вузов. Химия и химическая технология. Т.23, вып.5, 1980. – с. 643-645.
9. Елисеев В.А. Исследование процесса измельчения зерна ударом / Елисеев В.А. – автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук. Воронеж, 1962. – 20 с.
10. Карташев Б.В. Обоснование основных параметров измельчителя фуражного зерна роторно-ножевого типа / Карташев Б.В. – автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук. Челябинск, 1996. – 20 с.
11. Глебов, Л.А. Повышение эффективности измельчителя компонентов комбикормов Л.А. Глебов. М.: ЦНИИТЭИ. 1984. – 28 с.
12. Золотарев, С.В. Ударно-центробежные измельчители фуражного зерна (основы теории и расчета) С.В. Золотарев; Барнаул: ГИПП «Алтай», 2001. 200 с.
13. Мельников, С.В. Измельчение зерна на молотковых дробилках С.В. Мельников // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1957. № 1. – С.24-29.
14. Черняев, Н.П. Производство комбикормов Н.П. Черняев.– М.:Агропромиздат, 1989. 224 с.

15. Сундеев, А.А. Экспериментальные исследования работы сепаратора с эластичными рабочими органами Совершенствование технологий и технических средств для механизации процессов в растениеводстве: Сб. науч.тр./ВГАУ. Воронеж, 1994. – С.169-172.

16. Шейко Н. В. Генезис видів механічного руху при подрібненні кормів [Електронний ресурс] / Н. В. Шейко // Історія науки і біографістика : міжвід. темат. зб. – 2009. – Вип. 3. – Режим доступу : www.nbuiv.gov.ua/e-journals/inb/2009-3/09sheiko.pdf – Назва з екрану.

17. Шейко Н. В. Розвиток наукових центрів по створенню машин для приготування кормів в особистих селянських господарствах України [Електронний ресурс] / Н. В. Шейко // Історія науки і біографістика : міжвід. темат. зб. – 2009. – Вип. 2. – Режим доступу : www.nbuiv.gov.ua/e-journals/inb/2009-2/09_shejko.pdf – Назва з екрану.

18. Шейко Н. В. Періодизація історії механізації підготовки кормів у тваринництві / Н. В. Шейко // Питання історії науки і техніки. – К: Центр пам'ятокознавства НАНУ і УТОПІК, 2009. – № 2 (10). – С. 36–41.

19. Шейко Н. В. Концепція методичного підходу до вивчення історії становлення подрібнювачів кормів / Н. В. Шейко // Історія української науки на межі тисячоліть : зб. наук. пр. / [відп. ред. О. Я. Пилипчук]. – К., 2009. – Вип. 43. – С. 168–173.

Анотація

Аналіз конструкцій подрібнювачів зернових кормів і напрямки їх вдосконалення

Коротов Ю.Ю. Брагінець М.В.

В роботі проведені теоретичні дослідження по хронології розвитку машин і обладнання для приготування кормопродуктів животноводства. Определены основные недостатки и преимущества актуальных кормоизмельчителей, выбраны основные пути минимализации недостатков на процес измельчения.

Abstract

Construction analysis shredder feed grain and direction to improve

J. Korotov, M. Brahinet

The robot carried out theoretical studies on the chronology of the development of machines and equipment for the preparation of livestock feedstuffs. The main shortcomings and advantages of the current feed mills are determined, the main ways of minimizing the shortcomings in the grinding process are chosen.

УДК 636:631.1.016:637

СУЧАСНИЙ СТАН ТА НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ТВАРИННИЦТВА В УКРАЇНІ ТА ХАРКІВСЬКІЙ ОБЛАСТІ

Нагорний С.А., к. с.-г. н., доцент, Русальов О.М., к.т.н., доцент

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства ім.
Петра Василенка)*

Наведені матеріали аналізу динаміки поголів'я ВРХ, свиней, овець, кіз та птиці по категоріям господарств України та Харківської області за період 1990 - 2016 роки, а також напрями подальшого розвитку тваринництва.

Тваринництво є важливою галуззю сільського господарства, яка забезпечує людей продуктами харчування і галузі легкої промисловості сировиною та сприяє підвищенню використання природних ресурсів і зайнятості населення. Протягом останніх двох десятиліть традиційна галузь зазнала значних втрат і нині більшість її підгалузей перебувають у глибокій фінансово – економічній кризі.

Метою роботи було проведення аналізу і оцінки стану основних підгалузей тваринництва за період 1990 – 2016 роки і виявлення напрямків розвитку на наступні роки.

Матеріалом для проведення досліджень були результати ведення галузей скотарства, свинарства, вівчарства, козівництва та птахівництва в господарствах усіх категорій України. В процесі досліджень використовували економіко – статистичні методи обробки документів, опублікованих у відкритому друці з 1990 по 2016 роки [1,2,3,4].

Результати досліджень. Україна за виробництвом основних видів тваринницької продукції у 1990 – 1991 рр. займала одне з провідних місць у Європі. Виробництво м'яса усіх видів у забійній вазі на душу населення в 1990 році становило 84 кг., при науково – обґрунтованій нормі 85 кг., з них на яловичину з телятиною припадало 46%, на свинину – 36%, м'ясо птиці – 16% і решта – на баранину, кролятину і конину.

Виробництво молока в 1990 році становило 24,5 млн. тон, в т. ч. 76% у сільгосппідприємствах, а на одну особу 472 кг. при нормі 380 кг. Молочна продуктивність корів у сільгосппідприємствах становила 2941 кг. Із загального поголів'я корів 74% їх було у с.-г. підприємствах.

Виробництво яєць в 1990 році, в розрахунку на одну особу, було доведено до 314 штук на рік, при нормі 290 шт.

Динаміку чисельності поголів'я ВРХ, свиней, овець, кіз та птиці по категоріям господарств України і Харківської області наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 - Динаміка чисельності поголів'я ВРХ, свиней, овець, кіз та птиці по категоріях господарств України і Харківської області (тис. гол.).

Поголів'я	Роки							
	1991		2001		2011		2016	
	Україна	Харківська обл.	Україна	Харківська обл.	Україна	Харківська обл.	Україна	Харківська обл.
Усі категорії господарств								
Поголів'я ВРХ, всього	24623,4	1274,6	9423,7	466,2	4494,4	194,8	3838,5	195,0
в т.ч. корів	8378,2	415,0	4958,3	217,3	2631,2	100,5	2174,1	91,8
свиней	19426,9	1086,0	7652,3	365,5	7960,4	285,3	7042,7	283,3
овець та кіз	8418,7	284,6	1875,0	79,5	1731,7	74,4	1334,5	74,4
птиці	246104,2	15285,5	123722,0	6413,2	203839,8	10015,9	198864,4	7485,0
Сільгоспідприємства								
Поголів'я ВРХ, всього	21083,3	1203,8	5037,3	338,4	1526,4	96,8	1279,7	98,6
в т.ч. корів	6191,6	371,9	1851,0	133,4	589,1	39,9	504,8	36,4
свиней	14071,2	895,2	2414,4	163,2	3625,2	148,8	3778,4	179,9
овець та кіз	7165,5	99,3	413,3	14,2	298,4	11,5	198,6	9,1
птиці	132966,6	9748,7	25352,9	1615,4	110561,3	4971,2	113098,6	2706,1
Господарства населення								
Поголів'я ВРХ, всього	3540,1	70,8	4386,4	127,8	2968,0	98,0	2558,8	96,4
в т.ч. корів	2186,6	43,1	3107,3	83,9	2042,1	60,6	1664,3	55,4
свиней	5355,7	190,8	5237,9	202,3	4335,2	136,5	3264,3	103,4
овець та кіз	1253,2	27,4	1461,7	65,3	1433,3	62,9	1175,9	65,3
птиці	113137,6	5536,8	98369,1	4797,8	93278,5	5044,7	85765,8	4778,9

За останні 20 – 25 років виробничо – економічні показники по галузям скотарства, свинарства, вівчарства значно погіршилися. Різке зменшення поголів'я тварин, зниження їх продуктивності і показників відтворення призвело до скорочення обсягів виробництва цих видів продукції і як результат – рівня їх виробництва на душу населення [5].

За період з 1990 по 2016 рр. поголів'я великої рогатої худоби скоротилося з 24,6 до 3,8 млн. голів, або у 6,5 разів, в тому числі корів з 8378.2 до 2174,1 тис. голів, або у 3,8 рази.

Аналогічна ситуація відбувалась і у галузі свинарства. Різке скорочення обсягів виробництва кормів негативно вплинуло на чисельність свиноголів'я, яке за цей час зменшилось з 19,4 до 7,04 млн. голів, або у 4,8 рази. Зменшення поголів'я свиней в усіх категоріях господарств Харківської області за період 2011 – 2016 років відбулося за рахунок господарств населення з 136,5 до 103,4 тис голів, або в 1,3 рази, а в сільгосп підприємствах навпаки зросло більше ніж на 20 %. Зворотня ситуація склалася в області з динамікою чисельності поголів'я овець і кіз: в сільгосп підприємствах зменшилося в 1,2 рази, а в господарствах населення зросло, хоча в усіх категоріях господарств області залишилось незмінним.

Підгалузь птахівництва у перші 10 років зазнала значного руйнування. Найбільш енергоємні підприємства з вирощування молодняка на м'ясо, у більшості припинили виробничу діяльність, а менш витратні - з виробництва харчових яєць, зменшили потужності і виробництво продукції. В зв'язку з цим у 2001 році, у порівнянні з 1991 роком, поголів'я птиці зменшилось з 246,1 до 19,8 млн. голів.

Відновлення птахівництва відбувається за рахунок створення в регіонах України асоціацій «Птахопрому», до складу яких входять птахівничі підприємства з виробництва яєць і м'яса різних видів птиці, інкубаторні станції, комбикормові заводи, наукові установи та дослідницькі лабораторії. Асоціації комплексно вирішують усі питання оптимізації виробничої, фінансової та маркетингової діяльності, спрямованої на технічне переоснащення підприємств, впровадження нових кросів і технологій, що забезпечило в 2011 році значне перевищення показників 1990 року.

В цілому, головними причинами незадовільного стану тваринництва є недостатній за кількістю і якістю рівень кормовиробництва і кормо - забезпечення галузі, скорочення виробничого потенціалу, слабе поновлення тваринницьких приміщень і споруд, машин та технологічного обладнання,

генетичного потенціалу тварин і птиці, а також погіршення матеріально – технічної бази племінних тваринницьких господарств.

Висновки

Виведення галузі тваринництва з кризового стану має здійснюватись за умов забезпечення наступного:

- створення крупнотоварного виробництва тваринницької продукції за рахунок прискореного зростання поголів'я тварин і птиці та їх продуктивності;
- зміцнення кормової бази і налагодження кадрового забезпечення;
- стимулювання збільшення обсягів виробництва товаровиробниками різних форм господарювання.

Список літератури.

1. Державна цільова програма розвитку тваринництва на період до 2015 року. – Кабмін України, 2009. – 25 с.
2. Концепція комплексної державної програми реформ та розвитку сільського господарства України. – К.: Кабмін України, 2010. – 232 с.
3. Тваринництво України/Статистичний збірник. – К.: Держслужба статистики України, 2012. – 210 с.
4. Виробництво продукції тваринництва в Україні/ Статистичний бюлетень – К.: Держслужба статистики України, 2016. – 25 с.
5. Петруша Е.З., Науменко О.А., Бойко І.Г., Нагорный С.А. Стан та напрямки розвитку тваринництва/ Зб. наук. праць Таврійського ДАТУ – Мелітополь: ТДАТУ, 2013
6. Прудніков В.Г., Чалий О.І., Петруша Е.З., Нагорный С.А. Виробництво продукції свинарства України та Харківської області/ Зб. наук. праць «Проблеми зооінженерії та ветеринарної медицини».- Х.: РВВ ХДЗВА, 2013.- Вип. 25. Ч. 1 «Сільськогосподарські науки» С. 93-98

Аннотация

Современное состояние и направления развития животноводства в Украине и Харьковской области

С.А. Нагорный, А.М.Русалев

В работе приведены материалы анализа динамики поголовья КРС, свиней, овец, коз и птицы по категориям хозяйств Украины и Харьковской области за период 1990 – 2016 годы, а также направления дальнейшего развития животноводства.

Abstract

Current state and directions of livestock development in Ukraine and Kharkiv region

S. Nagornij, A. Rusaljov

The work presents the analysis of the dynamics of the livestock of cattle, pigs, sheep, goats and poultry by categories of households in Ukraine and the Kharkiv region for the period 1990 - 2016, as well as the directions for further development of livestock.

УДК 637.116

ИССЛЕДОВАНИЕ УСИЛИЯ, РАЗВИВАЕМОГО СОСКОМ ВЫМЕНИ КОРОВЫ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ЕГО ДИАМЕТРА

Чехунов О.А., к.т.н., доцент
(ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, г. Белгород, Россия)

В статье представлено описание устройства и результаты испытаний усилия, оказываемого соском при изменении его диаметра.

Специалистам в области машинного доения коров известно, что слабое место серийно выпускаемых доильных аппаратов – их сосковая резина, изменение механических характеристик которой ведет к нарушению, а иногда и к полному прекращению процесса извлечения молока. Наползание доильных стаканов на соски вымени, что приводит к перекрытию канала между цистерной вымени и полостью соска и, как следствие, к холостому доению. Отрицательно влияют на доение и ударные воздействия на соски, возникающие в результате цикловых пульсаций сосковой резины. В процессе доения корова испытывает вначале ударную нагрузку на сосок, потом сжатие его резиной, что приводит к постепенному ороговению соска и появлению на его поверхности трещин. Еще один недостаток доильных аппаратов – образование в подсосковых камерах аэрозолей, способствующих проникновению патогенных микробов в полости молочных цистерн вымени животных.

Для исключения этих недостатков нами разработан доильный аппарат, включающий однокамерные доильные стаканы с пневмоклапанами, обеспечивающими периодический выпуск атмосферного воздуха в подсосковую камеру, двухполупериодный пульсатор и коллектор с двумя регуляторами вакуума, каждый из которых объединяет два диаметрально противоположных доильных стакана [1].

Для обеспечения работоспособности доильных аппаратов с однокамерными доильными важно знать значение силы трения, возникающей между соском и стенкой стакана. Теоретически ее можно найти по выражению:

$$F_{тр} = F_y \cdot f_{тр}, \quad (1)$$

где F_y – усилие, развиваемое соском, Н; $f_{тр}$ – коэффициент трения материала доильного стакана по соску.

Для нахождения величины силы трения опытным путем, мы определяли закономерность изменения величины усилия воздействия соска вымени коровы в трех точках (у основания, посередине и на расстоянии 5 мм от окончания соска) от величины разрежения в подсосковом пространстве доильного стакана определяли. Для этого была разработана и изготовлена экспериментальная

установка для измерения усилия воздействия соска на стенку однокамерного доильного стакана от величины разрежения в подсосковом пространстве (рисунок 1) [2].

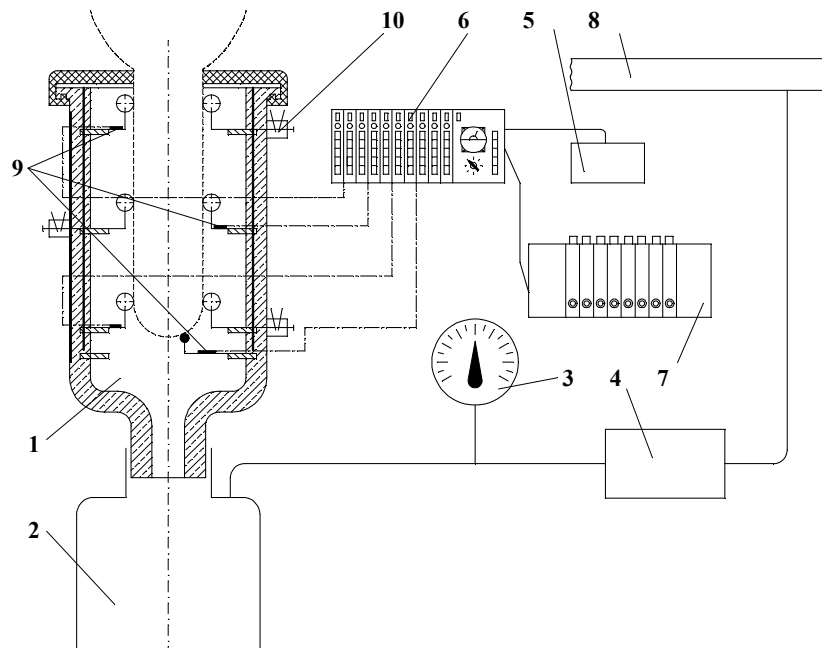


Рисунок 1 – Схема экспериментального устройства для измерения усилия воздействия соска на жесткую стенку в зависимости от величины разрежения в подсосковом пространстве доильного стакана: 1 – специальный доильный стакан; 2 – емкость для сбора молока; 3 – вакуумметр; 4 – регулятор вакуума; 5 – блок питания; 6 – тензоусилитель; 7 – регистрирующее устройство; 8 – вакуумпровод; 9 – тензорезисторы; 10 – механизм перемещения

Устройство для измерения усилия, оказываемого соском, выполнено в виде специального однокамерного доильного стакана 1, съемной емкости для сбора молока 2, вакуумметра 3, регулятора вакуума 4, блока питания 5, тензоусилителя 6, регистрирующего устройства 7, вакуумпровода 8, тензорезисторов 9 и механизма перемещения 10. Доильный стакан выполнен однокамерным, с механизмом для измерения усилия, оказываемого соском на жесткую стенку при изменении его диаметра, состоящего из трех аналогичных узлов с возможностью измерения усилия, оказываемого соском в трех точках (у основания, посередине и у окончания соска). Каждый узел механизма выполнен в виде кольца с прорезями, механизма перемещения кольца в корпусе доильного стакана и измерительной части. Последняя выполнена в виде рычагов с выступами и тензоэлементами, шарнирно закрепленными в корпусе доильного стакана, кронштейнами с отверстиями и опорными колесами. Механизм перемещения выполнен в виде корпуса, штока, подпружиненной пружиной и жестко закрепленного с кольцом, стопорных рычагов с отверстиями, между которыми установлены пружина и ограничитель хода.

Исследования проводили следующим образом. После надевания специального доильного стакана 1 на сосок вымени животного, регулятором

вакуума 4 плавно изменяли вакуумметрическое давление в подсосковой камере доильного стакана (в пределах от 5 до 55 кПа, с шагом 5 кПа) с точностью $\approx \pm 0,5$ кПа. Измерения усилия воздействия соска на жесткую стенку проводили с трехкратной повторностью по каждому соску вымени в трех точках: у основания, посередине и у окончания соска с точностью измерений $\approx \pm 0,09$ Н. Сигнал с тензорезисторов регистрировали на регистрирующем устройстве 7. Для усиления сигналов использовали многоканальный шлейфовый тензоусилитель 6 с блоком питания 5. Одновременно регистрировали величину вакуумметрического давления в подсосковом пространстве доильного стакана вакуумметром 3.

После обработки результатов исследований зависимости изменения усилия воздействия соска на жесткую стенку от величины разрежения в подсосковом пространстве доильного стакана нахождение величины силы трения между соском и стенкой однокамерного доильного стакана для различных начальных диаметров сосков вымени вели по выражению (1).

В результате проведенных исследований согласно описанной выше методики был получен ряд значений усилия воздействия соска на жесткую стенку от величины разрежения в подсосковом пространстве доильного стакана. Проверку однородности полученной выборки проверяли по критерию Кохрена.

Графическая интерпретация зависимости изменения усилия воздействия соска на жесткую стенку однокамерного доильного стакана от величины разрежения в подсосковом пространстве для трех точек (у основания, посередине и у окончания соска) представлена на рисунке 2.

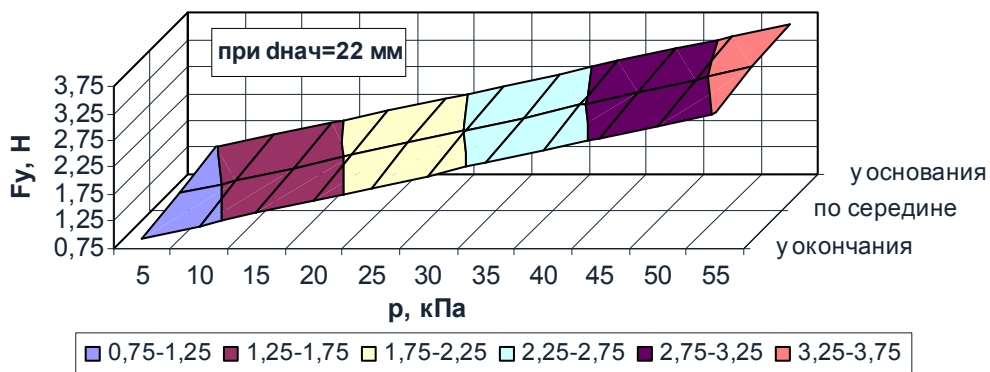


Рисунок 2 – Зависимость усилия воздействия соска на жесткую стенку от величины разрежения в подсосковом пространстве доильного стакана при начальном диаметре соска 22 мм

В результате обработки данных исследований установлено, что искомая зависимость достаточно полно описывается линейным уравнением вида:

$$\begin{aligned}
 \text{у основания соска: } & Y=0,0000457 \cdot x+1,0199; \\
 \text{по середине соска: } & Y=0,0002048 \cdot x+1,1572; \\
 \text{у окончания соска: } & Y=0,0000507 \cdot x+0,1572.
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

где Y – усилие, развиваемое соском от величины разрежения в подсосковом пространстве доильного стакана, Н; x – вакуумметрическое давление, Па.

Подставив полученные уравнения в выражение (1), получаем экспериментальные зависимости изменения силы трения между соском и стенкой однокамерного стакана от величины разрежения в подсосковом пространстве доильного стакана. Графическая интерпретация представлена на рисунке 3.

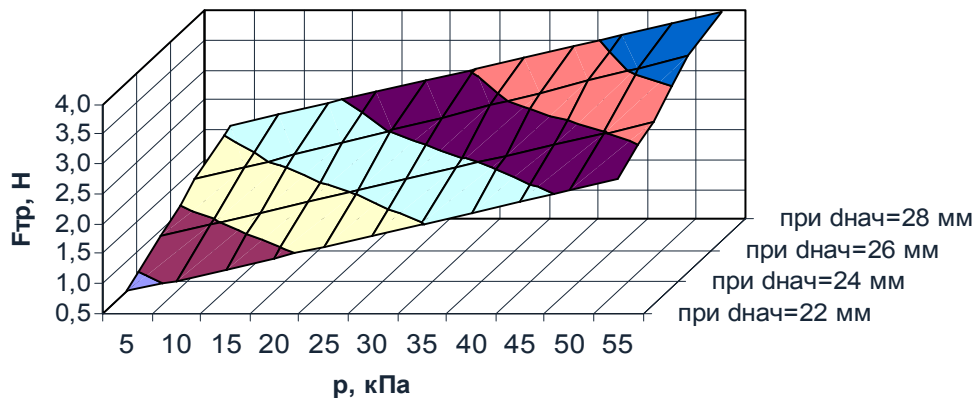


Рисунок 3 – Зависимость изменения силы трения между соском и стенкой однокамерного доильного стакана от величины разрежения в подсосковом пространстве

Теоретическую зависимость изменения силы трения между соском и стенкой однокамерного доильного стакана можно найти по выражению [3]:

$$F_{mp} = \frac{\pi d_c l_c f_{mp} [(1 - \mu_2) r_{02}^2 (p_{вн} + p) r_2^2 + (1 + \mu_2) r_k^2 r_2^2 (p_{вн} + p) - U_2 E_2 (r_k^2 - r_2) r_{02}]}{(1 - \mu_2) r_{02}^2 r_k^2 + (1 + \mu_2) r_k^2 r_2^2} \quad (3)$$

где d_c – диаметр соска, м; l_c – длина соска, м; μ_2 – эмпирический коэффициент поперечной деформации соска; r_{02} – элементарный радиус соска, м; $p_{вн}$ – внутрисосковое давление, Па; p – вакуумметрическое давление в стакане, Па; r_2 – радиус соскового канала, м; r_k – контактный радиус между соском вымени и однокамерным доильным стаканом, м; U_2 – радиальное перемещение соска, м; E_2 – эмпирический переменный модуль упругости, Н/м².

Оценку достоверности сходимости теоретических и экспериментальных данных зависимости силы трения между соском и стенкой однокамерного доильного стакана проводили по критерию Фишера. Методом дисперсионного анализа по критерию Фишера проверялась адекватность теоретических и экспериментальных моделей, а также сравнивались экспериментальные зависимости, характеризующие изменение силы трения между соском и стенкой однокамерного доильного стакана от величины вакуумметрического давления в подсосковом пространстве для различных начальных диаметров

сосков вымени. Так величина силы трения при изменении вакуумметрического давления в подсосковом пространстве доильного стакана от 5 до 55 кПа для сосков с начальным диаметром 22 мм изменяется в пределах от 0,85 до 2,7 Н.

Установлено, что различие между экспериментальными зависимостями силы трения соска по стенке однокамерного доильного стакана достоверно. Фактические значения F – критерия Фишера при сравнении смежных уравнений, а также соответствующих в различных группах превышало табличное значение, равное 2,71. Одновременно было доказано, что теоретические и экспериментальные модели адекватны. При табличном значении F_{05} – критерия Фишера равном 2,71, фактическое значение находилось в интервале 1,11...2,50. Это свидетельствует о достоверности нашего теоретического предположения о зависимости трения соска по стенке доильного стакана при различных значениях вакуумметрического давления в подсосковом пространстве стакана.

Список литературы

1. Патент 2250605 RU, МКИ 7 А 01J 5/04. Доильный аппарат / Ужик В.Ф., Чехунов О.А., Скляров А.И., Ужик О.В., Борозенцев В.И. – 2004110091/17; Заявлено – 02.04.2004; Опубл. 27.04.2005. Бюл. № 12.
2. Патент 2284691 RU, МКИ 7 А 01J 7/00. Устройство для измерения усилия, оказываемого соском при изменении его диаметра / Ужик В.Ф., Чехунов О.А – 2005100590/12; Заявлено 11.01.2005; Опубл. 10.10.2006 Бюл. N 28.
3. Ужик В.Ф. Аналитическое обоснование конструктивно-режимных параметров доильного аппарата с однокамерными доильными стаканами [Текст] / В.Ф. Ужик, О.А. Чехунов // Бюллетень научных работ. Выпуск 5. Белгород. – Издательство Бел ГСХА, 2006. С. 138 – 143.

Abstract

Research efforts developed by the nipple of the udder of the cow when changing the diameter

O. Chehunov

The article presents the description of the device and the test results of the efforts exerted by the nipple while changing the diameter.

Анотація

Дослідження зусилля, розвиваємого соском вимені корови при зміні його діаметра

Чехунов О.А.

У статті представлено опис пристрою і результати випробувань зусилля, що чиниться соском при зміні його діаметра.

УДК 631.171.075.4

ЗАЛЕЖНІСТЬ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ ГАЛУЗІ СВИНАРСТВА ВІД ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОДУКТИВНОСТІ ТВАРИН

Болтянська Н.І., к.т.н., доц. кафедри ТСТТ
(Таврійський державний агротехнологічний університет)

У статті розглянуто вплив технологічних параметрів продуктивності тварин, що закладаються при будівництві нових свинарських підприємств, на підвищення конкурентоспроможності галузі свинарства, зроблено порівняння технологічних параметрів продуктивності тваринних, використовуваних різними компаніями, нових свинарських підприємств, що закладаються при будівництві, розглянуто сучасні технології утримання свиноматок після відбирання від поросят в групових верстатах для відпочинку і виявлення охоти.

Постановка проблеми. Упродовж останніх років в Україні відбувся катастрофічний занепад тваринництва в цілому і, зокрема, свинарства як однієї з основних складових галузі. За період 1991...2012 років в усіх категоріях господарств поголів'я свиней скоротилося на 12,1 млн. або в 2,6 рази, (з 19,4 млн. до 7,3 млн.) переважно за рахунок стрімкого скорочення поголів'я свиней в сільськогосподарських підприємствах - на 11,8 млн. або 6,2 разу [1-3].

Скорочення поголів'я великої рогатої худоби, птаха та ін., привело до зменшення споживання м'яса і м'ясопродуктів з 68,2 кг в 1990 році до 34,5 кг в 2012 році, тобто майже в 2 рази. У структурі споживання м'яса свинина складає найбільшу частину - 41% (яловичина і птах відповідно 28%, 27%, інші 4% - баранина, риба та ін. [4-6].

Аналіз останніх досліджень. Занепад свинарства як однієї з основних складових галузі тваринництва пояснюється незацікавленістю товаровиробників в розвитку тваринництва в результаті його збитковості, оскільки собівартість продукції в 2...3 рази перевищує її реалізаційну ціну [1,3,7]. З таким висновком можна погодитися відносно реформованих сільськогосподарських підприємств, проте він мало торкається приватного сектора, де знаходиться 70% загального поголів'я свиней, причому ця частина протягом останніх 14 років істотно не змінюється. Темпи скорочення поголів'я свиней в сільськогосподарських підприємствах залишаються вищим, в порівнянні, з особистими господарствами населення, а співвідношення між поголів'ям свиней, які містяться в господарствах населення і сільгосппідприємствах залишається незмінним, - приблизно 70:30. Причому, в окремих областях (Чернівецька, Львівська, Тернопільська, Івано-Франківська, Рівненська) чисельність поголів'я свиней в господарствах населення складає від 85 до 90%.

При таких обставинах стає очевидним, що відновити чисельність поголів'я тварин і збільшити обсяги виробництва свинини в найкоротший строк

можливо шляхом першочергового забезпечення господарств населення племінним, високопродуктивним ремонтним молодняком, збалансованими повнораціонними комбікормами і озброївши сільського хазяїна новітніми технологіями утримання і догляду за тваринами [8-11].

Формулювання цілей статті. Визначити вплив технологічних параметрів продуктивності тваринних нових свинарських підприємств, що закладаються при будівництві, на підвищення конкурентоспроможності галузі свинарства.

Основна частина.

Успішний розвиток галузі свинарства і конкурентоспроможність її продукції залежать від ряду найважливіших чинників, серед яких відмітимо:

- рівень селекційно-генетичної роботи;
- технологія виробництва;
- організація кормової бази і годівлі тварин з урахуванням сучасних знань фізіології живлення свиней;
- високий рівень ветеринарної і зоогігієнічної культури на свинарських підприємствах.

Слід зазначити, що нині рівень селекційно-генетичних робіт і технології, вживані в товарному свинарстві, не завжди відповідають поставленим завданням.

Продуктивність маткового стада в українських племінних господарствах поступається показникам провідних наукових свинарських центрів світу і складають 70...75% від їх рівня у кращому разі. Істотно більше ми витрачаємо кормів на 1 кг приросту живої маси, майже в 2 рази вище відхід тварин [8,12].

Недостатньо використовується в загальній системі виробництва свинини усім відомий спосіб підвищення продуктивності тварин - гібридизація. Доля гібридного молодняка нині в Україні не перевищує 65%, тоді як за кордоном практично усе відгодівельне поголів'я отримують керуючись прийнятими схемами багатоступінчастої гібридизації.

У 2005 році була запропонована і обґрунтована пірамідальна система виробництва свинини. У основі цієї системи пропонувалося створювати нуклеуси - селекційно-генетичні центри, призначені для роботи із створення нових і вдосконалення існуючих порід і ліній свиней. Ці тварини повинні використовуватися як форми прародителів для отримання проміжних гібридів. Наступною ланкою піраміди передбачалися центри гібридизація, яка на базі форм прародителів виробляла б гібридне поголів'я батьківського стада товарних репродукторів. На товарних же репродукторах повинна здійснюватися завершальна стадія гібридизації з отриманням дво-, три, і чотирипорідних гібридів для відгодівлі. Встановлено, що дво-, трипорідні гібриди ландрасів з матками великої білої породи за відгодівельними і м'ясними показниками значно випереджають чистопорідних тварин. Нині в Україні діють 19 племінних репродукторів по розведенню свиней породи ландрас, у тому числі 4 з них - в Чернівецькій області. Свині породи ландрас -

одна з кращих серед заводських порід світу за відгодівельними і м'ясними показниками. В порівнянні з великою білою породою середньодобові прирости ландрасів більше на 11,4...17,9%, витрати корму на 1 кг приросту менше на 14,7...19,4 %, забійних кондицій вони досягають на 20...25 днів раніше, на 12...20% краще використовують азотисту частину корму [12-14].

Як правило, власники свинарських підприємств, що знову будуються, вважають за краще імпортувати племінну худобу, а не купувати її у вітчизняних племінних заводів і репродукторів. В першу чергу це пояснюється необхідністю мінімізувати капітальні вкладення в будівництво і технічне оснащення ферм і комплексів.

Високопродуктивні тварини зарубіжної селекції порівняно з вітчизняними здатні забезпечувати виробництво більшої кількості продукції за коротший технологічний цикл. Це знижує потребу в скотомісцях для одноразової постановки тварин, а отже сприяє значній економії загальної площі забудови комплексу і устаткування.

Порівняння результативності використання тварин з різних селекційних центрів Європи і України при виробництві свинини з розрахунку на 1300 основних маток показує, що в Голландії від них отримують 28000 голів відгодіваних свиней в рік живою масою 110 кг, в Данію - 35000 голів, в Україні - по середніх господарствах - 19000 голів в рік, що менше зарубіжних аналогів на 47 і 85 % відповідно.

Результати порівняння технологічних параметрів продуктивності тварин, використовуваних різними компаніями, нових свинарських підприємств, що закладаються при будівництві, приведені в таблиці 1.

Як видно з таблиці 1, врахований технологічний відхід молодняка від народження до здачі на м'ясокомбінат в середньому по Україні складає 22%, а приріст живої маси на відгодівлі - 328 г в добу при середній тривалості відгодівлі 280 днів. Ці показники у зарубіжних виробників варіюють від 12 до 14% і 720...970 г/доб. відповідно.

Істотно понижені у зарубіжних колег норми площ для тварин. Так, за технологією виробництва свинини ряду європейських компаній норма площі на 1 умовну свиноматку з шлейфом складає близько 13,2 м². Вітчизняні технології у поєднанні з тваринами вітчизняної селекції вимагають близько 22...25 м².

Необхідність проведення досліджень цих нормативів безперечно і повинна стати предметом вивчення найближчими роками.

Поширена думка про негативний вплив систематичного освіження крові новостворюваних і вже існуючих стад свиней племінними тваринами з-за кордону. Проте, аналіз численних проєктованих об'єктів показує, що питома вага витрат на імпорт племінних тварин при первинному комплектуванні стада складає 4...5% від загальних капіталовкладень. Надалі, при повному освоєнні потужностей підприємства, щорічний ремонт стада складатиме близько 5% від поточних витрат на виробництво продукції.

Таблиця 1- Рівень технологічних параметрів продуктивності тваринних, використовуваних при проектуванні свинарських підприємств

№ п/п	Найменування показників фірм	Данія	Австрія	Канада	Голландія	Німеччина	Україна
		Егеберг	Шауер	ФіЖиСі	Поркон	Біг Дачмен	Середні показники
1	Число опоросів в рік на одну свиноматку	2,48	2,48	2,36	2,37	2,45	2,0
2	Підсосний період, днів	26	28	28	27	28	35.45
3	Прохолост, %	15	25	15	20	20	30
4	Поросят в опоросі, шт	13	11	11	12	11	10,6
5	Живих поросят в опоросі, шт	12	11	10	11	10	9,4
6	Втрати поросят в підсосний період, %	8	8	10	9	10	12
7	Середній приріст поросяти на дорощенні, гр.	470	580	470	420	450	280
8	Тривалість дорощення від народження, днів	77	94	77	77	84	60
9	Втрати поросят на дорощенні, %	2	6	1,5	4	3	6,0
10	Вага поросят при переведенні на відгодівлю, кг	31,3	50	30	25	29,1	17,9
11	Середній приріст поросяти на відгодівлі, гр.	972	780	760	800	725	328
12	Втрати поросят на відгодівлі, %	2	0	2	3	1	4
13	Тривалість відгодівлі до 110 кг, днів	81	77	105	112	120	280
14	Сумарна тривалість відгодівлі від опоросу до забою, днів	158	171	182	189	204	340
15	Кількість поросят знятих з відгодівлі на 1 свиноматку в рік	26,1	23,4	20,4	21,9	21,0	18,2

Практика розробки різних проектів по зарубіжних технологіях і селекції дозволила виявити ряд цікавих чинників впливу продуктивності тварин на капітальні вкладення і експлуатаційні витрати.

У сучасних технологіях промислового виробництва свинини найбільш дорогими є цехи для утримання свиноматок, особливо цех опоросу і підсосного періоду. Доля їх вартості в загальному об'ємі інвестиційних витрат досягає 60%. Експлуатаційні витрати в 2...2,5 рази вище ніж на ділянках дорощення і відгодівлі. Вартість устаткування одного скотомісця для утримання свиноматки з підсосними поросятами перевищує 1500 €. Тому вдосконаленню систем утримання основного стада свиноматок необхідно приділяти особливу увагу. Вітчизняне устаткування для утримання свиноматок громізде, матеріаломістке, не стійко до корозії.

Пропоновані зарубіжні технології утримання маткового стада нерідко мають на увазі фіксоване утримання свиноматок упродовж всього циклу відтворення. Наслідком цього є укорочений термін господарського використання тварин, який не перевищує 3...4 опороси. Інтенсивний ремонт маткового стада, що досягає 40...50% в рік, веде до різкого зростання витрат на ремонтний молодняк [15].

У 2003 році був ухвалений загальноєвропейський закон по охороні здоров'я домашніх тварин, який передбачає обов'язковий моціон свиноматок в другому періоді поросності (від 30 до 110 днів поросності).

Нині перспективними напрямками в області проектування свинарських ферм і комплексів є потоково-турове виробництво при якому забезпечується принцип "порожньо-зайнятих" з метою дезінфекції приміщень. При цьому необхідно забезпечувати роботу системи опалювання і вентиляції в кожному боксі індивідуально [16].

Сучасні технології передбачають утримання свиноматок після відбирання від порослят в групових верстатах для відпочинку і виявлення охоти. Для чого передбачається 2-3 верстати для кабанів - пробників. Запліднення проводять двічі, після чого свиноматок переводять в секції першого періоду поросності на 28...30 днів. У цих приміщеннях свиноматок містять в індивідуальних верстатах з фіксацією до підтвердження поросності. Годівля може бути сухим або вологим кормом. Системи нормованої роздачі корму автоматизовані і здійснюються за допомогою індивідуальних дозаторів.

Після підтвердження поросності свиноматок переводять в приміщення поросного періоду. Існує декілька технологій утримання свиноматок в цей період, орієнтовно 77 днів. Свиноматок містять в індивідуальних верстатах з фіксацією, при цьому полегшується догляд і контроль за свиноматкою, але свиноматка нерухома увесь період і термін її продуктивного життя скорочується. Поширений груповий спосіб утримання свиноматок до 12 голів в одному верстаті з системою нормованої годівлі, проте не виключається травмування свиноматок і незручно проводити огляд і профілактичні заходи. Найбільше поширення отримує спосіб утримання свиноматок у верстатах з вільним входом і виходом, що забезпечує комфортні умови утримання і

природний моціон, це зміцнює м'язи опорно-рухової системи, збільшує кількість і якість живонароджених порослят. Це найбільш гуманний і ефективний спосіб утримання, але вимагає збільшення капітальних витрат при будівництві або реконструкції. Верстати забезпечують вільний вхід і вихід свиноматки, а також забезпечені дозаторами нормованої годівлі.

За 5 днів до опоросу свиноматок переводять в приміщення для опоросу. Свиноматки заздалегідь проходять санітарну обробку в спеціальному приміщенні. Гарні показники в опоросі - це 12...14 порослят. В середньому живих при відбиранні повинно бути не менше 10 порослят. Свиноматка годує порослят молоком протягом усього підсосного періоду 26...28 днів. За тиждень до відбирання порослят починають підгодовувати спеціальним комбікормом. Підсосних свиноматок з порослятами містять в уніфікованому верстатному устаткуванні з верстатом, що трансформується, і берложкою для порослят з інфрачервоним обігрівом і лінією нормованої годівлі свиноматок. Системи сухої годівлі передбачають подачу корму по індивідуальній нормі, при цьому ніпельна напувалка розташовується безпосередньо в годівниці і свиноматка може сама регулювати вологість корму. Рекомендується передбачати підігрівання підлоги в зоні розміщення порослят в берложці, що підвищує їх збереження.

У 26...28 днів порослят переводять в приміщення дорощення, а свиноматок повертають в приміщення для запліднення. У приміщеннях для дорощення порослят містять в індивідуальних верстатах по 25...35 голів, від 2...3 опоросів. Годівля сухим кормом "уволю" здійснюється автоматичними годівницями системою автоматичної подачі корму. Порося гойдає дзвін годівниці і корм дозовано висипається з бункера. Процес годівлі супроводжується грою і споживання корму збільшується, що супроводжується підвищенням приростів. У верстатах влаштовують навіс-берложку з підігріванням підлоги, створюють локальну зону відпочинку порослят на теплій підлозі. Це підвищує збереження і прирости, а також дозволяє значно економити енергетичні ресурси на опалювання приміщень в зимовий період.

Досягши ваги 20 кг порослят переводять в приміщення другого періоду дорощення, що дозволяє забезпечувати краще збереження і спрощує систему годівлі.

Досягши ваги 50 кг порослят переводять в приміщення відгодівлі. При відгодівлі застосовується "суха" годівля із застосуванням автоматичних годівниць за технологією годівлі "уволю" з автоматичною роздачею корму. Є можливість збільшення поголів'я в існуючих приміщеннях на 25...50% за рахунок застосування нових здвоєних годівниць на 70 голів, що знижує витрати на реконструкцію і збільшує виробництво м'яса. Переведення на годівлю "уволю" дозволяє підвищити середньодобові прирости до 900...1000 грам. Понизити витрату кормів з 5,6 кг до 2,3...2,9 кг на 1 кг приросту.

Висновки. Узагальнення вищевикладеного дозволило сформулювати ряд основних принципів, дотримання яких при проектуванні забезпечує максимально ефективне виробництво свинини:

1. Пірамідальність системи розведення свиней передбачає чітку спеціалізацію господарств на селекційно-генетичні центри (нуклеуси), репродукторні і відгодівельні комплекси. При цьому дотримується односторонній рух поголів'я: племінне ядро (нуклеус) - племінні репродуктори - товарні репродуктори - відгодівельні господарства.

2. Отримання товарної продукції на базі систем гібридизації, що дає можливість отримати значну надбавку в продуктивності свиней за рахунок реалізації ефекту гетерозису - переваги потомства над батьківськими формами за продуктивними якостями.

3. При проектуванні селекційно-генетичних центрів в обов'язковому порядку передбачається створення елеверів - контрольно-випробних станцій для вирощування висококласних кабанів-виробників. Досвід зарубіжних селекційно-генетичних центрів свідчить про високу ефективність елеверів як системи вирощування кабанів-виробників, де успішно застосовуються сучасні методи популяційної генетики і маркерної селекції.

4 Організація технологічного процесу з можливістю роботи тваринницьких приміщень за принципом "порожньо-зайнято", який передбачає створення умов для проведення регулярної дезінфекції і проведенню ремонту технологічного устаткування без збитку здоров'ю тварин.

5 Забезпечення індивідуально-вигульного утримання свиноматок другої половини поросності (від 30 до 110 днів).

6 Забезпечення однорідності і постійності технологічних груп при їх переміщенні з однієї технологічної ділянки на іншій, що значно знижує негативну дію стресових чинників.

Література

1. Нечаев, В. Разработка направлений инновационного развития животноводства / В.Нечаев, Е. Артемова, С.Фетисов // Экономика сельского хозяйства России. - 2009. - № 12. - С. 38-48.

2. Можаяев Е.Е. Роль науки в инновационных процессах АПК и производственная подготовка кадров / Е.Е. Можаяев // Механизация и электрификация сельского хозяйства.- 2013. - №6. - С.2-4.

3. Кожамуратов, Н. Ж. Эффективность производства продукции и снижение трудовых затрат в животноводстве / Н. Ж. Кожамуратов // Аграрная наука. - 2009. - № 11. - С. 20-22.

4. Сайт AGRORU.COM - торговая система: <http://www.agroru.com/doska/647216.htm>.

5. Макарецв Н.Г. Технология производства и переработки животноводческой продукции.- Калуга: «Манускрипт», 2013.

6. Смирнова, В. Конкурентоспособность продукции свиноводства в условиях роста цен на зерно / В. Смирнова // АПК: экономика, управление. - 2009. - № 3. - С. 55-59.

7. Кольга Д.Ф. Методика расчета и проектирования генеральных планов животноводческих ферм и комплексов: методические указания / Д.Ф. Кольга [и др.]. - Минск: БГАТУ, 2010. - 72 с.
8. Седов, Ю. Д. Свиньи: разведение, содержание, уход / Ю. Д. Седов. - Ростов н/Д : Феникс, 2014. - 189 с.
9. Скляр О. Г. Механізація технологічних процесів у тваринництві: навч. посібник/ О.Г.Скляр, Н.І.Болтянська. – Мелітополь: Колор Принт, 2012. – 720 с.
10. Вагин Ю.Т. Техническое обеспечение в животноводстве: Курсовое и дипломное проектирование / Ю.Т. Вагин [и др.]. - Мн.: Техноперспектива, 2007. -546 с.
11. Карташов Л.П. Методы расчета биологических и технических параметров системы “человек–машина–животное”: учебное пособие / Л.П. Карташов. – Оренбург : Изд-во Центр ОГАУ, 2007. – 152 с.
12. Середин В.А. Проблема интенсификации воспроизводства в животноводстве / В.А. Середин [и др.] //Аграрная Россия. - 2008. - № 4. - С. 16-39.
13. Зайцев В.В. Влияние генотипа на мясную продуктивность и естественную резистентность свиней / В.В. Зайцев, М.М. Серых, Л.М. Зайцева // Аграрная наука. - 2009. - № 11. - С. 22-24.
14. Петров Г.А. Убойные и мясные качества свиней отечественной и западной селекции / Г.А. Петров [и др.] // Аграрная наука. - 2009. - № 5. - С. 26-27.
15. Кольга Д.Ф. Методика расчета и проектирования генеральных планов животноводческих ферм и комплексов: методические указания / Д.Ф. Кольга [и др.]. - Минск: БГАТУ, 2010. - 72 с.
16. Кольга Д.Ф. Генеральные планы животноводческих и птицеводческих предприятий: методические указания к расчету и проектированию / Д.Ф. Кольга [и др.]. - Минск: БГАТУ, 2008. -72 с.

Аннотация

Зависимость конкурентоспособности отрасли свиноводства от технологических параметров производительности животных

Болтянская Н.И.

В статье рассмотрено влияние технологических параметров производительности животных, закладываемых при строительстве новых свиноводческих предприятий, на повышение конкурентоспособности отрасли свиноводства, сделано сравнение технологических параметров производительности животных, используемых разными компаниями, новых свиноводческих предприятий, которые закладываются при строительстве, рассмотрены современные технологии содержания свиноматок после отъема от поросят в групповых станках для отдыха и выявления охоты.

Abstract**Dependence of competitiveness of industry of pig breeding is on technological parameters to the productivity of animals**

N. Boltyanska

In paper introduction of technological parameters of the productivity of animals which are mortgaged at building of new pig breedings enterprises is considered in the article, on the increase of competitiveness of industry of the pig breeding, comparison of technological parameters of the productivity is done animal, used by different companies, new pig breedings enterprises which are mortgaged at building, modern technologies of maintenance of sows are considered after отъема from piglets in group machine-tools for rest and exposure of hunt.

УДК 631.316.022.4

КУЛЬТИВАТОРНАЯ ЛАПА С КРИВОЛИНЕЙНОЙ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Макаренко А.Н. к.т.н., доцент, Мартынова И.В. ассистент
(ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, г. Белгород, Россия)

Рассматривается проектирование стрелчатых лап криволинейной незакономерной формы. Форма лап будет спроектирована из условий минимального тягового сопротивления, за счет обтекаемости и по аналогии биоформ, перемещающихся в плотных средах.

Одним из недостатков, применяемых при обработке почвы, универсальных стрелчатых лап с плоскими прямолинейными рабочими поверхностями является недостаточное разрыхление почвы: крылья лап, в основу работы которых заложен трёхгранный клин, воздействуют на обрабатываемую почву однотипно [1].

Воздействие на почву рабочего органа можно интенсифицировать за счет изменения углов трехгранного клина, но при этом будет изменяться энергетика протекания технологического процесса обработки почвы (и не обязательно в лучшую сторону), что может привести к ухудшению агротехнических показателей.

Предполагается, что рабочая поверхность стрелчатой лапы будет криволинейной незакономерной формы. Форма будет определяться из условий максимального снижения тягового сопротивления рабочего органа, а именно за счет снижения усилия резания почвы. Рабочая поверхность будет составлена из нескольких горизонтальных и вертикальных сечений незакономерной формы.

Путем моделирования и применения методов прикладной геометрии нам будет необходимо:

- разработать модель деформирования почвы при ее обработке новым рабочим органом;
- исходя из модели деформирования почвы задаться условиями для формообразования рабочих поверхностей рабочих органов почвообрабатывающих машин, в данном случае культиваторной лапы.

В основу своих исследований предполагаем заложить имеющиеся теоретические и экспериментальные данные, устанавливающие связь между

формой рабочего органа (деформатора) и качеством обработки почвы, а также ее энергетической составляющей.

Правильность направления поиска подтверждается наличием большого количества биологических природных форм (рисунок 1), перемещающихся в довольно плотных средах (почва, вода, воздух) и как показывает практика, имеющих наименьшее лобовое сопротивление и достаточно высокую скорость.



Рисунок 1 – Биологические аналоги

Предполагается, что криволинейная рабочая поверхность будет получена путем отливки или штамповки.

Для того чтобы упростить изготовление конструкции лап и заранее заложить возможность замены быстроизнашивающихся элементов, можно заменить способ получения поверхности горизонтальными и вертикальными плоскостями на пересечение нескольких фигур (рисунок 2), например, пересечение конической и цилиндрической поверхности. При этом необходимо учесть, что наиболее подверженной износу является носок лапы. Мы предлагаем выполнить его в виде s – образного долота.

Необходимо учитывать, что на протекание технологического процесса обработки почвы большое влияние, кроме самого рабочего органа, оказывает и стойка лапы на которой она закреплена. В зависимости от ее формы и сечения, а кроме того упругих свойств, будут изменяться деформационные процессы почвы [2]. Как показывает практика, широкая прямая стойка оставляет после прохода достаточно широкую борозду, при этом влажные слои почвы могут выноситься на поверхность. На основании этого можем сделать вывод, что стойка должна иметь клиновидную форму с наименьшим лобовым

сопротивлением. Так же, возможно применение пружинных стоек, которые во время работы будут создавать дополнительную вибрацию, что может значительно снизить тяговое сопротивление. Но при этом возможно изменение технологического процесса, которое вызовет необходимость изменения формы рабочей поверхности лапы.

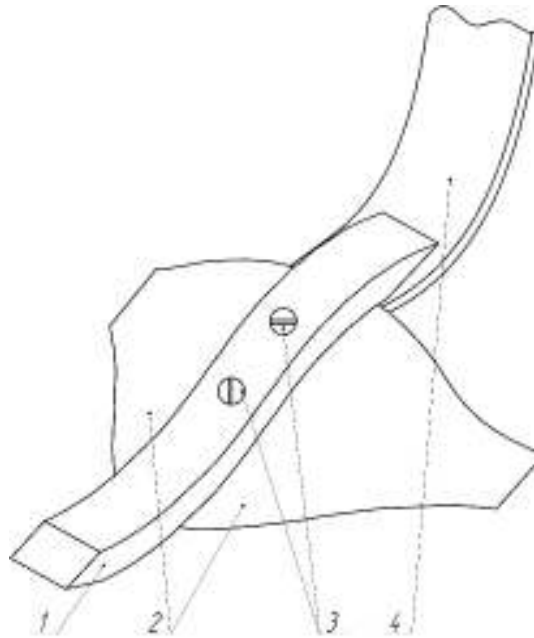


Рисунок 2 – Общий вид лапы: 1 – долото; 2 – крылья; 3 – крепежные винты; 4 – стойка

При проектировании рабочих органов с такими криволинейными рабочими поверхностями необходимо так же учитывать качественные показатели обработки почвы. Так, при достаточно высокой крутизне постановки рабочих поверхностей, лапа может оказывать разрушающее влияние на структуру почвы, а ее фракционный состав может содержать большое количество пылевидных фракций, что нежелательно.

На основании вышесказанного можем сделать вывод, что к решению вопросов проектирования криволинейных рабочих поверхностей необходимо подходить комплексно. Нужно учитывать все факторы, оказывающие влияние на технологический процесс. Это и глубина обработки, и скорость движения, и агротехнические свойства почвы до и после обработки и геометрические параметры самого рабочего органа. В результате такого комплексного подхода может быть найдена наиболее оптимальная форма культиваторной лапы, которая не только позволит снизить тяговое сопротивление, но и улучшить агротехнические показатели обработки почвы.

Список литературы

1. Казаков, К.В. Зарубежная сельскохозяйственная техника: монография [Текст] / К.В. Казаков, А.Н. Макаренко, И.В. Мартынова, А.В. Мачкарин, К.Н. Путиенко, А.В. Рыжков, Ю.В. Саенко, О.А. Чехунов - Москва; Белгород: ООО «Центральный коллектор библиотек «БИБКОМ», 2016.- 200 с.

2. Макаренко, А.Н. Компоновочная схема комбинированного почвообрабатывающего орудия [Текст] / А.Н. Макаренко, И.В. Мартынова // Инновационные направления развития технологий и технических средств механизации сельского хозяйства: материалы международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию кафедры сельскохозяйственных машин агроинженерного факультета Воронежского государственного аграрного университета имени императора Петра I (Россия, Воронеж, 25 декабря 2015). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2015. – С. 124-127.

Abstract

Cultivator paw with curved working surface

A. Makarenko, I. Martynova

Consider the designing pointed paws curvilinear uneven shapes. The shape of paws will be designed from the conditions of minimum traction resistance, by streamlining and by analogy bioform moving in dense environments.

Анотація

Культиваторна лапа з криволінійної робочою поверхнею

Макаренко О.М., Мартинова І.В.

Розглядається проектування стрілочастих лап криволінійної незакономерного форми. Форма лап буде спроектована з умов мінімального тягового опору, за рахунок обтічності і за аналогією біоформ, що переміщуються в щільних середовищах.

УДК 637.07

РОЛЬ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЧИННИКІВ В ОДЕРЖАННІ ВИСОКОЯКІСНОГО МОЛОКА

Палій А.П., к. с.-г. н., доцент

(Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенко)

При виробництві молока, поряд з обраним технологічним рішенням, важливим аспектом є одержання якісної продукції. Для одержання молока високої якості потрібно не лише правильно здійснювати годівлю корів, але й дотримуватись санітарно-гігієнічних умов на фермах та комплексах. Порушення цих правил призводять до значного бактеріального забруднення молока, яке є сприятливим середовищем для розвитку мікроорганізмів. Високе бактеріальне забруднення зумовлює швидко втрату свіжості та псування молока. При цьому змінюються його поживні й технологічні властивості.

Підвищення продуктивності дійного стада та впровадження інноваційної технології утримання тварин забезпечать виробництво більших обсягів молока при меншому поголів'ї, здешевлення виробництва продукції за рахунок скорочення нераціональних витрат кормів й інших матеріальних ресурсів на утримання поголів'я, а отже, зниження собівартості виробництва молока. Основою інтенсифікації галузі молочного скотарства є запровадження досягнень науково-технічного прогресу, серед яких провідну роль відіграють впровадження сучасних прогресивних технологій обслуговування корів, створення високоякісної кормової бази, поліпшення селекційно-племінної роботи й ветеринарного обслуговування худоби.

Основні втрати сільгоспвиробників молока можна об'єднати в три основні групи: біологічні (35 %), технологічні (40 %) і технічні (25 %).

Величина перелічених груп витрат значно залежить від економічних, організаційних і технологічних чинників (рис. 1). Найбільші втрати сільгоспвиробники несуть, в основному, від недосконалості технологічної бази господарювання [1, 2].

Значний вплив на молочну продуктивність, якість і безпеку молока здійснює стан здоров'я корів. Тільки здорова корова може повністю реалізувати свій генетичний потенціал і виробляти молоко високої якості. Встановлено, що самою витратною статтею після кормів є мастит корів. Тому необхідно проводити профілактику цього захворювання. Маститні корови в залежності від способу утримання та їх кількості мають бути переміщені в окрему групу з доїнням в останню чергу [3].

Кормовий чинник здійснює найбільший вплив на економіку молочного скотарства. Витрати кормів на виробництво молока складають в середньому 50 – 60 % його собівартості. Неповноцінна годівля корів низькоякісними кормами

веде до їх перевитрат, що різко підвищує його собівартість і робить продукцію не конкурентоздатною на ринках збуту і зрештою виробництво молока стає збитковим.

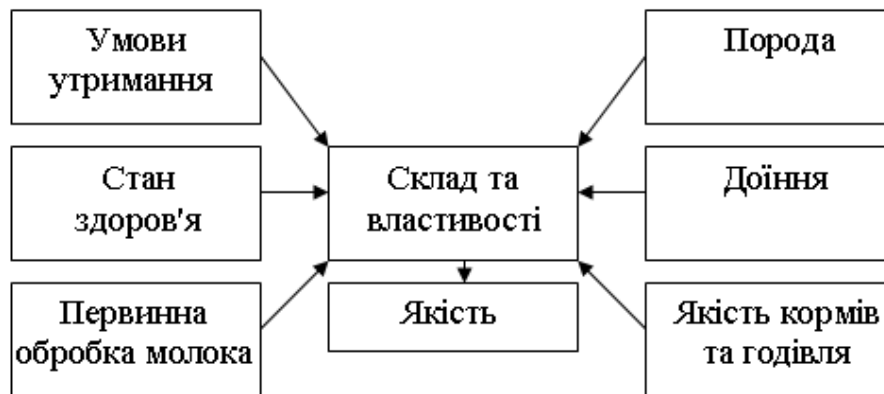


Рисунок 1 – Вплив різних чинників на якість молока

Продуктивність корів і якість молока також залежать від умов утримання худоби. Створення комфортних умов для утримання тварин на тваринницьких фермах гарантує отримання продукції високої якості.

Поряд з годівлею і утриманням висока молочна продуктивність корів, якість молока, здоров'я вимені багато в чому залежать від технічно справного стану доїльного устаткування і дотримання правил машинного доїння. Регулярне технічне обслуговування доїльних апаратів і установок є запорукою отримання якісного молока і успішної боротьби з маститами. У перспективі для підвищення якості і безпеки молока має відбутися важлива робота по вдосконаленню доїльних апаратів з метою наближення їх конструктивних параметрів до фізіологічних потреб тварини. Необхідно віддавати перевагу доїнню в доїльних залах як способу, запобігаючому забрудненню молока, а безприв'язному утриманню корів – як ефективному способу з точки зору забезпечення комфортних умов [4, 5].

Принципово новим напрямом в технології машинного доїння є автоматизована система добровільного доїння корів, в яких усі операції – підготовка корів до доїння, евакуація молока з вимені, його масаж, відключення апаратів, санітарна обробка вимені і молочного устаткування, здійснюються в автоматично керованому режимі.

Умови утримання корів, якість обробки вимені, дотримання технологій машинного доїння, стан доїльного та холодильного устаткування – усі ці чинники впливають на рівень бактеріального обсіменіння молока (таблиця 1).

Таблиця 1 – Вплив деяких чинників на бактеріальну забрудненість молока

Чинник	Кількість бактерій в 1 мл
Доїльне та холодильне обладнання	Від 300 до 3000000
Стан вимені корів	Від 10 до 20000
Гігієна вимені корів – їх забрудненість	Від 5000 до 20000

Сире молоко, отримане від корів на фермах, піддають первинній обробці: очищенню від механічних домішок, охолодженню, зберіганню, пастеризації (якщо створені умови). Метою первинної обробки молока є збереження його первинних корисних властивостей до реалізації на переробні підприємства молочної промисловості.

Якість молока і молочних продуктів, особливо його бактеріологічні показники, значною мірою залежать від санітарного стану доїльно-молочного устаткування (рис. 2).

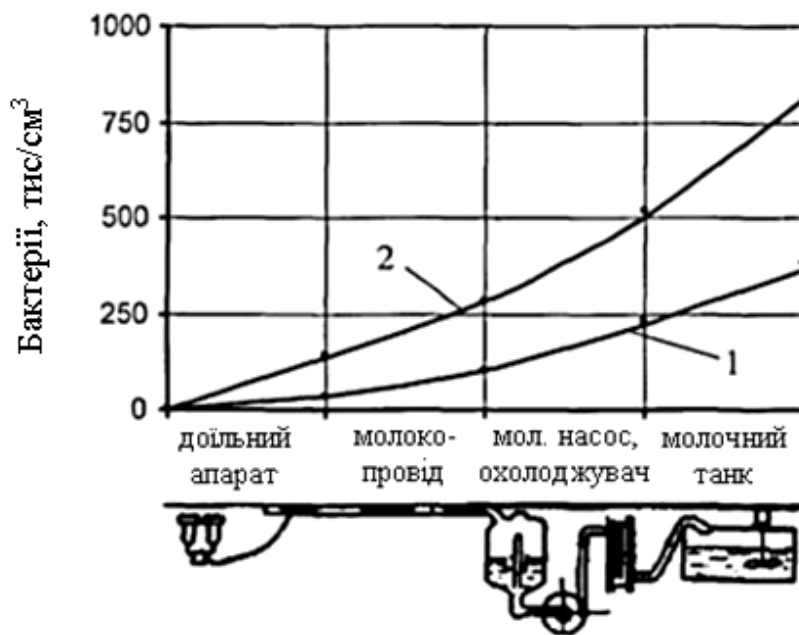


Рисунок 2 – Приблизна динаміка бактеріального обсіменіння молока в молочної лінії доїльної установки: 1 – за нормального стану доїльно-молочного обладнання, 2 – за незадовільного стану доїльно-молочного обладнання.

Після закінчення технологічного процесу доїння молочне устаткування необхідно ретельно очистити і продезінфікувати. Обов'язковою умовою ефективності миття та дезінфекції має бути повне видалення органічних і неорганічних забруднень, залишків миючих й дезінфікуючих засобів з поверхні оброблюваного устаткування. Для збереження природних якостей і корисних властивостей молока та запобігання його вадам необхідно дотримуватися санітарно-гігієнічного режиму виробництва, первинної обробки і транспортування молока на переробні підприємства [6 – 8]. Виробництво високоякісного молока дозволяє сільгоспвиробникам: встановлювати більш високі закупівельні ціни, конкурувати на сегментах ринку з підвищеною купівельною спроможністю; забезпечувати виробництво молочної продукції з тривалішими термінами зберігання.

Висновок. Підвищення молочної продуктивності корів, поліпшення складу, властивостей і якості вироблюваного молока забезпечуються комплексністю рішення проблем – від технічного оснащення до правильного дотримання технології виробництва молока.

Список літератури

1. Карликова Г. Качество молока – решающий фактор / Г. Карликова // Молочное и мясное скотоводство. – 2005. – № 7. – С. 2–5.
2. Палій А.П. Деякі аспекти підвищення якості молока / А.П. Палій // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків, 2016 – Вип. 170: Технічні системи і технології тваринництва; Технічний сервіс машин для рослинництва. – С. 46–50.
3. Палій А.П. Інновації у дослідженні впливу доїльних систем на соски вимені корів / А.П. Палій // Тваринництво України. – 2016. – № 7–8. – С. 6–9.
4. Чистякова Т.М. Технология производства высококачественного молока в хозяйствах / Т.М. Чистякова // Переработка молока. – 2007. – № 3. – С. 32–34.
5. Тулинов С. Доильная техника и молочная продуктивность коров / С. Тулинов // Животновод. – 2003. – № 2. – С. 18–21.
6. Gleeson D. Are you cleaning your milking machine correctly? / D. Gleeson // Irish Farmers Journal. – 2010. – P. 18–19.
7. Палій А.П. Контроль очищення молокопровідної лінії на основі технологічних інновацій / А.П. Палій // Вісник аграрної науки. – Київ, 2016. – № 10. – С. 26–29.
8. Палій А.П. Визначення якості виконання технологічної операції з очищення молокопроводу / А.П. Палій // Науково – технічний бюлетень 113. – Харків, 2015. – С. 178–182.

Аннотация

Роль технологических факторов в получении высококачественного молока

Палій А.П.

При производстве молока, наряду с выбранным технологическим решением, важным аспектом является получение качественной продукции. Для получения молока высокого качества необходимо не только правильно осуществлять кормление коров, но и соблюдать санитарно-гигиенические условия на фермах и комплексах. Нарушение этих правил приводит к значительному бактериальному загрязнению молока, которое является благоприятной средой для развития микроорганизмов. Высокое бактериальное загрязнение приводит к быстрой потере свежести и порчи молока. При этом меняются его питательные и технологические свойства.

Abstract

The role of technological factors in obtaining high quality milk

A. Paliy

The production of milk, along with the chosen technological solution, an important aspect is to get quality products. For high quality milk must not only perform properly feeding cows, but also comply with sanitary conditions on farms and complexes. Breaking the rules leads to a significant bacterial contamination of milk, which is a favorable environment for microbial growth. High bacterial contamination causes rapid loss of freshness and spoilage milk. In this changing him nutritional and technological properties.

УДК 631.363.636.085

МЕТОДОЛОГИЯ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ БИОТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ЖИВОТНОВОДСТВА

Шацкий В.В., д.т.н.

В статье представлены концепция и методология повышения качества функционирования биотехнической системы животноводства.

Постановка проблемы. Основной проблемой повышения качества функционирования животноводства является разработка методологии обоснования структуры, параметров и качества функционирования производства животноводческой продукции, как постоянно развивающейся сложной многоуровневой биотехнической системы. Развитие основных биологических объектов одноименной системы “почва → корм → животное → почва” в определенном природой порядке и условиях взаимозависимости, скорректированной человеческой деятельностью, ставит задачи выбора концепции оптимизации параметров развивающейся биотехнической системы и качества ее функционирования.

Анализ последних исследований. Определены закономерности развития технико-технологического обеспечения производства из условий обеспечения его конкурентоспособности, где не обозначено качество взаимодействия биологических объектов. Также в научной литературе не рассмотрены вопросы оптимизации технико-технологических систем производства по критерию качества функционирования биологической системы в условиях его постоянного гармоничного развития элементов.

Цель работы – разработка методологии повышения качества функционирования биотехнической системы и ее элементов путем оптимизации параметров технико-технологического обеспечения технологий, максимально использующие природные процессы обращения с биологическими объектами системы.

Методология. Концепцией и критерием оптимизации параметров биотехнической системы являются повышающаяся эффективность обеспечения максимальной реализации природных функции и генетического потенциала биологических объектов при взаимодействии их в одноименной системе с функциями технико-технологического обеспечения производства путем создания благоприятных условий функционирования этих объектов, с определением моделированием качества функционирования этих объектов и системы в целом в соответствии с повышением продуктивности животных.

Критерием, определяющей качество функционирования и развития технологических процессов биотехнической системы, является состояние и динамика взаимозависимого развития потенциала и качества

функціонування біологічних об'єктів (елементів) и, как следствие, системи в целом. Показатель качества функціонування біотехнічної системи определяется уровнями функціональних показателів качества біологічних об'єктів, как основных технологических показателів качества их функціонування [1].

Это можно представить функціональною залежністю с соответствующим j-м уровнем продуктивности животных (состояния системы)

$$K_{\Phi C_j} = f(K_{P;f(E_{GP})_j}, K_{K;f(E_{PK})_j}, K_{G;f(E_{KG})_j}, K_{W;f(F_{k_2})_j}) \quad (1)$$

где $K_{\Phi C_{Yi}}$ – качество функціонування біотехнічної систем, соответствующее j-му уровню продуктивности:

$K_{P;f(E_{GP})_j}, K_{K;f(E_{PK})_j}, K_{G;f(E_{KG})_j}$ – функціональний показатель качества почвы, корма и животного в функции потенциала продуцирования предыдущего объекта системы, соответствующие j-му уровню системы;

$K_{W;f(F_{k_2})_j}$ – функціональний показатель качества работника в функции функционально-качественного наполнения технико-технологического обеспечения производства [2] (біотехнічної системи), соответствующий j-му уровню системы.

Основная часть. Темп развития качества функціонування біотехнічної системи определяются в зависимости от повышения качества функціонування біологического объекта – животного, ростом его продуктивности на протяжении определенного времени.

В связи с тем, что качество функціонування біологических объектов в системе “почва→корм→животное→почва” определяется способностью реализовывать свою функцию последующему (i+1) элементу и принимать продукт функціонування предыдущего (i-1) объекта, то i-й біологический объект должен иметь для этого соответствующий потенциал и это должно быть отображено в соответствующих формулах.

Качество функціонування почвы K_p , или качество почвы, оценивается эффективностью использования дополнительного потенциала плодородия при его улучшении внесением органического удобрения E_{GP} , полученного от скармливания дополнительно полученного корма ΔK животному

$$K_p = \frac{\Delta K}{k_{GP} E_{GP}}, \quad (2)$$

где ΔK – дополнительно полученный корм при внесении органического удобрения, МДж/сут;

E_{GP} - энергия неперевариваемой части рациона (навоза), МДж/сут;

k_{GP} – коэффициент использования навоза в качестве удобрения.

Дополнительно полученный корм при внесении органического удобрения определяется исходя из конверсии энергии навоза в корм с учетом потерь

массы и органического вещества

$$\Delta K = E_{GP} \frac{k_{KY}}{k_{ЭН}} k_{GP} (1 - k_{ПВ}) (1 - k_{Порг}), \quad (3)$$

где k_{KY} – коэффициент конверсии энергии органического удобрения в выращенный корм;

$k_{ЭН}$ – энергетический эквивалент навоза, МДж;

$k_{ПВ}, k_{Порг}$ – уровни потерь влаги и органического вещества навоза.

Для оценки качества функционирования почвы воспользуемся результатами агрохимической науки. Исследования [3, 4] показывают, что каждая тонна внесенного в почву навоза дает за время его действия прибавку урожая сельскохозяйственных культур, равную 1ц зерна.

Потери органического вещества при хранении и переработке навоза составляют от 12,2 до 40,0% [3], а использование питательных и энергетических свойств навоза животного сегодня не превышает 15-20%.

Согласно наших расчетов количество непереваримого органического материала сенажно-концентратного рациона кормления (навоза), продуцируемого в сутки одной коровой продуктивностью 3800 кг/год составляет 30 кг, а при 7000 кг/год – 37,51 кг. Его использование в качестве удобрения изменяется от 30 до 85%.

При таких условиях использования органического материала, его физических потерь, потерь органического вещества в технологии переработки определено количество выхода органического удобрения, дополнительно выращенный корм на основе использования этих удобрений и значения показателя качества почвы в зависимости от продуктивности животного диапазоне 3800-7000 кг молока в год.

Изменение количества органических удобрений с 4,05 до 20,99 кг на голову в сутки привело к получению дополнительно выращенного корма энергетической ценностью 4,46 - 23,09 МДж, соответственно (табл.1). Количественная оценка показателя качества почвы определенного по (2) показывает, что он изменяется в диапазоне 0,223-0,327.

Таблица 1 - Показатели качества почвы

Продуктивность животного, Y, кг/год	Кол-во произведенного навоза, кг/сут/гол	Коэффициент использования навоза, k_{GP}	Кол-во органических удобрений кг/сут/гол	Дополнительный урожай пшеницы ΔK , МДж	Энергия навоза, E_{GP} , МДж/сут/гол	Качество почвы, K_p
3800	30.00	0.3	4.05	4.46	66.48	0.223
4700	32.11	0.5	8.55	9.40	71.16	0.264
5400	33.75	0.6	11.70	12.69	74.80	0.283
6000	35.16	0.7	15.14	16.65	77.92	0.305
6500	36.34	0.8	18.53	20.38	80.52	0.316
7000	37.51	0.85	20.99	23.09	83.12	0.327

Полученная закономерность показателя качества функционирования почвы K_p в соответствии с продуктивностью животных (кг молока в год) аппроксимируется в графическое изображение (рис. 1) и аналитическую зависимость $K_p = -0,1697 \ln Y - 1,1736$

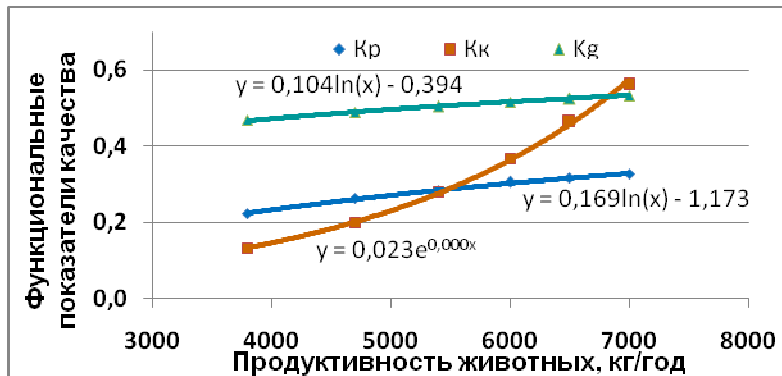


Рисунок 1 - Зависимость функциональных показателей качества биологических объектов

Закономерность показателя качества почвы показывает низкий уровень использования навоза в качестве органического удобрения, что негативно сказывается на качестве выращенного корма и экологии производства.

Качество кормления животных зависит от качества подготовки кормов - степени измельчения и сбалансированности его компонентов по питательности и энергии, что проявляется во влиянии этих факторов на переваримость рациона и, как следствие, на продуктивность животных и выход непереваримой части корма. Поэтому показатель качества корма оценивается концентрацией обменной энергии в 1 кг сухого вещества, выраженного в МДж, соотношением энергий основной продукции и непереваримой части рациона (навоза), структурой кормового рациона и степенью сохранности питательных веществ корма:

$$K_K = \frac{OE_{f(T)}}{(K_{f(T)} + \Delta K)k_{CB}} \frac{Y}{BE_{GP}} k_{cmp} k_{csp}, \quad (4)$$

где $K_{f(T)}$, $OE_{f(T)}$ - количество и обменная энергия корма, прошедшего технологическую подготовку, МДж;

ΔK - дополнительно выращенный корм от внесения органических удобрений, МДж;

k_{CB} - доля сухого вещества в корме;

Y - суточный удой (чистая энергия лактации), МДж/сут;

k_{cmp} - показатель структуры корма;

k_{csp} - показатель сохранности сухого вещества корма.

Распределение энергии корма в организме лактирующей коровы показывает, что соотношение (Y/VE_{GP}) энергий суточного удоя Y и VE_{GP} непереваримой части рациона для низкопродуктивных коров составляет 0,5-0,6, а для высокопродуктивных животных (более 7000 кг/год) – 1,0 - 1,2 [5]. Поэтому принимаем диапазон изменения соотношения Y/VE_{GP} 0,6-0,95 при продуктивности животного 3800-7000 кг молока в год.

Существующее техническое оснащение заготовки консервированных стебельных кормов обеспечивает измельчение частиц не менее 40мм, при требовании – не более 20мм. При этом показателем структуры корма, отражающий отношение n_1^n/n_1^f как степень измельчения стебельного корма, изменяется от 0,5 до 1,0.

В процессе заготовки и хранения стебельных кормов возникают потери питательных веществ, которые для силоса составляют от 20 до 40-50%, сенажа - 10-20%, сена - 15-35% [6], что в среднем составляет 35%. Потери биохимических процессов при хранении силоса в среднем достигают 16% [7]. Поэтому коэффициент сохранности кормов изменяется от 0,65 до 0,85. Показатель качества корма в соответствии с продуктивностью животных изменяется в пределах 0,132...0,560 (табл.2, рис. 1).

Таблица 2–Показатели качества корма

Удой, кг/год	Обменная энергия рациона, МДж	Концентрация ОЕ в 1кг СВ (МДж) рациона	Структура частиц корма, n_1^n/n_1^f	Соотношение энергий удоя и навоза, Y/VE_{GP}	Сохранность корма. k_{exp}	Показатель качества корма, K_k
3800	154.008	0.677	0,5	0.600	0,650	0.132
4700	168.228	0.683	0,6	0.700	0,700	0.201
5400	179.288	0.686	0,7	0.780	0,750	0.281
6000	188.768	0.689	0,8	0.845	0,790	0.368
6500	196.668	0.692	0,9	0.902	0,825	0.463
7000	204.568	0.694	1,0	0.950	0,850	0.560

Полученная количественная оценка функционирования корма показывает низкий уровень его использования из-за высоких потерь органического вещества при консервирования и хранении. В таких условиях повышение продуктивности животных требует увеличения количества и качества кормов за счет расширения площадей выращивания. Устранение этих недостатков и повышения плодородия почвы, на основе повышения уровня использования навоза в качестве органического удобрения, позволит не только избежать расширения площадей выращивания, но и повысить качество функционирования животных.

Показателем качества функционирования животного выступает эффективность продуцирования молока и органического материала (навоза), выраженных отношением количества энергии продуцируемых продуктов к валовой энергии потребляемого корма:

$$K_G = \frac{(Y + Y_{\Delta K})k_Y + E_{GP}}{BE} \quad (5)$$

где Y – количество продуцируемого молока без изменения параметров биологических объектов, кг/сут;

$Y_{\Delta K}$ - количество дополнительно продуцируемого молока при изменении параметров биологических объектов, кг/сут;

E_{GP} – энергия непереваримого корма рациона (навоза животного), МДж/сут;

BE - валовая энергия корма, МДж;

k_Y – показатель энергетической ценности молока, МДж/кг.

При повышении продуктивности животных с 3800 до 7000 кг молока в год суточное потребление валовой энергией корма увеличивается 227,84... 295,36 МДж. В молоко животным трансформируется 17,6...25,0%. Не переваримая часть корма при этом составляет 29,18...28,14% (табл.3, рис. 1).

Таблица 3 – Качество функционирования животных

Продуктивность животного, Y , кг/год	Валовая энергия корма, МДж/сут	Энергия продуцируемого молока, МДж/сут	Энергия органического материала, МДж/сут	Показатель качества животных, K_G
3800	227.84	40,15	66.48	0.468
4700	246.83	49,66	71.16	0.489
5400	261.60	57,06	74.80	0.504
6000	274.26	63,40	77.92	0.515
6500	284.81	68,68	80.52	0.524
7000	295.36	73,97	83.12	0.532

Показатель качества функционирования животного при повышении качества корма (валовая энергия корма увеличивается с 227,84МДж на 29,6%) растет с 0,468 до 0,532 (на 13,7%) согласно зависимости $K_G = 0,1046 \ln Y - 0,3946$.

Качество функционирования работника в биотехнической системе животноводства оценивается качеством взаимодействия биологических объектов в управляемой работником системе путем создания и реализации им технологических процессов. Это целесообразно оценить функционально-качественным наполнением технологии производства $F_{k2} = 0,0042e^{0,0009Y}$ [1]

На основании вышеизложенного, также с учетом того, что производство животноводческой продукции на 60% зависит от кормообеспечения, на 25% от генетики и на 15% от технологии, определено значение показателя качества функционирования биотехнической системы производства молока в зависимости от продуктивности животных. Согласно зависимости

$$K_{\Phi C} = \frac{OE_{f(T)}}{(K_{f(T)} + \Delta K)k_{CB}} \frac{Y_C}{BE_{GP}} k_{exp} k_{cmp} \lambda_K + \frac{(Y + Y_{\Delta K})k_Y + E_{GP}}{BE} \lambda_G + \frac{\Delta K}{k_{GP} E_{GP}} \lambda_P + K_W \lambda_W, \quad (6)$$

этот показатель нелинейно повышается с 0,244 до 0,772, что аппроксимируется в выражение $K_{\Phi C} = 5E-08Y^2 - 0,0004Y + 1,109$ (рис.2).

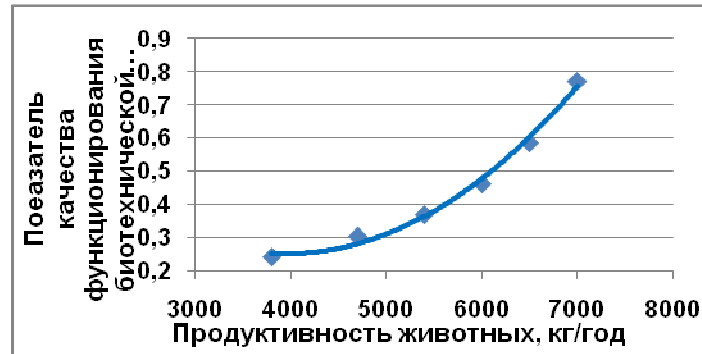


Рисунок 2 - Зависимость показателя качества функционирования биотехнической системы от продуктивности животных

Опережающий рост показателя качества функционирования биотехнической системы перед повышением продуктивности животных (см.рис.2) объясняется качественным (18 раз) технико-технологическим улучшением производства, кормообеспечения животных (в 4 раза), что требует повышения качества функционирования почвы в 1,45 раза за счет возврата в нее части произведенного растительного сырья в виде органического удобрения.

Такое системное взаимозависимое взаимодействие элементов биологической системы позволяет провести оценку функционирования биотехнической системы с минимальными потерями, связанными с природными биохимическими процессами в продукции функционирования почвы и животного.

Резервами снижения потерь являются процессы консервирования и использования кормовых ресурсов, а также обращения с органическим материалом (навозом) при использовании его для органического удобрения.

Повышение количества использования навоза на органические удобрения по новым технологиям, где максимально сохраняются его питательные свойства и энергия, позволяет сократить площади, занимаемые под выращивание кормов и снизить затраты на их производство.

Моделирование функционирования конверсии корма, потребляемого животным, в основную продукцию и навоз, использования этого навоза на органические удобрения при производстве кормов в рамках биотехнической

системи, показує ефективність технологій бережного оброблення с органічним сирьєм для виробництва органічних добрив.

Повищення рівня використання поживної і енергетичної цінностей навоза, отриманого від тваринних біотехнічної системи, шляхом зниження фізичних втрат і втрат органічного речовини в біохімічних процесах сумарно с 82% до 25,3%, дозволяє збільшити кількість органічних добрив в 5,2 рази при збільшенні продуктивності тварин с 3800 до 7000 кг молока в рік. Використання цих добрив дозволяє збільшити частку додатково отриманого корму в загальному кормовому балансі біотехнічної системи с 2,0 до 7,8%.

Ураховуючи, що енергетична ефективність застосування органічних добрив в середньому становить 0,5, а корму в загальних енергетичних витратах виробництва становлять 55-60%, то отримання додаткового корму (7,82-8,84% від потреби тварин в кормах при продуктивності 7000...8000 кг/рік) є перспективним напрямком підвищення якості функціонування біотехнічної системи за рахунок підвищення ефективності ресурсів, якості біологічних об'єктів і екології виробництва.

Представлена модель біотехнічної системи, де якість біологічних об'єктів проявляється при їх взаємозалежному взаємодії в технологічних процесах, а рівень цих процесів визначається якістю біологічних об'єктів і функціонально - якісним наповненням технічного і технологічного забезпечення, може виступати в ролі інструменту оптимізації структури, параметрів і якості функціонування технологічних процесів виробництва тваринницької продукції в відповідній методології.

Методологія може бути використана для обґрунтування основних положень технічної політики в тваринництві і вироблення рішень стратегічного управління галуззю.

В місці с тим ця методологія представляє можливість виставляти вимоги до конструктивно-технологічному рішення обладнання для забезпечення визначеного рівня якості функціонування біологічних об'єктів і технології виробництва.

Список литературы

1. Шацкий В.В. Концепция и методология совершенствования биотехнической системы животноводства/ Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка, вип.157 «Технічні системи і технології тваринництва», «Технічний сервіс машин для рослинництва»// Харків. 2016. с.111-118.

2 Шацкий В.В Теоретико-методологические принципы анализа функционально-качественного наполнения технико-технологического обеспечения свиноводства / В.В.Шацкий, С.М. Коломієць / Вісник Харківського

національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка, вип.132 «Технічні системи і технології тваринництва»// Харків. 2013. С.130.-138..

3 Агрохимия. - 2-е изд., перераб. и доп. под ред. Смирнов П.М., Муравин Э.А. - М.:Колос, 1984. -304с

4. Навоз. Использование навоза./Электронный ресурс: petrovskoye.ru/2012-06-20-10-20-32/320-navoz-ispolzovanie.html.

5 Теорія і практика нормованої годівлі великої рогатої худоби: [Монографія] за ред. В.М.Кандиби, І.І.Ібатулліна, В.І.Костенка. – Житомир:, ПП «Рута». 2012. – 860 с.

6 Пути снижения потерь при заготовке и хранении кукурузного силоса (ФРГ) // Реферативный журнал «Корма и кормление сельскохозяйственных животных», 1985, №12, С.3.

7 Современная технология заготовки силоса./электронный ресурс:skotovodstvo. blogspot.com/2011/09/blog-post.html

Анотація

Методологія підвищення якості функціонування біотехнічної системи тваринництва

Шацький В.В.

Представлені концепція і методологія підвищення якості функціонування біотехнічної системи тваринництва.

Abstract

Methodology of upgrading of functioning of biotechnical system of animal husbandry

V. Shatsky

Conception and methodology of quality of functioning of the biotechnical system of animal husbandry is presented.

УДК 631.333.92 (0004.8)

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ УДАЛЕНИЯ, ПЕРЕРАБОТКИ И УТИЛИЗАЦИИ ЖИДКИХ НАВОЗНЫХ СТОКОВ

С.А.Булавин д.т.н., К.Н. Путиенко инженер.

(ФГБОУ ВПО «Белгородский ГАУ имени В.Я. Горина», г. Белгород, Россия)

Предложенная энергосберегающая технология удаления, переработки и утилизации жидких навозных стоков позволит улучшить экологическое состояние области, повысить плодородие почвы и получить дополнительный источник энергии.

Рациональное использование отходов сельскохозяйственного производства – большая и важная проблема современности. Она связана с одной стороны, с использованием огромного энергетического потенциала биомассы для получения жидкого и газообразного топлива (биогаз), с другой – с необходимостью предотвратить загрязнение водоемов, заражение почвы болезнетворными бактериями и гельминтами, содержащихся в отходах животноводческих ферм.

Если навоз находится в жидком состоянии, то анаэробный способ брожения предпочтительнее в смысле эксплуатационных расходов, поскольку потребность в энергии для отдельных этапов процесса (например подогрева) может быть покрыта за счет полученного газа и при соответствующем ведении процесса возможно дополнительное снижение затрат благодаря полезному использованию избыточного количества газа.

Еще одним преимуществом анаэробного сбраживания можно считать повышенное содержание азота в конечном субстрате, что важно для питания растений (при аэробном сбраживании потери азота достигают 40%).

Таким образом, для сельскохозяйственного производства анаэробный способ представляет собой альтернативу аэробному, поскольку первый связан с относительно малыми затратами энергии и небольшими потерями азота.

Скорость и масштабы анаэробного брожения метанообразующих бактерий зависят от их метаболической активности.

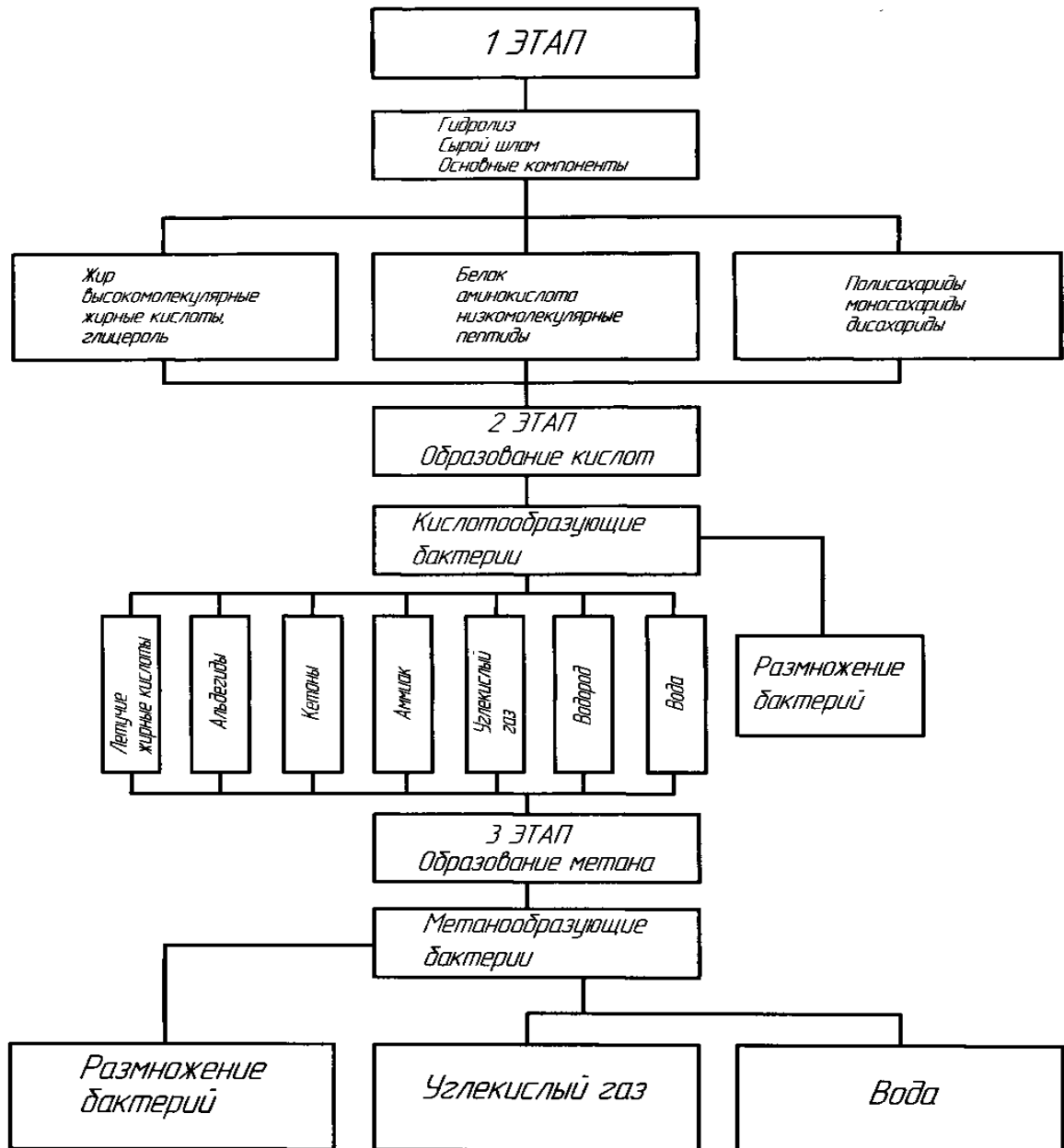


Рисунок 1 - Этапы процесса анаэробного брожения

На первом этапе анаэробного сбраживания органических веществ путем биохимического расщепления (гидролиза) сначала происходит разложение высокомолекулярных соединений (углеводов, жиров, белковых веществ) на низкомолекулярные органические соединения [1,2,3].

На втором этапе при участии кислотообразующих бактерий происходит дальнейшее разложение с образованием органических кислот и их солей, а также спиртов, CO_2 и H_2 , а затем H_2S и NH_3 . Окончательное бактериальное преобразование органических веществ в CO_2 и CH_4 осуществляется на третьем этапе процесса (метановое брожение). Кроме того, из CO_2 и H_2 образуется в дальнейшем дополнительное количество CH_4 и H_2 . Эта реакция протекает одновременно, причем метанообразующие бактерии предъявляют к условиям

своего существования значительно высокие требования, чем кислотообразующие. Так, например, они нуждаются в абсолютно анаэробной среде и требуют более длительного времени для воспроизводства.

Основными факторами влияющими на процесс брожения являются: температура, содержание кислот РН; ингибиторы; питательные средств, состав газа; концентрация твердых частиц и состав исходного материала.

В Белгородской области ввиду больших объемов животноводческих стоков (около 2 млн. м³.) существует опасность загрязнения окружающей среды.

С этой целью в области создано предприятие ООО «Плодородие», которое решает задачи утилизации жидких стоков.

К жидким стокам предъявляются требования по содержанию влаги и сухого вещества и по содержанию основных питательных элементов.

Норма внесения 40 м. куб. жидких стоков на 1 га, является безопасной для окружающей среды (таблица 1).

Оптимально считается:

Таблица 1 - Норма внесения 40 м. куб. жидких стоков на 1 га

Содержание жидких стоков	Содержание в 1м. ³ в % соотношении	Содержание в 1м ³ кг д. в.
Влага	94%	-
Сухое вещество	6%	60
N	0,28%	2,8
P	0,14%	1,4
K	0,14%	1,4

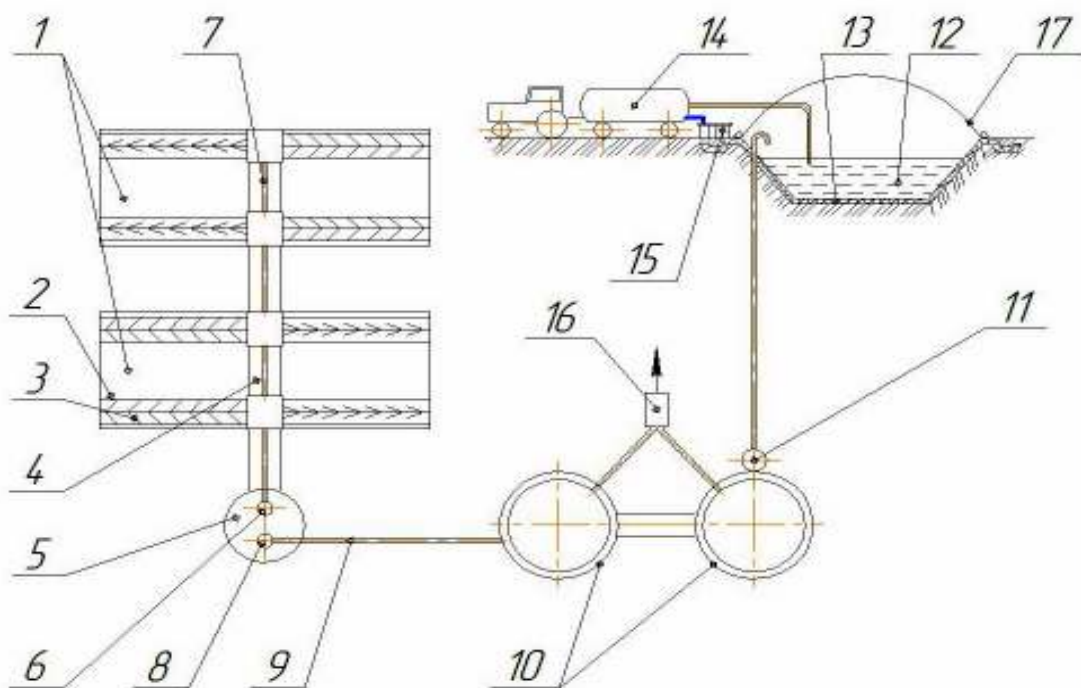


Рисунок 2 - Система удаления, переработки и утилизации жидкого навоза

Нами розроблена система удалення, переробки и утилизації навоза от крупного рогатого скота [4,5].

Она состоит из животноводческого помещения 1 (рисунок 2), зоны содержания животных 2, дельта скребкового транспортера 3, поперечного канала 4, навозоприемника 5, насосов 6, 8, трубопровода 7, 9, метатенки 10, насос 11, лагуны 12, прорезиненной ткани 13, емкости агрегата 14 и агрегата для подпочвенного внесения навоза 15, газораспределительной станции 16, гибкое перекрытие лагуны 17.

Навоз из зоны содержания животных 2 с помощью транспортера 3 поступает в поперечный канал 4 и самотеком в навозоприемник 5 при этом, навоз имеет влажность 97-98%.

Насосом 6 через трубопровод 7 происходит, смыв канала 4 водой от остатков навоза (рисунок 3). Насос 8 через трубопровод 9 подает навоз в метатенки 10. а насос 11 из метатенок 10 подает навоз в лагуну 12. Емкость агрегата 14 наполняется навозом из лагуны 12 и производится подпочвенное внесение навоза. Подпочвенное внесение навоза обеспечивается агрегатом для подпочвенного внесения навоза 15 (рисунок 2).

В двухкаскадные метатенки 10 (рисунок 4) по трубопроводу 23, подается горячая вода, для обеспечения мезофильного и термофильного процесса сбраживания навоза.

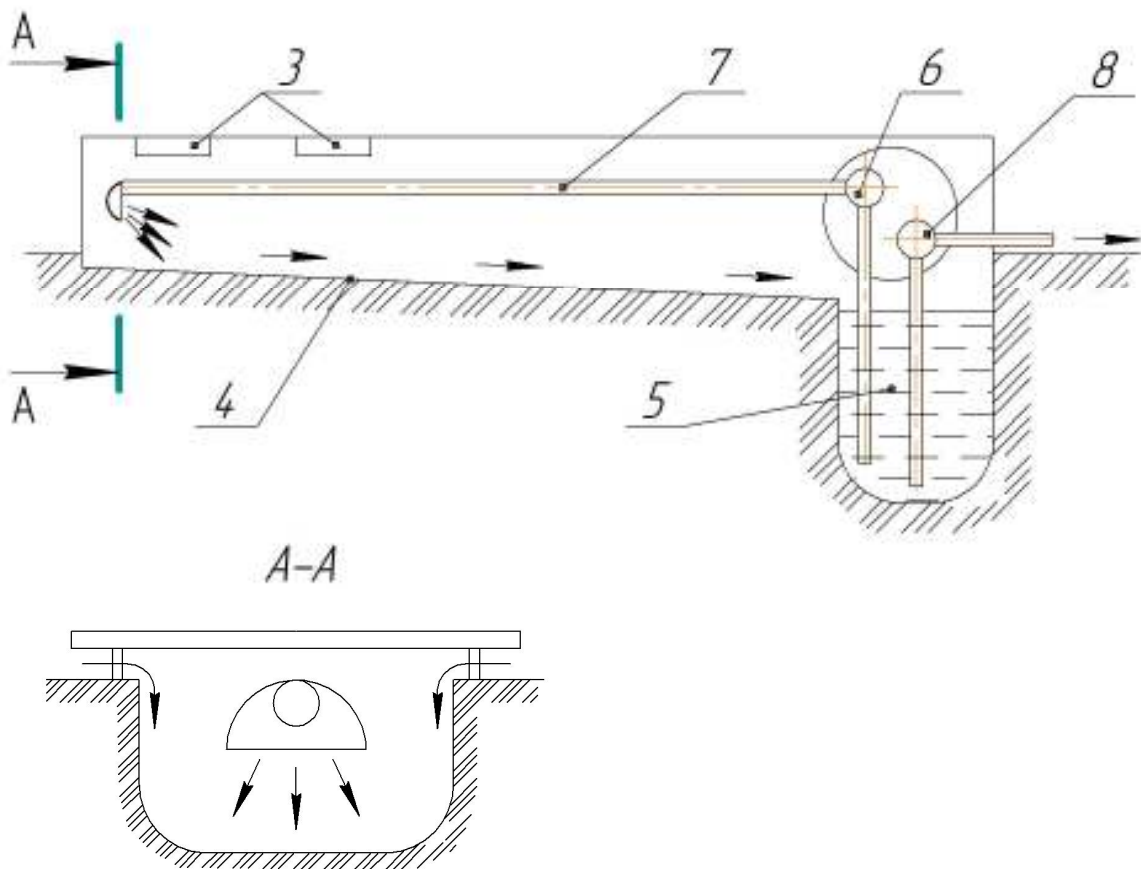


Рисунок 3 - Разрез поперечного канала животноводческого помещения

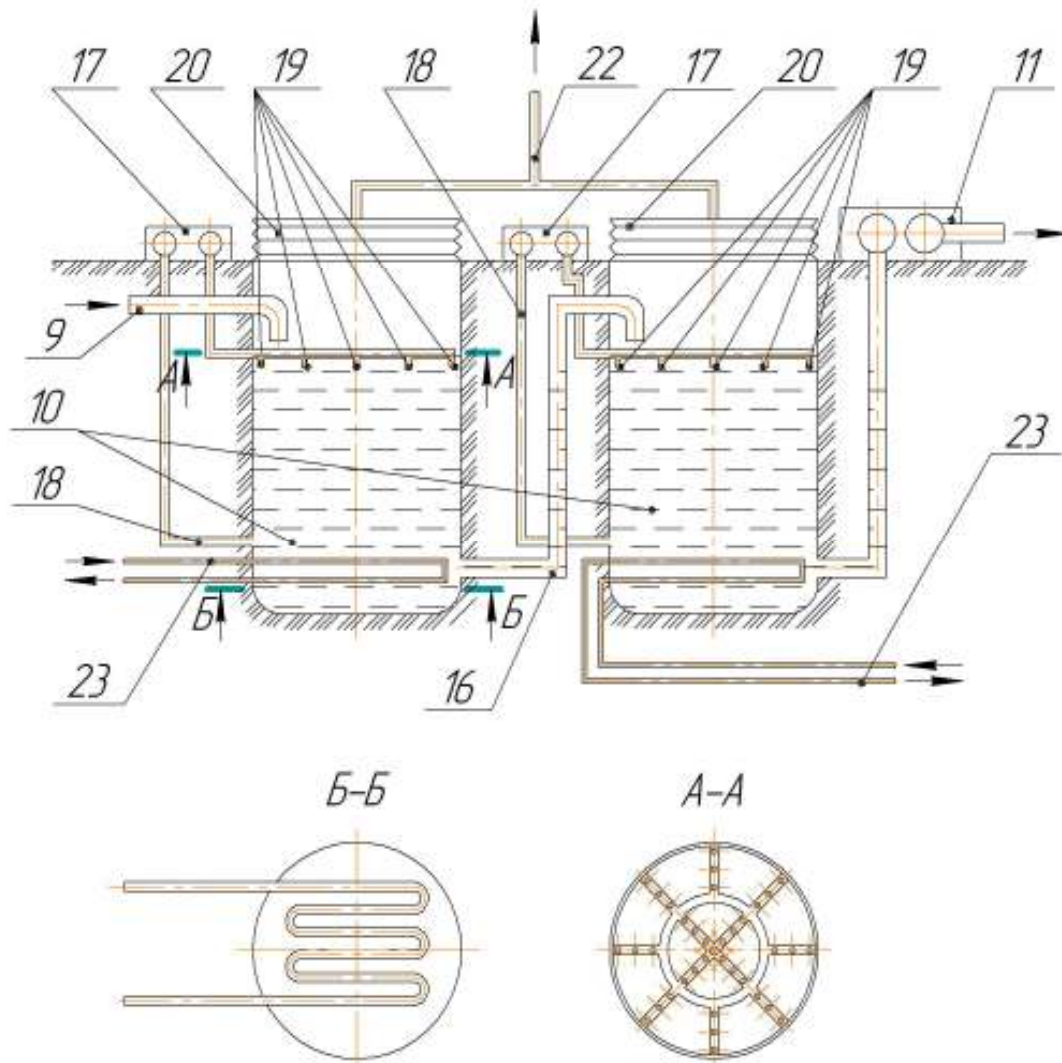


Рисунок 4 - Поперечный разрез двухкаскадных метатенок.

Трубопровод 16 соединяет нижнюю часть первой метатенки с верхней частью второй метатенки. Насосом 17 через трубопровод 18 навоз подается к форсункам 19, обеспечивая предотвращение навозной корки в верхней части метатенки 10. Насос 21 (рисунок 4) перекачивает переработанный навоз в лагуну 12 (рисунок 2). Метатенки работают следующим образом. Выделившийся метановый газ собирается в газгольдере 20 (рисунок 4), а затем поступает к газораспределителю.

Газораспределители соединены между собой трубками 22 и соединяются с газовой подстанцией. Суточная порция навоза, поступающий из животноводческого помещения 1 (рисунок 2), после заполнения метатенок на 13 день по трубопроводу 9 в метатенку 10, вытесняет по принципу сообщающихся сосудов часть навоза по трубопроводу 16 в метатенку второй ступени. Процесс переработки навоза в метатенке второй ступени аналогичен с процессом, протекающим в метатенке первой ступени. Заполнение метатенки 10 производят в течение 12 дней. По трубопроводу 23 подают горячую воду к нагревательному устройству для нагревания навоза до температуры 33-54°C.

Таблица 2 - Сравнительные затраты внесения 2 центнеров азофоски и 40 м. куб. жидких органических удобрений на 1 га.

При внесении 2ц азофоски	При внесении 40м ³ органических удобрений при коэффициенте использований – 35%
<u>N -32кг, P – 32кг, K – 32кг</u>	<u>N -39кг, P – 20кг, K – 20кг</u>
Содержание д.в. в 1ц, минеральных удобрений:	Содержание кг д. в. в 1м ³ стоков:
N -16кг, P – 16кг, K – 16кг	N -2,8кг, P – 1,4кг, K – 16,4кг
Вносимая доза на 1га – 2ц	Вносимая доза на 1га – 40м ³
Стоимость 1ц удобрений – 1000 руб.	коэффициент использования N – 35%
Стоимость удобрений на 1га – 2000 руб.	Стоимость 2м ³ стоков с заделкой – 120 руб.
Стоимость внесения на 1 га – 92 руб.	ИТОГО затрат на 1га – 4800 руб.
Стоимость заделки на 1га – 338 руб.	Дотация на 1м ³ – 60 руб.
ИТОГО затрат на 1га – 2430 руб.	Всего дотация – 2400 руб.
	Затраты на 1га при внесении стоков 2400 руб.

Выводы

Разработанная энергосберегающая технология уборки, переработки и утилизации жидких навозных стоков позволит улучшить экологическое положение в области, сократить потери азота на 40%, и получить высококачественное органическое удобрение и дополнительный источник метанового газа.

Список литературы:

1. Bryant M.P. The microbiology of anaerobic degradation and methanogenesis with special reference to sewage. В кн.: Schlegel H.G. Barnea J: Microbial energy conversion. Verlag E. Goltze KG. Gottingen, 1976, S. 107—117.

2. Buswell A.M. Fundamentals of anaerobic treatment of organic wastes. Sewage Ind. Wastes, 29 (1957).

3. Buswell A.M., Boruff C.S. The correlations between the chemical composition of organic compounds and the amount and quality of gas from sludge digestion. Sewage Works Journal, 454, 1932.

4. Патент РФ № 2321984 Система переработки навоза (Булавин С.А., Вендин С.В., Путиенко К.Н.)

5. Заявка № 2008113885 Система удаления, переработки и утилизации жидкого навоза 08.04.2008 (Булавин С.А., Ветров В.А., Кайдалов А.Н., Быков Д. В., Путиенко К.Н.)

Abstract

Energy saving technology for the removal, processing and disposal of liquid manure

S. A. Bulavin, C. N. Putienko.

The Proposed energy-saving technology for the removal, processing and disposal of liquid manure waste will improve the ecological condition of the region, improve soil fertility and to obtain additional source of energy.

Анотація

Енергозберігаюча технологія видалення, переробки та утилізації рідких гнойових стоків

С. А. Булавін, К. Н. Путієнко

Запропонована енергозберігаюча технологія видалення, переробки та утилізації рідких стоків дозволить поліпшити екологічний стан області, підвищити родючість ґрунту і отримати додаткове джерело енергії.

УДК 631.319.06

КОМБИНИРОВАННОЕ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЕ ОРУДИЕ**Макаренко А.Н., к.т.н., доцент, Мартынова И.В., ассистент
(ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, г. Белгород)**

В статье проведен анализ рабочих органов комбинированных почвообрабатывающих машин и даны рекомендации по построению компоновочной схемы.

В современной земледелии обработка почвы является важным технологическим процессом. На протяжении многих лет появлялись разнообразные приемы механического воздействия на почву с целью повышения ее плодородия, за счет создания лучших условий для развития и роста выращиваемых культур. Благодаря механической обработке меняется структура почвы – пахотный слой приобретает мелкокомковое строение, которое обеспечивает хорошую всхожесть и быстрое прорастание семян растений. Кроме этого изменяются почвенные режимы, в частности тепловой, воздушный, водный. Во время обработки происходит очистка почвы от вредителей, сорняков и возбудителей инфекционных болезней у растений. Вследствие обработки активизируются многие полезные микробиологические процессы, кроме того, вглубь почвы заделываются внесенные в нее удобрения. На всей территории РФ, а также в Белгородской области активно используют поверхностную обработку почвы. Одним из современных приемов обработки является использование комбинированной почвообрабатывающей техники, имеющей чаще всего дисковые рабочие органы (сферические, плоские, конические, комбинированные и т.д.) и различные виды лап (односторонние плоскорезные, стрелчатые плоскорезные, универсальные, рыхлительные долотообразные и т.д.), которые обеспечивают обработку поверхности почвы на различную глубину, а полностью завершают весь процесс как правило катки (клиновидные, ребристые, зубчатые, кольчато-шпоровые и т.д.) [1,2]. Крепления дисков в современных машинах чаще всего выполнено при помощи резиновых элементов (демпферов), которые впервые появились у фирмы Vaederstad. Примерно такой же принцип действия у листовых рессор, установленных на боронах Heliodor от фирмы Lemken [3]. Однако рессоры и резиновые демпферы не компенсируют полностью боковой увод установленных под углом дисков. На машинах, имеющих дисковые рабочие органы для компенсации бокового смещения устанавливаются два ряда дисков с наклоном в противоположную сторону. На работу дисковых органов влияет их размер и форма [4]. Маленькие диски диаметром 450 мм часто имеют равный режущий или слегка зазубренный край. Такие диски дешевле и легче. Их основная функция - поверхностное возделывание стерневых полей, почвы

которых хорошо поддаются обработке. Большие диски имеют диаметр 500 мм. Вырезные (зазубренные) диски интенсивно воздействуют на почву, лучше углубляются и легче вращаются. В сравнение с зазубренными большими дисками, компактные диски универсальнее в своем использовании, поэтому их применение не ограничивается использованием на стерне. Волнистые диски переносят с собой большее количество земли и таким образом улучшают эффект перемешивания. Но если дисковые "волны" слишком большие, то диск выпуклым боком практически ложится на поверхность земли, вследствие чего врезка в грунт ухудшается, а износ диска увеличивается. Впрочем, для подготовки семенного ложа, например, после зяблевой вспашки, на некоторых орудиях перед первым рядом дисков устанавливают выравнивающую планку.

Стрельчатые лапы также являются одним из основных рабочих органов входящих в состав комбинированных машин для обработки почвы. Ширина лап и их количество определяют интенсивность работы машины и размер комков. Широкие лапы и большой шаг их следа оставляют за собой большие земляные комья, которые можно разбить, лишь приложив немало усилий [5,6]. Рабочие глубина и ширина лап очень тесно взаимосвязаны между собой. Чем тяжелее почва, тем больше должна быть рабочая глубина и меньше шаг следа лап и узкой сама лапа. Форма, ширина и рабочая глубина влияют на результат работы, расход топлива и износ материала. Универсальные стрельчатые лапы хорошо зарекомендовали себя во время обработки на глубину от 6 до 14 см.

Как правило, процесс обработки почвы комбинированным почвообрабатывающим агрегатом завершается уплотнением почвы и разрушением крупных почвенных комков. Эти операции выполняются прикатывающими рабочими органами. Прикатывающие катки выравнивают почвенную поверхность, что обеспечивает лучшую равномерность всходов семян, разрушают почвенные комки и почвенную корку, уплотняют поверхностный слой. Данные технологические операции выполняются катками разного конструктивного исполнения, что позволяет одну из перечисленных операций выполнить лучше других и определяет применение катков определенного типа.

На основании выше сказанного компоновочную схему комбинированного почвообрабатывающего орудия (рисунок 1) можно представить в виде трех модулей.

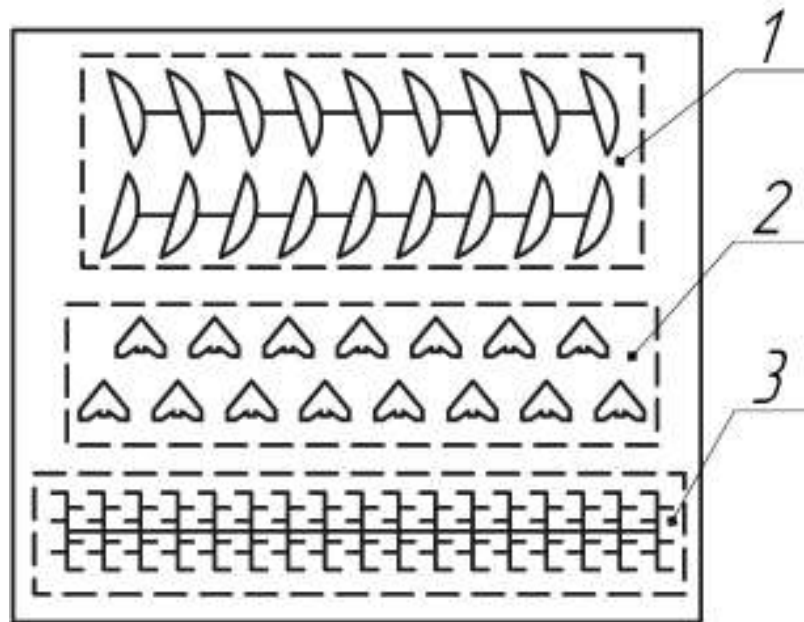


Рисунок 1 - Компоновочная схема комбинированного почвообрабатывающего орудия: 1- модуль с дисковыми рабочими органами; 2- рыхлительная секция; 3- уплотняющий, выравнивающий модуль.

Модуль с дисковыми рабочими органами, тип которых будет зависеть от конкретных почвенных условий.

Рыхлительная секция, представленная различными типами лап, выбор которых также зависит от почвенных условий, глубины обработки, условий подрезания сорняков и т.д.

Уплотняющий, выравнивающий модуль, составленный из одной или нескольких секций катков какого-либо типа, а в некоторых машинах выполняющий еще и опорную функцию.

В заключении можно сделать вывод, что при решении проблем современного земледелия приоритетное направление должно принадлежать результатам научно-исследовательских работ, проведенных в условиях длительных стационарных опытов. Любой агротехнический прием, метод, способ, будут иметь высокий агротехнический и экономический эффект лишь в том случае, если они будут применяться в определенной системе. Дальнейший процесс развития механической обработки почвы будет зависеть от совершенствования сельскохозяйственных машин, орудий и их рабочих органов.

Список литературы

1. Бартенев И.М. Влияние геометрических параметров универсального почвообрабатывающего орудия на его эффективность / И. М. Бартенев, И.В. Попов // Лесотехнический журнал – 2014. – Т. 4. № 2. – С. 197-203.

2. Бледных В.В. Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий / В.В. Бледных – Челябинск. ЧГАА, 2010, - 213 с.
3. Макаренко А.Н. Зарубежная сельскохозяйственная техника / А.Н. Макаренко, И.В. Мартынова, А.В. Мачкарин и др. - Учебное пособие для студентов направления подготовки 35.03.06 - «Агроинженерия», профиль 1 - «Технические системы в агробизнесе», Белгородский ГАУ им. В.Я. Горина, 2015. - 200 с.
4. Трубилин Е.И. Рабочие органы дисковых борон и лушильников / Е.И. Трубилин, К.А. Сохт, В.И. Коновалов, О.В. Данюкова // Научный журнал КубГАУ. – Краснодар 2013. – №91(07)
5. Бартнев И.М. Культиватор для ухода за культурами на вырубках / И.М. Бартнев, М.Н. Лысыч, П.В. Захаров // Лесное хозяйство. – Москва, - 2011. – Вып. 1. С 45-46.
6. Бартнев И.М. Система машин для лесного хозяйства и защитного лесоразведения / И.М. Бартнев, М.В. Драпалюк, М.Л. Шабанов – Воронеж: ВГЛТА, - 2010, - 215 с.

Abstract

Combined soil processing equipment

A. Makarenko, I. Martynova

The article analyzes the working organs of combined soil-cultivating machines and gives recommendations on the construction of the layout scheme.

Анотація

Комбіноване ґрунтообробних знарядь

Макаренко О.М., Мартинова І.В.

У статті проведено аналіз робочих органів комбінованих ґрунтообробних машин та надано рекомендації щодо побудови компоувальною схеми.

УДК 631.313.6

АГРЕГАТ НА БАЗЕ ДИСКОВОЙ БOROНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ЖИДКИХ БИОЛОГИЧЕСКИХ РАСТВОРОВ

**А.В. Рыжков к.т.н., доцент, А.В. Мачкарян к.т.н., доцент,
К.В. Казаков к.т.н., доцент**
(ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, г. Белгород, Россия)

В статье идет речь об агрегате для внутривпочвенного внесения растворов концентратов микроорганизмов и результатах их внесения.

Разработка любой научно аргументированной системы земледелия должна начинаться с обоснованной структуры посевов различных культур с учетом их биоклиматического потенциала, т.е. с проектирования правильного севооборота.

С точки зрения биологии нельзя не отметить исключительно благотворное влияние на почву бобовых, особенно многолетних растений. Они улучшают азотное питание и азотный баланс почвы, способствуют более рациональному расходованию гумусов, повышают биологическую активность почвы.

Использование экологически безопасных биологических препаратов позволяет оказывать стимулирующее влияние на рост, развитие, продуктивность и качество урожая сельскохозяйственных культур. Так, при внесении в почву Активатора почвенной микрофлоры (АПМ) (1г/га) и Азотовита (0,2 л/га) прибавка урожая озимой пшеницы составила 3,5 ц/га. Несколько меньшую прибавку – 3,1 ц/га – обеспечила обработка почвы Бактофосфином (0,2 л/га).

Учитывая, что стоимость биопрепаратов значительно ниже стоимости химических препаратов, а нормы их внесения на порядок ниже, применение их экономически выгодно [1].

Исследования показали, что сидеральные пары не только повышают плодородие почвы и урожайность сельскохозяйственных культур, но и надежно защищают почву от эрозии, улучшают экологическую обстановку и позволяют получать биологически чистую продукцию. Применение свежей растительной массы увеличило численность всех групп микроорганизмов, стимулировало их жизнедеятельность. Использование промежуточных культур в качестве сидерата позволило получить в первый год их действия существенные прибавки зерна по отношению к контролю. На ячмене выход зерна в среднем за два года увеличился на 0,38-0,67 т/га, на пшенице – на 0,28-0,56 т/га [2]. Таким образом, применение биотехнологии экономически выгодно.

Анализ литературных источников показывает, что измельчение сидеральных культур и внесение микроорганизмов в почву наиболее перспективно осуществлять дисковыми почвообрабатывающими орудиями. Важной составной частью конструкции дисковых борон являются их рабочие органы. Они должны

обеспечивать надлежащее качество обработки почвы, высокую проходимость агрегата на объектах и минимальную энергоемкость выполняемого процесса.

Для осуществления биотехнологической обработки почвы на кафедре «Машины и оборудование в агробизнесе» совместно с ОАО «Белагромаш-Сервис им. В.М. Рязанова» разработан агрегат для внесения раствора концентратов микроорганизмов (рис.1). Он включает трактор 35, емкость для раствора микроорганизмов 36 и дисковую борону 38. Подача биораствора 41 к штангам со сливными трубками 33 должна осуществляться при постоянном давлении воздуха в емкости машины для внесения биораствора, с которой агрегируется данная борона. Воздух в емкость нагнетается компрессором трактора 39 по воздушному трубопроводу 37[3].

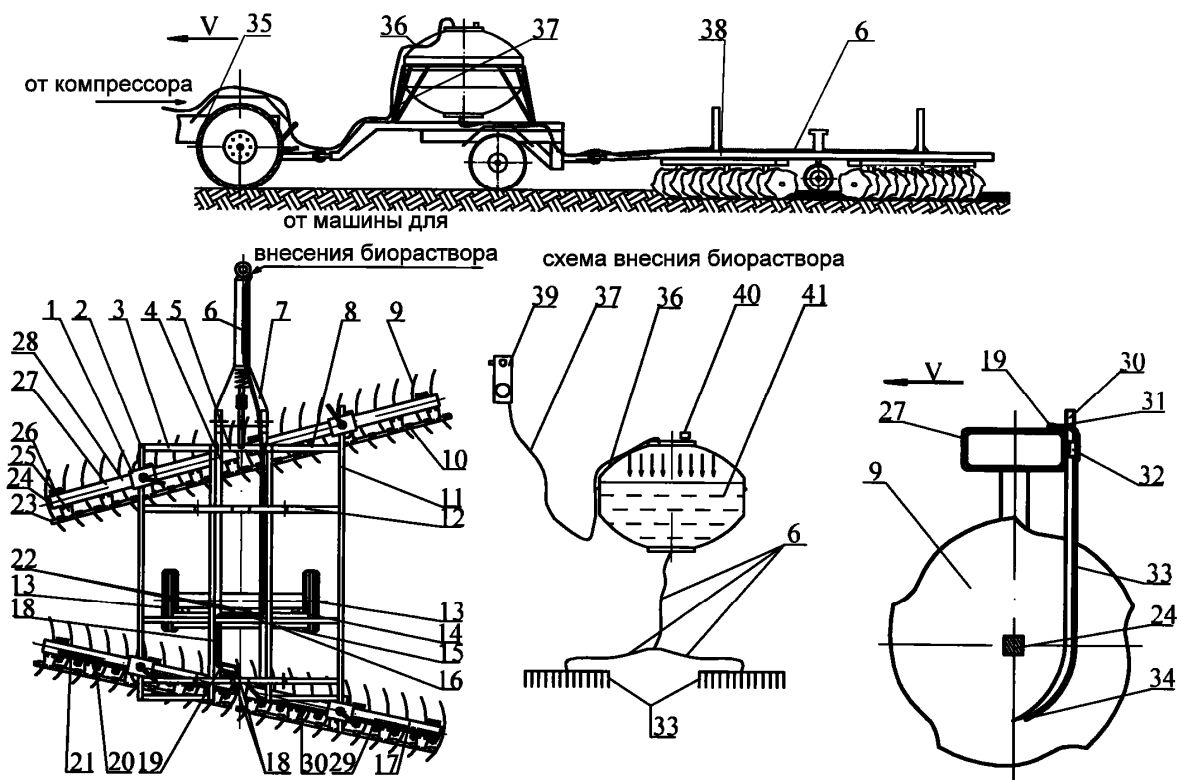


Рисунок 1 - Агрегат для внесения биологических растворов в почву:
 1-устройство для изменения угла атаки; 2,4,11-продольные брусья; 3-левая рама; 5-центральная рама; 6,18,16,21-трубопроводы концентратов микроорганизмов; 7-прицепное устройство; 8-правая рама; 9-диски; 10-чистики дисков; 12-поперечный брус рамы; 13-колеса; 14,25,29-кронштейны; 15-лонжерон; 17,28-дисковые батареи; 18-рукава концентратов микроорганизмов; 19-тройник; 22-гидроцилиндр; 23-рейка крепления чистиков; 24-ось; 26-опора крепления дисковой батареи; 27-основной брус дисковой батареи; 30-подкармливающее долото; 31-дозатор; 32-крепление; 33-сливная трубка концентратов микроорганизмов; 34-крепление трубки; 35-трактор; 36-машина для концентрата микроорганизмов; 37- воздушный трубопровод; 38 - дисковая борона, 39-компрессор; 40-регулятор давления; 41-раствор концентратов микроорганизмов.

Постоянство давления обеспечивается регулятором давления 40, установленным на верхней крышке емкости. Дисковая борона состоит из центральной рамы 5 и двух боковых рам: левой 3 и правой 8, шарнирно соединенных с центральной. Рамы выполнены из продольных брусьев 2,4,11 и поперечных брусьев 12. На центральной раме 5 имеются два гидроцилиндра 22 для подъема и опускания бороны. На раме 5 закреплен лонжерон 15, на котором смонтированы кронштейны 14 крепления колес. На боковых рамах 3 и 8 присоединены две дисковые батареи 28 переднего ряда и две дисковые батареи 17 заднего ряда. Дисковые батареи 28 и 17 располагаются на рамах несимметрично относительно продольной оси бороны и закреплены к ним посредством устройств 1 для изменения угла атаки[4].

Опорные колеса 13 используют при транспортировке бороны. Дисковая батарея 28 переднего ряда включает в себя основной брус 27, к которому при помощи трех опор крепления 26 с подшипниковыми узлами прикреплена ось 24 квадратного сечения. На оси 24 насажены рабочие органы (вырезные сферические диски) 9 и втулки. Рабочие органы 9 выполнены в виде сферических дисков с пятью зубьями, кромки которых сделаны по логарифмической спирали. Каждый последующий диск 9 повернут на угол 10^0 относительно предыдущего. Это сделано для того, чтобы исключить воздействие периодических сил на подшипниковые узлы и снизить затраты мощности трактора на передвижение бороны. К основному брусу 27 с помощью кронштейнов 25 присоединена рейка 23 крепления чистиков с чистиками 10 для дисков. Конструкция дисковой батареи 17 заднего ряда отличается от конструкции батареи 28 переднего ряда тем, что к брусу батареи 17 прикреплены кронштейны 29 с подкармливающими долотами 30. К подкармливающим долотам 30 подводятся трубопроводы концентратов микроорганизмов 21 и 22. К ним от машины для внесения биораствора с помощью трубопровода 6 подается раствор через тройник 19 и далее в левый и правый рукава 20. На центральной раме 5 шарнирно закреплено сцепное устройство 7. Подкармливающее долото 30 прикреплено к основному брусу дисковой батареи 28 при помощи крепления 32. По сливной трубке 33, закрепленной на долоте при помощи крепления 34, биораствор поступает в почву. Глубину заделки концентратов микроорганизмов регулируют перемещением по высоте долот 30 в креплении 32.

Сферический диск 1 (рис.2) содержит выступы (зубья) 2. Передняя режущая кромка 3 и задняя режущая кромка 4 зубьев 2 выполнены по логарифмической спирали, заданной формулой $\rho = \rho_0 \times q^{\varphi/2\pi}$, где ρ - радиус кривизны логарифмической спирали; φ - угол поворота радиус-вектора при построении спирали; ρ_0 - начальный радиус спирали; q - коэффициент роста логарифмической спирали; а $\rho_0=106$, $q=4$ [5].

Причем, начальный радиус ρ_0 и коэффициент роста логарифмической спирали q передней режущей кромки 3 и задней режущей кромки 4 одинаковы.

Концентраты микроорганизмов вносятся между дисков задних батарей на глубину 5-7 см. Очень важно, чтобы рабочие органы дисковых борон имели та-

кие параметры, которые обеспечивали бы не только надлежащее качество обработки почвы, но и имели минимальную энергоемкость. Одним из главных компонентов реактивных сил является сила резания, расходуемая на отделение пласта от верхнего почвенного горизонта. Она зависит от характера резания почвы дисковыми рабочими органами и от величины угла резания ω .

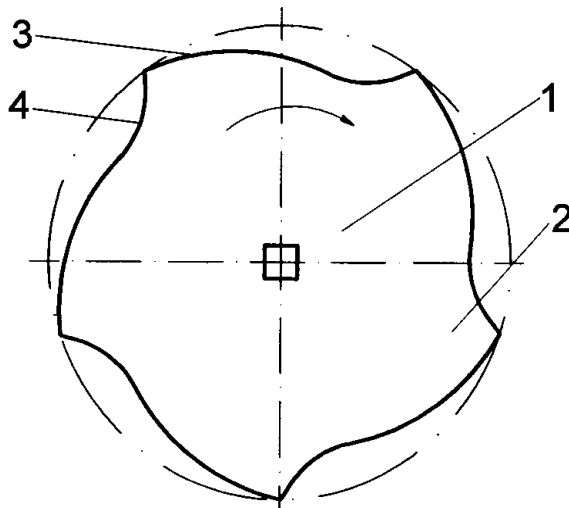


Рисунок 2 - Дисковый рабочий орган: 1-сферический диск; 2-зубья; 3,4-соответственно передняя и задняя режущая кромки.

Логарифмическую спираль называют равноугольной, так как радиус-вектор логарифмической спирали пересекает касательную к спирали под одним и тем же углом μ . Аналогичным свойством обладает и окружность. Радиус-вектор окружности пересекает дугу окружности под углом 90° . У логарифмической спирали угол $\mu < 90^\circ$, и он зависит от коэффициента роста логарифмической спирали q . Угол резания ω у дуги логарифмической спирали будет меньше, чем у дуги окружности, что позволит снизить силы резания по сравнению с другими формами дисков.

В результате опыта по определению влияния раствора концентратов микроорганизмов КМ-104-1 на урожайность и качество озимой пшеницы были выбраны следующие условия: было выбрано поле в 200 га; раствор концентратов микроорганизмов вносили на 100 га, а другие 100 га являлись фоновым; раствор микроорганизмов концентрацией 2% вносили в расчете 200 л/га. Влияние раствора концентратов микроорганизмов на урожайность и качество озимой пшеницы приведено в таблице 1.

Таблица 1 -Влияние раствора концентратов микроорганизмов на урожайность и качество зерна озимой пшеницы

Показатели	Озимая пшеница без внесения раствора концентратов микроорганизмов	Озимая пшеница при внесении раствора концентратов микроорганизмов	Разница
Урожайность озимой пшеницы, ц/га	26	29,7	3,7
Содержание сырой клейковины, %	18,9	24,3	5,4

Выводы. В Белгородской области разработан, изготовлен и испытан агрегат для внесения раствора концентратов микроорганизмов в почву. Рабочий орган агрегата выполнен в виде диска с вырезами по форме логарифмической спирали. Было установлено, что применение раствора концентратов микроорганизмов КМ 104-1 с концентрацией 2% при внутрпочвенном внесении дисковой бороной при подготовке почвы под посев озимой пшеницы оказывает стимулирующее влияние на продуктивность и качество урожая. Прибавка урожая озимой пшеницы составила 3,7 ц/га. Содержание сырой клейковины увеличилось на 2,7-8,1%.

Список литературы

1. Стифеев А.И. Биологизация земледелия в Курской области[Текст]/ А.И. Стифеев// Земледелие.- 2002.- №1.- с.9.
2. Постников В.А. Промежуточные культуры – сидеральное удобрение[Текст]/ В.А. Постников// Аграрная наука.- 2002.- №10.- с.18-19.
3. Булавин С.А. Агрегат для внесения биораствора в почву[Текст] /С.А. Булавин, В.Н. Любин, А.В. Рыжков / Проблемы сельскохозяйственного производства на современном этапе и пути их решения // Тезисы докладов международной научно-производственной конференции, посвященной 25-летию образования Белгородской государственной сельскохозяйственной академии.- Белгород: Белгородская ГСХА.- 2003.- с. 135.
4. Пат. 2240662 Рос. Федерация: МПК⁷ А 01 В 49/04, 21/08, А 01 С 23/02 / Дисковая борона с устройством для внесения биораствора в почву [Текст]: авторы и заявители Рыжков А.В. [и др.]; патентообладатель ФГОУ ВПО Белгородская ГСХА.
5. Пат. 2220520 РФ, МКИ⁷ А 01 В 7/00, 21/08. Рабочий орган дисковой бороны[Текст]/ Булавин С.А., Любин В.Н., Рыжков А.В.(Россия).- №2002128155/13; Заявлено 21.10.2002; Оpubл. 10.01.2004, Бюл. №1.

Abstract

Unit on the base disc harrows for spreading liquid biological solutions

A. Ryzhkov, A. Machkarin, K. Kazakov

The article deals with the unit for soil of any solutions, concentrates microorganisms and the results of their submission.

Анотація

Агрегат на базі дискової бороної для внесення рідких біологічних розчинів

А. В. Рижков, А. В. Мачкарин, К. В. Козаков

У статті йдеться про агрегат для внутріпчовного внесення розчинів, концентратів мікроорганізмів і результати їх внесення.

УДК 631.363.636.085

ОДНОСЛОЙНОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ЗЕРНОВОГО МАТЕРИАЛА ПО НАКЛОННОЙ КРУГОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Шацкий В.В., д.т.н., с.н.с., Демьяненко Д.В., магистр

(Таврический государственный агротехнологический университет)

Разрабатывается модель движения частиц зернового материала на наклонной круговой поверхности, совершающей горизонтальные гармонические колебания.

Постановка проблемы. Проблема создания технических средств для микронизации зернового материала заключается в относительно высокой энергоёмкости этого процесса, что зависит от качества однослойного распределения зернового материала по поверхности термической обработки (без наличия пустых от зерна участков плоскости) при его перемещении с обязательным переворачиванием зернин. Решение этих вопросов позволит обеспечить высококачественное кормление крупного рогатого скота и свинопоголовья.

Анализ последних исследований. На сегодня создан целый ряд микронизаторов, где процесс перемещения осуществляется при вибротранспортировании или с использованием механических устройств для перемещения и переворачивания зернового материала [1].

Проведенные ранее теоретические исследования направлены в основном на определение допустимых отклонений как энергетического потока для обработки [2] так и для зернового материала [3] и определение параметров дозирующих устройств [3]. При этом вопросы качественного распределения при перемещении обрабатываемого материала не рассматривались в совокупности проблем энергоёмкости и качества осуществления процесса микронизации различных зерновых продуктов, отличающимися своими физико-механическими свойствами, но имеющими важное значение при использовании их при производстве комбикормов для различных видов животных.

Формулирование целей статьи. Отсутствие математических моделей процессов формирования и однослойного перемещения зернового материала по наклонной круговой поверхности не представляет возможности на стадии проектирования определять конструктивные и кинематические параметры основного рабочего органа микронизатора – поверхности для термической обработки обрабатываемого однослойного потока зерна. Поэтому целью

настоящей работы является определение параметров процесса однослойного перемещения сыпучего материала по наклонной круговой поверхности, обеспечивающих стабильность процесса микронизации кормового материала с различными физико-механическими свойствами, на основе разработки математической модели этого процесса во взаимосвязи с параметрами этой поверхности.

Методы исследований. Моделирование процесса перемещения обрабатываемого материала на наклонной круговой поверхности осуществляется, методом дискретных элементов (МДЭ) [4], высокая эффективность которого обусловлена его универсальностью и практически неограниченными возможностями диагностики моделируемых явлений [5]. При этом принимаются следующие допущения:

- зерновой материал представляет собой совокупность из N упругих частиц сферической формы радиуса r_{ki} , располагающихся по элементарным круговым слоям, где в последующем слое количество частиц увеличивается на шесть единиц кормового материала среднего размера;

- за элементарный круговой слой принимаем слой материала, расположенный между двух условных окружностей шириной, равной среднему размеру (диаметру) частиц сыпучего материала;

Основная часть. Качество распределения частиц на обрабатываемой поверхности зависит как от формы этой поверхности, ее кинематических параметров так и физико-механических свойств обрабатываемого зернового материала.

Форма круговой наклонной поверхности описывается системой уравнений, где, последовательно, начиная с α_0 , угол наклона поверхности уменьшается на $\Delta\alpha_{hi}$ с шагом h_i соизмеримо с радиальной скоростью перемещения частиц по наклонной поверхности диска, которая находится в обратной зависимости изменения количества частиц кругового слоя определенного радиуса R_{hi}

$$\alpha_{h_i} = (\alpha_{i-1} + \alpha_{h_n}) \frac{n_{i-1}}{n_i} - \alpha_{h_n}, \quad (1)$$

что аппроксимируется в выражение

$$\alpha_{h_i} = bR_i - \alpha_{h_n} \quad (2)$$

где b – коэффициент аппроксимации;

R_i – промежуточный радиус диска;

α_{h_n} – угол наклона крайней поверхности диска.

Форма поверхности определяется исходя из зависимости скорости перемещения зернового материала по наклонной поверхности от угла наклона этой поверхности на каждом шаге h_i моделированием.

Движение стола описывается уравнениями гармонических колебаний ($y = A \sin(\omega t + \varphi_0)$), где амплитуда A по оси x составляет $R_{hi}(1 - \cos\varphi)$, а по оси y - $R_{hi}\sin\varphi$, где ω - угловая скорость, $\omega_{\max} = 2\pi/T$ (T - период колебаний); $\omega t + \varphi_0$ - фаза колебаний; φ_0 - начальная фаза в момент времени $t = 0$.

На частицу зернового материала, находящейся на круговой поверхности, совершающей круговые горизонтальные колебания, кроме сил трения между частицами, действует сила F_t трения частиц зернового материала о поверхность стола, которая является внешней вынуждающей силой перемещения с перекачиванием частиц.

Известно, что при небольших амплитудах и частотах колебаний сила трения обратно пропорциональна скорости движения $F_t = F_o k_v t$, где $k_{v/R}$ - коэффициент трения, зависящий от скорости перемещения частицы по поверхности стола.

Движение каждой i -й частицы полностью определяется координатами ее центра тяжести x_i (удаление от центра круговой поверхности), z_i (положение по вертикали относительно центра круговой поверхности) и углом ψ отклонения от радиальной прямой (условно определенной на круговой поверхности), (рис.1).

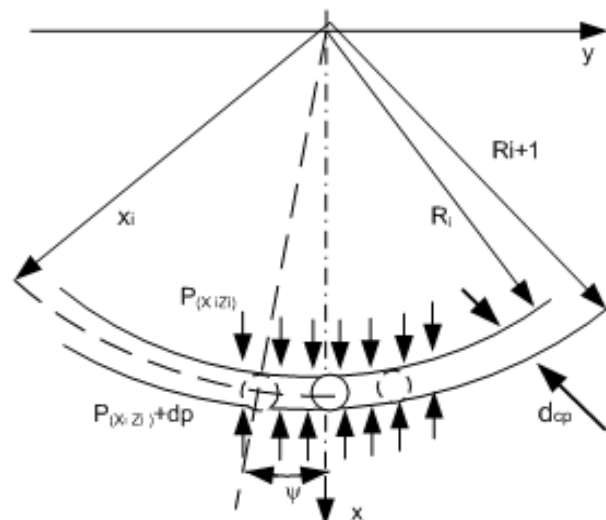


Рисунок 1 - Схема расположения материала на наклонной круговой поверхности.

Последнее зависит от момента сил, приложенных к каждой частице и обеспечивающих их вращение на угол φ вокруг ее центра тяжести.

На частицу корма h_i слоя в радиальном направлении действуют силы давления вышерасположенного слоя p_{i-1} , массы самой частицы $m_q g$ и составляющей центробежной силы $m_q \omega_i^2 R_i$, а также сила трения F_{Ri} (рис.2).

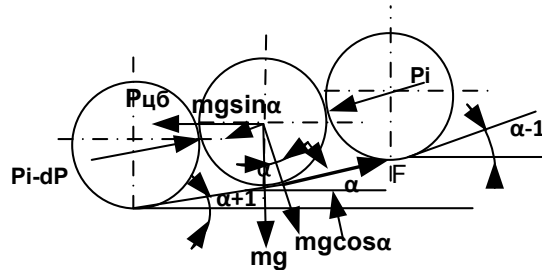


Рисунок 2 - Схема сил, действующих на частицу i -го кругового слоя в радиальном направлении.

Учитывая характер движения частиц в радиальной направлении, скорость которого снижается с повышением радиуса расположения частиц на диске, а значит, силы действующие на частицу также снижаются, то баланс этих сил, с учетом углов наклона поверхности диска, выражается как

$$p_{hi} = m_q g \sin \alpha_i + m_q \omega_i^2 R_i \cos \alpha_i - F_{Ri} + P_{i-1} \frac{n_{i-1}}{n_i} \cos(\alpha_{i-1} - \alpha_i) - \Delta P_{hi} \quad (3)$$

где p_{hi} - силы, действующие на одну частицу h_i слоя;

m_q - масса частицы;

α_i - угол наклона поверхности i -го радиуса R_i ;

F_{Ri} - силы трения частиц о поверхность диска;

P_{i-1} - сила, действующая со стороны $i-1$ слоя;

n_i - количество частиц h_i -го слоя;

ΔP_{hi} - сумма сил, действующих от частицы i -го слоя.

Сумма сил $P_{\Sigma hi}$ действующих на контактах круговых слоев частиц, расположенных на круговой наклонной поверхности (см.рис.1), определяется выражением

$$P_{\Sigma hi} = \sum_{i=1}^{n_{hi}} \left[\begin{array}{l} m_q g \sin \alpha_i + m_q \omega_i^2 R_i \cos \alpha_i - mg \cos \alpha_i f^c + \\ m_q \omega_i^2 R_i \sin \alpha_i f^c + P_{i-1} \frac{n_{i-1}}{n_i} \cos(\alpha_{i-1} - \alpha_i) - \Delta P_{hi} \end{array} \right] \quad (4)$$

где $\sum_{i=1}^{n_{hi}} P_{ih_i}$ - сумма сил, действующих на h_i слой;

p_{hi} - силы, действующие на одну частицу h_i слоя;

n_{hi} - количество частиц h_i слоя.

f^c - коэффициент трения частиц по поверхности диска.

$$\Delta P_{hi} = m_q g (\sin \alpha_i - \cos \alpha_i f^c) + m_q \omega^2 R_i (\cos \alpha_i + \sin \alpha_i f^c) \quad (5)$$

Для определения параметров процесса перемещения частиц по поверхности диска необходимо знать усилия, действующие на частицы при взаимодействии с поверхностью диска, что требует определения угловой скорости перемещения частиц h_i кругового слоя на диске.

Условие равенства подач ($q_{i-1} = q_i = q_{i+1}$) частиц каждого кругового слоя предполагает увеличение количества частиц с повышением радиуса расположения этого слоя и снижение радиальной скорости его перемещения

$$n_{h_{i-1}} v_{h_{i-1}} = n_{h_i} v_{h_i} = n_{h_{i+1}} v_{h_{i+1}}, \quad (6)$$

откуда определяется радиальная скорость перемещения частиц в каждом слое

$$v_{h_i} = \frac{n_{dh_{i+1}}}{n_{dh_i}} v_{dh_{i+1}} \quad (7)$$

Представив среднюю радиальную скорость перемещения частиц в рамках h_i кругового слоя как

$$v_{h_i} = \frac{a_{dh_{i+1}}}{4} T = \frac{p_{hi}}{4m_q} T, \quad (8)$$

где $p_{hi} = p_{\Sigma hi} / n_{dhi}$

откуда

$$v_{h_i} = \frac{p_{\Sigma hi} T}{4n_{dh_i} m_q}, \quad (9)$$

$$v_{dh_{i+1}} = \frac{p_{\Sigma h_{i+1}} T}{4 n_{dh_{i+1}} m_{\text{ч}}}.$$

На основании (6) запишем

$$\frac{p_{\Sigma h_i} T}{4 m_{\text{ч}}} = \frac{p_{\Sigma h_{i+1}} T}{4 m_{\text{ч}}}. \quad (10)$$

Следовательно, на частицы каждого кругового слоя действует равное для всех слоев суммарное усилие

$$p_{h_i} n_{dh_i} = p_{h_{i+1}} n_{dh_{i+1}}, \quad (11)$$

что позволяет определять усилие вышерасположенного h_i слоя, зная усилие, действующее на h_{i+1} слой.

Вместе с тем, исходя из заданной производительности дозирующего устройства, формирующего однослойный поток первого кругового слоя на наклонной плоскости диска, возможно определить среднюю скорость частиц первого кругового слоя по выражению

$$v_{dho} = \frac{Qd}{n_{dho} m_{\text{ч}}}, \quad (12)$$

где v_{dho} - скорость частиц первого кругового слоя;

Q - производительность дозирующего устройства, кг/с;

d – средний диаметр частицы корма (ширина кругового слоя).

Выражения (9) и (12) средней скорости перемещения частиц слоя позволяет получить выражение силы, действующей на частицу h_i слоя

$$p_{h_i} = \frac{4Qd}{Tn_{dhi}}, \quad (13)$$

Для выявления средней скорости радиального перемещения частиц корма в каждом круговом слое, которая находится в зависимости от радиального усилия P_{i-1} , необходимо определить угловую скорость перемещения частиц в этих слоях.

Для этого составим уравнение сил, действующих в горизонтальной плоскости, совершающей горизонтальные колебания, где условием определения угловой скорости ω_i перемещения частиц, находящихся на

наклонной поверхности диска в круговом слое, является движение частицы совместно с диском без относительного перемещения. При этом предполагается, что на ω_i этапе увеличения угловой скорости произойдет перемещение частицы относительно поверхности диска. Угловая скорость перемещения частицы при этом не будет увеличиваться.

Движение частицы, форма которых приближена к шару, совместно с диском без относительного перемещения будет происходить до тех пор пока силы внутреннего трения и сила Кориолиса не превысят силу трения качения частиц о поверхность диска, на которую оказывает влияние составляющая центробежной силы

$$\frac{Nf_k}{r_{ki}} k \frac{v}{R} = (P_{hi} f_t^{6H} + P_{Khi}) \quad (14)$$

где N_i - нормальная реакция на тело качения;

f_k - коэффициент трения качения $f_k = r_{ki} \operatorname{tg} \varphi$ [10];

φ - угол трения качения;

$k_{v/R}$ - коэффициент корректировки трения качения, из-за вращения частиц по поверхности диска по отношению к ее нормали;

P_{Khi} - сила Кориолиса;

r_{ki} - радиус частицы в зоне контакта.

Иначе (14) можно представить уравнением моментов

$$Nf_k k \frac{v}{R} = (P_{hi} f_t^{6H} + P_{Khi}) r_{ki}, \quad (15)$$

Нормальная реакция N на тело качения зависит от массы частицы, величиной вертикальной составляющей центробежной силы и усилий взаимодействия с частицами смежных круговых слоев

$$N = mg \cos \alpha_i - m \omega_i^2 R_{hi} \sin \alpha_i + p_{h_i} \sin(\alpha_i - \alpha_{i-1}) + (p_{h_i} + \Delta p_i) \sin(\alpha_i + \alpha_{i+1}) \quad (16)$$

В развернутом виде уравнение (15) представляется в виде

$$\begin{aligned} & (mg \cos \alpha_i - m \omega_i^2 R_{hi} \sin \alpha_i + p_{h_i} \sin(\alpha_i - \alpha_{i-1}) + \\ & + (p_{h_i} + \Delta p_i) \sin(\alpha_i + \alpha_{i+1})) f_{кач} k_{\frac{v}{R}} = \\ & = [p_{h_i} \cos(\alpha_i - \alpha_{i+1}) f_t^{6H} + 2m \omega_i v_{h_i}] r_{ki} \end{aligned} \quad (17)$$

где ω_i – угловая скорость вращения частиц с диском без относительного перемещения;

p_{hi} – давление вышерасположенных слоев на одну частицу;

m – масса частицы;

α_i, α_{i+1} – углы наклона поверхности на h_i и h_{i+1} окружности к горизонту.

Коэффициент $k_{v/R}$ вводится для учета нестационарного поведения частицы на поверхности диска при его вращении, где окружные скорости частиц повышаются с увеличением радиуса R_{hi} расположения их на поверхности диска. При этом частица, взаимодействующая с частицами смежных круговых слоев, движущимся с разными скоростями, вращается не только по поверхности диска, но и вокруг нормали к этой поверхности. Этот коэффициент определяется в ходе экспериментальных исследований.

Из (17) определяется предельная угловая скорость ω_i – угловая скорость вращения частиц с диском без относительного перемещения.

При изменении направления вращения диска опрокидывание и перекачивание частицы по поверхности диска будет происходить при условии, когда момент сил трения скольжения и инерции частицы, с учетом момента нормальной реакции на тело качения, превысят момент вращения частицы $J_i \varepsilon_i$,

$$J_i \varepsilon_i \leq Fr_{ki} + P_{in} r_{ki} - Nf_k k \frac{v}{R}, \quad (18)$$

где ε_i - угловое ускорение вращения частицы на плоскости в i -ом круговом слое;

F - сила трения скольжения);

f_c - коэффициент трения скольжения;

P_{in} – сила инерции частицы при изменении направления вращения диска

$$P_{in} = m_i \frac{\omega_i R_{hi}}{t_{npi}}, \quad (19)$$

где t_{npi} - время полупериода вращения частицы с диском при относительном перемещения на его плоскости в i -ом круговом слое

$$t_{npi} = 0,5T - 2t_i, \quad (20)$$

где t_i – время полупериода вращения частицы с диском без относительного перемещения в i -ом круговом слое

$$t_i = \omega_{\max}^{-1} \arcsin(\omega_i \omega_{\max}^{-1}), \text{ которое можно}$$

представить как

$$t_i = \frac{T}{2\pi} \frac{\omega_i}{\omega_{\max}} = \frac{\omega_i}{\omega_{\max}^2}. \quad (21)$$

где ω_{\max} – максимальная угловая скорость диска при гармонических колебаниях $\omega_{\max} = 2\pi/T$.

Сила трения скольжения зависит от массы частиц центробежной силы и величины изменения угла наклона поверхности диска

Сила трения скольжения зависит от массы частиц центробежной силы и величины изменения угла наклона поверхности диска:

$$F = (mg \cos \alpha_i - m\omega_i^2 R_{hi} \sin \alpha_i + p_{hi} \sin(\alpha_i - \alpha_{i-1})) + (p_{hi} + \Delta p_i) \sin(\alpha_i + \alpha_{i+1}) f_c, \quad (22)$$

Раскрывая составляющие в выражении (18), можно записать

$$\frac{2}{5} m r_{ki}^2 \varepsilon_i \leq (m g \cos \alpha_i - m \omega_i^2 R_{hi} \sin \alpha_i + p_{h_i} \sin(\alpha_i - \alpha_{i-1})) + (p_{h_i} + \Delta p_i) \sin(\alpha_i + \alpha_{i+1}) f_c r_{ki} + m \frac{\omega_i R_{hi}}{t_{npi}} r_{ki} - N f_k k_{\frac{v}{R}}, \quad (23)$$

Полученные выражения позволяет создать систему уравнений, численное решение которой для каждой частицы за время t , определенное для каждого шага перехода частиц с одного условного кругового слоя расположения частиц в другой, дает возможность определить, заданные технологией обработки, параметры перемещения зернового материала и параметры наклонной круговой поверхности.

Выводы. Полученная модель однослойного перемещения зернового материала по наклонной круговой поверхности позволяет определить параметры движения с переворачиванием частиц, моделирующих дискретную среду и параметры микронизатора с наклонной круговой поверхностью.

Список литературы

1. Звіт про НДР/ІМТ УААН-УкрНТЕІ (заключний) №ДР 0101U007019, інв.№0206 U002844/ Створити технології і обладнання для переробки сої та виробництва на її основі кормових добавок і кормо сумішей/ Семіряк В.П., Воронін Л.С., Каніщева Л.О./ Запоріжжя, 2006.

2. Худоногов А.М. Технология обработки дикорастущего и сельскохозяйственного сырья высококонцентрированным инфракрасным нагревом. - Дисс. докт. техн. наук: 05.20.01.- Иркутск, 1988.- 392 с.

3 Шацкий В.В. Моделирование механизированных процессов приготовления кормов./ Шацкий В.В. – Запорожье.: ПЦ „Х-ПРЕСС”, 1998. - 140с.

4. Хокни Р., Иствуд Дж. Численное моделирование методом частиц: Пер. с англ. — М.: Мир, 1987. — 640 с.

5. Клишин С.В. Применение метода дискретных элементов при анализе гравитационного движения гранулированного материала в сходящемся канале// Горный информационно-аналитический бюллетень.(научно-технический журнал), 2009, №12, С.273-277

6.Гмурман В.Е. Теория вероятности / В.Е. Гмурман – 9-е изд., стер.—М.: Высшая школа, 2003.— 479 с.

7. Вентцель Е.С. Теория вероятностей / Е.С. Вентцель – 4-е изд., стереотип. - М.: Наука, Физматгиз, 1969 - 576 с.
8. Kruggel-Emden H. et al. Review and extension of normal force models of the Discrete Element Method // Powder Technology. — 2007.—№171.
9. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости: Пер. с англ. — М.: Наука, 1975. — 576 с.
- 10 Митков В.В., Лакушев В.П. Определение коэффициентов трения корнеплодов по различным поверхностям// Научно-технических бюллетень ЦНИПТИМЭЖ.- Запорожье, 1988.- Вып.30.- С. 76-79.

Анотація

Одношарове переміщення зернового матеріалу по похилій круговій поверхні

Шацький В.В., Дем'яненко Д. В.

Розробляється модель руху часток зернового матеріалу на похилій круговій поверхні, яка здійснює горизонтальні гармонійні коливання.

Abstract

One layer moving of grain material on sloping circular surface

V. Shatsky, D. Demjanenko

The model of grain material particles motion on a sloping circular surface, which does horizontal harmonic vibrations, is developed.

УДК 631.331

ТЕОРЕТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ УДАРУ НАСІНИНИ ДО ЗГИНУ ПНЕВМОЕЛЕКТРИЧНОГО КАНАЛУ

Ковалишин С.Й., к.т.н., Дадак В.О., к.т.н.
(Львівський національний аграрний університет)

Розглянуто під дією гравітаційних, електричних та сил повітряного потоку поведінку еліпсоїдних частинок в пневмоелектричному каналі з урахуванням їх удару до його зігнутої частини. Отримано диференціальні рівняння, які відображають математичну модель руху даних частинок під дією цих сил. Дана модель описує процес переміщення частинок в каналі пневмоелектросепаратора, дозволяє в будь-який момент часу розрахувати координати траєкторій руху. На підставі їх аналізу можна досліджувати вплив регульованих параметрів на процес пневмоелектросепарування та визначати їх оптимальні параметри, за яких найефективніше проходить розділення досліджуваних насінневих сумішей, компоненти яких є еліпсоїдної форми.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Серед існуючих насіннеочисних машин, які використовуються в процесі післязбиральної обробки важкорозділюваних насінневих сумішей, значне місце відводиться пневмосепараторам, де очистка насінневого матеріалу здійснюється за аеродинамічними властивостями компонентів суміші [1,2].

Теоретичними дослідженнями широко висвітлено питання пневмосепарування [5, 6, 7, 21]. В основному вони присвячені визначенню критичної швидкості витання та коефіцієнтів парусності компонентів насінневих сумішей [5, 20], розрахункам повітряного потоку [10], обґрунтуванню параметрів вентиляторів для їх створення [7,9], визначенню конструктивних форм і геометричних розмірів пневмоканалі в [10] тощо.

Досліджувалась також силова взаємодія частинок насінневих сумішей з повітряним потоком [11], її вплив на траєкторії руху, на підставі чого встановлювали можливість їх розділення за аеродинамічними властивостями [14]. Силова взаємодія враховувала сукупний вплив на частинки сили тяжіння та повітряного потоку. Проте існуючі технічні засоби, в яких розділення проходить в повітряному потоці, не забезпечують якісної очистки насінневих сумішей від багатьох домішок бур'янів, особливо важкорозділюваних, а також відділення від основної маси неповноцінних (без зародків) насінин культури [3,4,12]. Основною причиною цього є подібність за основними фізико-механічними властивостями, особливо аеродинамічними, компонентів сепарувальних сумішей [15, 19]. Внаслідок цього неможливо забезпечити їх ефективне розділення. За таких умов необхідно використовувати додатковий

силовий вплив на розділювані компоненти, який можна забезпечити створенням у вертикальному каналі електричного поля.

Удосконалити процес пневмосепарування можливо використанням в їх сепарувальних каналах як додаткового робочого органу електричного поля [4]. За таких умов на насінніві частинки діятиме також електрична сила. В роботі [8,16] теоретично описано процес орієнтації еліпсоїдних частинок в каналі пневмоелектросепаратора під впливом додаткового силового фактора – дії електричного поля. Проте математичний опис поведінки цих частинок відображає ідеальний випадок – рух без взаємних зіткнень і ударів до стінок каналу. В реальності еліпсоїдні частинки компонентів сепарувальних сумішей часто контактують між собою, а частіше – зі стінками каналу, що вимагає детальніших теоретичних досліджень, спрямованих на точніше відображення процесу пневмоелектросепарування у вертикальному каналі.

Постановка завдання. Метою роботи було підвищення ефективності пневмоелектричного сепарування важкорозділюваних насінневих сумішей, компоненти яких є еліпсоїдної форми, завдяки математичному моделюванню процесу їх переміщення у вертикальному каналі з врахуванням їх удару до зігнутої частини пневмоканалу.

Виклад основного матеріалу. Частинки, які під дією повітряного потоку рухаються вгору, в деякий момент часу t_1 ударяються до згину каналу і перебувають під певним кутом нахилу до нього. Цей випадок можливо змоделювати та розглядати як удар насінини до похилої площини (рис. 1.):

$$y = y_d - tg\beta(x - x_d), \quad (1)$$

де x_d, y_d – координати точки D_1 ;
 β - кут нахилу стінки пневмоканалу.

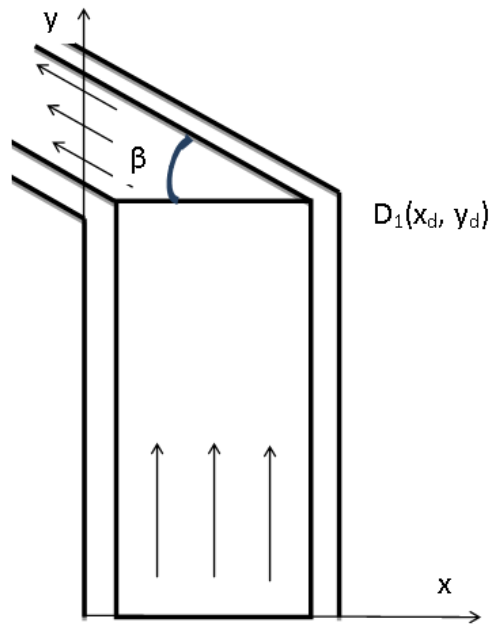


Рисунок 1 - Схема зігнутої частини пневмоканалу

Для знаходження координат (x_n, y_n) точки контакту D_1 насінини із похилою площиною необхідно розв'язати систему рівнянь, що складається з рівняння (1) та рівняння еліпса:

$$\frac{((x-x_c)\cos\varphi+(y-y_c)\sin\varphi-L_c)^2}{b^2} + \frac{((y-y_c)\cos\varphi-(x-x_c)\sin\varphi)^2}{a^2} = 1. \quad (2)$$

Підставивши (1) у (2), одержимо квадратне рівняння відносно абсциси x_n точки контакту частинки з пневмоканалом:

$$Ax_n - 2Bx_n + C = 0, \quad (3)$$

де:

$$A = \frac{d_1^2}{b^2} + \frac{d_3^2}{a^2}; \quad B = \frac{d_1d_2}{b^2} + \frac{d_3d_4}{a^2}; \quad C = \frac{d_2^2}{b^2} + \frac{d_4^2}{a^2};$$

$$d_1 = \cos\varphi - \sin\varphi \cdot \operatorname{tg}\beta;$$

$$d_2 = x_c \cos\varphi + L_c + (y_c - y_d - x_d \cdot \operatorname{tg}\beta) \cdot \sin\varphi; \quad d_3 = -\sin\varphi - \cos\varphi \cdot \operatorname{tg}\beta;$$

$$d_4 = (y_c - y_d - x_d \cdot \operatorname{tg}\beta) \cos\varphi - x_c \cdot \sin\varphi.$$

З рівняння (3) визначимо координати x_n і y_n :

$$x_n = \frac{B}{A} \mp \sqrt{\left(\frac{B}{A}\right)^2 - \frac{C}{A}};$$

$$y_n = y_d - \operatorname{tg}\beta \cdot (x_n - x_d). \quad (4)$$

Оскільки пряма, що описана рівнянням (1), не перетинає еліпс, описаний (2), а лише дотикається, то дискримінант рівняння (3) повинен дорівнювати нулю. Тобто:

$$\left(\frac{B}{A}\right)^2 - \frac{C}{A} = 0. \quad (5)$$

Оскільки (x_c, y_c, φ) , які входять у вирази A, B, C є функціями часу, то з рівняння (5) знаходимо момент часу t_l , за якого відбувається контакт насінини з площиною. Для цього моменту визначено: координати (x_n, y_n) ; кінематичні характеристики насінини (x_c, y_c, φ) , які характеризують її положення; проекції швидкостей центру мас; значення кутової швидкості:

$$\omega_0 = \left. \frac{d\varphi}{dt} \right|_{t=l}. \quad (6)$$

Проекції швидкості точки H частинки, яка контактує з площиною, визначено з рівнянь:

$$\begin{aligned} V_{nx} &= V_{cx} - \omega_0(y_n - y_c); \\ V_{ny} &= V_{cy} - \omega_0(x_n - x_c), \end{aligned} \quad (7)$$

де V_{cx}, V_{cy} – проекції швидкості центру мас у момент удару;
 x_c, y_c – координати центру мас частинки в момент удару.

Проекції вектора швидкості на нормаль та дотичну до площини знаходимо за формулами:

$$\begin{aligned} V_{n\tau} &= V_{ny} \sin \beta - V_{nx} \cos \beta; \\ V_{nn} &= V_{ny} \cos \beta - V_{nx} \sin \beta. \end{aligned} \quad (8)$$

Після удару нормальна складова U_{nn} швидкості частинки насінневої суміші рівна:

$$U_{nn} = -KV_{nn} = -K(V_{ny} \cos \beta + V_{nx} \sin \beta). \quad (9)$$

З іншого боку:

$$U_{nn} = U_{cy} + \omega(x_n - x_0)(\cos \beta) + (U_{cx} - \omega_1(y_n - y_c))\sin \beta, \quad (10)$$

де U_{cx}, U_{cy} – значення проекцій швидкості центра мас після удару;
 ω_1 – відповідне значення кутової швидкості після удару.

Для знаходження їх значень використано теорему про зміну кількості руху та моменту кількості руху механічної системи при ударі. Відповідно до неї складено ще три рівняння:

$$\begin{aligned} m(U_{cx} - V_{cx}) &= S_n \cdot \sin \beta - S_\tau \cdot \cos \beta; \\ m(U_{cy} - V_{cy}) &= S_\tau \cdot \sin \beta - S_n \cdot \cos \beta; \\ I(\omega_1 - \omega_0) &= S_n \cdot \cos \beta (x_n - x_c) - S_n \cdot \sin \beta (y_n - y_c) + S_\tau \cdot \sin \beta (x_n - x_c) + S_\tau \cdot \cos \beta (y_n - y_c). \end{aligned} \quad (11)$$

Спільним розв'язком рівнянь (10) та системи (11) є значення швидкості насінини після удару до похилої площини:

$$\begin{aligned} U_{cy} &= \frac{h_6(\sin \beta + h_4 + h_3) + \frac{h_1 \cdot h_5}{h_2}}{\Delta}; \\ U_{cx} &= \frac{h_5 - \sin \beta \cdot h_6}{\Delta}; \\ \omega_1 &= \omega_0 + h_3(U_{cx} - V_{cx}), \end{aligned} \quad (12)$$

де:

$$\begin{aligned} h_1 &= \sin \beta + f \cos \beta; \\ h_2 &= \cos \beta + f \sin \beta; \\ h_3 &= \left((x_n - x_c + f(Y_n - Y_c)) \cos \beta - (Y_n - Y_c - f(x_n - x_c)) \sin \beta \right) \frac{m}{Ih_1}; \\ h_4 &= (x_n - x_3) \cos \beta - (Y_n - Y_c) \sin \beta; \\ \Delta &= \sin \beta + h_4 \cdot h_5 + \frac{h_2}{h_2} \cos \beta; \\ h_5 &= -(K_1 \cdot V_m + h_4(\omega_0 - h_3 \cdot V_{cx})); \\ h_6 &= V_{cy} - \frac{h_2}{h_1} \cdot V_{cx}. \end{aligned}$$

Після удару до похилої площини пневмоканалу (див. рис. 1), насінина потрапляє у вежовий сепаратор, де відсутнє електростатичне поле. На цьому етапі її руху на неї не діє електростатична сила F_e , напрямок повітряного потоку стає горизонтальним. Диференціальні рівняння руху насінини на цій ділянці матимуть вигляд:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x_c}{dt^2} = -K \left(V_p - \frac{dx_c}{dt} \right) A_1 + K \frac{d\varphi}{dt} \cdot \pi ab L_c \sin \varphi; \\ m \frac{d^2 y_c}{dt^2} = -mg - K \frac{dy_c}{dt} A_2 - K \frac{d\varphi}{dt} \cdot \pi ab L_c \cos \varphi; \\ I \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = K \left(V_p - \frac{dx_c}{dt} \right) A_1 L_c \sin \varphi - \frac{d\varphi}{dt} KH + K \frac{dy_c}{dt} A_2 L_c \cos \varphi. \end{cases} \quad (13)$$

Суттєва відмінність цього етапу руху частинок – повітряний потік діє вздовж Ox і відсутня електростатична сила F_e .

Одержана система диференціальних рівнянь представляє математичну модель поведінки частинки насінневої суміші еліпсоїдної форми в каналі пневмоелектричного сепаратора під сукупною дією сил: тяжіння, електростатичного поля та повітряного потоку за умови удару до зігнутої частини. Її розв'язок дозволяє знаходити координати центру мас як функції часу, а також величину кута повороту частинки навколо центру мас у довільний момент часу.

Висновки

1. Завдяки врахуванню сукупної дії на насінини еліпсоїдної форми гравітаційних, електричних та сили повітряного потоку отримано диференціальні рівняння, які відображають математичну модель їх руху в каналі пневмоелектричного сепаратора із врахуванням удару до зігнутої частини сепарувального каналу.

2. Розроблено математичну модель поведінки частинок компонентів насінневої суміші із врахуванням удару до стінки сепарувального каналу дозволяє в будь-який момент часу розрахувати координати траєкторії руху, на підставі аналізу яких можна робити висновок про можливість їх розділення у вертикальному пневмоелектричному каналі.

3. На підставі теоретичних досліджень можна моделювати процес переміщення частинок еліпсоїдної форми в каналі пневмоелектросепаратора, досліджувати вплив на нього регульованих параметрів та оптимізувати їх значення, за яких найефективніше проходитиме розділення насінневої суміші.

Бібліографічний список

1. Боженко А.І. Сучасні технології виробництва насіння багаторічних трав. / А.І. Боженко // Посібник українського хлібороба. - 2012. - С. 156-161.
2. ДСТУ 7160:2010 «Насіння овочевих, баштанних, кормових і пряно-ароматичних культур. Сортові та посівні якості. Технічні умови»
3. Антонів С.Ф. Насінництво злакових трав. / С.Ф. Антонів // Ж. Насінництво. – 2005. – №11. - С. 7-18.
4. Петриченко В.Ф., Антонів С.Ф., Бугайов В.Д. Технології вирощування бобових і злакових трав на насіння. / В.Ф. Петриченко, С.Ф. Антонів, В.Д. Бугайов // 2005. - С.52.
5. Бакум М.В. Дослідження руху часток в квазігоризонтальному каналі пневматичних сепараторів. / М.В. Бакум, В.П. Ольшанський, М.М. Кречот. // ХНТУСГ.
6. Єрмак В.П., Обґрунтування способу сепарування соняшника у повітряних потоках: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Луганськ, 2003. 21с.
7. Бакум М.В. Дослідження впливу основних параметрів пневматичного сепаратора на якість очищення насіння редиски / М.В. Бакум, М.М. Кречот //

Сільськогосподарські машини: Збірник наук. ст. – Вип. 18. Луцьк. ЛНТУ, 2009. – С. 14-19.

8. Мачнев А.В. Движение семени при ударе о поверхность распределителя семян. / А.В. Мачнев. // Техника в сельском хозяйстве. – 2005. - №4.

9. Петренко М.М. Дослідження траєкторії домішок в повітряному потоці. / М.М. Петренко, В.А. Онопа, О.А. Кислун, В.В. Онопа. // Кіровоградський національний технічний університет.

10. Туров А.К. Моделирование поля скоростей воздушного потока в пневмовинтовом канале. / А.К. Туров, А.А. Мезенов, Е.А. Пшенов. // Техника в сельском хозяйстве. - 2013. - №2.

11. А.Н. Зюлин. Интенсификация процесса сепарации зерна в пневмоканалах с восходящим воздушным потоком. / Зюлин А.Н. // Вестник МГАУ им. В.П. Горячкина. – 2005. - № 4.

12. Ковалишин С. Й. Оцінка та виявлення нових ознак подільності дрібно насінневих сумішей сільськогосподарських культур. / В. Паранюк, В. Дадак, В. Соколюк // Motrol: Motorization and power industry in agriculture – Lublin: Commision of motorization and power industry in agriculture – Vol. 14D – 2012. – P. 95-103.

13. Хамуев В.Г. Сравнительная оценка качества разделения зернового материала пневмосепарирующими устройствами. / Хамуев В.Г. // Техника в сельском хозяйстве. - 2008. - №5. - С. 23-26.

14. Совершенствование конструкции канала второй аспирации [Тарасенко А.П., Орбинский В.И., Гиевский А.М., Суднеев А.А.] : Техника в сельском хозяйстве. – 2009. - №2.- С. 29-31.

15. Дадак В.О. Підвищення ефективності пневмосепарування насіння кормових трав. / В.О. Дадак // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, «Технічні системи і технології рослинництва». - 2014. - Вип. 144. – С. 225-232.

16. Kovalyshyn S.J. Use of the electro-separation method for improvement of the utility value of winter rapeseeds. // S.J. Kovalyshyn, O.P. Shvets, S. Grundas, and J. Tys // Int. Agrophysics. 2013.–Т. 27, – S. 491-494.

17. Войтюк Д. Г. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: навч. посіб. для студ. ВНЗ / С. С. Яцун, М. Я. Довжик ; за ред. Д. Г. Войтюка. – Суми : Університетська книга, 2008. – 543 с.

18. Єрмак В. П. Дослідження раціональної швидкості повітряного потоку на поверхні робочого органу аеродинамічного сепаратора / В. П. Єрмак, Є.В. Богданов, А.А. Ільченко // Сучасні проблеми вдосконалення технічних систем і технологій тваринництва: Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – 2011 – Вип. 108. – Харків: ХНТУСГ ім. Петра Василенка – С. 108-111.

19. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин / П. М. Заїка // Очистка і сортування насіння. – 2006. – Т. 3. – Харків : Око. – 408 с: 111 іл.

20. Kovalyshyn S.J. Ways of improvement of post-harvest preparation of small seeded cultivated plants / S.J. Kovalyshyn, V. O. Dadak, V.V. Sokolyk // Motrol: Motorization and power industry in agriculture. – Lublin. 2014.: Commision of motorization and power industry in agriculture. – Vol. 16D. 38-44.

21. Batluk V. Mathematical model for motion of weighted parts in curled flow / V. Batluk, M. Basov, V. Klymets // Econtechmod : an international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modelling processes. - Lublin ; Rzeszow, 2013. - Volum 2, № 3. - P. 17-24.

Аннотация

Теоретическое моделирование удара семени к изгибу пневмоэлектрического канала Ковалишин С.И., Дадак В.А.

Рассмотрено под действием гравитационных, электрических и сил воздушного потока поведение эллипсоидальных частиц в пневмоэлектрическом канале с учетом их удара к его согнутой стенке. Получены дифференциальные уравнения, отражающие математическую модель движения данных частиц под действием этих сил. Данная модель описывает процесс перемещения частиц в канале пневмоэлектросепаратора, позволяет в любой момент времени рассчитать координаты траекторий движения. На основании их анализа можно исследовать влияние регулируемых параметров на процесс пневмоэлектросепарирования и определять их оптимальные параметры, при которых наиболее эффективно проходит разделение исследуемых семенных смесей, компоненты которых есть эллипсоидной формы.

Abstract

Theoretical modeling effort seed to bend pneumo separator channel

S. Kovalyshyn, V. Dadak

Considered under the influence of gravity, electric power and air flow behavior of ellipsoidal particles pneumo-electrical channel based on their impact to the wall. The differential equation that reflect the mathematical model of the particles under the influence of these forces. This model describes the movement of particles in the channel pneumo-electrical separator allows at any time to calculate the coordinates of trajectories. Based on their analysis can explore the influence of controlled process parameters on pneumo-electrical separation and determine their optimal parameters under which the separation is effectively investigated seed mixtures, the components of which are ellipsoid shape.

УДК 631.07

СТАНОВЛЕННЯ ТА РОЗВИТОК НАУКОВОЇ ШКОЛИ «ТЕХНІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ МАШИН І ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ АПК»

Козаченко О.В., д.т.н., професор

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

В статті розглянуто основні етапи становлення, напрямки дослідження та перспективи розвитку наукової школи «Технічна ефективність машин і засобів механізації АПК» в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка.

Вступ. Сучасний стан та ретроспективний аналіз розвитку світової науки вказує на ефективність впровадження та застосування колективного підходу до вирішення актуальних проблем. Такою колективною організаційною формою слід вважати створення та функціонування наукових шкіл, які є осередком концентрації творчої енергії, а її реалізація в обраному напрямку дозволяє активно впливати на науково-технічний прогрес.

Проблема механізації технологічних процесів виробництва продукції агропромислового комплексу на сьогодні є актуальною та такою, що потребує цілеспрямованого науково-обґрунтованого підходу до її вирішення. Такий підхід, зазвичай, і є можливим за умови організації наукових досліджень за обраним напрямком сформованим творчим колективом - науковою школою. При цьому слід зазначити, що основними функціями у діяльності будь-якої наукової школи повинно бути забезпечення виробництва наукових знань, їх поширення в освітянському просторі та підготовку вихованців, які забезпечать послідовність досліджень певного наукового спрямування.

Основна частина. Засновником наукової школи був видатний вчений в галузі сільськогосподарського машинобудування доктор технічних наук, професор Сичов Іван Петрович, який народився 13 грудня 1937 р. у с. Покровське Троїцького району Луганської області. У 1961 році він закінчив Харківський політехнічний інститут. У 1961 - 1966 р.р. – працював в Українському науково-дослідному інституті сільськогосподарського машинобудування на посадах інженера, ст. інженера, ст. наукового співробітника. З 1966 р. керівник групи лабораторії надійності. У 1970 р. – захистив кандидатську дисертацію. З 1971 р. – вчений секретар наукової ради інституту; З 1975 р. він є завідувачем лабораторії надійності, а з 1984 р. – завідувачем відділу надійності. У 1995 р. захистив докторську дисертацію і перейшов до ХДТУСГ на посаду професора кафедри «Технічна експлуатація машин та устаткування». У 1997 р. – присвоєно вчене звання професора. В цей період він створює творчий колектив, який в подальшому формується в наукову

школу і, фактично, є її засновником і керівником.

У своїй докторській дисертації [1] ним вирішувалася проблема підвищення надійності робочих органів бурякозбиральних машин. На основі аналізу безвідмовності машин з врахуванням розсіювання несучої здатності та зовнішнього навантаження встановлені шляхи підвищення надійності за рахунок стабілізації виробництва і експлуатаційних факторів. Уточнені показники надійності сільськогосподарських машин та методи їх оцінювання за експлуатаційними даними, розроблена теорія прискорених випробувань робочих органів бурякозбиральних машин, на основі якої отримані загальні умови подібності режимів стендових та експлуатаційних випробувань. Розроблені методи інверсії для визначення параметру робочого органу схеми машини з використанням елементів мостового землеробства, що дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії в 1,15 - 1,7 рази. Обґрунтовано метод розрахунку зношування робочих органів машин для різного конструктивного виконання з врахуванням форми наплавленого шару, запропоновано спосіб оптимізації параметрів робочих органів шляхом наплавлення металу змінної товщини.

У цей період відбувається активна співпраця з провідними науковцями Тернопільського комбайнового заводу в напрямку удосконалення та підвищення ефективності збиральних машин. Результатами творчої співпраці є захист кандидатської дисертації Железняк Т.О. на тему: «Підвищення функціональної здатності робочих органів бурякозбиральних машин» та докторської дисертації Мартиненком Володимиром Якимовичем на тему: «Механіко-технологічні основи підвищення ефективності робочих органів гичкозбиральних машин»[2]. Тут вперше досліджено та обґрунтовано технологічний процес очищення головок коренеплодів способом скобління, встановлені залежності сили скобління від кінематичних і геометричних параметрів робочих органів та механічних властивостей гички, коренеплодів, супутніх бур'янів з урахуванням їх стану від впливу температурного фактору. Виявлені закономірності вібраційного скобління та розроблені експериментально-теоретичні основи визначення оптимальних параметрів робочих органів для зрізування і відокремлювання гички від коренеплодів з урахуванням конструктивних особливостей та способу взаємодії робочого органу з коренеплодом при наявності супутніх бур'янів. Результатом наукових досліджень стало створення очисників фрезерного типу в бурякозбиральній машині КС-6Б для інтенсифікації процесу доочищення коренеплодів від гички.

Проблеми ресурсозбереження в сільськогосподарських агрегатах при виконанні технологічного процесу вирішувалися в роботі О.В. Козаченка [3]. Розроблено математичну модель взаємозв'язку енергетичного засобу і робочих машин, дослідження якої дозволяє визначити вимоги до його параметрів з точки зору зменшення коливань робочої швидкості агрегату, розвинута теорія визначення коефіцієнта корисної дії та його складових – механічного коефіцієнта корисної дії та коефіцієнта технічної досконалості, визначення

сезонного напрацювання машин з врахуванням надійності роботи і коливань їх робочої швидкості, визначення ефективності роботи агрегатів в умовах мостового землеробства, теоретично обґрунтовано похибку при експериментальному визначенні потужності, що використовуються, на технологічні процеси ґрунтообробних машин з точки зору реєстрації робочих зусиль і швидкостей за часом і пройденим шляхом, коли зусилля і швидкість є незалежними і залежними величинами. На підставі проведених досліджень розроблено експериментальний метод визначення питомої потужності від робочої швидкості та потужності з мінімальною похибкою, розроблено нові робочі органи машин із зменшеним робочим опором та підвищеною функціональною здатністю, а також енергетично-функціональний модуль для виконання технологічного процесу у рослинництві з використанням елементів мостового землеробства.

В подальшому розвиток наукового напрямку школи отримав в роботах учнів професора О.В. Козаченка, які захистили кандидатські дисертації згідно пріоритетних завдань аграрної науки України.

У 2007р. Блезнюк Олег Володимирович захистив кандидатську дисертацію на тему: «Обґрунтування методу підвищення працездатності та параметрів дисків викопуючого пристрою коренезбиральної машини». Створена нова математична модель формоутворення зубчастої поверхні при спрацюванні зміцненого леза дискового копача коренезбиральної машини змінної товщини, в якій враховано вплив параметрів зносостійкого шару на інтенсивність формоутворення зубців, встановлені закономірності впливу конструктивних параметрів зносостійкого шару змінної товщини на інтенсивність формоутворення зубців на лезі диска з урахуванням технології виготовлення, теоретично обґрунтовано розроблений метод підвищення працездатності дискових копачів, який відрізняється від відомих попереднім перед зміцненням формоутворенням виступів і заглиблень у робочому шарі леза диска [4].

У 2008р. Романченко Володимир Миколайович - на тему: «Обґрунтування параметрів процесу і розробка механізму копіювання гичкозбиральної машини». Для оцінки впливу створеного механізму на процес копіювання розроблено математичну модель стійкості коренеплодів в ґрунті, яка враховує залежність горизонтальної складової сили, що діє на коренеплоди, від зміни їх геометричних характеристик, конструктивні параметри розробленого механізму копіювання гичкозбиральної машини, теоретично визначена можливість зниження навантаження на копії механізму копіювання при взаємодії з коренеплодами та обґрунтовані конструктивні параметри механізму копіювання, що забезпечують зниження горизонтальної складової навантаження механізму копіювання на коренеплоди при виконанні процесу [5].

У 2011р. Шкрегаль Олександр Миколайович - на тему: «Обґрунтування параметрів процесу і енергозберігаючих робочих органів культиваторів».

Встановлена залежність відносної швидкості руху рослин бур'янів по лезу лапи культиватора від форми і встановлені умови зменшення її забивання, набула подальшого розвитку теорія функціонування робочого органу культиватора з метою зменшення енергоємності процесу, що зумовлюється оптимізацією форми леза лапи, для оцінки впливу на стійкість руху секції культиватора з одношарнірною підвіскою розроблених робочих органів виконано обґрунтування її параметрів та встановлені залежності тягового опору розробленої культиваторної лапи із змінним кутом різання від глибини обробітку, швидкості руху і фізико-механічних властивостей ґрунту [6].

У 2011р. Дзюба Олег Анатолійович - на тему: «Обґрунтування конструктивно-режимних параметрів сортувалки бульб картоплі». Сформульовано умови сталого руху бульб картоплі по напрямних при взаємодії їх з гвинтовою поверхнею сортувалки, створено математичні моделі динаміки руху бульб по напрямних з врахуванням їх характеристик та конструктивно-режимних параметрів пристрою та виконано обґрунтування конструктивних параметрів сортувалки [7].

На сьогодні дослідження наукової школи направлені на розробку нових та удосконалення існуючих робочих органів ґрунтообробних машин та знарядь. Зокрема, дисертаційна робота аспіранта Каденка В.С. спрямована на дослідження впливу форми та параметрів локального зміцнення леза на довговічність робочих органів культиваторів для суцільного та міжрядного обробітку ґрунту [8, 9].

Другий напрямок досліджень наукової школи стосується розробки засобів діагностування сільськогосподарської техніки, що дозволяє забезпечувати високий рівень готовності при експлуатації машин [10, 11]. Основні технічні рішення за даним напрямком досліджень захищені патентами на винаходи та впроваджені у виробництво.

Результати діяльності наукової школи було неодноразово представлено на Всеукраїнських виставках та конкурсах, де отримано заслужені нагороди. У 2012 р. професора Козаченка О.В. обрано дійсним академіком інженерної академії України. Блезнюк О.В. нагороджений дипломом як переможець третього обласного конкурсу «Найкращий молодий науковець Харківщини» 2008 року за напрямом: технічні науки. Шкрегаль О.М. - стипендіат Кабінету Міністрів України в галузі науки і техніки 2011 – 2012р.р.

Варто зазначити, що результати діяльності наукової школи ефективно впроваджуються в навчальний процес нашого університету та інших споріднених за профілем діяльності вищих навчальних закладів. Підтвердженням цього є видання навчально-методичних матеріалів у співавторстві з провідними фахівцями інших навчальних закладів Міністерства освіти і науки України [12, 13, 14, 15]. Такий підхід у діяльності наукової школи сприяє залученню талановитої молоді та досвідчених науковців до вирішення актуальних проблем інженерно-технічного забезпечення агропромислового комплексу України.

Висновки. Наукова школа є осередком професійного зростання науково-педагогічних кадрів та ефективною формою науково-дослідної діяльності. Цілеспрямована робота представників наукової школи спрямована на вирішення актуальних проблем у галузі сільськогосподарського виробництва, сприяє вирішенню задач вдосконалення фахової спроможності випускників університету, є осередком активного наукового пошуку означеного спрямування.

Список літератури

1. Сычев И.П. Основы повышения надежности рабочих органов свекловичных машин: автореф. дис. докт. техн. наук: спец. 05.20.04 «Сельскохозяйственные и мелиоративные машин», 05.20.03 «Эксплуатация и ремонт сельскохозяйственных машин и орудий» / И.П.Сычев. – М.:1995. – 42с.
2. Мартиненко В.Я. Механіко-технологічні основи підвищення ефективності робочих органів гичкозбиральних машин: автореф. дис. докт. техн. наук: спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські машини» / В.Я.Мартиненко. – Тернопіль: 2000. – 33с.
3. Козаченко О.В. Проблеми ресурсозбереження у сільськогосподарських агрегатах: наукове видання. – Харків: Торнадо,2008. – 272с.
4. Блезнюк О.В. Обґрунтування методу підвищення працездатності та параметрів дисків викопуючого пристрою коренезбиральної машини: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.В.Блезнюк. – Харків: 2007. – 19с.
5. Романченко В.М. Обґрунтування параметрів процесу і розробка механізму копіювання гичкозбиральної машини: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / В.М.Романченко. – Харків: 2008. – 20с.
6. Шкрегаль О.М. Обґрунтування параметрів процесу і енергозберігаючих робочих органів культиваторів: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.11«Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.М.Шкрегаль. – Харків: 2011. - 19с.
7. Дзюба О.А. Обґрунтування конструктивно-режимних параметрів сортувалки бульб картоплі: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.11«Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.А.Дзюба. – Тернопіль: 2011. – 20с.
8. Козаченко О.В. Динаміка зношування криволінійного леза оснащеного локальним зміцненням [Текст] /О.В.Козаченко, О.М.Шкрегаль, В.С.Каденко// Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: Науковий журнал. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип.159. С.159 - 163.
9. Козаченко О.В. Теоретичне обґрунтування раціональної геометричної форми лапи культиватора [Текст] /О.В.Козаченко, В.С.Каденко, О.М.Шкрегаль // Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація

та автоматизація виробничих процесів. Вип.10/1 (29), 2016. – С.48-52.

10. Козаченко О.В. Удосконалення методів і засобів діагностування гідростатичних приводів сільськогосподарських машин [Текст] / О.В.Козаченко, П.М.Клімов, Л.І.Басенко // Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні: Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2005. – Вип. 40. – С. 204-213.

11. Козаченко О.В. Обґрунтування параметрів системи захисту у гідроприводах сільськогосподарських машин [Текст] / О.В.Козаченко, О.В.Блезнюк, О.М.Шкрегаль // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ: Видавництво ЛНАУ, 2013, № 47. – С.145 – 152.

12. Технологічні карти діагностування і технічного обслуговування тракторів. Практичний посібник [Текст] / О.В.Козаченко, В.М.Блезнюк, С.П.Сорокін та ін. За ред. О.В.Козаченка. Харків, ТОВ «ЕДЕНА», 2010. – 240с.

13. Проектування технологічних процесів технічного обслуговування машин: навчальний посібник [Текст] / А.С.Кобець, В.Ю.Ільченко, О.В.Козаченко та ін. // Дніпропетровськ: Вид-во «Свіндлер А.Л.», 2011. – 176 с.

14. Практикум з технічної діагностики: навч. посібник [Текст] / О.В.Козаченко, С.П.Сорокін, О.М.Шкрегаль та ін.; за ред. проф. Козаченка О.В. –Х.: Факт, 2013. – 456с.

15. Технічний сервіс в АПК: навчальний посібник [Текст] / С.М.Грушецький, І.М.Бендера, О.В.Козаченко та ін.// Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин Я.І., 2014. – 680 с.

Аннотация

Становление и развитие научной школы «Техническая эффективность машин и средств механизации АПК»

Козаченко А.В.

В статье рассмотрены основные этапы становления, направления исследования и перспективы развития научной школы «Техническая эффективность машин и средств механизации АПК» в Харьковском национальном техническом университете сельского хозяйства имени Петра Василенко.

Abstract

The formation and development of scientific school "Technical efficiency of machines and agricultural vehicles industrial complex"

Kozachenko O.V.

In the article the basic stages of development, research trends and prospects of scientific school "Technical efficiency of machines and agricultural vehicles industrial complex" in the Kharkov National Technical University of Agriculture Petro Vasilenko

УДК 631.334

СУЧАСНІ ПІДХОДИ ЕФЕКТИВНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ШИРОКОЗАХВАТНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ

Кухаренко П.М., к.т.н., доцент

(Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет)

Запропоновані основні напрямки енергозбереження та підвищення надійності машин при агрегуванні широкозахватних сільськогосподарських знарядь і заходи по усуненню протиріччя між необхідністю зниження ваги сучасних тракторів зарубіжного виробництва та збереженням тягово-зчіпних властивостей рушіїв.

Вступ. Сучасні тенденції використання машинно-тракторних агрегатів (МТА) у провідних господарствах України спрямовані на нарощування їх ширини захвату та підвищення швидкісного режиму руху. За рахунок цього досягається зростання продуктивності МТА. При цьому енергоємність технологічних операцій та надійність силових механізмів тракторів продовжує залишатися незадовільною.

Енергоємність технологічних сільськогосподарських операцій в значній мірі визначаються тяговим опором робочих машин та витратами тягової потужності трактора на його подолання. Для подолання високого тягового опору робочих машин продовжує широко використовуватися загальновідомий концептуальний підхід: більший тяговий опір робочих машин – більше тягове зусилля трактора. Для створення якого необхідна більша експлуатаційна вага трактора. Такий підхід породжує виникнення великих тягових навантажень на силові механізми трансмісії, що в свою чергу сприяє зменшенню їх експлуатаційної надійності.

Аналіз досліджень і публікацій. Як свідчать результати досліджень провідних вчених, спроби покращення вище названих показників через нарощування потужності двигунів на тракторах сільськогосподарського призначення себе не виправдали [3, 4, 5, 6, 7, 8]. На думку д.т.н., професора Надикто В.Т. способи покращення техніко-експлуатаційних показників МТА через нарощування ширини захвату та підвищення швидкісного режиму руху, на сьогодні практично реалізували свої резерви [6]. Тому на часі постало питання розробки більш перспективної системи агрегування, щоб належним чином відповідати новим вимогам.

Сучасний етап розвитку тракторів характеризується завершенням тягової і зародженням нової, тягово - енергетичної концепції їх створення. Для тягової концепції характерним є стале значення енергонасиченості (енергонасиченість для гусеничних тракторів - 10,8 кВт/т, для колісних - 14.8 кг/т) [6]. При цьому

реалізація зростаючої потужності тракторів, згідно тягової концепції, неможлива без пропорційного нарощування їх ваги [3, 4, 5, 6, 7, 8], що створює проблеми невідповідності вимогам агротехніки, в частині переущільнення ґрунту ходовими системами [3].

Збільшення ширини захвату МТА супроводжується зростанням його тягового опору. При використанні тракторів з високим рівнем потужності встановлених двигунів, які мають зовнішні швидкісні характеристики, що відповідають характеристиці двигуна постійної потужності (ДПП) діапазони тягових зусиль та швидкостей руху на робочих передачах повинні бути обмежені вимогами надійності силових механізмів [1]. Дані по узгодженню параметрів ДПП і трансмісії до умов роботи трактора свідчить про те, що діапазон тягових навантажень майже повністю реалізується при русі трактора на більш високій суміжній передачі [1]. Слід відмітити при цьому, що інтервали між передачами не повинні перевищувати 20%, завдяки чому буде забезпечуватись відносно високе використання потужності двигуна [1]. Для реалізації тягових навантажень, обумовлених вірогідним їх розподіленням, число робочих передач трансмісії, які можливо використовувати при роботі, можна зменшувати.

Мета досліджень. Оцінити можливість застосування основних положень по агрегуванню тракторів тягово-енергетичної концепції і визначити основні шляхи енергозбереження та підвищення надійності силових механізмів тракторів при агрегуванні широкозахватних сільськогосподарських знарядь.

Результати досліджень. Відомо, що техніко-економічні показники машинно-тракторних агрегатів, перш за все залежать від техніко-економічних показників двигуна трактора.

$$W_2 = (0.36 \cdot N_{ен} \cdot \xi_{NT} \cdot \xi_B \cdot \eta_{ТН} \cdot \tau) / k_a, \quad (1)$$

де W_2 – годинна технічна продуктивність агрегату, га/год;

$N_{ен}$ – номінальна потужність двигуна, кВт;

$\eta_{ТН}$ – ККД трансмісії;

ξ_{NT} – коефіцієнт використання тягової потужності;

ξ_B – коефіцієнт використання конструктивної ширини захвату агрегату;

τ – коефіцієнт використання робочого часу зміни;

k_a – питомий тяговий опір знарядь, кН/м.

Таким чином годинна технічна продуктивність агрегату прямо пропорційна тяговій потужності трактора, а також коефіцієнтам використання потужності і часу та обернено пропорційна питомому тяговому опору машин-знарядь.

Сучасні сільськогосподарські трактори зарубіжного виробництва мають зовнішні швидкісні характеристики встановлених на них двигунів, які можна віднести до характеристик двигунів постійної потужності. Ефективність трактора, з такою зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна, залежить в основному від ступеню використання його коректорної ділянки характеристики в зоні постійної потужності [1]. Вище сформульоване

твердження дає можливість, в процесі рядової експлуатації МТА, забезпечувати режими роботи на більш високих суміжних передачах і відповідно при більших значеннях швидкості руху, що в сою чергу сприяє підвищенню продуктивності МТА. При цьому відбувається зміщення режиму роботи двигуна, по частоті обертання колінчастого валу, в бік її зменшення від частоти обертання на номінальному режимі. Такі режими характеризуються оптимальними параметрами питомої витрати палива двигуна.

Проведемо аналіз режимів завантажень двигунів одних з найбільш популярних марок зарубіжних тракторів, які знайшли широке застосування в господарствах України. Зовнішні швидкісні характеристики двигунів, які встановлені на тракторах Case Magnum 340 (рис.1) та John Deere 8335R (рис. 2) наведені за результатами їх випробувань [2]. Характер наведених характеристик засвідчує, що їх можна віднести до двигунів постійної потужності.

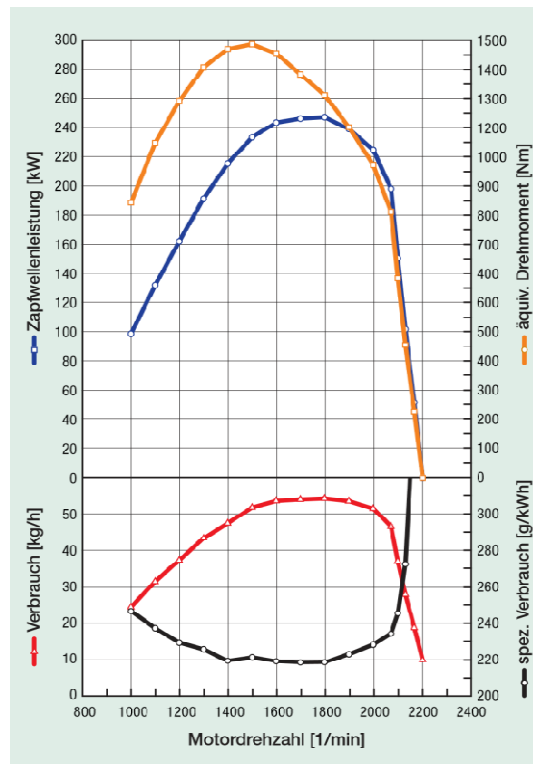


Рисунок 1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна трактора Case Magnum 340

Для двигуна трактора Case Magnum 340. запас крутного моменту досягає 52% при значенні коефіцієнта пристосованості $k_M = 1.52$.

Номінальне значення потужності при частоті обертання колінчастого валу двигуна $n_H = 2000 \text{ хв}^{-1}$ складає $N_H = 226 \text{ кВт}$.

Максимальне значення потужності при частоті обертання колінчастого валу двигуна $n_{Nmax} = 1800 \text{ хв}^{-1}$ складає $N_{max} = 248.6 \text{ кВт}$. Запас потужності в зоні коректорної ділянки характеристики складає 10.2 %.

Ступінь використання ефективної потужності двигуна може досягати значення $\xi_{Ne} = 1.1$.

Виходячи з вище наведених тверджень, можливо зробити висновок, що найбільш оптимальне завантаження цього двигуна буде досягнуте при частоті обертання колінчастого валу двигуна $n_{N_{max}} = 1800 \text{ хв}^{-1}$, при якій питома витрата палива складе $g_e = 220 \text{ г/кВт-год}$.

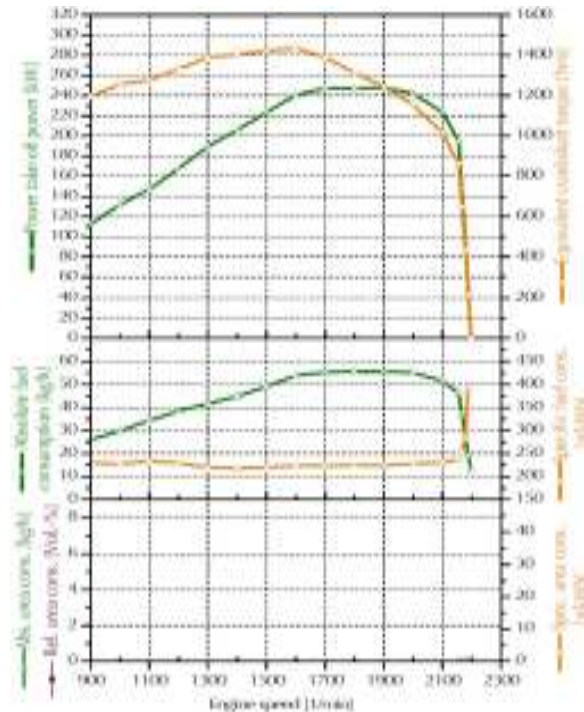


Рисунок 2 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна трактора John Deere 8335R

Для двигуна трактора John Deere 8335R запас крутного моменту у досягає $k_M = 1.45$.

Номінальне значення потужності при частоті обертання колінчастого валу двигуна $n_n = 2100 \text{ хв}^{-1}$ складає $N_n = 223.4 \text{ кВт}$.

Максимальне значення потужності при частоті обертання колінчастого валу двигуна $n_{N_{max}} = 1900 \text{ хв}^{-1}$ складає $N_{max} = 247.9 \text{ кВт}$. Запас потужності в зоні коректорної ділянки характеристики складає 11 %.

Ступінь використання ефективної потужності двигуна може досягати значення $\xi_{Ne} = 1.1$.

Дані зовнішніх швидкісних характеристик двигунів (рис. 1, рис. 2), в частині годинної та питомої витрати палива, свідчать, що мінімальні значення питомої витрати палива знаходяться в зоні частот обертання колінчастого валу двигуна $1300 \dots 1900 \text{ хв}^{-1}$.

Для того, щоб двигун працював в зоні оптимального завантаження необхідне відповідне тягове зусилля сільськогосподарського знаряддя, яке може бути реалізоване тільки за умови достатнього зчеплення рушіїв.

Для сучасних комбінованих причіпних знарядь тягове зусилля будемо аналізувати за залежністю:

$$R_a = k_a \cdot B_k + G_m(f + i)/100 \quad (2)$$

де G_m – експлуатаційна вага сільськогосподарської машини, кН;
 B_k – конструктивна ширина захвату, м;
 f – коефіцієнт опору на перекочування;
 i – ухил місцевості, %.

Як видно з залежності (2) пасивна експлуатаційна вага сільськогосподарської машини (вага яка не приймає участі у створенні рушійної сили) сприяє збільшенню тягового опору на подолання якого необхідно витратити частину тягового зусилля трактора.

За умови достатності зчеплення рушіїв з поверхнею, рушійна сила залежить від двох факторів:

$$P_{зч} = \mu \cdot G_T \quad (3)$$

де μ – коефіцієнт зчеплення;
 G_T – зчїпна вага трактора.

В останні роки відмічається підвищена увага виробників тракторної техніки до універсальних колісних тракторів з повним приводом, високої тягової потужності, класичної компоновки 4К4а з передніми колесами меншого розміру, ніж задні до яких відносяться трактори John Deere 8335R та Case Magnum 340.

Розвиток цієї схеми компоновки призвів до підвищення ролі переднього ведучого мосту за рахунок збільшення долі маси трактора, яка приходить на нього (з 25...35% раніше до 35...40% в теперішній час), застосування шин передніх коліс збільшеного типорозміру для покращення зчеплення з ґрунтом.

Особливістю комплектування агрегатів з тракторами такої схеми компоновки та з двигунами постійної потужності є можливість баластування трактора. Тобто забезпечення широкого діапазону зміни маси трактора в залежності від роботи, що виконується і знярядь, що застосовуються, за рахунок чого досягається найбільш ефективно використання потужності двигуна і забезпечується економія палива. Такий підхід дає можливість значно розширити діапазон тягових зусиль тракторів, який має обмеження перш за все надійністю силових механізмів тракторів. Тому виробники, не обмежуючи ширини захвату агрегатів, висувають жорсткі умови до швидкісного режиму руху агрегатів (табл. 3).

Але застосування баластних вантажів значно збільшує вагу трактора (для трактора John Deere 8335R понад 2500 кг). По європейським стандартам питомий тиск на ґрунт не повинен перевищувати $0,6 \text{ кг/см}^2$ ($0,06 \text{ МПа}$). Нарощування ваги сприяє перевищенню зазначених параметрів. Виникає протиріччя між агроекологічними вимогами, в частині ущільнення ґрунту ходовими системами тракторів, та вимогами по забезпеченню необхідних тягово-зчїпних властивостей рушіїв тракторів.

Тому на сучасному етапі тракторного і сільськогосподарського

машинобудування слід акцентувати зусилля на розгляді альтернативних напрямків агрегування сільськогосподарських знарядь, які передбачали можливість використання, в якості зчіпної ваги не тільки вагу трактора, а і вагу всього агрегату, в тому числі і вагу його технологічної частини [3, 5, 6, 7, 8]. При цьому слід розглянути можливість передачі частини «надлишкової» потужності, яка не може бути реалізована через рушії (при використанні більш легких за масою тракторів, у разі відсутності баластних вантажів) на привід ходових коліс самої машини. Для реалізації цього принципу доцільно дослідити можливості гідростатичного та електричного приводів ходових коліс.

Як було сказано вище, в умовах рядової експлуатації сучасних МТА, з метою покращення паливної економічності МТА при виконання технологічних операцій в рослинництві, слід більш ретельно підходити до вибору режимів роботи двигуна, особливо у випадках коли тягового опору знарядь не достатньо для того, щоб забезпечити його роботу на коректорній ділянці зовнішньої швидкісної характеристики. В таких випадках необхідно переходити на часткові режими швидкісної характеристики двигуна. При цьому дуже важливо, щоб основна робота двигуна продовжувала залишатися в зоні коректорної ділянки характеристики.

Дані аналізу техніко-експлуатаційних показників трактора John Deere 8335R при його роботі на часткових режимах двигуна наведені в (табл. 1) [2].

Таблиця 1 – Дані часткових характеристик двигуна трактора John Deere 8335R

Положення дроселя подачі палива, 100%, тягове зусилля, 80%		Положення дроселя подачі палива, 90% тягове зусилля, 80%		Положення дроселя подачі палива, 90 % тягове зусилля, 40%	
годинна витрата палива, кг/год	питома витрата палива, г/кВт·год	годинна витрата палива, кг/год	питома витрата палива, г/кВт·год	годинна витрата палива, кг/год	питома витрата палива, г/кВт·год
43.0	241	41.0	229	23.5	263
положення дроселя подачі палива, 60 % тягове зусилля, 40%		положення дроселя подачі палива, 60 % тягове зусилля, 60%		положення дроселя подачі палива, 60 % тягове зусилля, 80%	
годинна витрата палива, кг/год	питома витрата палива, г/кВт·год	годинна витрата палива, кг/год	питома витрата палива, г/кВт·год	годинна витрата палива, кг/год	питома витрата палива, г/кВт·год
20.8	233	29.9	222	38.5	210

Такі режими, в умовах неповного завантаження, з точки зору паливної економічності є оптимальними. Так питома витрата палива при положенні дроселя подачі палива на 100% номінального і тяговому зусиллі лише 80% від номінального складає $g_e=241$ г/кВт·год, а при положенні дроселя подачі палива

на 90% номінального і тяговому зусиллі 80% від номінального складає $g_e=229$ г/кВт·год. Це свідчить про те, що частковий режим роботи, у такому випадку, є більш доцільним.

Тому на стадії комплектування агрегатів слід максимально завантажувати двигун, насамперед, шириною захвату, шляхом створенням комбінованих агрегатів і лише в останньою чергою - збільшенням швидкості.

При агрегуванні навісних і напівнавісних знарядь слід ретельно підходити до забезпечення необхідного співвідношення перерозподілу експлуатаційної ваги трактора між мостами в залежності від енергоємності технологічної операції та швидкісного режиму руху агрегату. При цьому слід керуватися рекомендаціями виробника [9]. Для тракторів John Deere 8335R дані представлені в табл. 2 та табл. 3.

Таблиця 2 – Вимоги до баластування колісних тракторів

Тип знаряддя	Важке	Середнє	Легке	
Робоча швидкість, км/год	менше 7,5 км/год	7,5 – 9 км/год	більше 9 км/год	MFWD
Відношення маси до потужності, кг/к.с. (ВВП)	64	60	55	
Статичний розподіл ваги трактора	від 25 до 35 % на передній міст від 40 до 55 % для підвіски ILS			
Відношення маси до потужності, (Номінальна потужність двигуна) кг/к.с.	54	50	45	4WD
Статичний розподіл ваги трактора	від 51 до 65 % на передній міст			

Таблиця 3 – Робочі швидкості знарядь для обробітку ґрунту John Deere

Тип	Знаряддя	Рекомендована робоча швидкість
Важке	глибокорозпушувач для мінімального обробітку ґрунту (2100)	6,4 – 8 км/год
	глибокорозпушувач з V-образною рамою (913,915)	6,4 – 9,6 км/год
	відвальний плуг (3810;3910)	6-10 км/год
Середнє	дисковий глибокорозпушувач (2720)	6,4 – 9,7 км/год
	мульчуючий глибокорозпушувач (2730)	6,4 – 9,7 км/год
	чизельний плуг (2410)	8 – 11,2 км/год
Легке	дискова борона (2620;2623;2625)	7 – 11,6 км/год
	культиватор(2210)	8 – 13 км/год
	комбінований культиватор (2310)	9 – 16 км/год
	2623VT	11,4 – 16,1 км/год

Раціонально проведене баластування трактора дає можливість реалізувати для зчеплення з ґрунтом практично всю експлуатаційну вагу трактора та частину ваги сільськогосподарських знарядь, яка передається на остов трактора. При цьому повинна максимально зберігатися встановлена кінематична невідповідність колових швидкостей коліс, яка змінюється при зміні навантажень на рушії. Відповідно до встановлених вертикальних навантажень на колеса трактора, необхідно підібрати параметри тиску в шинах.

Висновки

1. Ефективність роботи трактора, з зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна постійної потужності, залежить в основному від ступеню використання його коректорної ділянки характеристики в зоні постійної потужності.

2. Для покращення показників надійності силових механізмів трактора, при роботі з широкозахватними МТА, необхідно дотримуватися обмежень швидкості руху у відповідності з рекомендаціями виробника.

3. У випадках коли тягового опору знарядь не достатньо для того, щоб забезпечити його роботу на коректорній ділянці зовнішньої швидкісної характеристики, необхідно переходити на часткові режими швидкісної характеристики двигуна.

4. При агрегуванні навісних і напівнавісних знарядь слід ретельно підходити до забезпечення необхідного співвідношення перерозподілу експлуатаційної ваги трактора між мостами в залежності від енергоємності технологічної операції та швидкісного режиму руху агрегату.

5. Зниження питомого тягового опору, за рахунок використання ведучих коліс сільськогосподарських машин, дозволить створювати перспективні комбіновані машинно-тракторні агрегати на базі енергонасичених тракторів меншої експлуатаційної ваги.

Список літератури

1. Дорменев С.И. Тракторные моторно-трансмиссионные установки с двигателями постоянной мощности [Текст] / С.И. Дорменев, А.П. Банник, А.И. Коваль, Ю.Б. Моргулис. – М.: Машиностроение, 1987. – 184 с.

2. Електронні джерела: <http://www.dig-test.com> – [Електронний ресурс].

3. Лебедев А. Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання [Текст] / А. Лебедев, В. Кравчук, С. Лебедев // Техніка і технології АПК. – 2011. - №2(17). С. 4-8.

4. Ксенович И.П. Технологические основы и технические концепции трактора второго поколения [Текст] / И.П. Ксенович, Г.М. Кутьков // Тракторы и сельскохозяйственные машины – 1982, №2.

5. Кутьков Г.М. Основы теории трактора и автомобиля [Текст] / Г.М.Кутьков. – М.: Колос, 1996. – 274 с.
6. Надикто В.Т. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в земліробстві [Текст] / В.Т. Надикто, М.Л. Крижичківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула // Навч. посібник. – 2006. – 337 с.
7. Козаченко О.В. Проблеми ресурсозбереження у сільськогосподарських агрегатах: наукове видання [Текст] / О.В. Козаченко. – Харків: Торнадо, 2008. – 272 с.
8. Козаченко О.В. Аналіз режимів руху сільськогосподарського агрегату та напрямки зменшення енерговитрат при виконанні технологічного процесу [Текст] / О.В.Козаченко, О.В.Блезнюк // Вісник ХНТУСГ. Випуск 159. – Х.: Віронєць А.П. «Апостроф», 2015. – С. 3 – 11.
9. Керівництво по експлуатації «John Deere».

Аннотация

Современные подходы эффективной эксплуатации и энергосбережения широкозахватных сельскохозяйственных агрегатов

Кухаренко П.М.

Предложены основные направления энергосбережения и повышения надежности машин при эксплуатации широкозахватных сельскохозяйственных орудий и меры по устранению противоречия между необходимостью снижения веса современных тракторов зарубежного производства и сохранением тягово-сцепных свойств ведущих колес

Abstract

Modern approaches of effective exploitation and энергосбережения of широкозахватных agricultural aggregates

P. Kukharenko

There are proposed the main directions of energy saving and improving the reliability of machines while operating wide-cut agricultural tools and measures to eliminate the contradiction between the need to reduce the weight of modern foreign-made tractors and preserve traction and coupling properties of the driving wheels

УДК 678.631.1

ДО ПИТАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОСТІ ОТРИМАННЯ ДЕТАЛЕЙ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ ДЛЯ ПОСІВНОЇ ТЕХНІКИ

Деркач О.Д., PhD, к. т. н., Артемчук В.В., д.т.н., доценти,
Муранов Є.С., інженер-дослідник
(Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет)

Наведений аналіз технологічності переробки конструкційних пластиків при застосуванні в посівній техніці. Визначені пріоритетні матеріали. Наведені результати лабораторних випробувань вуглепластиків у розчинах водних емульсій, визначено їх вплив на трибологічні властивості. Показано, що застосування вуглепластиків на основі аліфатичних поліамідів у конструкціях посівної техніки забезпечує підвищення ефективності їх використання та призводить до зростання урожаю.

Використання полімерних композитних матеріалів (ПКМ) у машинобудуванні, у т.ч. сільськогосподарському, сьогодні займає чинне місце і є одним із основних показників технічної досконалості виробу. Це стосується і посівної техніки, яка сьогодні, задля забезпечення якомога точнішого виконання агропромислових, постійно ускладнюється.

Постановка проблеми. Проблема розробки та впровадження нових конструкційних пластиків у с.-г. машинобудуванні досліджувалася багатьма вченими, зокрема, такими як Абрамов Л.М., Крейдлін Л.М., Климчук Ю.Ф., Буря О.І., Цурпал І.А., Murgas M. [1-5] та багато інших. Досліджувалися процеси старіння пластиків [6] та методи термообробки [7] для оптимізації фізико-механічних та хімічних властивостей виробів. Отримані результати у дослідженнях та впровадженні ПКМ у с.-г. машинобудуванні визначили доцільність впровадження вуглепластиків (ВП), бо вони одночасно поєднують широкий спектр властивостей [8-10], недосяжних для інших матеріалів, у т.ч. і композитів. Серед таких ВП, що при застосуванні їх в с.-г. машинах забезпечують підвищення ресурсу, надійності, зниження енергоємності використання машин є ВП на основі поліаміду-6 (6,6; 12 та ін.) та фенілону [11-13].

Сьогодні оптимальними методами переробки сировини ПКМ у виробі слід вважати: пряме компресійне пресування, лиття під тиском, методи екструзії та пултрузії.

Вченими наукової школи «Полімерні композити в АПК» (засновник, проф. Буря О.І.) розроблено ряд ВП, що призначалися для використання у конструкціях с.-г. техніки. Деякі властивості розроблених ВП (табл. 1) показують, що вони мають досить широкий діапазон фізико-механічних властивостей, на що впливає, зокрема, технологія переробки.

Таблиця 1 – Деякі властивості вуглепластиків, розроблених в ДДАЕУ

Параметр	Вуглепластик	
	на основі аліфатичного поліаміду 6	на основі ароматичного поліаміду С-2 (Фенілон)
Вміст вуглецевого волокна, %	40	17
Щільність, г / см ³	1,17	1,4
Ударна в'язкість, кДж/м ²	35	22
Межа міцності при стисканні, МПа	166	293
Інтенсивність лінійного зносу, 10 ⁻⁸ :		
- сухе тертя	0,66	0,08
- при змащуванні оливою	0,05	0,03...0,05
Коефіцієнт тертя: - сухе тертя	0,16...0,24	0,23
- при змащуванні водою	0,03	0,06...0,12
- при змащуванні оливою	0,01	0,018...0,05
Теплостійкість за Віка, К	497	558

*Тертя без змащення: навантаження – 0,2...1 МПа, швидкість ковзання 0,5...2,5 м/с.

Як видно з табл. 1, ВП на основі фенілону С-2 має кращі трибологічні та міцнісні властивості, що могло б бути обґрунтованим при впровадженні у с.-г. машинобудування. Дійсно, у роботах [13-15] до впровадження в конструкції с.-г. машин пропонується використання різних ВП на основі фенілону С-2 або С-1. Водночас, у [14] вказано, що через наявність жорстколанцюгової структури та вузького температурного інтервалу переходу вихідного матеріалу (в'язучого) фенілону С-2 у в'язкотекучий стан (322...325°C), що межує з температурою деструкції, переробку здійснювали методом компресійного пресування. Деталі із ВП на основі ароматичних поліамідів отримують шляхом прямого компресійного пресування у формах з обігрівом, що є непродуктивним, ресурсо- і енергозатратним методом. Водночас, у цій же роботі запропоновано до впровадження в якості деталей тертя в сівалки СЗ-3,6, але одна така сівалка має 48 дисків, а отже тільки на одну машину необхідно 48 підшипників ковзання. Технологія переробки ВП у вироби має бути високопродуктивною. Однак, переробку цих матеріалів методом лиття під тиском здійснювати неможливо [16]. Крім того, сьогодні вихідні в'язучі для створення ПКМ на основі С-1 та С-2 в Україні не виготовляються і є надто дорогими для впровадження саме у с.-г. машинобудуванні.

Тобто, функціональна залежність отримання готової деталі необхідної якості з ВП має вигляд:

$$K = f(Z, T, P), \quad (1)$$

де K – якість деталі з ВП; Z, T, P – фактори, що характеризують сировину, технологію виготовлення, режим термообробки виробу (у разі необхідності).

Тоді, функція технології виготовлення на основі ароматичного поліаміду (172Р3) матиме вигляд:

$$T_1 = f(ПВ, Д, Зм, Хп, Сз, Гп, МО). \quad (2)$$

У той час функція технології виготовлення на основі аліфатичних поліамідів (УПА-6-30/40) має спрощений вигляд:

$$T_2 = f(Сс, Л, МО). \quad (3)$$

Як видно з даних, наведених в табл. 2 та формул (2, 3), ВП марок УПА-6-30/40 мають значні переваги в технологічності переробки.

Таблиця 2 – Порівняння основних технологічних операцій при переробці ПКМ на основі ароматичного (172Р3) та аліфатичного (УПА-6-30) поліамідів у виробі

Марка ВП	Тривалість операції орієнтовна, хв.	Марка ВП	Тривалість операції орієнтовна
172Р3		УПА-6-40	
Підготовка (подрібнення) волокна (ПВ)	6-7 год. на 1 кг виробів	Сушіння сировини (Сс)	3 год.
Дозування сировини (Д)	10 хв.	Литво (Л)	10...30 с / 1 виріб
Змішування компонентів в електромагнітному полі (Зм)	1 хв. / 100 г	Механічна обробка (МО)	За необхідності точності до 0,2 мм
Холодне пресування (Хп)	7 хв. / 1 виріб	Готова деталь	
Сушіння заготовок (Сз)	3 год.	Енергозатрати, кВт·год / 1 деталь	0,85
Гаряче компресійне пресування за $t = 325^{\circ}\text{C}$ (Гп)	До 1 год. на 1 виріб	Продуктивність технологічного процесу, виробів / годину	10...500
Механічна обробка (МО)	За необхідності точності до 0,05 мм	Область вивільнення ресурсів: - людських; - інтелектуальних; - матеріальних; - грошових; - часових.	
Готова деталь			
Енергозатрати, кВт·год / 1 деталь	4		
Продуктивність технологічного процесу, виробів / годину	1...1,2		

Дослідженнями встановлено, що у рухомих з'єднаннях трибосистем різної с.-г. техніки, які є предметом щодо впровадження ВП, навантаження коливаються від 1,63 [16] до 2377 Н [17]. За таких навантажень ВП на основі ПА-6 виконують функціональні завдання триботехніки: забезпечується низький коефіцієнт тертя без змащення та висока зносостійкість. При цьому, нами доведена доцільність застосування і підтверджено роботоздатність вищевказаних ВП у посівних машинах типу Turbosem II 19-60 (48) [17].

Крім того, вироби із ВП марки УПА-6-40 та інших термопластичних аналогів доцільно піддавати повторній переробці - рециклінгу (табл. 3).

Таблиця 3 – Динаміка зносу зразків* з УПА-6-40 при рециклінгу, мг

Швидкість ковзання, м/с	1,0	1,5	2,0	2,5
Перша переробка	0,3	0,7	0,86	1,66
Друга	0,74	1,4	руйнування	----
Третя	0,8	1,63	0,65	руйнування

*були використані зразки, діаметром і висотою 10 мм.

Встановлено, що після третьої переробки у зразків знову зростає несуча здатність, що в цілому, характерно для ПКМ. Це пояснюється зростанням відносної кількості карбону (вуглецевих волокон), який з'являється в процесі термодеструкції, що в свою чергу призводить до покращення змащувальних властивостей деталі.

Проте, ВП на основі ПА-6 є гігроскопічними матеріалами і наявність вологи може призводити до зміни трибологічних і фізико-механічних властивостей. Тому, проводили лабораторні дослідження триботехнічних характеристик УПА-6-30 у водних та оливних емульсіях.

Лабораторні дослідження. Здійснювалися на машині тертя 2070 СМТ-1 за схемою "Сталевий диск – колодка з ВП". Змащування пари тертя забезпечували частковим зануренням контртіла у ванну зі змащувальним розчином. Змащувальні середовища склалися з води з додаванням 5 мас. % емульсії "Вітал", чистої оливи И-40 і двох композицій на основі цих складових. Об'єм змащувального середовища – 0,5 дм³. Лінійна швидкість ковзання була постійною і становила 1,15 м / с, а тиск – змінним і знаходився в межах 3...12 МПа. Шлях тертя – 2000 м. Зміна маси зразків фіксувалася після кожного досліду за допомогою аналітичних терезів ВЛР-200 згідно ГОСТ 24004-80. Аналіз графіків, наведених на рис. 1 показує, що максимальні значення коефіцієнта тертя (α) – 0,039...0,052 – спостерігаються при використанні змащувальної композиції №1 (вода-95% + Вітал-5%). Зі зменшенням її частки у змащувальному середовищі і, отже, зі збільшенням процентного вмісту оливи И-40, коефіцієнт тертя поступово знижується.

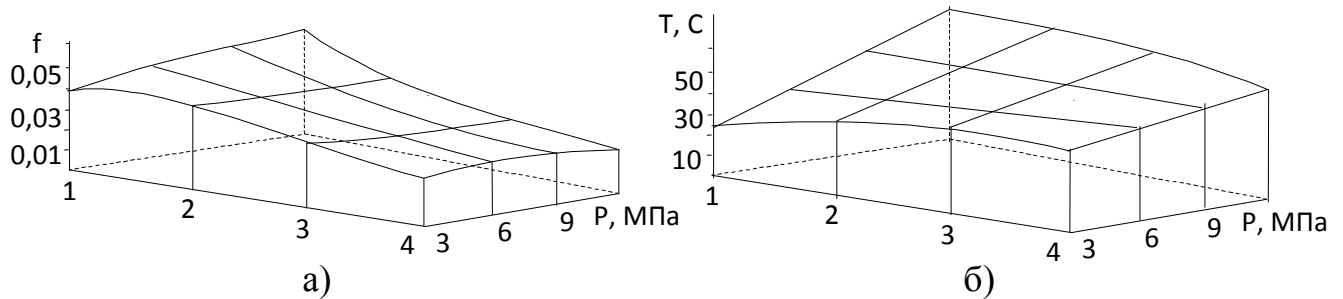


Рисунок 1 – Вплив складу змащувальної композиції та тиску P на коефіцієнт тертя f (а) і температуру в околі контакту (б): 1 – Вода-95%+Вітал-5% (І); 2 - (І) – 50% + олива И-40 – 50%; 3 - (І) – 25% + олива И-40 – 75%; 4 – олива И-40 чиста.

А при терті в чистій оліві (крива 4) знижується майже в 2 рази в порівнянні з мастилом в емульсії 1. Тиск не чинить явного впливу на коефіцієнт тертя в заданих умовах роботи і змінюється в межах 3...5 %. Лише при використанні емульсії (І) спостерігається динаміка до його зростання.

Більш динамічно змінюється температура змащувального середовища (рис.1, б). Вона залежить як від її виду, так і від тиску. Проте, навіть за найбільшого коефіцієнта тертя – 0,052 (крива 1) – температура середовища не перевищує 52°C , що знаходиться в зоні нормального робочого режиму для даних ВП. В цілому залежності (а) і (б) корелюють між собою.

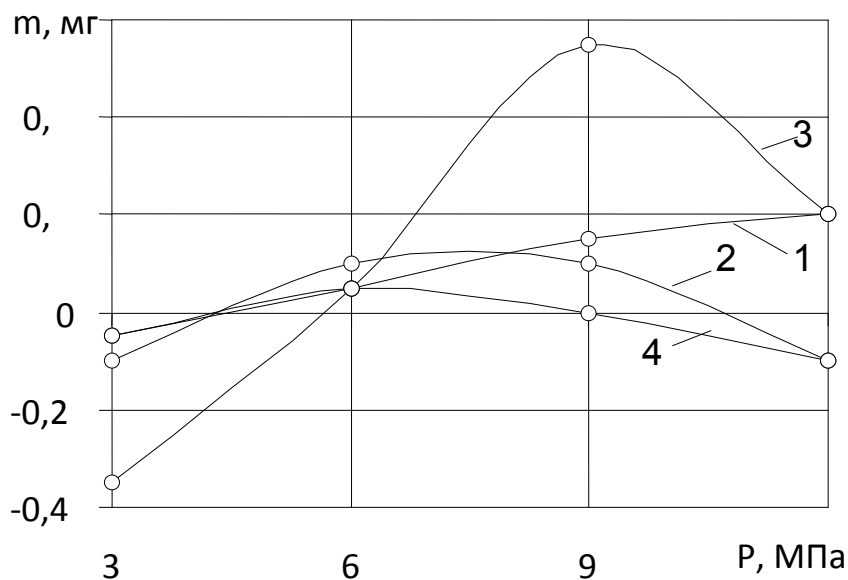


Рисунок 2 – Вплив складу змащувального середовища і тиску на зміну маси зразків: 1 – Вода-95% + Вітал-5% (І); 2 - (І) – 50% + олива И-40 – 50%; 3 – (І) – 25% + олива И-40 – 75%; 4 – олива И-40 чиста

Певна залежність виявлена і при зміні маси зразків (рис.2). Як видно з графіків, за умови прикладення мінімального тиску – 3 МПа – всі зразки незначно зменшують свою масу. Але за зростання тиску до 9 МПа маса зразків також збільшується. Очевидно, це явище пояснюється поглинанням зразками змащувального середовища (емульсії). Дійсно, відомо, що ВП на основі термопластів мають відкриту пористу структуру до 3 % [11]. Під зростанням і дією тиску до певних меж (а в даному випадку до 9 МПа), мікропори розкриваються ширше, збільшуючи поглинання вологи зразком аж до його максимального насичення. При досягненні більших значень тиску (12 МПа), зразок уже не здатний поглинати вологу, а навпаки, в деякій степені починає втрачати її, відповідно збільшується його знос і маса зменшується.

Таким чином виявлено, що ВП на основі аліфатичних поліамідів можуть ефективно використовуватись у відкритих технічних системах типу «рухомі з'єднання посівних машин», здатні працювати у водно-оливних емульсіях зі збереженням властивостей і забезпеченням необхідних характеристик механізмів. Для унеможливлення попадання вологи, яка може містити домішки, що можуть спричинити зниження фізико-механічних та трибологічних властивостей ВП розроблена методика термообробки готових деталей у різних рідинних середовищах, що чинять протекторну дію [20].

Впровадження результатів досліджень. Розглянемо деякі позитивні ефекти від впровадження результатів роботи в системах посівної техніки. Так, впровадження даних ВП в посівні комплекси, наприклад, «Агро-Союз Turbosem II 19-60» дозволили оптимізувати систему ТО (табл. 4). При цьому загальні трудозатрати на проведення ТО таких комплексів зменшено на 25 %.

Таблиця 4 – Таблиця мащення посівного комплексу Агро-Союз Turbosem II 19-60 (48) [21]

Кількість точок змащування	Розташування точки обслуговування (змащування)	Періодичність обслуговування (в годинах)	
		до	після
5	Паралелограм: опора передніх коліс	72	-
1	Втулки у важелях коліс копіювання	24	24
1	Втулки у важелях прикочуючих коліс	48	-
1	Маточина опорного колеса центральної рами	72	72
2	Підшипники опорного колеса крайньої рами	72	72
1	Палець рами	72	72
3	Втулка маркера	48	48
1	Втулка в нижньому паралелограмі	48	-
1	Змінна втулка в сошнику	48	48

На основні аналізу конструкцій сошників та систем, що забезпечують їх функціонування встановлено, що широке застосування знаходять дисково-анкерні сошники (ДАС), які забезпечують найвищу якість сівби. Однак, такі системи мають малу періодичність обслуговування через складну конструкцію. Встановлено, що навіть останні моделі просапних сівалок компанії Deere&Company [22] та ПАТ «Червона Зірка» [23] мають значну кількість точок змащування. Наприклад, у конструкції сівалки Вега-16 (ПАТ «Червона Зірка») тільки в механізмі копіювання знаходяться 32 точки змащування, які потребують обслуговування кожні 100 га наробітку. Посівний комплекс «Агро-Союз Turbosem II 19-60», випуск якого налагоджено в холдингу «Агро-Союз» (м. Дніпро) має 240 точок мащення, що потребує значних затрат змащувальних матеріалів та праці механізатора, а це значно збільшує час простоювання агрегату. Обслуговування деяких з них необхідно проводити щонайменше через 48 годин наробітку [21]. Аналогічні конструкції дисково-анкерних сошників застосовуються і такими крупними світовими виробниками як Gaspardo, Kinze, Great Plains. Тобто, сьогодні жоден з виробників світу не відмовився від традиційного підходу до технічної експлуатації сівалок та посівних комплексів, що для фермера стає проблемою. Її можна вирішити застосуванням полімерних композитів (ПК) в конструкції посівних машин. ПК володіють високими триботехнічними та міцнісними властивостями, мають малу вагу та володіють здатністю вибіркового переносу.

Трирічними польовими випробуваннями встановлено, що застосування ВП в модернізованих посівних комплексах Turbosem II 19-60, забезпечує виконання агротехнічних вимог до сівби на швидкостях, більших, ніж рекомендує виробник [21]. Так, в зоні Степу України вищезначені посівні комплекси здійснювали якісний посів на швидкостях 10 та 12 км/год. При цьому, коректна робота посівної машини була забезпечена повністю, критерій глибини загортання насіння забезпечено в межах агро вимог. Це пояснюється меншим коефіцієнтом тертя у трибосистемі «ВП-сталь», у порівнянні із системою «Сталь-сталь». Це забезпечує пришвидшення реагування системи копіювання поверхні ґрунту (СКПГ) машини на зміну рельєфу і укладка насіння здійснюється із меншим запізненням (до 0,1 с). Враховуючи, що модернізовані системи машини є такі, що не потребують обслуговування, темп робіт зріс мінімум на 10 %, а затрати на ТО всього комплексу орієнтовно зменшилися на 25 %. Зафіксований наробіток без проведення ТО і ремонту посівним комплексом Turbosem II 19-60 складає 17 251 га. Моніторинг наробітку та якості виконання сівби продовжується.

Сьогодні ДДАЕУ разом з ТОВ «НФП «Союз-Композит» (м. Дніпро) змогли успішно реалізувати технологію модернізації СКПГ на посівних машинах і комплексах John Deere 1890, John Deere 1895, John Deere 7000, деяких моделях Gaspardo, Kinze та ін.

При випробуваннях модернізованих машин нами також виявлено стійкий приріст урожаю пшениці озимої від 0,3 до 0,6 т/га. Це пояснюється тим, що модернізована система СКПГ забезпечує відхилення від обраної глибини загортання насіння до 5...7% (проти 15...27% у разі використання серійних машин) і, як наслідок, кількість одновікових рослин зростає. При обробці гербіцидами практично всі рослини перебувають у фазі неураження і не пригнічуються діями хімікатів. Це є основною причиною забезпечення зростання урожайності.

Висновки. Встановлено, що модернізацію відкритих трибосистем посівних машин доцільно здійснювати застосуванням вуглепластиків на основі аліфатичних поліамідів (УПА-6-10, УПА-6-20 УПА-6-30 і т.д.), так як технологія їхньої переробки має вищі технологічні параметри, ніж, наприклад, вуглепластики на основі ароматичних поліамідів (на основі фенілонів С-1, С-2 та ін.). При цьому функціонування трибосистем забезпечується повністю.

Доведена роботоздатність вуглепластика УПА-6-30 у розчинах водних емульсій, де максимальний коефіцієнт тертя складає 0,052 за питомого тиску 12 МПа.

Застосування таких матеріалів у посівних машинах і комплексах вітчизняного та зарубіжного виробництва забезпечує: зменшення витрат на технічне обслуговування до 25%, зростання темпу робіт – на 10 % мінімум, приріст урожаю по пшениці озимій – від 0,3 до 0,6 т/га.

Список літератури

1. Абрамов Л.М. Состояние и перспективы применения и изготовления пластмассовых деталей тракторов и сельхозмашин [Текст] / Л.М.Абрамов, Л.М.Крейдлин, Ю.Ф.Климчук // Применение полимерных материалов в сельскохозяйственных машинах: Тез. докл. всесоюзн. научн.-техн. семинара. – Ростов-на-Дону, 1980, ч.І. - С. 4-7.

2. Абрамов С.К. Полимерные материалы в сельскохозяйственном машиностроении: Монография [Текст] / С.К.Абрамов. – М.: Агропромиздат, 1986. – 225 с.

3. Цурпал И.А. Перспективы снижения металлоемкости и повышения надежности сельскохозяйственной техники [Текст] / И.А.Цурпал // Научно-технический прогресс в машиностроении. Вып.1: Композиц. материалы. – М.: МЦНТИ – 1987. – С. 18 –32.

4. Murgas M. Износостойкие материалы для сельскохозяйственного машиностроения [Текст] / М.Murgas // Mech. Zemed. – 1990. Vol. 40, №10. – P. 451-453.

5. Burya A.I. Tribological characteristics of carbon plastics on the basis of polyamide [Текст] / A.I.Burya, A.A.Burya, S.A.Cherepov, T.I.Rybak // Journal of the Balkan Tribological Association, 1996, Vol.2, No 3, С.153-160.
6. Павлов Н.Н. Старение пластмасс в естественных и искусственных условиях: Монография [Текст] / Н.Н. Павлов. – М.: Химия, 1982. – 220с.
7. Кестельман Н.Я. Термическая обработка полимерных материалов в машиностроении [Текст] / Н.Я.Кестельман. – М.: Машиностроение, 1968 – 266с.
8. Carbon fibre hoops hesten repair of fertilizer tower // *Atv. Compos. Bull.*-2002. Apr. – P. 4–5.
9. Буря А.И. Применение углепластиков - перспективный путь повышения надежности сельскохозяйственной техники [Текст] / А.И.Буря // Полимерные композиционные материалы в изделиях машиностроения и товарах народного потребления: Тезисы докладов. – М, 1991. – С. 44–45.
10. Буря А.И. Свойства и опыт применения углепластиков в сельхозмашиностроении [Текст] / А.И.Буря // Методические рекомендации. – К. Знание, 1992. – С. 28.
11. Буря А.И. Трение и изнашивание углепластиков на основе ароматических полиамидов [Текст] / А.И.Буря // Трение и износ. 1989. – Т.22, №6. – С.677– 683.
12. Буря А.И. Трение и износ полиамида-6 и углепластика на его основе [Текст] / А.И.Буря, Б.И.Молчанов // Трение и износ. – 1992. – Т.13, №5. – С.900.
13. Буря О.І. Розробка, дослідження і використання полімерів, армованих хімічними волокнами, в конструкціях сільськогосподарських машин: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.04 / Тернопільський приладобуд. ін-т – Тернопіль, 1993. – 32 с.
14. Арламова Н.Т. Розробка та дослідження властивостей композитів на основі фенілону для вузлів тертя посівних машин : Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.17.06 / Український державний хіміко-технологічний університет, 2001. – 15 с.
15. Кузнецова О.Ю. Розробка фулеренвмісних композитних матеріалів на основі фенілону для деталей конструкційного призначення: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.01 / Луцький національний технічний університет, 2013. - 23с.
16. Буря А.И. Расчет нагрузок и давлений в зоне контакта сопряжения “глазок-палец” жатки зерноуборочного комбайна [Текст] / А.И.Буря, Б.И.Пелешенко, А.Д. Деркач // Трение и износ, Том 25, №5, 2004, с. 504-511.
17. Деркач А.Д. Применение углепластиков в широкозахватных посевных машинах [Текст] / А.Д. Деркач, Д.А.Макаренко, Н.Н.Науменко // *Mechanization in agriculture / International scientific, scientific applied and informational journal.* Year LXI, 2/2015, Sofia, с. 3-6.

18. Сытар В.И. Изучение взаимосвязи свойств и строения сополимеров на основе ароматических полиамидов [Текст] / В.И. Сытар // Вопросы химии и химической технологии. – 2004. – №3. – С.130-132.
19. Складний композиційний матеріал. Патент на корисну модель № 88874U. Деркач О.Д., Шаповал О.М., Прокаєв С.Ф. та ін., 10.04.2014, Бюл. № 7.
20. Кобец А. Decreasing the environment influence on composite materials [Текст] / А.Кобец, А.Деркач, Д.Макаренко, А.Шаповал, О.Кабат // Научни Известия. Scientific Technical Union of Mechanical Engineering, Year XXIV, ISSUE 16 (202), June 2016. IV International Scientific and technical Congress “Agricultural Machinery”, 22-25.06.2016, Varna, Bulgaria, с.13-15.
21. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию сеялки Агро-Союз Turbosem II, с 57.
22. Интернет-джерело <http://agrotek.in.ua/>.
23. Интернет-джерело <http://www.chervonazirka.com>.

Аннотация

К вопросу технологичности переработки полимерных композитов для посевной техники

Деркач А.Д., Артемчук В.В., Муранов Е.С.

Приведен анализ технологичности переработки конструкционных пластиков при применении в посевной технике. Определены приоритетные материалы. Приведены результаты лабораторных испытаний углепластиков в растворах водных эмульсий, определено их влияние на трибологические свойства. Показано, что применение углепластиков на основе алифатических полиамидов в конструкциях посевной техники обеспечивает повышение эффективности их использования и урожая

Abstract

REGARDING TO ISSUE OF MACHINABILITY PROCESSING THE POLYMERIC COMPOSITES FOR SEEDING MACHINES

O. Derkach, V. Artemchuk, E. Muranov

Analysis of machinability processing the polymeric plastics provided in the construction of seeding machines. The priority materials are found. The results conducted at the laboratory tests of carbon fibers which were exposed into the water mixtures and the impact of tribological indexes detected. It has been showed, that application the carbon fibers based on aliphatic polyamides in sowing machine's construction and allows us to arise the effectiveness in using and harvesting

УДК 631.371

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ДІАГНОСТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

Блезнюк О.В., к.т.н., доцент, Бей Р.Р., Кейдун Д.П., магістри
(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)

Запропоновано удосконалення технології діагностування системи охолодження автотракторних двигунів, який базуються на визначенні електричного опору на електродах датчика запропонованого діагностичного пристрою при вимірюванні товщини накипу в системі охолодження, що дозволяє контролювати її поточний технічний стан.

Постановка проблеми. До автотракторних двигунів пред'являються жорсткі вимоги з надійності, довговічності, екологічної безпеки, зниження витрат експлуатаційних матеріалів та інші вимоги. Наразі охолоджуюча рідина є одним з функціональних елементів двигуна, яка визначає надійність і ефективність його роботи при експлуатації. В процесі експлуатації автотракторних двигунів охолоджуюча рідина виконує функції з відводу тепла і накопиченню продуктів забруднення та корозійного зношування елементів двигуна в наслідок чого змінюються і її властивості і властивості системи охолодження.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У якості охолоджуючої рідини застосовують воду або антифриз різник марок. Антифризи використовуються для запобігання розгерметизації системи охолодження автотракторних двигунів в зимовий період експлуатації [1]. До охолоджуючих рідин пред'являються основні показники якості: загальний солеміст, жорсткість води, водневий показник, поверхневий натяг, кінематична в'язкість, вміст сульфат і хлорид іонів та граничнодопустимі значення цих показників [2]. Аналіз літературних джерел по антифризах показує, що вони розробляються на основі етиленгліколю, суміші яких є корозійно-активними і токсичними для навколишнього середовища і людини. Використання неякісних антифризів призводить до підвищення швидкості кавітаційно-корозійного зношування деталей, підвищення схильності охолоджуючої рідини до піноутворення, утворення накипу і відкладень в системі охолодження двигуна, що значно знижує надійність, економічність та екологічність двигуна [3].

Характерними несправностями системи охолодження є підтікання і недостатня ефективність охолодження двигуна. Перша причина є наслідком пошкодження шлагів і їх з'єднань, сальників водяної помпи, тріщин, прориву

прокладок, а друга – внаслідок утворення накипу, внутрішнього і зовнішнього забруднення радіатора, пошкодження його трубок, поломки водяної помпи, несправності термостата, пробуксування ремня вентилятора або його обрив. Внаслідок цих несправностей двигун перегрівается під час роботи [4].

Мета досліджень. Удосконалити технологію діагностування системи охолодження автотракторних двигунів.

Основна частина. Діагностика системи охолодження ґрунтується на визначенні теплового стану та герметичності, а також у визначенні несправності її складових елементів. Тепловий стан системи є діагностичним параметром, за яким визначають здатність двигуна до перегріву – перевищення робочої температури охолоджуючої рідини при нормальному навантаженні. Нормальний робочий температурний режим бензинових двигунів складає в межах 80...90 °С, дизельних – 78...85 °С.

При тривалій роботі водяної системи охолодження утворюється ілообразний осад (шлам) і накип, які значно знижують тепловідвід і циркуляцію води. Забрудненість системи, що утворюється при експлуатації двигуна на рідинах в яких є солі, перешкоджають тепловідводу від нагрітих деталей, один міліметр накипу за тепловідводам еквівалентно 100 мм чавуну [5]. Відтак двигуни старих машин часто «киплять» літом в польових умовах, при незадовільній роботі радіатора. Так в [6] встановлено, що один міліметр накипу на стінках рубашки системи охолодження двигуна погіршує теплообмін на 25%, що в свою чергу знижує потужність двигуна на 6%, а витрати пального – на 5%. Шар накипу виконує функцію примусового термостату, так як звужує прохідний переріз трубок радіатора і змушує основну частину рідини циркулювати за малим колом. Внаслідок нерівномірного відкладання накипу на окремих ділянках рубашки охолодження двигуна і блока циліндрів ці деталі нагріваються нерівномірно, що може призвести до виникнення термічних напружень: утворення тріщин, система втрачає герметичність; заклинювання деталей; придбання циліндрами зайвої еластичності; порушення співвісності підшипників та ін. При закипанні рідини в рубашці охолодження з її стінками починають контактувати бульбашки пари, відтак різко знижується тепловідведення, пар має меншу теплоємність, гарячі стінки рубашки починають накопичувати тепло лавиноподібно, а це, в свою чергу, підсилює кипіння рідини, зона кипіння збільшується, захвачуючи все більший об'єм. Наявність накипу і ступінь забруднення системи охолодження можна визначити за швидкістю прогріву двигуна. Існують декілька способів вимірювання температури і тлумачень щодо наявності накипу, але параметри, що визначаються не можуть бути використаними в якості структурно - діагностичний параметру. Визначають температуру поверхні головки циліндрів і блока, що вимірюється в певних місцях при визначеній температурі охолоджуючої рідини. Однак даний спосіб не забезпечує достатньої точності.

Визначають різницю температур охолоджуючої рідини і оливи у прогрітому двигуні, якщо різниця менше 10 °С, це свідчить на наявність накипу у водяній рубашці. Чим менше різниця температур тим більше накипу в системі охолодження. Температуру води і оливи вимірюють еталонними термометрами, датчики яких встановлюються в отвір для оливомірної лінійки і в заливну горловину радіатора або розширювального бачка. В роботі [7] запропоновано визначати стан поверхні нагріву, безпосередньо вимірюючи товщину відкладення накипу. Для цього пропонується встановлювати в блок циліндрів спеціальну заглушку. При технічному обслуговуванні викручують заглушку і вимірюють товщину накипу магнітним товщиноміром ИТП-1 або ИТП-2. Допустима товщина накипу є 1...1,2 мм. Даний спосіб визначення є трудомістким і практичного розвитку, як спосіб діагностування технічного стану системи охолодження, не отримав, але може бути використаний для подальшого удосконалення. Відповідно, на даний час відсутні надійні засоби визначення товщини шару накипу в системі охолодження автотракторних двигунів. Відтак розробка способів і засобів діагностування системи охолодження двигунів за дійсним технічним станом є актуальною задачею.

Система охолодження поглинає 25...35% теплоти, що виділяється під час згоряння палива. Оптимальний температурний режим двигуна підтримується автоматичною заміною кількості охолоджуючої рідини і повітря, що проходять через радіатор. Кількість охолоджуючої рідини регулюється автоматично термостатом, кількість повітря автоматичним включенням вентилятора.

У разі утворення накипу в трубках радіатора коефіцієнт теплопередачі зменшується, оскільки стінки трубок радіатора стають багат шаровими, а шар накипу має низький коефіцієнт теплопередачі який обчислюється за формулою:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \psi + \frac{1}{L_2} \right)}, \text{ Вт/м}^2\text{К},$$

де L_1 – коефіцієнт теплопередачі від рідини до стінок трубок радіатора – 2300...4100 Вт/м²К;

δ – товщина стінки трубки, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності стінки, Вт/мК;

ψ – коефіцієнт ребристості (для трубчасто-пластинчастих радіаторів – 3...6;

L_2 – коефіцієнт теплопередачі від стінки трубки до повітря – 150...200 Вт/м²К.

Проведеними розрахунками встановлена закономірність зміни коефіцієнта теплопередачі від товщини накипу (рис. 1).

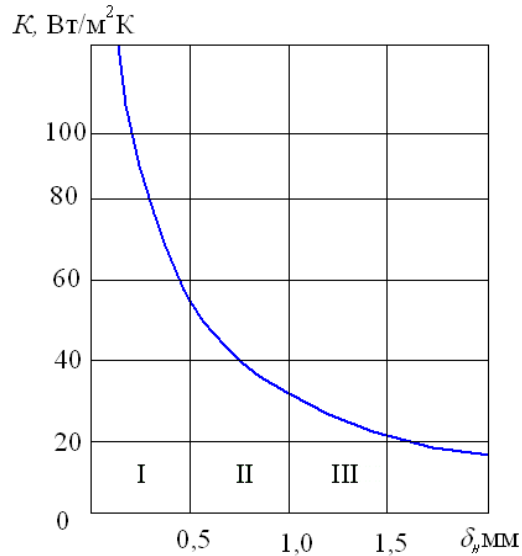


Рисунок 1 – Залежність зміни коефіцієнта теплопередачі від товщини накипу: I – номінальна зона, II – допустима зона, III – гранична зона (зона відновлення системи)

Відтак поєднання способу визначення товщини накипу за допомогою вбудованого приладу, на якому відкладається накип та встановленій закономірності зміни коефіцієнта теплопередачі від товщини накипу може бути використаний при розробці способу і засобу діагностування системи охолодження автотракторного двигуна.

Запропонований спосіб передбачає введення в існуючу систему контролю технічного стану системи охолодження автотракторних двигунів додаткового пристрою (рис. 2). Конструктивно це вирішується наступним чином. В заглибку 2 блоку циліндрів двигуна 1 встановлюється спеціальний датчик 3.

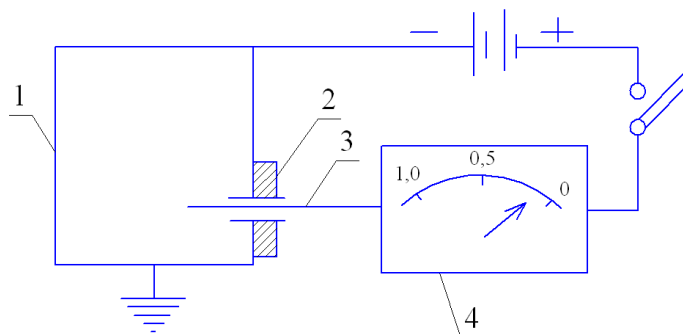


Рисунок 2 – Електрична схема підключення пристрою в систему охолодження автотракторного двигуна: 1 – блок циліндрів; 2 – заглушка; 3 – датчик; 4 – індикатор-перетворювач

В процесі роботи двигуна накип утворюється як на внутрішніх поверхнях системи охолодження так і на електричному датчику. При проведенні діагностування при сезонному технічному обслуговуванні, до датчика 3 приєднується індикатор-перетворювач 4 і за його показаннями виносять рішення про необхідність промивання системи охолодження двигуна. При

цьому необхідно в подальших дослідженнях встановити кореляційний взаємозв'язок між товщиною шару накипу, шламу, коефіцієнтом теплопередачі та електричним опором на електродах датчика, що фіксується індикатором-перетворювачем при роботі двигуна на різних охолоджуючих рідинах. Після промивки системи охолодження автотракторного двигуна датчик 3 знімається, очищається його електроди і встановлюються на місце до наступного діагностування. В більшості випадків накип видаляють при сезонному технічному обслуговуванні автотракторних двигунів.

Для видалення шламу в систему охолодження автотракторного двигуна заливають шламовидаляючий розчин, запускають двигун та прогрівають його, після чого двигун зупиняють, зливають розчин і промивають систему чистою водою. Накип видаляють спеціальними хімічними розчинами. Одним із прикладів може бути використаний розчин соляної кислоти з інгібіторами, змочувачем та піногасником. Даний розчин заливають в систему охолодження, запускають двигун і прогрівають до 60 °С. Через 10...15 хвилин розчин зливають, а систему промивають гарячою водою, попередньо знявши термостат. Для нейтралізації залишків кислоти до промивної води додають нейтралізатор – соду або двоохромистий калій.

Одним з основних питань профілактики системи охолодження є запобігання виникнення накипу. Найбільш прогресивним і економічним методом є електромагнітна обробка води [8]. Даний метод заснований на багаторазовому пропусканні води крізь магнітне силове поле в напрямку перпендикулярному силовим лініям. При цьому солі що входять до складу води не дають накипу, а випадають у виді шламу. Вода оброблена електромагнітним полем розчиняє накип, що утворився раніше. Завдяки ефективності, простоті і дешевизні цей метод є основним для запобігання утворення накипу в системі охолодження автотракторних двигунів.

Висновки. Охолоджуюча рідина є одними з функціональних елементів двигуна яка визначає надійність і ефективність його роботи при експлуатації. Запропонована технологія діагностування системи охолодження автотракторних двигунів дозволяє на підставі визначення електричного опору на електродах датчика визначати товщину накипу і відповідно контролювати поточний технічний стан системи охолодження двигуна.

Список літератури

1. Тосол и антифриз: в чем разница? [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://experts.people.zr.ru/2013> . – Назва з екрана.
2. Безюков О.К. Формализация процессов старения охлаждающих жидкостей ДВС [Текст] / О.К.Безюков, В.А. Жуков, О.В.Жукова // Двигатели

внутреннего сгорания: науч.-техн.журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 1989. - №2. – С. 105 – 109.

3. Волков В.П. Оценка свойств антифризов при эксплуатации легковых автомобилей [Текст] / В.П. Волков, М.И. Наглюк // Вісник НТУ «ХПИ» - №10(1053). – Харьков: НТУ «ХПИ», 2014. – С. 63 – 66.

4. Технологічні карти діагностування і технічного обслуговування тракторів. Практичний посібник [Текст] / О.В.Козаченко, В.М.Блезнюк, С.П.Сорокін та ін. За ред. О.В.Козаченко. – Харків, ТОВ «ЕДЕНА», 2014.–240с.

5. Говорущенко Н.Я. Диагностика технического состояния автомобилей [Текст] /Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 2003. – 290 с.

6. Астапенков В.А. Охлаждающая жидкость экономит топливо [Текст] / В.А. Астапенков // Автодорожник Украины. – 1994. - №2. – С. 15 – 16.

7. Бельских В.И. Диагностирование и обслуживание сельскохозяйственной техники [Текст] / В.И.Бельских. – М.: Колос, 1980.–575с.

8. Электромагнитная обработка воды. Прибор «Термит». [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://termit.etch.ru/publ.php?p=1>. – Назва з екрана.

Аннотация

Усовершенствование технологии диагностирования системы охлаждения автотракторных двигателей

Блезнюк О.В., Бей Р.Р., Кейдун Д.П.

Предложено технология диагностирования системы охлаждения автотракторных двигателей, которое базируется на определении электрического сопротивления на электродах датчика предложенного диагностического устройства при измерении толщины накипи в системе охлаждения, что позволяет контролировать текущее техническое состояние двигателя

Abstract

Improvement in diagnosis of the cooling system of automotive engines

O. Bleznyuk, R. Bay, D. Kadon

The technology of diagnostics of cooling systems of automotive engines, which are based on the determination of the electric resistance across the electrodes of the proposed sensor diagnostic device for thickness measurement of boiler scale in the cooling system that allows the monitoring of current technical condition of the engine

UDC 62-93:681.5

**CHARTS OF CONDITIONS AND MATHEMATICAL MODELLING OF
TRANSITION OF NOZZLES INTO VARIOUS POSSIBLE CONDITIONS****Boiko A.I., Associate Professor of Technical Sciences, Professor**
(National University of Bioresources and Nature Use of Ukraine)**Savchenko V. M., Candidate of Technical Science, Associate Professor**
(Zhytomyr National Agrarian and Ecological University)**Krot V.V., Post-Graduate student**
(Zhytomyr National Agrarian and Ecological University)

The article describes the charts of conditions and mathematical modeling of transitions of nozzles of automated control systems for temperature and humidity parameters of air in the area of cultivation of plants under protected ground into various possible conditions. The system is designed to create the desired indoor climate in industrial greenhouses. The task of the paper is marked chart of events, describing the processes of transition of nozzles from working to non-working condition with consideration of the light intensity of the flow by different reasons and in accordance with mathematical modeling of transitions of nozzles in various possible conditions.

Introduction. Recently, a system of increased humidity and reduced air temperatures, working at high pressure (100 bar) in buildings industrial greenhouses are more and more widespread. These systems combined with curtains screens create optimal parameters of humidity and temperature in the area of cultivation of plants under protected ground. Systems add moisture to form fine water solution which is sprayed through nozzles of small diameter (0.2...0.4 mm). Sprayed water evaporates almost instantly into the air, and the heat absorbing part and as a result reduce the temperature inside the greenhouse and increased humidity, which significantly affects the quality of the growing season and production which is grown under protected ground. Ensuring the reliability and durability of this type is very relevant issue.

Analysis of recent sources of research and publications. The problems of energy efficiency and humidity control parameters in glass greenhouses was covered in the works of European scientists and de Halleux, and L. Gauthier [1], and simulations of the expected data on energy saving in greenhouse complexes found in the works of de Zwart [2].

The questions of microclimate research and maintenance of its optimal parameters in glass greenhouses in industrial crop production [4]. Works [3, 5] constructed formal models to regulate microclimate control strategy and reflects processes microclimate in industrial greenhouses. Works [6, 7, 8] shows the effect of cultivation facilities and technological parameters of microclimate analysis of the intensity of photosynthesis productive modes microclimate and classification

methods of removing overheat plants in industrial greenhouses in the works

Work [9] provides the experimental research components of the technical condition of increased humidity and also found major failure analysis of failures and certainly the dynamics of accumulation during working hours of the system. Work [10] describes the problems of ensuring the reliability of process equipment during the growth of production in agriculture protected ground Ukraine. Work [11] describes the the model of the use of nozzle for liquid sprayer and generation of microclimate in the premises of greenhouses.

Setting task. The task of work is creating a marked chart of events describing the processes of transition of nozzles from working into non-working condition in the view of intensity of the flow for different reasons and in accordance with mathematical modeling of transition of nozzles into different possible conditions.

Main material and results. The analysis of nozzle transition from working to non-working condition, for various reasons and inverse conversion after recovery [10] is a prerequisite for creating a marked chart describing these processes considering the intensity of their occurrence. Marked chart for nozzles as a technical system that can be in a good condition and failures of two conditions for the reasons of failure of the filter or valve shown in Fig. 1.

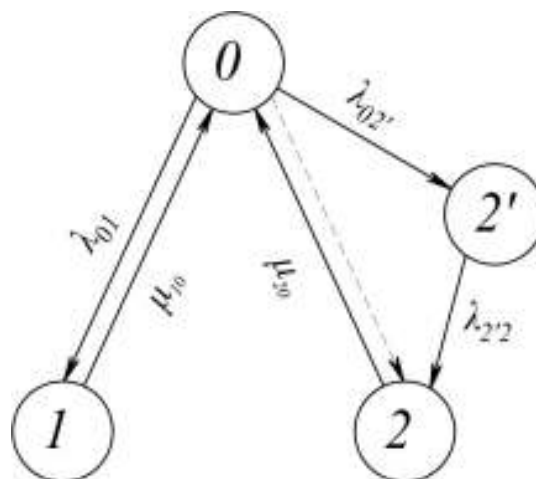


Fig. 1. Marked chart of conditions and transitions of nozzle into various possible conditions:

«0» – not-working condition;

«1» – working condition due to the filter failure;

«2» – working condition due to the failure of valve;

«2'» – intermediate condition falsely introduced for simplify the calculations.

Changes in working conditions of the nozzle from working to not-working conditions shall be estimated by the flow of processes:

λ_{01} – failure rate due to clogged filter;

μ_{10} – failure rate due to change of filer;

μ_{20} – restoration rate when repairing (cleaning) valve, change of the spring;

$\lambda_{02'}$ – failure rate due to the transition from working into intermediate condition;

$\lambda_{2'2}$ – failure rate due to the transition from intermediate into the condition of failure valve.

The feature of the built chart is that it has fictitious interval – condition "2". Entering this condition due to the need for further mathematical description of the behavior of systems within Markov process [11]. No exposition of the transition of the nozzle into the not-working condition during the formation of valve failures associated with that failure of intensity changes of its value during the operation. This is an evident with decreasing periods of normal operation of the valve (Fig. 2) [10]. As the time between periods of normal operation of the valve is gradually reduced. In case the failure rate to workability, due to fixing the valve, there was a direct transition into working with condition "0" to incapacitated "1" (indicated by the dotted line).

The introduction of additional intermediate condition "2" due to reasonability to simplify the task of mathematical description of system behavior (nozzle) during the transition from the working condition to failure, the cause failures of the valve. No exposition of this process with variable failure rate, depending on the time, replaced by two processes of transition to the intermediate state and then in the intermediate state failures "2". This artificial method opens up the possibility to solve the task within the Markov model [12, 13]. Thus, for models with increasing intensity of failures (wearing out) it is possible to implement Erlangian distribution. Then the time to failure because of failures of the valve is divided into two random transition from exponential distribution: one with option $\lambda_{02'}$, and the second with $\lambda_{2'2}$.

The built charts opens the possibility of drafting stochastic differential equations of dynamic equilibrium probabilities of states and transitions of nozzles in various possible conditions (Kolmahorov equations).

Presented stochastic differential equations consist of equations that fully describe the behavior of the nozzle and when solving presents a mathematical model that includes real operation period with normal work and recovery in case of failure. The model has scientific and practical value for the establishment of reliable indicators nozzle.

$$\begin{cases} \frac{dP_0(t)}{dt} = -\lambda_{01} \cdot P_0(t) + \mu_{10} \cdot P_1(t) + \mu_{20} \cdot P_2(t) - \lambda'_{02} \cdot P_0(t); \\ \frac{dP_1(t)}{dt} = \lambda_{01} \cdot P_0(t) - \mu_{10} \cdot P_1(t); \\ \frac{dP_{2'}(t)}{dt} = \lambda_{02'} \cdot P_0(t) - \lambda_{2'2} \cdot P_{2'}(t); \\ \frac{dP_2(t)}{dt} = \lambda_{2'2} \cdot P_{2'}(t) - \mu_{20} \cdot P_2(t). \end{cases} \quad (1)$$

Where: $P_0(t)$ - probability of working condition;
 $P_1(t)$ - probability of filter failure;
 $P_2(t)$ - probability of valve failure;
 $P_{2'}(t)$ - probability of intermediate condition;
 t – operation time.

It is just to consider a provision that the sum of the probabilities of all possible conditions of nozzle always is one. That is, we can write:

$$\sum_{i=1}^2 P_i(t) = 1,$$

or in details we shall have:

$$P_0(t) + P_1(t) + P_{2'}(t) + P_2(t) = 1. \quad (2)$$

The give equation is a norm condition for the normal functioning of nozzle. It connects all probability conditions and can serve as an additional system of equations (1). Then the opportunity to replace any system of equations (1) to norm condition (2). It is advisable to perform such a substitution with respect to the intermediate condition equation. We can replace the third equation to a norm condition. Then we have:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP_0(t)}{dt} = -\lambda_{01} \cdot P_0(t) + \mu_{10} \cdot P_1(t) + \mu_{20} \cdot P_2(t) - \lambda'_{02} \cdot P_0(t); \\ \frac{dP_1(t)}{dt} = \lambda_{01} \cdot P_0(t) - \mu_{10} \cdot P_1(t); \\ P_0(t) + P_1(t) + P_{2'}(t) + P_2(t) = 1; \\ \frac{dP_2(t)}{dt} = \lambda_{2'2} \cdot P_{2'}(t) - \mu_{20} \cdot P_2(t). \end{array} \right. \quad (3)$$

Conclusions

1. The nozzle for spraying fluid and creation of the necessary microclimate in greenhouses facilities has a working condition and two types of failures: clogging filter and failure of safety valve.

2. Solving the resulting system of equations consistent with the objective of this study to identify probabilities of the nozzle, as a complex technical system, and a specified probability of establishing reliability indices and their change in the increase in working hours, i.e. of performance and reliability features.

Список літератури

1. de Halleux, D. and Gauthier, L. 1998. Energy consumption due to dehumidification of greenhouses under northern latitudes. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 69. 35-42
2. de Zwart, H.F. 1997. A simulation model to estimate prospectives of energy saving measures in horticulture. *Acta Horticulturae*, 443: 119-127
3. Савченко В.М. Формальні моделі для регулювання мікроклімату в теплицях [Текст] / В.М.Савченко, С.В. Міненко, О.А. Махов //Формування конкурентоспроможної економіки: теоретичні, методичні та практичні засади: матеріали II міжнар. наук.-практ. Інтернет-конф. 21-22 Березн. 2013 р. – Тернопіль: Крок – 2013 –с. 87-89.
4. Савченко В. М. Вплив шторних екранів на внутрішню температуру в скляних теплицях [Текст] / В.М. Савченко, С.В. Міненко // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – 2012. – Вип. 16 (30), кн. 2. – С. 270–274.
5. Савченко В. М. Стратегії контролю процесами мікроклімату в індустриальних теплицях [Текст] / В.М. Савченко, С.В. Міненко, О.А. Махов // Підвищення надійності машин і обладнання : зб. тез доп. VII Всеукр. наук.-практ. конф. студентів та аспірантів, 3–5 квітня 2013 р. – Кіровоград : КНТУ, 2013. – С. 48–49.
6. Савченко В. М. Вплив культивацийних споруд та технологічних систем на параметри мікроклімату при вирощуванні продукції захищеного ґрунту [Текст] / В.М. Савченко, В.В. Крот // Крамаровські читання : зб. тез доп. II міжнар. наук.-техн. конф., 3 квіт. 2013. – К. : НУБіП, 2013. – С. 72–74.
7. Міненко С. В. Аналіз залежності інтенсивності продуктивного фотосинтезу від режимів мікроклімату в індустриальних теплицях [Текст] / С.В.Міненко, В.М. Савченко, В.В. Крот // Вісник ЖНАЕУ. – 2016. – № 1 (53), т. 1. – С. 270–276.
8. Міненко С. В. Класифікація способів зняття перегріву рослин в індустриальних теплицях [Текст] / С.В. Міненко, В.М. Савченко, В.В. Крот // Вісник ЖНАЕУ. – 2016. – № 1 (53), т. 1. – С. 276–282.
9. Крот В. В. Дослідження технічного стану автоматизованих систем керування вологістю та охолодженням повітря при вирощуванні продукції захищеного ґрунту [Текст] / В.В. Крот, В.М. Савченко // Підвищення надійності машин і обладнання : зб. тез доп. IX Всеукр. наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих учених, 15–17 квіт. 2015 р. – Кіровоград : КНТУ, 2015. – С. 120 – 122.
10. Бойко А.І. Проблеми забезпечення надійності технологічного обладнання при вирощуванні продукції захищеного ґрунту в апк України [Текст] / А.І.Бойко, В.М. Савченко, В.В. Крот // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2016. – № 6. – С. 200 – 203.

11. Бойко А.І. Основні несправності форсунок систем автоматизованого контролю вологісними та температурними параметрами повітря в приміщеннях теплиць [Текст] / Бойко А.І., В. М. Савченко, В. В. Крот // Крамаровські читання : зб. тез доп. IV міжнар. наук.-техн. конф., 16-17 лют. 2017. – К.: НУБіП, 2017. – С. 61–64.
12. Ушаков И.А. Курс теории надёжности систем [Текст] / И.А.Ушаков. – М.:Дрофа, 2008. – 240 с.
13. Справочник: Надёжность технических систем. – М.:Радио и связь, 1985. – 606 с.

Анотація

Граф станів і математичне моделювання переходів форсунки в різні можливі стани

Бойко А.І., Савченко В.М., Крот В.В.

В статті відображений граф станів і математичне моделювання переходів форсунок автоматизованої системи контролю вологісними та температурними параметрами повітря в зоні культивування рослин в умовах захищеного ґрунту в різні можливі стани. Система призначена для створення необхідного мікроклімату в приміщенні промислових теплиць. Завданням роботи є побудова розміченого графу подій, що описує процеси переходу форсунки з роботоздатного в нероботоздатний стан з урахуванням інтенсивності їх протікання за різними причинами та відповідно математичне моделювання переходів форсунки в різні можливі стани.

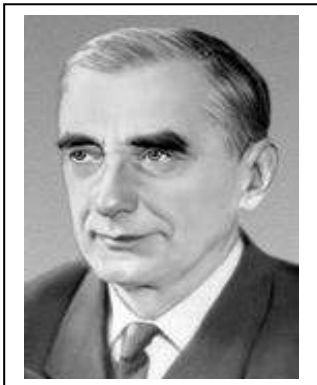
Аннотация

Граф состояний и математическое моделирование переходов форсунки в разные возможные состояния

А. И. Бойко, В. М. Савченко, В. В. Крот

В статье отображен граф состояний и математическое моделирование переходов форсунок автоматизированной системы контроля влажностными и температурными параметрами воздуха в зоне культивации растений в условиях защищенного почва в различные состояния. Система предназначена для создания необходимого микроклимата в помещении промышленных теплиц. Задачей работы является построение размеченного графа событий который описывает процессы перехода форсунки с работоспособного состояния в неработоспособное. При этом производится учет интенсивности протекания процессов по разным причинам и в соответствии с математическим моделированием переходов форсунки в различные всевозможные состояния.

УДК 621.791.75 (092)

**АКАДЕМІК РИКАЛІН М. М. – ВИДАТНИЙ ДІЯЧ У ГАЛУЗІ
ЕЛЕКТРИЧНОГО ЗВАРЮВАННЯ****Герук С.М., к.т.н., ст.наук.співр, доцент,
чл-кор ІАУ***(Житомирський агротехнічний коледж)***Сукманюк О.М., кан. істор. наук, ст. викл.
(Житомирський національний агроекологічний
університет)**

У статті досліджуються основні етапи життєвого шляху, науково-дослідної та організаційної діяльності видатного вченого та інженера-винахідника Миколи Миколайовича Рикаліна. Вивчається його вклад в розвиток електричного дугового зварювання. Розкриваються окремі заслуги у розробленні теорії теплових процесів, що стали основою для розробки технологічних процесів зварювання, в

яких на речовину впливають висококонцентровані джерела енергії – термічна плазма, електронний промінь, іонні потоки, лазерне випромінювання. Описані роботи М.М. Рикаліна, які спрямовані на вивчення енергофізичних, фізико-хімічних і технологічних характеристик зварювальної дуги.

Висвітлено роботи фахівців «Інституту металургії і матеріалознавства імені А.А. Байкова» під керівництвом М.М. Рикаліна, їх вклад в розробку технологічного процесу максимального підвищення теплової концентрації і кінетичної енергії стислої дуги.

Вступ. Зварювання є найбільш ефективним способом створення нероз'ємних з'єднань конструкційних матеріалів і отримання ресурсозберігаючих заготовок, максимально наближених по геометрії до оптимальної форми готової деталі або конструкції. Безперервне зростання наукоємності зварювального виробництва сприяє підвищенню якості продукції, її ефективності і конкурентоспроможності.

Дослідження історії відновлення деталей методом електродугового зварювання неможливе без вивчення життя та діяльності найбільш видатної людини М. М. Рикаліна. Основним завданням даної роботи стала спроба розглянути надбання науковця і винахідника М.М. Рикаліна в історії науки електродугового зварювання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У своїй науковій діяльності М. М. Рикалін виступав продовжувачем традицій великого вченого, академіка В. В. Петрова, який досліджував нове, на той час, фізичне явище – електричну дугу і показав людству можливість використання теплової енергії для розплавлення металів. Питаннями електродугового зварювання займались: М.

М. Бенардос, В. П. Нікітін, В. П. Вологдін, О. О. Алексєєв, Є. О. Патон, Б. Є. Патон та ін. [1, 2, 3, 4, 5, 6, 11]. Однак питання історії розвитку цієї проблеми в даній літературі не висвітлено.

Метою даного дослідження є висвітлення діяльності М. М. Рикаліна в сфері відновлення деталей зварюванням.

Методологічною основою дослідження є загальні принципи об'єктивності, історизму, які передбачають об'єктивний опис і аналіз подій на основі науково-критичного використання різноманітних джерел.

Результати. Сьогодні зварювання застосовується для нероз'ємного з'єднання найширшої гами металевих, неметалевих і композиційних конструкційних матеріалів в умовах земної атмосфери, Світового океану і космосу.

Дугове і контактне зварювання залишаються як і раніше домінуючими способами з'єднання металів. Передбачається, що частка ручного дугового зварювання покритими електродами до 2020 року складе 20 - 25% від загального обсягу зварювання. Частка механізованих і автоматичних способів зварювання в захисних газах, які вигідно відрізняються ручне дугове, складе в майбутньому 50 - 55% загального її обсягу [7].

Розвиток зварювання під флюсом, частка якої до 2020 року складе ~ 17% в загальному її обсязі, пов'язане зі створенням більш досконалого обладнання. З огляду на світові тенденції розширення сфери застосування прогресивних ресурсозберігаючих технологій можна припустити, що частка лазерної технології в зварювальному виробництві у майбутньому десятилітті істотно збільшиться і досягне 6 - 8% загального обсягу зварювальних робіт [7].

Такі способи зварювання, як електронно-променева, дифузійна та високочастотна, займають важливе місце в загальних технологічних процесах обробки металів і будуть розвиватися в залежності від потреб промисловості.

Ім'я академіка Миколи Миколайовича Рикаліна тісно пов'язане зі становленням і розвитком найбільш перспективного способу відновлення деталей – електродуговим зварюванням. Розроблена ним теорія теплових процесів при зварюванні стала основою для розробки технологічних процесів, в яких на речовину впливають висококонцентровані джерела енергії – термічна плазма, електронний промінь, іонні потоки, лазерне випромінювання [8].

Микола Миколайович Рикалін народився 27 вересня (за новим стилем) 1903 році в Одесі у родині моряка торгового флоту – шкіпера далекого плавання. Після ранньої смерті батька в 1907 р сім'я опинилася на берегах Тихого океану у місті Владивосток. У 1912 р М. Рикалін вступив у Владивостоцьку гімназію, яку закінчив в 1921 році. Вищу освіту він здобув у Далекосхідному державному університеті, який закінчив в 1929 р з дипломом інженера-механіка. Такий тривалий термін навчання пояснюється тим, що для власного існування та допомоги матері М. Рикалін змушений був працювати на Уссурійській залізниці збирачем, мотористом, техніком, інженером з механізації [8, 9].

Після закінчення університету М. М. Рикалін займався науково-педагогічною роботою у Далекосхідному політехнічному інституті, де викладав курс «Зварні конструкції». У 1938 р. йому присуджено науковий ступінь кандидата технічних наук.

У 1939 р. Рикалін М.М. почав працювати в Московському вищому технічному училищі імені Баумана (МВТУ), де викладав новий курс «Теплові основи зварювання». У роки Великої Вітчизняної війни під керівництвом М.М. Рикаліна були виконані розрахунки і розроблені технологічні процеси підвищення продуктивності дугового зварювання у виробництві танків на Уралмашзаводі. Він обґрунтував вибір режимів і технологій зварювання різних сталей і сплавів в суднобудуванні, будівництві оборонних спорудах, артилерійському і танковому виробництвах (Уралмашзавод і Кіровський заводи). За цю роботу в 1945 р. він був нагороджений орденом «Знак Пошани» та медаллю «За доблесну працю у Великій Вітчизняній війні».

У 1945 р. Микола Миколайович в МВТУ захищає докторську дисертацію, присвячену теорії теплових процесів при зварюванні. Розроблена ним теорія принесла йому світову відомість. Тривалий час (1958-1978) М. М. Рикалін був головою Національного комітету СРСР зі зварювання, членом правління, а з 1965 р. віце-президентом Міжнародного інституту зварювання і до останнього дня життя (21 травня 1985 р.) головою дослідницької групи «Фізика дуги та інших джерел енергії для зварювання» Міжнародного інституту зварювання.

Праці М. М. Рикаліна, присвячені дослідженню нагріву і охолодженню металу при зварюванні, розповсюдженню тепла у зварювальних виробках, і впливу цих процесів на плавлення і структурні зміни металу, узагальнені в монографіях «Теплові основи зварювання» (1947) і «Розрахунки теплових процесів при зварюванні» (1951), які були удостоєні премій Президії АН СРСР за 1949 і 1954 роки. У монографіях вперше у світовій технічній літературі дано систематичний аналіз теплових основ зварювання. Роботи М. М. Рикаліна відрізнялися тісним зв'язком теоретичних представлень з потребами техніки, постійною перевіркою математичних висновків на практиці. При цьому проявився його неабиякий талант прикладного математика. Так, поклавши в основу свої дослідження загальне рівняння теплопровідності, він при різних умовах вивчив різноманітні випадки нагріву металу в процесі зварювання. Використовувався метод математичної фізики, що давав інформацію про різні джерела тепла (точкові, лінійні і плоскі), що розподілені по поверхні або за обсягом тіла, яке нагрівається, миттєво і діє безперервно. Залежно від характеру досліджуваних процесів зварювальна дуга або полум'я зварювального пальника замінювалися відповідним джерелом, що дозволило провести математичний аналіз поширення тепла в теплопровідних тілах. Слід зазначити, що методи розрахунку температурного поля при сталому процесі зварювання підтверджені прямими експериментами. Ці методи вже в 1950-х роках знайшли широке застосування в практичній діяльності вітчизняних зварювальників [8].

Застосування плазмового зварювання і різання базувалося на результатах системних досліджень, які проводилися в [«Інституте металургії і матеріалознавства імені А. А. Байкова»](#) під керівництвом М. М. Рикаліна. Були вивчені фізичні і енергетичні властивості стислої дуги в аргоні, визначені її технологічні можливості. Зокрема, було доведено, що плазмовий струмінь проявляє яскраво виражені ріжучі властивості.

Основне завдання, на вирішення якої була спрямована дослідницька думка фахівців з різання, складалася в максимальному підвищенні теплової концентрації і кінетичної енергії стислої дуги. На першій стадії розвитку плазмового різання в якості плазмоутворюючого газу використовували аргон. Його застосування забезпечувало високу стійкість вольфрамових електродів, легкість запалювання дуги і низька її напруга, що було особливо сприятливо для ручного способу зварювання при відновленні деталей.

До середини 60-х рр. минулого століття були розроблені ручні і механізовані установки, а також технології для плазмового різання алюмінію, міді, латуні та нержавіючої сталі. Наступні роботи привели до створення процесів, в яких використовуються більш дешеві робочі середовища, а плазмотрони мали більш високу стійкість. Крім того, були визначені області раціонального застосування робочих середовищ при плазмовому різанні. В якості робочих середовищ найбільш широко використовували технічні гази: азот, водень, кисень, стиснене повітря.

Було розроблено кілька технологічних схем процесу плазмового зварювання. Для зварювання тонколистових матеріалів застосовані малоамперні дуги, що горять в імпульсному режимі. Імпульсне введення тепла в метал розширює межі регулювання теплового режиму зварювання і суттєво зменшує тепловідвід біля кромки металу. Для розширення діапазону товщини металу, що зварювався стислою дугою, застосовували інший прийом: знизили ефективність обтиснення дуги з одночасним збільшенням діаметра каналу сопла. Це дозволило зварювати нержавіючі сталі й алюмінієві сплави товщиною 10 мм. Дослідження щодо застосування для зварювання малоамперної дуги привело до створення мікроплазмового зварювання.

Високу оцінку працям М. М. Рикаліна, дав на схилі свого життя корифей радянської і світової зварювальної науки і техніки Є. О. Патон [10]. .

Основна наукова діяльність М. М. Рикаліна проходила в стінах Академії наук СРСР. У 1953 р його обрали членом-кореспондентом АН СРСР, а в 1968 році – дійсним членом АН СРСР. З 1953 року М. М. Рикалін працював завідувачем лабораторії [«Інститут металургії і матеріалознавства імені А. А. Байкова»](#) АН СРСР.

Під керівництвом члена-кореспондента АН СРСР М. М. Рикаліна проводилися роботи, які були спрямовані на вивчення енергофізичних, фізико-хімічних і технологічних характеристик зварювальної дуги. В лабораторії було створено перші в країні технологічні плазмодугові плазмотрони (І.Д. Кулагін, А.В. Ніколаєв); глибоке пізнання фізико-хімічних процесів, що відбуваються у

рідкій металічній ванні, що утворюється при впливі зварювальної дуги; теоретичне і експериментальне вивчення теплофізичних процесів у зварювальному виробі; видання практичних рекомендацій за технологією зварювання об'єктів нової техніки в різних галузях промисловості.

Помер Микола Миколайович Рикалін 21 травня 1985 року в Москві [9].

Академік М.М. Рикалін своїми працями вніс неоцінний вклад у розвиток електричного дугового зварювання. Його наукові ідеї знайшли свій розвиток у роботах його численних учнів, а створена ним школа плідно впроваджує наукові досягнення у промисловість. Фундаментальні ідеї академіка Рикалін М.М. ще довго будуть визначати перспективні напрямки науково-технічного прогресу.

Список літератури

1. Замечательные случаи применения электросварки по способу Бенардоса. – Горнозаводской листок, 1883. - №3. – С. 41.
2. Никитин В. П. Дуга переменного тока в условиях сварки / В.П. Никитин, И. Я. Рабинович. Труды КМММИ, 1936. №6. – С. 78-81.
3. Алексеев А.А. Автоматы для дуговой сварки. В кн.: Сварочное дело в СССР. – М., 1937. – С. 66 - 78.
4. Патон Б.Е. Электричне зварювання і наплавка – могутній засіб економії металу / Е.Б. Патон. – К.: Вид-во АН УРСР, 1957. 35 с.
5. Патон Е.О. Избранные труды. В 3-х т. – К.; Наукова думка, 1959 – 1961 – Т.1. – Исследования работ пролетных строений мостов – 580 с.; Т.2. Сварные конструкции – 329 с.; Т.3. Сварка под флюсом – 558 с.
6. Горбачев И. Профессор Виктор Петрович Вологдин и дальневосточная школа сварки. – В кн.: Наш Дальневосточный политехнический. – Владивосток: Дальневост. кн. изд-во, 1971. – С. 206 - 217.
7. Сукманюк О.М. Еволюція наукових поглядів на відновлення деталей сільськогосподарських машин зварюванням і наплавленням: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. істор. наук: спец. 07.00.07 «Історія науки і техніки» / О.М. Сукманюк. – Київ, 2010. – 16 с.
8. Цветков Ю.В. Основоположник новых направлений в металлургии: к 100-летию со дня рождения академика Н. Н. Рыкалина. Вестник Российской академии наук. 2003. Т. 73, № 10. С. 948-951.
9. Рыкалин Николай Николаевич. Большая советская энциклопедия: [в 30 Т.] / гл. ред. А. М. Прохоров.-3-е изд.-М.: Советская энциклопедия, 1969-1978.
10. Известия АН СРСР. От. Технические науки. 1952. - № 10. С. 7-9.
11. Герук С.Н. Зарождение теоретических основ технологического процесса сварки и наплавки при восстановлении деталей машин [Текст] / С.Н.Герук, Е.Н.Сукманюк // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: матер. Междунар. Научтехн. конф. в

Зт.Т.1. – Минск:НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского х-ва, 2014.- С.230-237.

Аннотация

Академик Рыкалин Н.Н. – выдающийся деятель в области электрической сварки

Герук С.М., Сукманюк Е.Н.

В статье исследуются основные этапы жизненного пути, научно-исследовательской и организационной деятельности выдающегося ученого и инженера-изобретателя Николая Николаевича Рыкалина. Изучается его вклад в развитие электрической дуговой сварки. Раскрываются отдельные заслуги в разработку теории тепловых процессов, которые стали основой для разработки технологических процессов сварки, в которых на вещество влияют высококонцентрированные источники энергии - термическая плазма, электронный луч, ионные потоки, лазерное излучение. Описаны работы М.М. Рыкалина, направленные на изучение энергофизических, физико-химических и технологических характеристик сварочной дуги.

Освещены работы специалистов «Институт металлургии и материаловедения имени А. А. Байкова» под руководством М. М. Рыкалин, их вклад в разработку технологического процесса максимального повышения тепловой концентрации и кинетической энергии сжатой дуги

Abstract

Academician Rykalin N.N. – prominent figures of electric welding

S. Geruk, E. Sukmanyuk

The article examines the main stages, research and organizational work of the famous scientist and engineer-inventor Nicholas Rykalina. A study of his contribution to the development of electric arc welding. Revealed some merit in the theory of thermal processes developed, which became the basis for the development of welding processes, which affect the substance highly concentrated energy - thermal plasma, electron beam, ion fluxes, the laser radiation. Described of MM Rykalina aimed at studying enerhofizychnyh, physico-chemical and technological characteristics of the arc.

Deals with the work of specialists' Institute of Metallurgy and materyalovedenyya behalf AA Baikov "under the direction of M. Rykalina, their contribution to the development process to maximize the concentration of thermal and kinetic energy condensed arc

УДК 631.356.174.02.001

ДИНАМІКА ПРИВОДУ ОПУСКАННЯ ДВОХСЕКЦІЙНОГО ВИВАНТАЖУВАЛЬНОГО ТРАНСПОРТЕРА

Калінін Є.І., к.т.н., доц., Поляшенко С.О., к.т.н., доц.,
Єсіпов О.В., к.т.н., доц.

(Харківський національний технічний університет сільського
господарства ім. Петра Василенка)

Отримані рівняння гідроприводу вивантажувального транспортера коренезбиральної машини, що описують динаміку процесу опускання секцій у вертикальній площині. Рівняння дозволяють визначити раціональні параметри елементів гідравлічної системи гідроприводу секцій вивантажувального транспортера.

Вступ. Вивантажувальний транспортер коренезбиральної машини, будучи одним з робочих органів, розташований асиметрично по відношенню до осей машини. У зв'язку з цим, при її русі по нерівностях поля виникають коливання, що впливають на розташування транспортера у вертикальній площині щодо опорної поверхні поля. Переміщення секцій вивантажувального транспортера за допомогою керівних гідроциліндрів, в свою чергу може викликати коливання машини в поперечно-вертикальній площині. Такі коливання мають негативний вплив на керованість і стійкість коренезбиральної машини. При високих швидкостях підйому та опускання секцій транспортера можливе перекидання машини. На швидкості підйому і опускання секцій транспортера впливає тиск робочої рідини в системі.

Постановка завдання. Метою дослідження є аналіз динаміки підйому і опускання секцій транспортера самохідної коренезбиральної машини за допомогою виконавчих гідроциліндрів секцій транспортера і встановлення при цьому ступеня впливу конструктивних параметрів елементів гідравлічної схеми системи гідроприводу на динаміку руху секцій вивантажувального транспортера.

Виклад основного матеріалу. Для цього побудуємо розрахункову схему переміщення секцій транспортера коренезбиральної машини у вертикальній площині [1-12]. Розглянемо динаміку приводу опускання секцій транспортера, виходячи з розрахункової схеми (рис. 1).

У динамічному режимі розглянута схема може бути описана наступними рівняннями:

$$Q_1 = Q_{\text{тн}} \cdot \eta_{\text{об.н}} / 2 \cdot \eta_{\text{об.ц}}, \quad (1)$$

де Q_1 – витрата, що надходить в штокову порожнину гідроциліндра;
 $Q_{\text{тн}}$ – теоретична продуктивність насоса;

$\eta_{об.н.}$ – об'ємний ККД насоса;

$\eta_{об.гц}$ – об'ємний ККД гідроциліндра, що враховує втрати через ущільнення штока гідроциліндра.

Витрата, що надходить в штокову порожнину гідроциліндра

$$Q_1 = F_1 v + \frac{W_1}{E} \dot{p}_1, \quad (2)$$

де F_1 – активна площа поршня;

v – швидкість переміщення поршня;

W_1 – об'єм рідини в зливний лінії;

E – модуль об'ємної пружності робочої рідини;

\dot{p}_1 – швидкість зміни тиску в штоковій порожнині гідроциліндра.

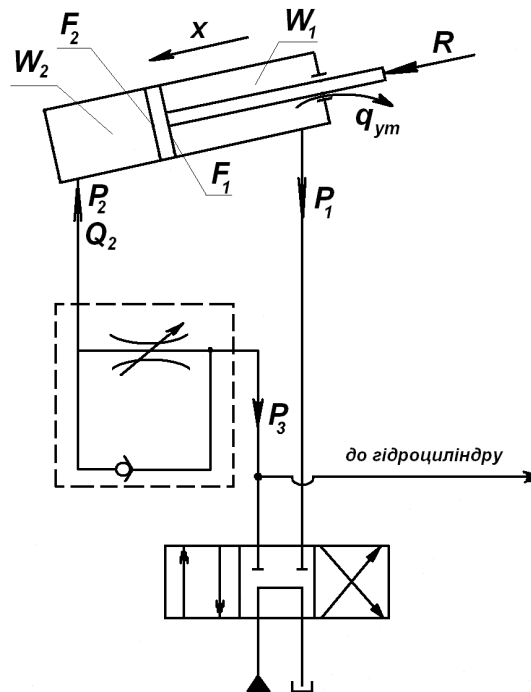


Рисунок 1 – Розрахункова схема опускання секції транспортера

Витрата, що надходить з поршневої порожнини гідроциліндра

$$Q_2 = F_2 v - \frac{W_2}{E} \dot{p}_2, \quad (3)$$

де W_2 – обсяг рідини в напірній лінії.

У той же час, при опусканні секцій транспортера відбувається дроселювання потоку рідини через дросель. Витрата через дросель:

$$Q_{op} = \mu_{op} f_{op} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_2 - p_3)} \quad (4)$$

дорівнює витраті через золотник розподільника:

$$Q_3 = \mu_3 \pi d_3 x_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_3}, \quad (5)$$

де μ_{dp} – коефіцієнт витрати дроселя;

f_{dp} – площа дроселюючої щілини дроселя;

p_3 – тиск після дроселя (перед розподільником).

Прирівнюючи праві частини виразів (4) і (5) і підносячи їх в квадрати, отримуємо:

$$p_3 = \frac{\mu_{dp}^2 f_{dp}^2}{(\mu_{dp} f_{dp})^2 + (\mu_3 \pi d_3 x_3)^2} p_2. \quad (6)$$

Позначимо:

$$A_2 = \frac{\mu_{dp}^2 f_{dp}^2}{(\mu_{dp} f_{dp})^2 + (\mu_3 \pi d_3 x_3)^2}; \quad (7)$$

$$p_3 = A_2 p_2. \quad (8)$$

Тоді:

$$Q_2 = \mu_{dp} f_{dp} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_2 (1 - A_2)} = \mu_{dp} f_{dp} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} A_3 p_2}, \quad (9)$$

де

$$A_3 = 1 - A_2. \quad (10)$$

Рівняння динамічної рівноваги поршня гідроциліндра:

$$(p_1 F_1 - p_2 F_2) \eta_{\text{мех.зч.}} + R(x) = M(x) \ddot{x}. \quad (11)$$

Тут осьова складова зовнішнього навантаження сприяє опусканню секцій транспортера.

Вихідна система рівнянь буде виглядати наступним чином:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= Q_{\text{тн}} + \eta_{\text{об.н}} / 2 \cdot \eta_{\text{об.зч}} \\ Q_1 &= F_1 v + \frac{W_1}{E} \dot{p}_1 \\ Q_2 &= \mu_{dp} f_{dp} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} A_3 p_2} \\ Q_2 &= F_2 v - \frac{W_2}{E} \dot{p}_2 \\ (p_1 F_1 - p_2 F_2) \eta_{\text{мех.зч.}} + R(x) &= M(x) \ddot{x} \end{aligned} \right\}. \quad (12)$$

Ця ж система, записана у формі Коші:

$$\left. \begin{aligned}
 Q_1 &= Q_{\text{тн}} \cdot \eta_{\text{об.н}} / 2 \cdot \eta_{\text{об.цн}} \\
 Q_2 &= \mu_{\text{оп}} f_{\text{оп}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} A_3 p_2 \\
 \frac{\partial p_1}{\partial t} &= (Q_1 - F_1 v) \frac{E}{W_{o1} + F_1 x} \\
 \frac{\partial p_2}{\partial t} &= (F_2 v - Q_2) \frac{E}{W_{o2} - F_2 x} \\
 \frac{\partial x}{\partial t} &= v \\
 \frac{\partial v}{\partial t} &= [(p_1 F_1 - p_2 F_2) \eta_{\text{мех.цн}} + R(x)] / M(x)
 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Система рівнянь (13) являє собою розрахункову математичну модель опускання секцій транспортера в вертикальній площині.

Для чисельного розв'язання отриманих систем рівнянь необхідно задати параметри гідросистеми. Для цього були визначені числові значення конструктивних і силових параметрів гідросистеми самохідної коренезбиральної машини. Деякі з них були визначені по каталогам, робочим кресленням машини, інші – експериментально, а треті розраховані на підставі теоретичних передумов.

Розв'язок отриманих рівнянь здійснюється чисельним методом Рунге-Кутта з використанням математичного пакету аналітичного розв'язку Maple.

Програми враховують змінність навантаження під час ходу штока гідроциліндра, стисливість робочої рідини, витоки в насосі, витоки в гідроциліндрі, тертя в ущільненнях гідроциліндра, геометричні параметри підвідних і відвідних трубопроводів і шлангів (діаметри, довжини), газоміст в робочій рідині і пружність (податливість) стінок шлангів.

За результатами обчислень побудовані графіки зміни тиску в напірних і зливних магістралях гідросистеми, переміщення штока гідроциліндра, швидкості підйому і опускання секцій транспортера за часом – рис. 2.

З залежностей видно, що в початковий момент руху секції тиск в напірній магістралі гідроциліндра стрімко збільшується до значень 7...8,3 МПа. Тиск в зливній магістралі також підвищується і досягає величини 0,25...0,32 МПа. По закінченню перехідного процесу тиск в напірних і зливних магістралях встановлюється постійним. Переміщення штока гідроциліндру і швидкість руху секцій транспортера на початку руху змінюються незначно, коли закінчується перехідний процес – змінюються лінійно. Окрім того, аналіз залежностей показує, що даний перехідний процес стійкий за часом з згасанням в межах 0,2 секунди.

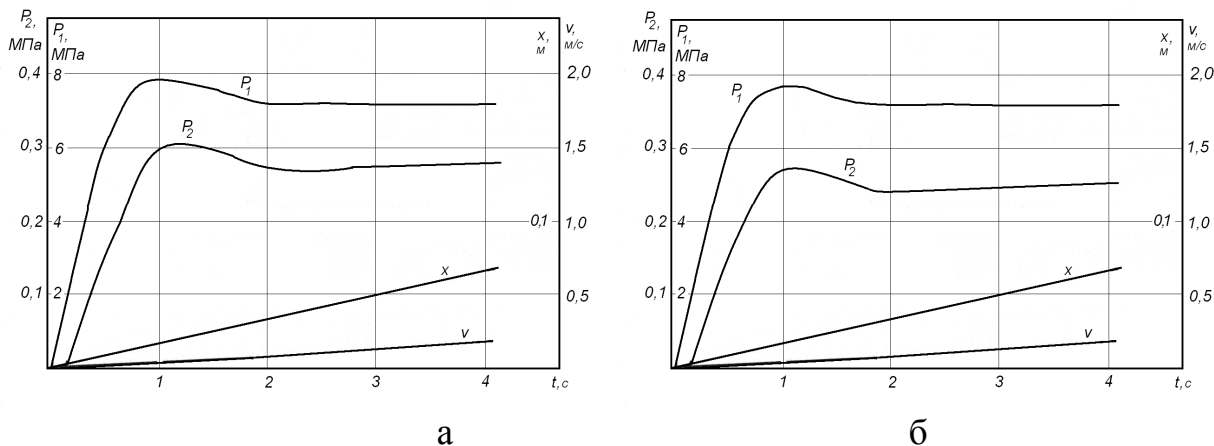


Рисунок 2 – Залежність тиску в напірних P_1 і зливних P_2 магістралях, переміщення штока x гідроциліндра, швидкості руху секцій транспортера v за часом під час опускання головної секції транспортера (а) або кінцевої секції транспортера (б)

Список використаних джерел

1. Борошок Л.А. Гидравлические элементы в системах автоматизации сельскохозяйственных агрегатов. – М.: Машиностроение, 1969. – 164с.
2. Гидравлические и пневматические силовые системы управления. Г. Рихтор, Дж.Л. Шерер / Под ред. Дис. Блекборн. Перевод с англ. – М.: Иностранная литература, 1962. – 614 с.
3. Гидроприводы сельскохозяйственных машин. Немировский И.А., Маркин В.Д., Серода Л.П. и др. / Под ред. Немировского И.А. – М.: Техника, 1979. – 139с.
4. Гидравлический следящий привод. Гамынин Н.С., Каменир Я.А., Коробочкин Б.Л. и др. / Под ред. В.А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 564с.
5. Абрамов Е.И. и др. Элементы гидропривода. – К.: Техніка, 1977. – 320с.
6. Объемные гидравлические приводы. Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В., Хаймович Е.М. М.: Машиностроение, 1960. – 628с.
7. Алексеева Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 147с.
8. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 320с.
9. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели систем. – М.: Машиностроение, 1974. – 606с.
10. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение. 1987. – 424 с.

11. Шуляк М.Л. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / М.Л. Шуляк, А.Т. Лебедєв, М.П. Артёмов, Є.І. Калінін // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів – 2016. – № 4. – С. 218-226.

Аннотація

Динамика привода опускания двухсекционного выгрузочного транспортера

Калинин Е.И., Поляшенко С.А., Есипов А.В.

Полученные уравнения гидропривода выгрузного транспортера коренезбиральной машины, описывающие динамику процесса опускания секций в вертикальной плоскости. Уравнения позволяют определить рациональные параметры элементов гидравлической системы гидропривода секций выгрузного транспортера

Abstract

Dynamic drive lowering two-piece discharge conveyor

Y. Kalinin, S. Polyashenko, A. Esipov

These equations hydrodrive unloading conveyor machines, sections describe the dynamics of the process of lowering in the vertical plane. The equations can determine rational parameters of the hydraulic system of the hydraulic drive section unloading conveyor

УДК 631.352.2

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДА СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА

Бабій М.В., к.т.н., Бабій А.В., к.т.н., доц.

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

Виконано аналіз ефективності роботи модернізованого приводу сегментно-пальцевого різального апарата косарки, яка обладнана регульованим пружинним пристроєм. Наведено основні результати досліджень при зміні регульованих параметрів пристрою, що будуть використовуватися для практичного налаштування приводу в польових умовах.

Постановка проблеми. Розвиток тваринницької галузі народного господарства прямо залежить від якісного і кількісного складу кормової бази. Тварини повинні бути в повній мірі та безперебійно забезпеченими кормами протягом року. Основу раціону тварин складають корми рослинного походження, склад і поживність яких залежить від умов і технологій вирощування, збирання та зберігання. Зрозумілим також є те, що терміни заготівлі окремих культур є вузько регламентованими, це пов'язано з біологічним розвитком рослин, і тому без механізації технологічних процесів цього домогтися вкрай складно.

Практично всі такі процеси розпочинаються зі скошування заданої культури, де важливу роль відіграють різного роду косарки. До цього класу сільськогосподарських машин висувуються особливі вимоги – висока продуктивність, задана висота та якість зрізування, надійність при експлуатації, енергоощадність приводу тощо. Не завжди існуючі машини ці вимоги забезпечують. Причиною можуть бути відмінні умови їх експлуатації, порушений кінематичний режим роботи і т.д.

Питання підвищення продуктивності машин тісно пов'язані з витратою енергії на їх привод. Для косарок одним з прогресивних способів підвищення продуктивності є одночасне збільшення поступальної швидкості машини та відносної швидкості руху різального апарата, а це, в свою чергу, викликає підвищене енергоспоживання та знижує надійність елементів різального апарата та деталей приводного механізму. Вирішення вказаної проблематики є актуальним і на сьогоднішній день.

Аналіз досліджень і публікацій. Питанням роботи різальних апаратів, зокрема підпорного зрізування, присвятили свої праці багато дослідників даного спрямування: Алферов С.А., Босой Є.С., Героніmus Я.Л., Горячкін В.П., Желіговський В.А., Карпенко В.Д., Лістопад Г.Є. [1-4] та ін. За аналізом роботи

сегментно-пальцевих різальних апаратів, підвищення відносної швидкості руху ножа призводить до значного збільшення інерційних сил, що викликає динамічну незрівноваженість елементів різального апарата. Ці фактори значно знижують експлуатаційну надійність збиральних машин і тому дослідники вишукують різні способи та пропагують підходи щодо зменшення цього негативного ефекту.

Мета досліджень. Провести аналіз ефективності роботи модернізованого приводу косарки сегментно-пальнової з метою збільшення відносної швидкості руху ножа та зменшення шкідливого впливу динамічної незрівноваженості на елементи приводу косарки, а також зниження пікових значень моментів приводу.

Результати досліджень. Розроблений регульований пружинний пристрій (РПП) введено в конструкцію приводу косарки, який виступає в ролі "пружних гальм", що має здатність накопичувати кінетичну енергію рухомих мас, перетворювати її в потенціальну енергію деформації пружних елементів та віддавати в момент переходу ножа через крайні положення, рис. 1. Детальний опис конструкції та принципу роботи даного пристрою описано в працях [5-6]. Характерним ефектом є зниження максимальних моментів на приводі косарки про що засвідчують проведені експериментальні дослідження, а також виконані теоретичні розрахунки. Кореляція результатів лежить в допустимих межах, відносна похибка не перевищує 12% [7].

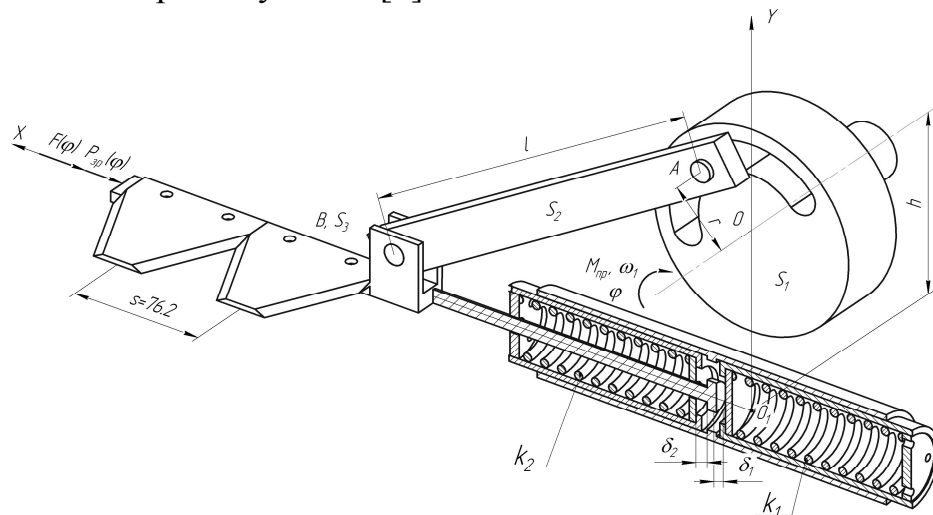


Рисунок 1 – Енергозберігаючий приводний механізм косарки сегментно-пальнової: k_1, k_2 – жорсткості першого та другого пружних елементів, Н/м; δ_1, δ_2 – зазори між штоком та упорними шайбами пружних елементів, м; h – дезаксіал, м; M_{np} – момент приводу, Н·м; ω_1 – кутова швидкість кривошипа, c^{-1} ; φ – кут повороту кривошипа, рад; r – радіус кривошипа, м; l – довжина шатуна, м; S_i – центри мас елементів приводу; $F(\varphi), P_{zp}(\varphi)$ – сили тертя та опору різуванню, Н

Виконано аналіз ефективності роботи модернізованого приводу косарки з метою формулювання практичних рекомендацій щодо експлуатації РПП. Нижче приведено ряд порівняльних таблиць та графіків, на яких представлено зміну моменту на приводі протягом одного оберту кривошипа на усталеному режимі [7], що дозволить виконати раціональне регулювання пристрою у польових умовах.

Дослідження виконано для найбільш поширених частот ВВП трактора 540, 1000 об/хв, а також 724 об/хв – раціональна робоча частота ВВП мінітрактора, на базі якого було проведено експериментальні дослідження.

З метою уніфікації деталей регульованого пружинного пристрою, в ролі пружних елементів прийнято пружини стиску (розтягу) 1 класу, 3 розряду за ГОСТ 13768–68. Жорсткість даних елементів сформована при наявності десяти витків, рис.1. Результати розрахунків за різними варіантами поєднань значень регульованих параметрів та режимів роботи косарки зведено до табл. 1-3.

Таблиця 1 – Зниження максимальних значень моменту приводу косарки з частотою ВВП 540 об/хв у порівнянні з базовим варіантом

Частота обертання ВВП 540 об/хв							
№ п/п	№ пружин	Жорсткість пружин, Н/м	Зазор, м	Зниження максимальних значень моменту приводу у порівнянні з базовим варіантом, %			
				Питома робота зрізування, $H \cdot m / m^2$			
				$\varepsilon = 150$	$\varepsilon = 200$	$\varepsilon = 250$	$\varepsilon = 0$
1	136	21680	0	29,2	23,0	18,8	68,1
			0,002	25,4	19,6	16,1	72,3
			0,004	21,4	16,3	13,2	80,5
2	140	26340	0	25,6	21,3	17,6	51,2
			0,002	23,5	19,0	15,1	57,5
			0,004	19,5	15,8	12,5	63,8
3	144	20240	0	21,9	19,4	16,9	37,2
			0,002	25,6	20,0	16,1	44,4
			0,004	21,2	16,5	13,4	51,5
4	148	34790	0	15,0	15,4	13,7	21,4
			0,002	20,4	20,2	16,1	31,8
			0,004	19,7	17,1	16,1	42,4
5	165	39450	0	7,3	8,9	9,6	2,1
			0,002	13,5	14,5	14,2	13,1
			0,004	19,7	15,8	12,5	23,9
6	169	45790	0	-6,0	0,3	3,4	-7,7
			0,002	1,2	6,4	8,9	-9,2
			0,004	8,2	6,4	14,1	4,8*

*Примітка: при збільшенні зазору (мм) за варіантом ($\varepsilon = 0$) піковий момент приводу (%) зменшується: 6 – 18,3%, 8 – 32,1%, 10 – 37,5%, 12 – 48,5%.

Таблиця 2 – Зниження максимальних значень моменту привода косарки з частотою ВВП 724 об/хв у порівнянні з базовим варіантом

Частота обертання ВВП 724 об/хв							
№ п/п	№ пружини	Жорсткість пружин, Н/м	Зазор, м	Зниження максимальних значень моменту привода у порівнянні з базовим варіантом, %			
				Питома робота зрізування, $H \cdot m / m^2$			
				$\varepsilon = 150$	$\varepsilon = 200$	$\varepsilon = 250$	$\varepsilon = 0$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	136	21680	0	30,6	26,3	23,1	56,9
			0,002	27,0	23,2	20,4	52,7
			0,004	23,3	20,1	17,6	48,3
2	140	26340	0	37,4	32,9	29,0	69,2
			0,002	32,9	29,1	25,7	64,0
			0,004	28,5	25,3	22,4	58,7
3	144	20240	0	42,6	36,7	32,2	79,4
			0,002	37,7	32,4	28,5	73,5
			0,004	32,5	28,0	24,6	67,4
4	148	34790	0	46,7	42,2	37,1	78,1
			0,002	43,3	37,3	32,7	83,0
			0,004	37,4	32,2	28,3	78,5
5	165	39450	0	42,6	38,2	35,2	67,7
			0,002	46,4	39,4	36,9	73,7
			0,004	39,7	35,9	34,0	77,2
6	169	45790	0	32,7	31,1	29,4	53,6
			0,002	40,2	37,6	34,1	60,8
			0,004	39,2	35,9	29,0	67,7
			0,006	–	–	–	75,5

Таблиця 3 – Зниження максимальних значень моменту привода косарки з частотою ВВП 1000 об/хв у порівнянні з базовим варіантом

Частота обертання ВВП 1000 об/хв							
№ п/п	№ пружини	Жорсткість пружин, Н/м	Зазор, м	Зниження максимальних значень моменту привода у порівнянні з базовим варіантом, %			
				Питома робота зрізування, $H \cdot m / m^2$			
				$\varepsilon = 150$	$\varepsilon = 200$	$\varepsilon = 250$	$\varepsilon = 0$
1	136	21680	0	28,1	27,1	20,6	30,8
			0,002	26,0	25,0	18,2	28,5
			0,004	23,7	22,9	15,7	26,1
2	140	26340	0	33,9	27,2	18,6	37,4
			0,002	31,3	24,0	15,5	34,6
			0,004	28,8	20,9	12,4	31,8

Продовження таблиці 3

1	2	3	4	5	6	7	8
3	144	30240	0	38,9	30,1	28,0	43,0
			0,002	36,0	26,6	28,0	38,2
			0,004	33,0	22,9	21,3	36,4
4	148	34790	0	43,0	36,7	32,2	49,4
			0,002	39,0	32,8	28,4	45,7
			0,004	34,7	22,9	24,5	41,9
5	165	39450	0	48,4	42,0	37,3	56,7
			0,002	43,7	37,5	32,9	52,3
			0,004	39,0	33,0	28,4	48,0
6	169	45790	0	55,0	48,6	42,7	66,0
			0,002	49,5	43,3	37,5	60,8
			0,004	43,8	37,8	32,2	55,8

Ілюстрацію отриманих результатів виконано для умов, що були реалізовані в ході проведення експерименту [7], рис.2. Суцільна лінія змін моменту на приводі при спільній роботі з РПП, пунктирна – базовий варіант (без РПП).

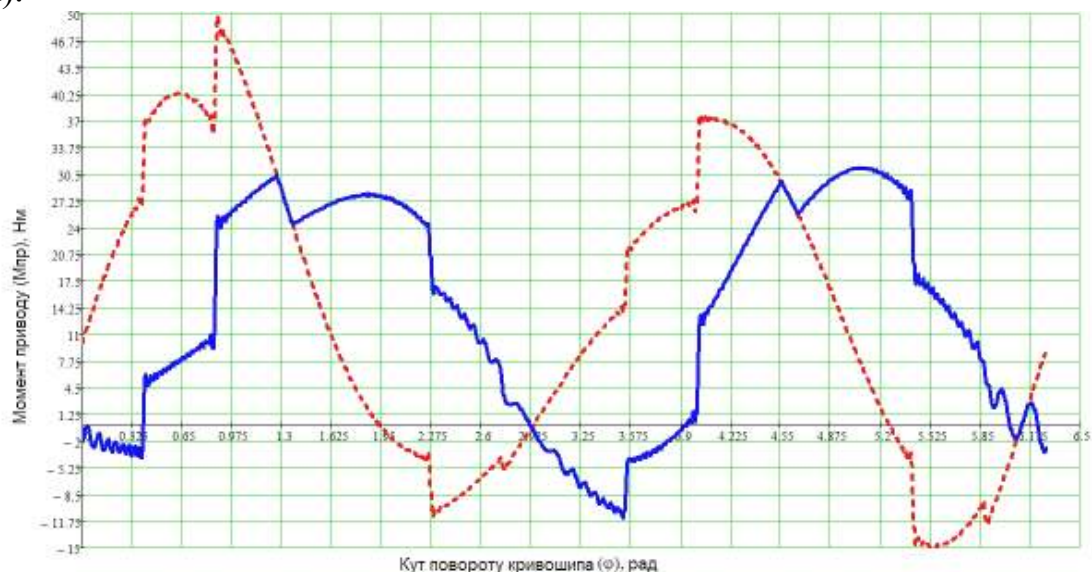


Рисунок 2 – Графіки зміни моменту на приводі косарки при середньому навантаженні різального апарата

Виконуючи цілу низку такого роду досліджень, встановили, що при питомій роботі різального апарата, яка витрачається на зрізування рослин з одиниці площі $\varepsilon = 200 \text{ (Н}\cdot\text{м)/м}^2$, максимальне згладжування моменту привода спостерігається при таких раціональних параметрах пристрою: жорсткість першого та другого пружного елементів становить $k_1 = k_2 = 45790 \text{ Н/м}$ (пружина № 169, десять з половиною витків), параметр, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента – $\delta = 0,002 \text{ м}$.

Аналізуючи пікові значення передаваного моменту, можна констатувати, що такі значення знижуються на 37,6%. Даний кінематичний режим різального апарата забезпечено при частоті обертання кривошипа $n_1 = 724$ об/хв, поступальній швидкості агрегату – $\mathcal{G}_m = 2,2$ м/с (7,92 км/год).

Звичайно, обраний середній режим навантаження різального апарата є пріоритетним, але потрібно проаналізувати роботу привода і на інших режимах. Наприклад, на холостому ході різального апарата максимальні значення приводного моменту модернізованого привода знижуються на 60,8% у порівнянні з базовим варіантом.

Отримані результати свідчать про високу ефективність застосування РПП в конструкції привода косарки. В табл. 1-3 наведено цілий ряд значень зниження пікових моментів на приводі (у %) для різних режимів та навантажень різального апарата експериментального зразка косарки.

Висновки. Якщо підвищення продуктивності здійснювати шляхом одночасного збільшення поступальної швидкості агрегату та відносної швидкості ходу ножа, то зростають динамічні навантаження на елементи приводу, що знижує їх довговічність. В даній роботі це негативне явище усувається використанням регульованого пружинного пристрою, який приймає на себе надлишок кінетичної енергії при прямому ході ножа і живить систему енергією при зворотному його ході. Цей коливний контур дозволяє знизити пікові значення моменту приводу і тим самим розвантажити кінематичні пари та самі елементи приводу, що значно підвищує їх ресурс роботи. Конкретні значення зниження пікових моментів приводу наведено в табл. 1-3 та графічно проілюстровано на графіку, рис. 2. Масив значень у таблицях – це можливі варіанти налаштування даного пристрою, якими повинен користуватися механізатор, регулюючи РПП косарки, при роботі на конкретній площі та з відповідним енергозасобом.

Список літератури

1. Алферов С. А. Динамика зерноуборочного комбайна / С. А. Алферов. – М.: «Машиностроение», 1973. – 256 с.
2. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Босой Е. С., Верняев О. В., Смирнов И.И., Султан-Шах Е.Г. – М.: Машиностроение, 1980. – 565 с.
3. Карпенко В. Д. Скоростная уборка зерновых / В. Д. Карпенко и др. – М.: Россельхозиздат, 1976. – 40 с.
4. Листопад Г. Е. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / [Листопад Г. Е., Семенов А. Н., Демидов Т. К. и др.]. – М.: Колос, 1976. – 751 с.
5. Бабій А.В. Обґрунтування конструктивних особливостей енергозберігаючого приводного механізму косарки / Бабій А.В., Рибак Т.І.,

Бабій М.В. // Вісник ХНТУСГ. – Випуск 134 “Технічний сервіс машин для рослинництва”. – Харків, 2013. – С.116–122.

6. Бабій А.В. Привідний механізм косарки / Бабій А.В., Бабій М.В. Деклараційний патент на корисну модель 92982 А01D 34/00 (2014.01); заявлено 10.09.2014 u201404200, опубліковано 10.09.2014, бюл. № 17.

7. Бабій М. Дослідження роботи енергозберігаючого приводного механізму косарки / М.В. Бабій, А.В. Бабій // Вісник ТНТУ. Випуск 1 (77), 2015. – С.149–161.

Аннотация

Анализ эффективности работы модернизированного привода сегментно-пальцевого режущего аппарата

Бабий М.В., Бабий А.В.

Выполнен анализ эффективности работы модернизированного привода сегментно-пальцевого режущего аппарата косилки, которая оборудована регулируемым пружинным устройством. Приведены основные результаты исследований при изменении регулируемых параметров устройства, которые будут использоваться для практической настройки привода в полевых условиях

Abstract

Analysis of work efficiency of the modernized drive of segment-finger cutting apparatus

M. Babii, A. Babiy

The work efficiency analysis of the modernized drive of mower segment-finger apparatus which equipped adjustable spring device is done. There are shown basic research results of changing device adjustable parameters, which will be used for the practical drive setting in the field conditions

УДК 669.539

АЛГОРИТМ ОЦІНКИ БАЗОВИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

**Попович П.В., д.т.н., професор, Ляшук О.Л., д.т.н., професор,
Шевчук О.С., к.т.н., ст. викл., Матвійшин А.Й., к.т.н., доцент**
(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

Стаття стосується розробки алгоритму попередньої оцінки основної експлуатаційної властивості колісних транспортних засобів - надійності на прикладі несучих систем причепів на стадіях проектування з метою покращення показників експлуатаційних властивостей. Проаналізовано навантаженість універсальної рами причепа «ANNABURGER HTS Series 20.04»

Відповідно до Закону України «Про автомобільний транспорт», наказу Міністерства інфраструктури України № 550 від 26.07.2013 р. та з метою встановлення основних вимог до утримання колісних транспортних засобів, надійність є базовою експлуатаційною властивістю рухомого складу в цілому. Від надійної і безперебійної роботи транспортних засобів, зокрема причепів, залежать експлуатаційні властивості рухомого складу автотранспортних підприємств. На транспортуванні вантажів, а також вантажно-розвантажувальних роботах використовується близько 40% загальної кількості одиниць, наприклад, в агропромисловому комплексі [4, 7, 8, 9]. Загальновідомо, кожний четвертий працівник залучається до виконання транспортних робіт, причому витрати на перевезення вантажів і виконання вантажно-розвантажувальних робіт становлять 18...22% коштів на виробництво і реалізацію продукції. З підвищенням рівня інтенсивності питома вага транспортних витрат зростатиме. Тому проблематика забезпечення надійності і довговічності причепів є значним резервом зниження собівартості продукції, зокрема сільськогосподарської [4].

Несучі рами обмежують довговічність мобільних машин в цілому. Найменш довговічними елементами рам є зварні вузли. Основні види вузлів у зварних рамах - з'єднання профілів прокату, розташованих в різних комбінаціях, характерною особливістю є те, що зварні шви мають малу довжину і розташовані в різних напрямках: при відносно невеликій сумарній довжині кількість швів у конструкціях значна [1, 2]. В процесі експлуатації несучі системи причепів сприймають діючу на них в процесі експлуатації просторову систему випадкових за напрямками і величинами зусиль, які, зокрема, є функцією умов руху та роботи, характерно. Існуючі теорії досліджень несучих рам [1, 2, 6] описують систему навантаженості металоконструкцій рам симетричними та кососиметричними вертикальними і

горизонтальними зусиллями, причому симетричні зусилля виникають при русі з швидкостями близькими до максимальних для даного виду робіт твердими ґрунтовими дорогами і викликаються коливаннями мас у вертикальній площині, дані зусилля викликають деформацію згину лонжеронів у вертикальній площині, а кососиметричні зусилля виникають при русі полем при відносно невисоких швидкостях для даного виду робіт, призводячи до закручування рами внаслідок переїзду перешкод. При перекошуванні рами при русі полем в елементах рами виникають напруження, викликані згином в горизонтальній площині. Величина даних напружень може перевищувати напруження від стисненого кручення і згину у вертикальній площині [6, 7, 8]. Також в лонжеронах рами виникають напруження, викликані дією тягового зусилля трактора. При аналітичних розрахунках актуальною є проблематика точності та коректності обчислень несучих рамних металоконструкцій з позиції забезпечення максимальної достовірності кількісної оцінки компонентного складу сумарних напружень.

Відповідно [5], сумарне напруження в перетині тонкостінного профілю є сумою складових σ_0 – напруження від поздовжнього зусилля; σ_x – напруження від згину у вертикальній площині; σ_y – напруження від згину у горизонтальній площині; σ_ω – напруження від кручення. Обчислюючи інтеграли добутку функцій, представлених відповідними епюрами, отримаємо вираз для визначення компонентів діючих максимальних нормальних напружень, діючих в поперечних перетинах тонкостінних елементів несучих систем. Оскільки в машинобудуванні широко використовуються тонкостінні елементи несучих систем відкритого і замкнутого профілів, завдання розрахункових досліджень компонентного складу сумарних нормальних напружень доцільно вирішити для використовуваних профілів: швелерів, кутників, прямокутних і круглих труб. Вирішення даної задачі на етапі проектування значно підвищує точність розрахунків на міцність, відповідно і прогнозування ресурсу роботи. Складовою частиною проектування несучих рамних систем є розрахунок їх міцності і довговічності, для якого необхідне проведення досліджень витривалості найбільш навантажених конструктивних елементів. З метою скорочення часу, затраченого на проведення розрахунково-експериментальної оцінки, мінімізації затратених коштів і, відповідно, зниження собівартості виробу, необхідним є застосування довідників, що включають показники витривалості конструкційно-технологічних варіантів вузлів, які мають раціональніші показники у порівнянні з іншими варіантами [1, 2, 4, 7, 8]. При проектуванні нових с/г машин, розробці типу зварних вузлів рамних конструкцій передують класифікація вузлів за конструктивними формами і видами навантаження, відпрацювання раціональних варіантів типових вузлів, типізація профілів прокату. Як правило, на етапі проектування оцінка несучих конструкцій включає розрахунки на витривалість найбільш навантажених зварних вузлів для оцінки міцності і довговічності конструкції в цілому. З цієї причини, на етапі проектування, при відсутності результатів тензометрування

створюваної конструкції, необхідно застосовувати адекватну математичну модель прогнозування ресурсу конструкції [3]. Для металоконструкцій часто застосовуються модифікації лінійної гіпотези сумування накопичених пошкоджень від втоми: втоми пошкодження, яке спричинене амплітудою напруження є частиною від загального, яке відповідає появі тріщини втоми, або пошкодження викликане циклом напруження, не залежить від стану деталі в даний момент і від попереднього навантаження, а додається з пошкодженнями, викликаними попередніми циклами. Величина і кількість циклів зміни напружень, яку може витримати металоконструкція до руйнування, взаємокорелюють кривою Велера, з рівняння якої [4]

$$N = N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_R}{\sigma}\right)^m \quad (1)$$

де m – показник степеня, залежить від матеріалу, виду навантаження, концентрації напружень і коефіцієнта асиметрії, характеризує нахил лівої частини кривої до осі абсцис, дорівнює котангенсу кута α , нахилу лівої гілки кривої втоми.

Результуюча залежність для оцінки ресурсу відповідно до [2]

$$T = a/D \quad (2)$$

де a – безрозмірна величина накопиченого пошкодження для стадії граничного стану;

$$D = n \cdot \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \frac{f(\sigma)}{N(\sigma)} d\sigma \quad (3)$$

де D – накопичене пошкодження за одиницю часу;
 n – очікувана кількість циклів за одиницю часу;
 $f(\sigma)$ – густина розподілу амплітуд напружень;
 $N(\sigma)$ – рівняння кривої втоми (2).

Для обчислення ресурсу T на етапі проектування при $a = 1$ застосовуються параметри рівняння кривої втоми металоконструкції - аналога (1).

У машинобудуванні, для випадку багатоциклової втоми, задовільну згоду з емпіричними розподілами забезпечує розподіл Вейбулла – Гнеденка [1, 2, 4]

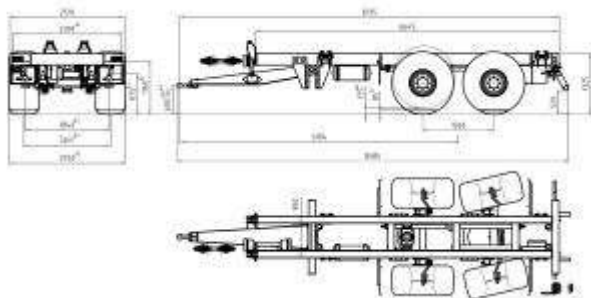
$$f(\sigma) = \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{\sigma}{a}\right)^{(b-1)} \cdot e^{-\left(\frac{\sigma}{a}\right)^b} \quad (4)$$

де b – параметр розподілу;
 V – коефіцієнт варіації, для транспортних засобів величину можна визначити залежно від виду руйнування, $V=0.3-0.4$;
 a – параметр розподілу;
 E – математичне сподівання (на основі статистичних даних).

Отже, для попередньої оцінки ресурсу на етапі проектування несучих металоконструкцій транспортних засобів застосовується залежність [5]

$$T = n \cdot \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \frac{\left[\frac{E}{(0.55 \cdot V^2 - 0.57 \cdot V + 1.02)} \right]^{V-1.069} \left[\frac{\sigma}{(0.55 \cdot V^2 - 0.57 \cdot V + 1.02)} \right]^{(V-1.069-1)} \cdot e^{\left[\frac{\sigma}{(0.55 \cdot V^2 - 0.57 \cdot V + 1.02)} \right]^{V-1.069}}}{N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_R}{\sigma} \right)^m} d\sigma \quad (6)$$

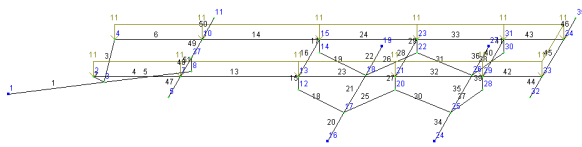
При проведенні попередньої оцінки показників надійності, наприклад універсальної рами причепа «ANNABURGER HTS Series 20.04», на основі креслення складається розрахункова схема (рис.1). Після проведених методом скінчених елементів обчислень (рис.1), виконується аналіз навантаженості металоконструкції рами, що дозволяє визначити перетини з σ_{\max} та σ_{\min} , також вцілому оцінити перепади жорсткостей, місця концентрації напружень, рівномірність розподілу напружень за величиною.



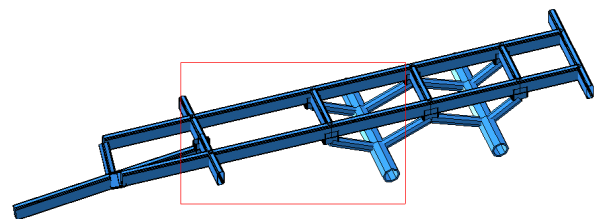
а



б



в



г

Рисунок 1 – Навантаженість причепа «ANNABURGER»: а – причеп; б – рама; в – розрахункова схема несучої системи; г – результати обчислень

Для матеріалу рами: сталі відповідно QSD, приймаємо значення N_0 , межі текучості $\sigma_R = \sigma_{-1}$. Згідно рекомендацій [1, 5], приймаємо очікувану кількість циклів за одиницю часу n , показник степеня m .

Висновки. Розроблено алгоритм попередньої оцінки навантаженості несучих систем причепів на стадіях проектування з метою покращення експлуатаційних властивостей вказаних колісних транспортних засобів.

Список літератури

1. Дмитриченко С. С. Опыт расчетов на прочность, проектирования и доводки сварных металлоконструкций мобильных машин /Дмитриченко С. С. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2006, №1.

2. М. Черновол Надійність с/г техніки./М. Черновол, С. Гранкін, В. Малахов, В. Черкун.// - К.: Урожай, 1998. -208с.: іл.
3. Попович П. Аналітична оцінка ресурсу несучих металоконструкцій сільськогосподарських машин /Попович П., Рибак Т., Сташків М., Господарський Я.//Вісник ХНТУСГ, Вип.100. Харків, 2010. -С. 17-20.
4. Власов В. Тонкостенные упругие стержни.-М.:Физматгиз, 1959.-408с.
5. Щурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозйственных тракторных средств /Щурин К.В. // Диссерт. докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.
6. P. V. Popovych. The service life evaluation of fertilizer spreaders undercarriages// P. V., Popovych; O. L., Lyashuk; I. S., Murovanyi; V. O., Dzyura; O. S., Shevchuk; V. D., Myndyuk/ INMATEH - Agricultural Engineering . Sep-Dec2016, Vol. 50 Issue 3, p39-46.
7. Попович П. В. Методи оцінки ресурсу несучих систем причіпних машин для внесення добрив з врахуванням впливу агресивних середовищ: дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук : 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / П. В. Попович — Тернопіль, 2015. — 443 с.
8. P. V. Popovych. Influence of Organic Fertilizers on the Corrosion-Electrochemical Characteristics of Low-Carbon Steels / P. V. Popovych, L. A. Mahlatyuk, R. B. Kupovych // Journal of Mathematical Sciences. – 2014. – Vol. 50, 2– P. 284 –289.
9. P. V. Popovych. Corrosion and Electrochemical Behaviors of 20 Steel and St.3 Steel in Ammonium Sulfate and Nitrophoska / P. V. Popovich, Z. B. Slobodyan // Journal of Mathematical Sciences. – 2014.– Vol. 49, 6. – P. 819-826.

Аннотация

Алгоритм оценки базовых эксплуатационных свойств колесных сельскохозйственных транспортных средств

Попович П.В., Ляшук О.Л., Шевчук О.С., Матвишин А.И.

Статья касается разработки алгоритма предварительной оценки основной эксплуатационной свойства колесных транспортных средств - надежности на примере несущих систем прицепов на стадиях проектирования с целью улучшения показателей екплуатационных свойств. Проанализировано нагруженность универсальной рамы прицепа «ANNABURGER HTS Series 20.04»

Abstract

Algorithm evaluation basic performance of wheeled agricultural vehicles

P. Popovych, O. Lyashuk, O. Shevchuk, A. Matviyishyn

The article deals with the development of algorithms preliminary assessment of the main operational properties wheeled vehicles - safety bearing the example of trailers at the design stage to improve the level of performance properties. Analyzed loading universal trailer frame "company Series HTS 20.04"

УДК 669.539

ОЦІНКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЧЕПА

Гаврон Н.Б., Грицай Ю.В., КовальЮ.Б.

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

У статті досліджено оцінку надійності несучих конструкцій сільськогосподарських причепів з позицій моделювання залишкового ресурсу роботи металоконструкцій. Представлено результати експлуатаційних досліджень фактичної завантаженості причепа типу ПТС - 4.

На сучасному рівні розвитку с/г техніки, можливостей розвитку технічних засобів та відповідного програмного забезпечення, актуальним є розвиток нових методів обґрунтування експлуатаційної надійності мобільних машин. Основна вимога, що ставиться до надійності с/г машин та їх несучих систем, передбачає високу довговічність, рівну ресурсу машини до капітального ремонту або списання. Оцінка втомної довговічності металоконструкції несучої системи мобільного с/г причепа, що працює в складних експлуатаційних умовах при циклічних навантаженнях, пов'язана з вирішенням ряду основних завдань: оцінкою параметрів експлуатаційного навантаження; визначенням характеристик опору втомі натурних вузлів рамної конструкції; розрахунком довговічності, а також аналітичних досліджень формування складних напружено-деформованих та граничних станів, критеріїв деформацій та руйнування. Характерною особливістю є те, що граничні стани з достатньою точністю ідентифікуються на етапі проектування при певному досвіді експлуатації аналогічних об'єктів, але є важко ідентифікованими для малосерійних об'єктів [2, 3]. В цілому, граничним станом є технічний стан даного об'єкта, при якому його подальша експлуатація недопустима. Для характеристик умов і моменту настання граничного стану, контролю показників надійності встановлюються критерії відказів і граничних станів, які є базою розрахункової оцінки показників надійності технічних систем, особливо з урахуванням впливів агнесивних робочих сільськогосподарських середовищ, зокрема органічних і мінеральних добрив, які погіршують механічні властивості металевих матеріалів сільськогосподарської техніки. [1, 2, 4, 6, 7]. Критеріальна оцінка міцності і прогнозування ресурсу роботи металоконструкцій сільськогосподарських причепів складається з теоретичної та експериментальної частин [3]. Складність вироблення критеріїв оцінки міцності і прогнозування ресурсу роботи полягає перш за все у різнопрофільному наборі складових елементів цих конструкцій та специфіки їх

з'єднань між собою. Оптимізувати такі конструкції складно через відсутність фактичних характеристик їх циклічної дефектостійкості зі структурною зміною матеріалу в зоні біля шва у відповідності до конкретної технології виготовлення, особливо, складних зварних стикових з'єднань. Методика вироблення критеріїв оцінки міцності і прогнозування ресурсу роботи конструкцій включає одержання аналітичних залежностей для визначення критеріїв локального руйнування, в даному випадку відкритих або замкнутих тонкостінних профілів [3]: - критичне значення коефіцієнтів інтенсивності напружень (КІН) K_{Ic} , K_{IIc} , K_{IIIc} ; - критичне розкриття берегів тріщини в її вершині δ_c ; - густину енергії руйнування або ефективну поверхневу енергію γ_e – роботу, яку необхідно затратити на утворення одиниці вільної поверхні.

Також з метою кількісної оцінки опору розвитку тріщини застосовують поняття інтенсивності вивільнення енергії деформації G_{Ic} , J - інтеграл.

Так як тонкостінні елементи тримких конструкцій сільськогосподарських машин часто працюють при дії сил розтягу і згинальних моментів, то їх руйнування частіше всього відбувається шляхом розвитку тріщин нормального відриву. Основні характеристики тріщиностійкості зв'язані наступним співвідношенням [1]:

$$2 \cdot \gamma_e = \sigma_0 \cdot \delta_c = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot K_{Ic}^2 = G_{Ic} = J_{Ic} . \quad (1)$$

У сільському господарстві поширеними є металоконструкції тримких рам мобільних машин, які виготовляються з гнutoго чи гарячекатаного швелера, тонкостінних труб. Оскільки для швелера ймовірніше місце зародження тріщин – вершина його полицок, КІН визначається у вершині тріщини при дії на швелер відповідного зовнішнього силового фактору. Рішення аналогічної задачі теорії тріщин пов'язане із значними труднощами, які виникають з причини складної для даних розрахунків конфігурації швелера. Для розв'язання такої задачі застосовується інтерполяційний метод Нейбера. КІН вершини тріщини довільної величини аналітично описується:

$$K_I = \frac{M}{I} \cdot \left[\frac{1.985 \cdot (\varepsilon \cdot (H + 2 \cdot b))^{0.5}}{\left[1 + (H + 2 \cdot b) \cdot \frac{(1 + 7.993 \cdot \varepsilon)}{(1 - \varepsilon) \cdot h} \right]^{0.5}} \right] \times \left[\left(\frac{H}{2} \right)^{0.5} - \left(\frac{h}{2} \right)^{0.5} + \left(\frac{h^3}{2 \cdot (h - \varepsilon \cdot (H + 2 \cdot b))^2} \right)^{0.5} \right]^2 \quad (2)$$

де K_I – коефіцієнт інтенсивності напружень вершини тріщини;

M – величина згинального моменту;

I – осьовий момент інерції поперечного перетину;

$$\varepsilon = \frac{l}{H + 2 \cdot b} - \text{безрозмірний параметр;}$$

b – ширина полиці швелера/

$$h = H + 2 \cdot b, \quad (3)$$

де H – висота швелера;

l – довжина тріщини.

Для знаходження величини розкриття тріщини, яка виходить з вершини полиці швелера, що виникає під дією згинального моменту у залежності від її розмірів, доцільним є застосування відомого методу еквівалентних станів.

У результаті отримаємо:

$$\delta_l = 6,394 \cdot \frac{\sigma_T}{I^2 \cdot E} \cdot \ln \left(\sec \left(\frac{\pi \cdot \sigma_{(0)}}{2 \cdot \sigma_T} \right) \right) \times \frac{\left(\left(1 - \frac{l}{H + 2 \cdot b} \right) \cdot l \cdot h \right)}{\left(\left(1 - \frac{l}{H + 2 \cdot b} \right) \cdot h + ((H + 2 \cdot b) + 7,99 \cdot l) \right)} \cdot \left[\left(\frac{H}{2} \right)^{0,5} - \left(\frac{h}{2} \right)^{0,5} \cdot \left(1 - \frac{h}{h - l} \right) \right]^4, \quad (4)$$

де δ_l – величина розкриття тріщини;

$\sigma_{(0)}$ – напруження якими розтягується пластина;

σ_T – межа текучості металу швелера;

E – модуль пружності першого роду.

Отже, для проведення повної і ефективної оцінки несучої рами с/г причепа необхідним є визначення силових факторів, які діють у найбільш небезпечних перетинах. Оптимальним є встановлення силових факторів при проведенні тензометричних досліджень напруженості тримкої рами машини в реальних умовах експлуатації.

Для зменшення трудомісткості експериментальних досліджень причепа тракторного 2ПТС – 4, при збереженні допустимої точності результатів вимірів, застосовано наступні методичні прийоми:

- для тензометрування вибрали типові для даної машини операції;

- для попереднього аналізу і обґрунтування режиму випробувань опрацювали інформацію для тих типових варіантів експлуатації, при яких амплітуди напружень можуть перевищувати межі витривалості деталей. При транспортних роботах довжина гону становила 900 м.;

- на підставі досліджень літературних джерел [5] кількість тензорезисторів, наклеєних на несучу металоконструкцію причепа, була обмежена;

- датчики встановлюються в місцях з одновісним напруженим станом,

отже вимірювання напружень є можливим за допомогою одного тензорезистора, наклеєного вздовж осі дії сили, так як причеп має вісь симетрії, тензорезистори наклеювалися з правої сторони рами.

Для проведення експериментальних досліджень у польових умовах використано 5 тензорезисторів КФ5П1 – 1-200, які розміщувались у найбільш навантажених місцях з високою концентрацією напружень (рис. 1) [6]. Стабільність режиму досліджень контролюється дотриманням швидкості руху, завантаження причепа, тиском у шинах коліс.

Випробування причепа проводились з використанням універсальної вимірювальної системи (УВС) [4], яка працює у автономному режимі через вбудований мікрокомп'ютер з реєстрацією інформації на зовнішній ПК при з'єднанні через LPT-порт. Універсальність системи характеризується можливістю підключення різноманітних датчиків, що забезпечується вимірювальними модулями з універсальними вимірювальними каналами (1-8).

Перед дослідженнями проведено тарування датчиків та тензометричних каналів реєструючої системи.

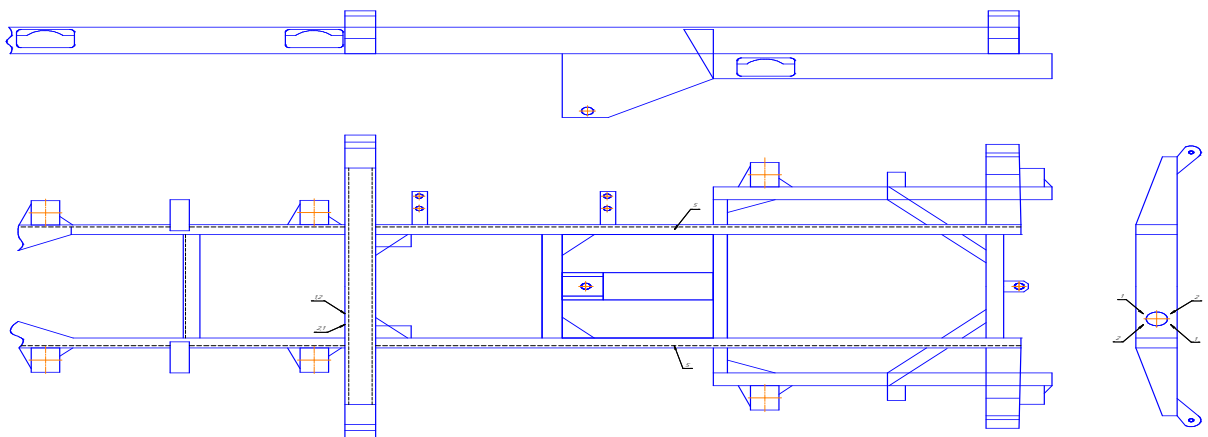


Рисунок 1 – Схема розміщення тензорезисторів на несучій системі причепа 2ПТС – 4

Польові тензометричні випробування проводилися з урахуванням пробігів тракторних причепів різними типами доріг [6]: пробіг асфальтовими дорогами становить, в середньому, 40%; загальний пробіг ґрунтовими дорогами різних категорій становить до 60%; навантаження причепа – 4400 кг (вище від номінального на 10%) при рівномірному розміщенні вантажу на платформі кузова; тиск у шинах – 3,5 атм.; швидкість змінювалася у залежності від режиму транспортування: на ґрунтовій дорозі – 20 км/год., при русі по полю, поперек борін – 8 км/год. Дослідження проведено при агрегуванні причепа з трактором МТЗ – 50, результати відображено у табл.1.

Таблиця 1 – Результати експериментальних досліджень несучої системи сільськогосподарського причепа 2ПТС – 4

№ п/п	№ датчик	Ґрунтова дорога: V=20 км/год, довжина гону – 800 м, тиск у шинах – 3,5 атм., навантаження– 4,4 т			Рух полем поперек борін: V=8 км/год, довжина гону 400 м, тиск у шинах 3,5 атм., навантаження– 4.4 т		
		Ампліт. макс. напруж. Аmax, МПа	Ампліт. середн. напруж. Асер. МПа	Ампліт. мін. напруж. Amin, МПа	Ампліт. макс. напруж. Аmax, МПа	Ампліт. середн. напруж. Асер. МПа	Ампліт. мін. напруж. Amin, МПа
	I	89	62	35	135	64	37
	II	66	50	34	90	56	32
	III	129	69	31	186	78	30
	IV	95	60	34	188	77	31
	V	120	49	32	190	81	39

Висновок. В даній статті досліджено критерії оцінки надійності несучих конструкцій сільськогосподарських причепів з позицій моделювання залишкового ресурсу роботи металоконструкцій. Проведено випробування причепа, дані результатів експериментальних досліджень несучої рами причепа типу ПТС – 4 представлені в таблиці 1.

Список літератури

1. РД 50-650-86. Методические указания. Надежность в технике. Состав и общие правила задания требований к надежности.- М.: Изд-во стандартов, 1988.-22с.

2. P. V. Popovych. Corrosion and Electrochemical Behaviors of 20 Steel and St.3 Steel in Ammonium Sulfate and Nitrophoska / P. V. Popovich, Z. B. Slobodyan // Journal of Mathematical Sciences. – 2014.– Vol. 49, 6. – P. 819-826.

3. Методика ускоренных прочностных испытаний несущих систем машин на полигоне КубНИИТиМ//Всесоюзное объединение „Союзсельхозтехника” Совета Министров СССР.- Новокубанск: КубНИИТиМ, 1968.-213с.

4. P. V. Popovych. The service life evaluation of fertilizer spreaders undercarriages// P. V., Popovych; O. L., Lyashuk; I. S., Murovanyi; V. O., Dzyura; O. S., Shevchuk; V. D., Myndyuk/ INMATEH - Agricultural Engineering . Sep-Dec2016, Vol. 50 Issue 3, p39-46.

5. Щурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной

долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств / Диссерт. докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.

6. Попович П.В. Методи оцінки ресурсу несучих систем причіпних машин для внесення добрив з врахуванням впливу агресивних середовищ / Диссерт. доктора техн. наук. – Тернопіль: ТНТУ, 2015.

7. P.V. Popovych. Influence of Organic Fertilizers on the Corrosion-Electrochemical Characteristics of Low-Carbon Steels / P. V. Popovych, L. A. Mahlatyuk, R. B. Kupovych // Journal of Mathematical Sciences. – 2014. – Vol. 50, 2– P. 284 –289.

Аннотация

Оценка эксплуатационной надежности несущей системы сельскохозяйственного прицепа

Гаврон Н.Б., Грицай Ю.В., Коваль Ю. Б.

В статье исследованы оценки надежности несущих конструкций сельскохозяйственных прицепов с позиций моделирования остаточного ресурса работы металлоконструкций. Представлены результаты эксплуатационных исследований фактической загруженности прицепа типа ПТС - 4

Abstract

Evaluation operation reliability of carrying agricultural trailers

N. Havron, Y. Hrytsay, Y. Koval

In the article investigated assessments of the reliability of load-bearing structures of agricultural trailers from the positions of modeling the residual life of the metalwork. The results of operational studies of the actual loading of a trailer of type PTS - 4 are presented

УДК 631.3.001.4

УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАПОБІЖНИХ ПРИСТРОЇВ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

**Козаченко О.В., д.т.н., професор, Шкрегаль О.М., к.т.н., доцент,
Макаров В.Є., Солоницький А.В., студенти**
(Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка, Україна)

Проаналізовано сучасні конструкції запобіжних пристроїв, що використовуються в гідросистемах мобільної сільськогосподарської техніки для зменшення втрат робочої рідини при розгерметизації. Запропоновано удосконалену конструкцію системи аварійного захисту гідроприводу машин.

Постановка проблеми. Аналіз умов експлуатації та режимів роботи гідроприводів мобільних машин, які, використовують в системі АПК, вказує на складність умов роботи гідроагрегатів, що полягає у змінному робочому тиску, температурному режимі та циклічності навантаження. Такі чинники збільшують ймовірність відмов елементів гідросистеми машин, які спричиняють втрати робочої рідини та зумовлюють застосування запобіжних пристроїв. При цьому їх конструктивне виконання і технічні характеристики мають істотний вплив на експлуатаційну надійність машин.

Аналіз публікацій за темою. Проблемі запобігання втрат робочої рідини у гідроприводах мобільної сільськогосподарської техніки присвячена значна кількість наукових досліджень [1, 2, 3, 4, 5]. При вирішенні означеної проблеми автори приділяють значну увагу, безпосередньо, конструктивному удосконаленню існуючих та розробці нових запобіжних пристроїв та їх компоновки в системі гідроприводу конкретної машин, виходячи з призначення та умов і режимів експлуатації. Аналіз відомих конструкцій запобіжних пристроїв вказує на ефективність застосування таких, що контролюють зміну рівня робочої рідини в гідравлічному баку. Принцип роботи таких конструкцій заснований на ефекті розриву потоку робочої рідини в сифонному забірному пристрої.

В [4] авторами запропоновано і впроваджено систему аварійного захисту гідроприводу ходової частини комбайну, яку представлено на рис.1. Особливістю конструктивного виконання запобіжних пристроїв такого типу є встановлення їх безпосередньо у гідробаку гідросистеми машин. Принцип роботи запропонованого пристрою полягає в наступному. При справному гідроприводі робоча рідина з гідробаку 1 надходить до споживачів через відбірну трубу 2 і повертається у гідробак 1 по зливній трубі 9 через фільтр 10. При цьому у зливній трубі 9 виникає надлишковий тиск, а у висхідній гілці сифону відбірної труби 2 він зменшений. Вказаний перепад тиску забезпечує

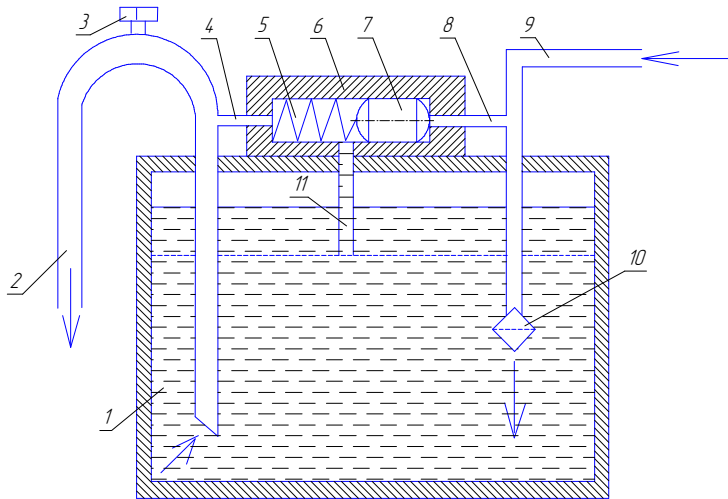


Рисунок 1 – Гідробак з системою аварійного захисту гідросистеми: 1 – гідробак; 2 – відбірна труба; 3 – пробка; 4, 8 – з'єднувальні канали; 5 – пружина; 6 – корпус; 7 – клапан; 9 – зливна труба; 10 – фільтр; 11 – додаткова відбірна труба

пружина 5 переміщує клапан 7 вправо, гідравлічно з'єднуючи відбірну 2 і додаткову відбірну 11 труби.

Рівень робочої рідини у гідробаці 1 знижується до рівня занурення додаткової відбірної труби 11. Коли повітря через порожнину клапана 7 і канал 4 поступає у сифон відбірної труби 2, відбувається розрив потоку робочої рідини і її відкачування з гідробаку 1 через відбірну трубу 2 припиняється.

Недоліком такої конструкції запобіжного пристрою є складність конструкції та висока інерційність спрацювання клапанного механізму, що зумовлює збільшення втрат робочої рідини при розгерметизації гідросистеми машини.

В [6, 7] авторами запропонована система аварійного захисту гідроприводу, що частково усуває попередньо означені недоліки шляхом з'єднання зливної та забірної труби суцільним патрубком, у якому з боку забірної труби встановлений кран, а з боку зливної – введена додаткова труба, в зоні звуження якої встановлений чутливий елемент сигнального пристрою 7 (рис. 2). Виконання технологічного процесу забезпечується наступним чином. При нормальній роботі гідросистеми рідина з гідробака 1 виводиться через забірну трубу 5, а повертається, в основній масі, по зливній трубі 3 через фільтр 4. Проте, через наявність підпору з боку фільтра 4, невелика частина рідини надходить у гідробак 1 через патрубок 8 і додаткову трубу 6. Таким чином, додаткова труба 6 постійно заповнена рідиною, а це повністю виключає утворення лійки і проникнення бульбашок повітря у гідросистему, тому що на шляху рідини є звуження 10 в патрубку 8. Тиск у місці звуження 10 фіксується чутливим елементом сигнального пристрою 7.

стискання пружини 5, клапан 7 переміщується у бік сифона відбірної труби 2 і перекриває порожнину додаткової відбірної труби 11. Таким чином, у робочому режимі гідроприводу гідравлічний зв'язок між відбірною 2 і додатковою відбірною 11 трубами відсутній.

Під час аварійного розриву гідрошлангів напірної магістралі та розгерметизації гідроприводу припиняється подача робочої рідини у гідробак 1 через зливну трубу 9. Внаслідок зменшення тиску

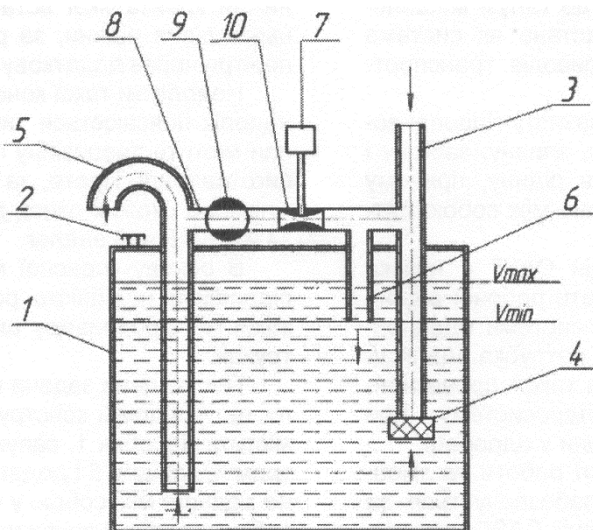


Рисунок 2 – Система аварійного захисту гідроприводу [7]: 1 – гідробак; 2 – сапун; 3 – зливна труба; 4 – фільтр; 5 – забірна труба; 6 – додаткова труба; 7 – сигнальний пристрій; 8 – патрубок; 9 – кран; 10 – жиклер

В аварійній ситуації злив рідини в гідробак 1 припиняється і рівень її швидко опускається. Об'єм гідробака 1, що звільнився, наповнюється атмосферним повітрям через сапун 2.

Падіння рівня рідини відбувається до мінімально-допустимої позначки, після чого нижній отвір додаткової труби 6 виглиблюється, і повітря через додаткову трубу 6, жиклер 10 і патрубков 8 із краном 9 спрямовується в коліно забірної труби сифону 5. Потік рідини розривається і подача її в несправну гідросистему автоматично припиняється.

Одночасно з цим, різко змінюється стан середовища в жиклері 10 патрубка 8, замість надлишкового тиску рідини у ньому має місце розрідження повітря. Повітря в жиклері 10 має найбільшу швидкість, у результаті чого підсилюється ефект ежекції. Це фіксується чутливим елементом сигнального пристрою 7, що забезпечує аварійний сигнал. Після усунення несправності гідросистеми можна продовжувати роботу, примусово відключивши систему за допомогою крана 9. При поновленні допустимого рівня рідини в гідробаці 1 кран 9 знову відкривають і система готова до роботи.

Аналіз літературних джерел вказує на те, що відомі запобіжні пристрої зумовлюють значні втрати робочої рідини при аварійній розгерметизації системи та спричиняють забруднення нафтопродуктами навколишнього середовища. Вказані недоліки запобіжних пристроїв вказують на їх недостатню ефективність і надійність в процесі експлуатації та потребують подальшого удосконалення.

Метою роботи є удосконалення конструкції запобіжного пристрою гідроприводу мобільних машин для зменшення втрат робочої рідини при розгерметизації їх гідросистеми.

Виклад основного матеріалу. Підвищити експлуатаційну надійність мобільних машин можна застосуванням удосконаленої конструкції системи аварійного захисту гідроприводу, що представлена на рис.3.

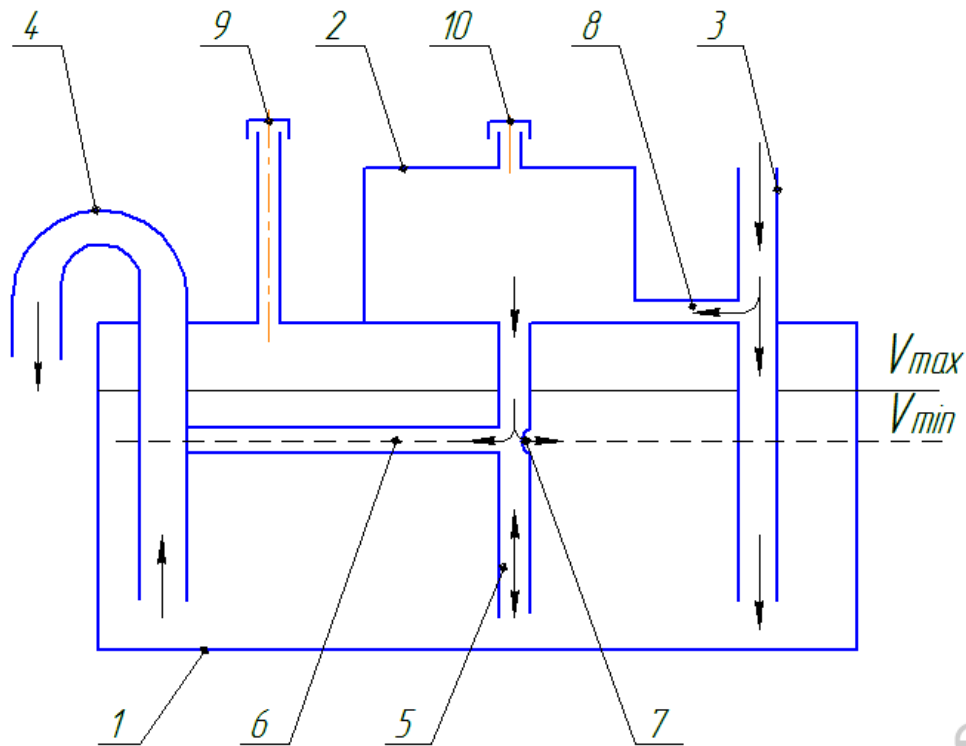


Рисунок 3 – Удосконалена запобіжна система гідроприводу: 1 – основний бак; 2 – додатковий бак; 3, 4, 5 – відповідно, зливна, відбірна та додаткова труби; 6 – патрубок; 7 – отвір; 8 – труба; 9, 10 – сапуни

Робота запропонованої запобіжної системи здійснюється наступним чином. З основного бака 1 рідина надходить у гідропривід по відбірній трубі 4. Відпрацьована рідина з гідроприводу повертається в основний бак 1 головним чином по зливній трубі 3. Незначна її частина переливається по трубі 8 у резервний бак 2, а відтіля – в основний бак 1 по додатковій трубі 5 і отвір 7.

Внаслідок того, що в зливній трубі 3 при наявності потоку рідини є надлишковий тиск, то рівень рідини в резервному баку 2 встановлюється вище трубки 8, що з'єднує його зі зливною трубою 3. Причому цьому, обсяг рідини, що знаходиться в резервному баку 2 повинен бути не менше обсягу заповнення виконавчих гідроциліндрів. При включенні зазначених гідроциліндрів потік рідини в зливній трубі 3 тимчасово припиняється, але її подача в зливну трубу 5 і далі через отвір 7 відбувається з резервного баку 2. По закінченні дії гідроциліндрів потік рідини в зливній трубі 3 відновлюється, зростає тиск у трубці 8 і рівень рідини в резервному баку знову відновлюється. Отже, при справному гідроприводі отвір 7 завжди заповнений робочою рідиною незалежно від режиму роботи гідроциліндрів, тобто забезпечується надійний захист гідроприводу від надходження атмосферного повітря. При аварійній розгерметизації гідросистеми внаслідок руйнування трубопроводів, злив рідини по трубі 3 припиняється, а її відкачування через відбірну трубу 4 продовжується до моменту спорожнювання резервного баку 2 і зниження рівня рідини в основному баку 1 до отвору 7. Після цього в коліно сифона через отвір

7 і патрубок 6 проникає атмосферне повітря, потік робочої рідини розривається і її відкачування з бака 2 автоматично припиняється.

Виконання такого конструктивного рішення дозволяє зменшити втрати робочої рідини при розгерметизації гідросистеми та підвищити експлуатаційну надійність мобільних машин.

Слід відзначити, що для ефективної роботи запропонованого запобіжного пристрою є важливим конструктивне виконання отвору 7 додаткової труби 5. Це зумовлює формування втрат робочої рідини при розгерметизації гідросистеми і залежить від її розташування та діаметру, а також від продуктивності насоса, що використовується у гідросистемі машини. Доцільним є врахування рекомендацій за результатами дослідження [6], що

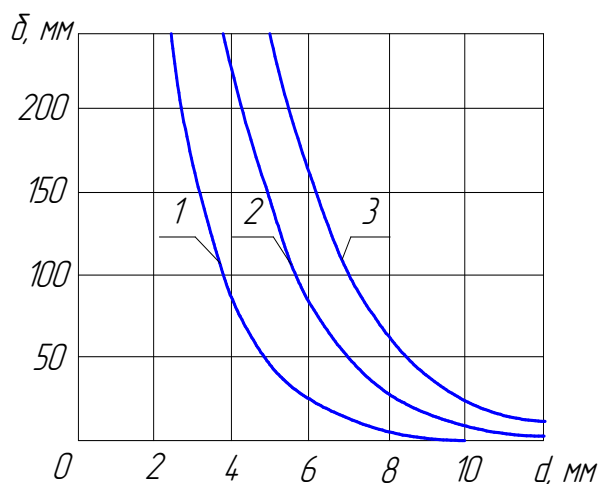


Рисунок 4 – Зниження рівня робочої рідини у гідробаку машини в залежності від діаметра запобіжного отвору додаткової труби при продуктивності насоса Q : 1 - 18 л/хв.; 2 – 56 л/хв.; 3 – 86 л/хв

визначають залежність втрат робочої рідини при розгерметизації системи від розташування допоміжної відбірної труби.

Дослідження проведені для продуктивності типових шестеренних гідронасосів НШ-10Е-2; НШ-32У-2 та НШ 50-2, які встановлюють в гідросистеми мобільних машин, вказують на те, що при малих значеннях отвору додаткової труби запобіжного пристрою втрати робочої рідини за зниженням рівня b є максимальними (рис.4). Для зменшення втрат робочої рідини при розгерметизації системи діаметр отвору, згідно рекомендацій становить, відповідно, 5; 7 та 8,5 мм.

Висновок. Застосування удосконаленої конструкції системи аварійного захисту гідроприводу дозволяє зменшити втрати робочої рідини при розгерметизації гідросистеми та підвищити експлуатаційну надійність мобільних машин.

Список літератури

1. Антипенко А.М. Гидросистема, обеспечивающая снижение эксплуатационных потерь рабочей жидкости / А.М. Антипенко, А.Н.Денисенко, Л. И. Басенко и др.// Снижение расходов горюче-смазочных материалов в энергонасыщенных тракторах. – М., 1985. С.68-72.

2. Фоменко В.Н. Разработка систем защиты гидроприводов механизмов навески тяговых и специальных транспортных машин. /Дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины». – Волгоград, 2000. – 167с.
3. Ушаков Н.А. защита гидросистем машин от аварийного выброса рабочей жидкости при разгерметизации напорной магистрали / В.М.Рогожкин, Н.А.Ушаков // Механизация строительства. – 2011. - №2. – С.18-19.
4. Козаченко О.В. Методи зменшення втрат робочої рідини у гідроприводах сільськогосподарських машин / О.В. Блезнюк, Л.І.Басенко, А.С. Мішньов // Вісник ХНТУСГ. – Харків, 2007. – С.
5. Козаченко О.В., Блезнюк О.В. Підвищення ефективності діагностування гідроприводів машин//Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка. –Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип.109. –С.3-5.
6. Козаченко О.В., Блезнюк О.В., Шкрегаль О.М., Сітніков М.Л. Обгрунтування параметрів системи захисту у гідроприводах сільськогосподарських машин. Науковий вісник Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ: Видавництво ЛНАУ, 2013, № 47. – С.145 – 152.
7. Пат.66084 Україна, МПК F17C 13/00 Система аварійного захисту гідроприводу / О.В. Козаченко, О.М. Шкрегаль, О.В. Блезнюк, М.Л. Сітніков, О.Ю. Нестерцов. –и 2011 106214; заяв.18.05.2011, опубл.26.12.2011, Бюл. № 24,2011р.

Аннотация

Совершенствование предохранительных устройств гидроприводов мобильных машин

Козаченко А.В., Шкрегаль А.Н., Макаров В.Е., Солоницкий А.В.

Проанализированы современные конструкции предохранительных устройств, используемых в гидросистемах мобильной сельскохозяйственной техники для уменьшения потерь рабочей жидкости при разгерметизации. Предложено усовершенствованную конструкцию системы аварийной защиты гидропривода машин

Abstract

Improvement of safety of devices of hydraulic drives of mobile machines

A.Kozachenko, A. Shkregal, V.Makarov, A.Solonitskij

Analyzes the current design of safety devices used in hydraulic systems of mobile agricultural technique to reduce losses of the working liquid during depressurization. Proposed an improved design of the system of emergency protection of the hydraulic drive machines

УДК 532+533.2

О СЕПАРАЦИИ ПРИМЕСИ В НЕСУЩЕМ ПОТОКЕ ЗЕРНИСТОЙ СРЕДЫ

Нанка А.В., академик УНАНЕТ, профессор, Иевлев И.И., доцент
(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства)

Рассматривается динамика двухфазного потока, несущая фаза которого представляет собой зернистую (гранулированную) среду, а дисперсную фазу представляет собой мало концентрированная примесь. Описание динамики несущей фазы производится посредством реологии Сэвиджа – Оствальда - де Уайеля. Примесь рассматривается как ансамбль невзаимодействующих между собой частиц. Учитывается действие силы Магнуса на частицы, приводящее к дополнительному эффекту их сепарации.

Рассматривается динамика двухфазной среды, несущая фаза которой представляет собой зернистую среду, находящуюся в состоянии «быстрого движения» [1]. Дисперсная фаза (примесь) представляет собой континуум твердых частиц, истинная плотность которых отличается от плотности частиц несущей фазы. Будем рассматривать случай, когда плотность числа частиц примеси существенно меньше плотности числа частиц несущей фазы. Это позволит, во-первых, пренебречь влиянием примеси на динамику несущей фазы, и, во-вторых, взаимодействием частиц примеси между собой. Первую и вторую фазу можно рассматривать как взаимопроникающие континуумы, описываемые следующей системой дифференциальных уравнений [2, 3]

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \operatorname{div}(v \bar{v}_1) = 0 \quad (1)$$

$$\rho_1^0 v \frac{d\bar{v}_1}{dt} = \operatorname{div} \mathcal{E} + \rho_1^0 v \bar{g} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{4}{3} \pi (\eta a)^3 \rho_2^0 \frac{d\bar{v}_2}{dt} = & \frac{4}{3} \pi (\eta a)^3 \rho_2^0 \bar{g} + 6\pi \eta a (\bar{v}_1 - \bar{v}_2) - \\ & - \frac{4}{3} \pi (\eta a)^3 \operatorname{div}(\mathcal{E}) + \rho_1^0 v \pi (\eta a)^3 K_M \bar{\omega} \times (\bar{v}_1 - \bar{v}_2) \end{aligned} \quad (3)$$

где

v - объемная плотность несущей фазы,

$\rho_1^0, \rho_2^0, \bar{v}_1, \bar{v}_2$ - истинные плотности и скорости несущей и дисперсной фаз,

соответственно,

\mathcal{E} - тензор напряжений для несущей фазы,

a - радиус твердых частиц дисперсной среды,

η - поправочный коэффициент для формы частиц дисперсной фазы,

K_M - феноменологический коэффициент силы Магнуса,

$\vec{\omega} = 1/2 \text{rot } \vec{v}_1$ - вихрь поля скоростей первой фазы,

\vec{g} - массовая плотность сил тяжести.

В правой части последнего уравнения второе слагаемое представляет собой силу Стокса, вызванную вязкостью несущей среды. Третье слагаемое является силой Архимеда, а четвертое слагаемое – это сила Магнуса, учитывающая влияние вращения твердых частиц на их динамику.

Из приведенных выше уравнений следует, что возможно вначале определить движение несущей фазы, а затем исследовать движение потока частиц, описываемое уравнением (3).

Для исследования быстрых движений зернистой среды воспользуемся реологической моделью Сэвиджа - Оствальда – де Уайеля [1,2]

$$\mathcal{E} = -\alpha \left(\Phi |\nabla v|^2 \mathcal{E} + \nabla v \otimes \nabla v \right) + m_0 \frac{4v}{v_b - v} \sqrt{I_2(\overset{\circ}{V})} \mathcal{E} \quad (4)$$

где

\mathcal{E} - тензор скоростей деформаций для поля скоростей \vec{v}_1 ,

$I_2(\overset{\circ}{V}) = 1/2 \overset{\circ}{V}_{ik} \overset{\circ}{V}_{ki}$ - второй инвариант девиатора тензора скоростей

деформаций $\overset{\circ}{V} = \mathcal{E} - 1/3 \text{div } \vec{v}_1 \mathcal{E}$,

\mathcal{E} - единичный тензор,

$\Phi = \left[k^{-1} (v - v_0)^{-1} - 1 \right]$,

α, v_0, v_b, m_0, k - феноменологические коэффициенты,

$\nabla v \otimes \nabla v = \left\{ \partial v / \partial x_i, \partial v / \partial x_k \right\}_{i,k=1}^3$ - диадное произведение вектора ∇v .

Для изучения особенностей динамики сыпучего материала рассмотрим модельную задачу – плоское одномерное стационарное движение слоя зернового материала глубины h в наклонном под углом θ к горизонту лотке (рис.1). В данном случае вектор скорости $\vec{v}_1 = (U(y), 0)$, $v = v(y)$.

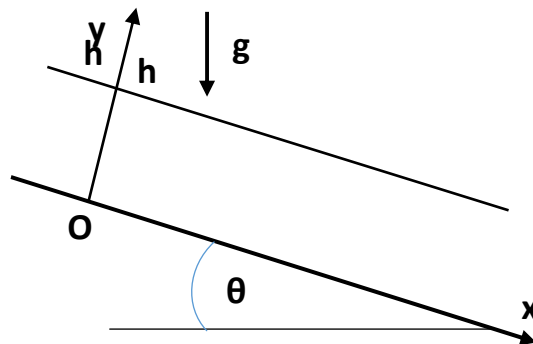


Рисунок 1 - Одномерный поток на наклонном лотке

Компоненты тензора напряжений, отличные от нуля, равны

$$\sigma_x = -\alpha\Phi v'^2, \quad \sigma_{xy} = \frac{2m_0 v}{v_b - v} |u'|u', \quad \sigma_y = -\alpha(\Phi + 2)v'^2 \quad (5)$$

Уравнения для стационарного одномерного движения

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \rho_1^0 v g \sin \theta &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} - \rho_1^0 v g \cos \theta &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

приобретают вид

$$2m_0 \frac{d}{dy} \left(\frac{v}{v_b - v} \left| \frac{du}{dy} \right| \frac{du}{dy} \right) + \rho_1^0 g \sin \theta = 0 \quad (7)$$

$$\alpha \frac{d}{dy} \left[(\Phi + 2) \left(\frac{dv}{dy} \right)^2 \right] + \rho_1^0 g \cos \theta v = 0 \quad (8)$$

Эти уравнения должны дополняться граничными условиями при $y = h$

$$v(h) = v_0 \quad (9)$$

кинематического плана, и условиями отсутствия напряжений на свободной границе.

$$v'(h) = 0, \quad u'(h) = 0 \quad (10)$$

(Здесь ()' означает дифференцирование по переменной y).

На дне лотка ($y = 0$) должен выполняться баланс касательных сил, силы трения Кулона и гидравлического сопротивления [4]

$$\sigma_{xy} - \text{sign}(U) f_s |\sigma_y| - Du = 0 \quad (y = 0) \quad (11)$$

Или в развернутом виде

$$\frac{2m_0 v}{v_b - v} u'^2 - f_s \alpha (\Phi + 2) v'^2 - Du = 0 \quad (12)$$

где

D - коэффициент гидравлического сопротивления,

f_s - коэффициент трения скольжения среды по поверхности дна лотка.

Можно показать, что решение уравнения (8) при $y \rightarrow h$ имеет асимптотическое выражение

$$v = v_0 + \frac{\rho_1^0 g k v_0 \cos \theta}{9\alpha} (h - y)^3 + O((h - y)^4) \quad (13)$$

Использование последнего соотношения позволяет избежать особенности в уравнении (8) при его решении численным методом. Введем новую независимую переменную $z = h - y$. Переформулируем уравнения (8) и, используя (13), зададим значения $v, dv/dz$ для достаточно малого ε

$$v(\varepsilon) = v_0 + \frac{\rho_1^0 g k v_0 \cos \theta}{9\alpha} \varepsilon^3, \quad \frac{dv}{dz} = \frac{\rho_1^0 g k v_0 \cos \theta}{3\alpha} \varepsilon^2 \quad (14)$$

Соотношения (8), (14) представляют собой задачу Коши, для решения которой применимы методы численного решения пакета MATLAB.

После определения зависимости $v = v(y)$ переходим к нахождению неизвестной $U = U(y)$. Введем переменную $W(y)$

$$W(y) = \frac{v}{v_b - v} \left(\frac{du}{dy} \right)^2 \quad (15)$$

Тогда уравнение (7) можно представить следующим образом

$$\frac{dW}{dy} = -\frac{\rho_1^0 g \sin \theta}{2m_0} v(y) \quad (16)$$

которое можно проинтегрировать с учетом второго условия (10)

$$W(y) = \frac{\rho_1^0 g \sin \theta}{2m_0} \left[\int_0^h v(\xi) d\xi - \int_0^y v(\xi) d\xi \right] \quad (17)$$

Наконец, интегрируя (17) с учетом граничного условия (12), получаем выражение для $U(y)$

$$U = \left[\frac{2m_0 W - f_s \alpha (\Phi + 2) v'^2}{D} \right]_{y=0} + \int_0^y \sqrt{\frac{v_b - v(\xi)}{v(\xi)}} W(\xi) d\xi \quad (18)$$

Процедура определения динамики частиц примеси состоит в следующем. Обозначим через \vec{r} радиус-вектор некоторой выбранной частицы дисперсной среды. Ее скорость движения определяется выражением $\vec{v}_2 = (\dot{x}, \dot{y})$, а ускорение $d\vec{v}_2 / dt = (\ddot{x}, \ddot{y})$ (точка над символом обозначает дифференцирование по времени). И рассмотрим величины, входящие в правую часть векторного уравнения (3)

$$\begin{aligned} (\operatorname{div} \mathcal{E})_x &= \frac{d\sigma_{xy}}{dy} = 2m_0 \frac{d}{dy} \left(\frac{v}{v_b - v} U'^2 \right), \quad (\operatorname{div} \mathcal{E})_y = \frac{d\sigma_y}{dy} = -\alpha \frac{d}{dy} ((\Phi + 2) v'^2) \\ \vec{\omega} \times (\vec{v}_1 - \vec{v}_2) &= (-U'u, U'(u - U)) \end{aligned}$$

Тогда уравнения движения частицы в проекциях на декартовы оси координат записываются следующим образом

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \frac{3}{\pi(\eta a)^3 \rho_2^0} \left[\frac{4}{3} \pi(\eta a)^3 \rho_2^0 g \sin \theta + 6\pi\mu\eta a (U - \dot{x}) - \right. \\ &\left. - \frac{8}{3} \pi(\eta a)^3 m_0 \frac{d}{dy} \left(\frac{v}{v_b - v} U'^2 \right) - \rho_1^0 \pi v(\eta a)^3 K_M U' \dot{x} \right] \quad (19) \end{aligned}$$

$$\ddot{y} = \frac{3}{\pi(\eta a)^3 \rho_2^0} \left[-\frac{4}{3} \pi(\eta a)^3 \rho_2^0 g \cos \theta - 6\pi \mu \eta a \dot{y} + \right. \\ \left. + \frac{4}{3} \pi(\eta a)^3 \alpha \frac{d}{dy} \left((\Phi + 2)v'^2 \right) + \rho_1^0 \pi v(\eta a)^3 K_M (\dot{x} - U)U' \right] \quad (20)$$

где η - коэффициент, учитывающий отличие формы твердой частицы от шаровой.

Необходимые начальные условия для задачи Коши для отдельной частицы можно задать в виде

$$x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = U(y(0)), \quad y(0) = y_0, \quad \dot{y}(0) = 0 \quad (21)$$

выбирая $y_0 \in (0, h)$.

Задача (19)-(21) решается численно с привлечением пакета прикладных программ MATLAB.

Результаты вычислений приведены на рис.2-5. На рис.2 приведены эпюры распределения по глубине слоя объемной плотности $v(y)$ и скорости движения несущей среды $U(y)$ при различных углах наклона лотка θ . На рис. 3-5 изображены траектории движения частиц примеси при различных углах наклона лотка и параметра $K_M = 0.1, 1.0, 5.0$. Из графиков видно, что характер зависимости v с изменением угла наклона меняется слабо, а скорость U с увеличением θ растет. С увеличением значения параметра K_M длина пробега частиц вдоль лотка уменьшается. Это говорит о влиянии силы Магнуса на характер динамики частиц, в частности, на процесс сепарации.

Примечательно поведение траекторий движения частиц в зависимости от угла θ . При малых углах наклона лотка частицы устремляются вверх к свободной поверхности, а с увеличением угла частицы стремятся уложиться на дно лотка (рис.3,4).

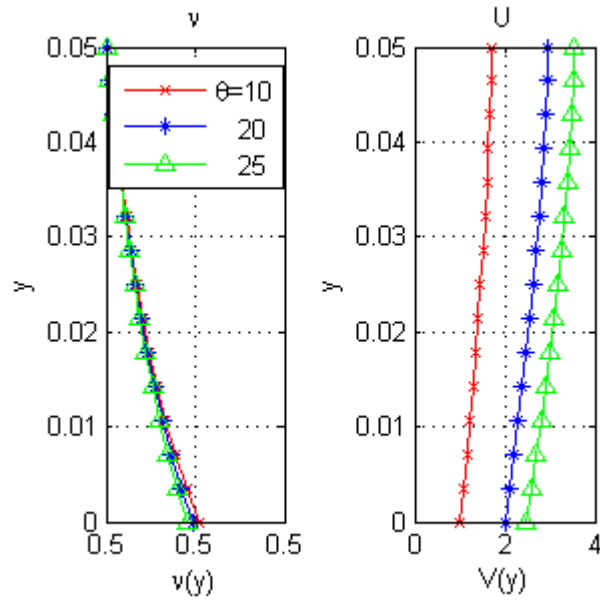


Рисунок 2 - Эпюры объемной плотности и скорости несущей фазы

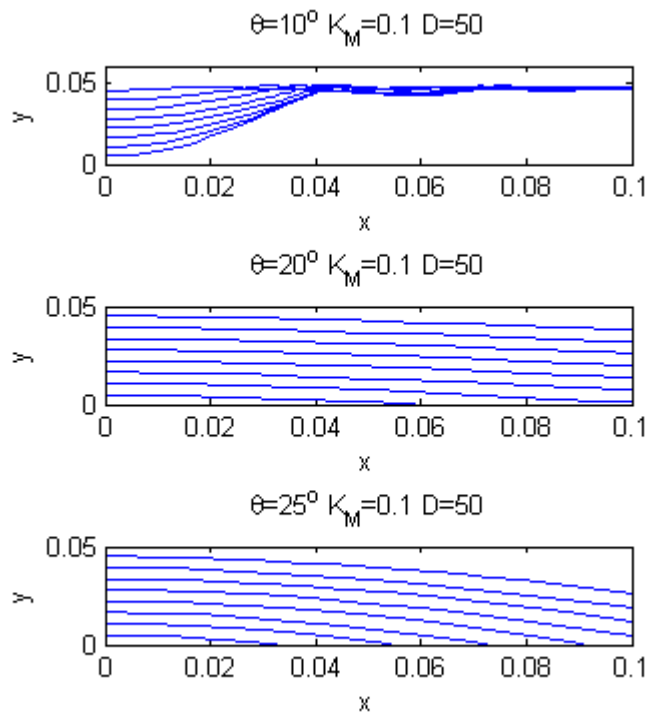
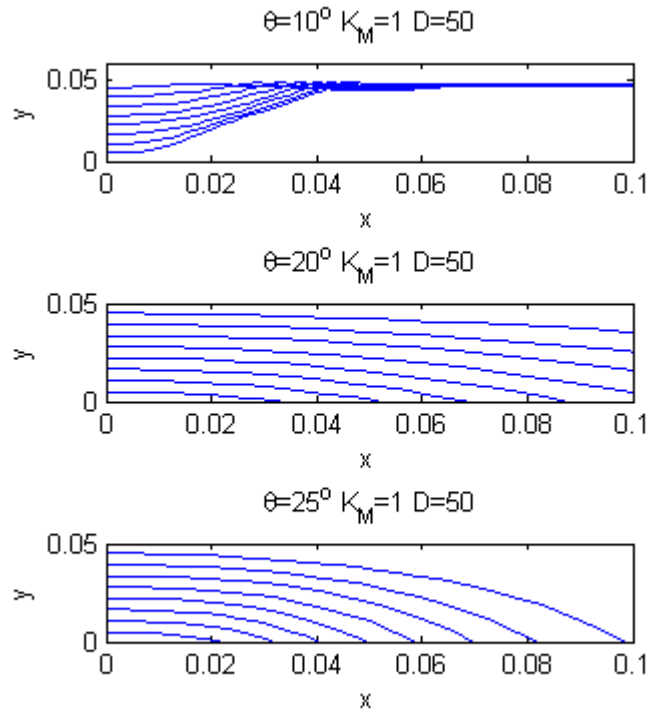
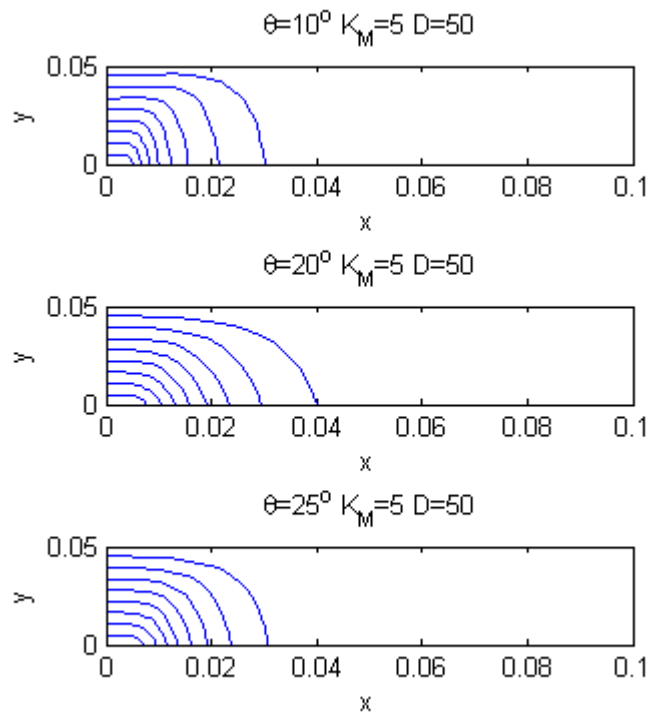


Рисунок 3 - Траектории движения частиц, $K_M=0.1$

Рисунок 4 - Траектории движения частиц, $K_M=1.0$ Рисунок 5 - Траектории движения частиц, $K_M=5.0$

Список литературы

1. Механика гранулированных сред. Теория быстрых движений. М.: Мир, 1985. 280 с.
2. Соу С. Гидродинамика многофазных систем. М.: Мир, 1971. 536 с.
3. Нигматулин Р.И. Основы механики гетерогенных сред. М.: Наука, 1978. 336 с.
4. Константинов Ю.М. Гидравлика. Киев: Выща шк., 1988. 398 с.

Анотація

Про сепарацію домішків несучому потоці зернистого середовища

Нанка О.В., професор, Ієвлев І.І.

*Харківський національний технічний університет сільського
господарства ім. Петра Василенка*

Розглядається динаміка двофазного потоку, несуча фаза якого є зернистим (гранульованим) середовищем, а дисперсна фаза є мало концентрованим домішком. Опис динаміки несучої фази проводиться за допомогою реології Севіджа - Оствальда - де Уайеля. Домішок розглядається як ансамбль невзаємодіючих між собою часток. Враховується дію сили Магнуса на частинки, що приводить до додаткового ефекту їх сепарації.

Abstract

About separation of the impurity in the carrying stream of the grain environment

A.Nanka, I. Ievlev

The dynamics of a two-phase flow is considered, the carrier phase of the which is a granular medium, and the dispersed phase is a little concentrated impurity. The dynamics of the one phase is described by the rheology of the Savage-Ostwald-de Wael. Impurity is considered as an ensemble of noninteracting particles. The action of the Magnus force on the particles is taken into account, which leads to an additional effect of their separation.

УДК 631.894:879.4

ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГНОЄ-КОМПОСТУВАЛЬНИХ МАШИН**Павленко С.І., к.т.н., доцент, с.н.с.***(Національний університет біоресурсів і природокористування)*

Викладені основні принципи визначення енерговитрат робочих органів гноє-компостувальних машин. Приведено вираз для розрахунку роботи технологічного процесу механічної аерації гноє-компостної суміші фрезо-барабанним робочим органом.

Проблема. Головним напрямом визначення раціональних технічних засобів механізованих систем компостування є дослідження їх енерговитрат, що спирається на фізико-математичному описанню процесу. Фізико-математичний опис технологічних процесів змішування, механічної аерації органічних відходів, а в подальшому і формування бурта, є достатньо складним, так як воно охоплює математичний апарат дискретного середовища із неоднорідними та анізотропними фізико-механічними і реологічними властивостями. Тому необхідно комплексно вирішувати проблему, щодо створення наукових основ технологічного процесу змішування та механічної аерації органічних відходів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вирішенню поставлених проблем за останні 10-15 років присвячено ряд досліджень для конкретних робочих органах гноє-компостувальних машин, що проводились в Україні, Росії та Білорусі. Механізоване компостування в країнах СНГ рекомендують проводити з використанням загально технічного обладнання і машин та загально-фермерських засобів механізації [1-7]. В останні роки з'явилися дослідження по технічним засобам, що можливо використовувати в біоконверсних технологіях: навантажувачі періодичної дії і безперервної дії [8-9], розпушувачі буртів [10-11], засоби аерації буртів [12], навантажувачі-змішувачі [13-14]. В той же час за нормами СНГ склалися умови для формування класу машин таких як аератори-змішувачі, аератори-змішувачі-навантажувачі безперервної дії з широким діапазоном продуктивності, встановленої потужності двигунів для самохідних машин і енергетичних засобів для причіпних з конструкціями і параметрами робочих органів та їх технологічними можливостями.

До найбільш значимих останніх досягнень наукових досліджень слід віднести роботи Павлова П.І (Росія, Саратов), що вдосконалював робочі органи і технологічні процеси гноєнавантажувачів безперервної дії на основі розробки живильників, пристроїв, що забезпечують відділення невеликої порції переробленої органічної сировини [15]. В Росії відома школа дослідників процесів прискореного компостування Завражного А.І. (Мічуринськ,

Науковоград) Представники цієї школи Миронов В.В. Хмиров В.Д. запропонували технологічні і технічні рішення по вдосконаленню процесів і засобів механізації [8-10]. Робота Криволапова М.В. розглядає обґрунтування параметрів розпушувача буртів [11], а Візірова А.О. навантажувача-змішувача [12]. З врахуванням вищеназваних машин і обладнання: аераторів, навантажувачів та інших, є можливість нарахувати до 10 різних найменувань. Всі вони призначені для однієї мети – технічному забезпеченню біоконверсної переробки гноевих органічних сумішей. В Україні роботи Голуба Г.А. присвячені розвитку технологій і технічних засобів з одержання компостів для виробництва грибів [16]. Узагальнюючі матеріали попередніх досліджень можливо зробити висновки, що наукові дослідження по механізації компостування направлені на обґрунтування технічних рішень локального характеру, щодо забезпечення технологічних характеристик сировини, вибору раціональних параметрів пристроїв.

Мета досліджень. Розробити основні принципи визначення енерговитрат робочих органів гное-компостувальних машин.

Результати досліджень. Для відображення фізичного стану технологічного процесу механічної аерації гное-компостної суміші можна допустити, що фізичний зміст полягає в послідовних операціях: відокремлення частки, порції, стружки, долі; переміщення сировини при якому відбуваються деформації; розвантаження маси.

Таким чином в спрощеному варіанті технологічний процес механічної аерації гное-компостної суміші можливо представити у вигляді схеми (рис. 1).

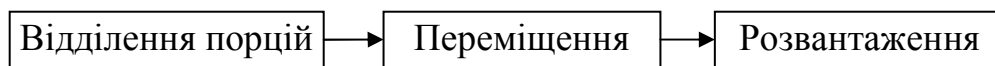


Рисунок 1 – Схема технологічного процесу механічної аерації гноекомпостної суміші

Відділення порції або стружки – це відомі процеси різання, стискання та інші процеси, що основані на принципах фізичної дії. Найбільш розповсюджені схеми відділення: переміщення робочого органу або знаряддя – на «сировину, матеріал», а також «сировини, матеріалу» на «робочий орган, знаряддя».

Переміщення матеріалу характеризує деформацію або шлях порції, частки, стружки, при якому змінюється її положення у внутрішньому стані сировини, геометричні розміри, і, як слідство, фізико-механічні властивості. Ці зміни необхідні за агрозоотехнологічними, біологічними або організаційними вимогами.

Процес розвантаження має принципове значення для досягнення показників якості виконання операції, підготовки сировини для наступного обробітку і створення умов по підвищенню процесів в цілому.

Загальна робота по виконанню технологічного процесу механічної аерації гное-компостної суміші може бути розрахована, як суперпозиції робіт

зазначених процесів:

$$\sum A = A_B + A_n + A_p, \quad (1)$$

де A_B – робота по відокремленню, Дж;

A_n – робота по переміщенню або деформації, Дж;

A_p – робота по розвантаженню, Дж.

Складова загальної роботи може бути чітко виражена і визначати вплив на роботу в цілому. Кожна складова роботи може бути визначена виходячи з її визначення, як скалярна кількісна міра дії сили:

$$A_i = \int_{r_1}^{r_2} \vec{F}(\vec{r}) \cdot d\vec{r}, \quad (2)$$

де $\vec{F}(\vec{r})$ – вектор сили, Н;

\vec{r} – радіус-вектор, м.

Підставляючи (2) в (1) отримуємо:

$$\sum A = \int_{r_{B1}}^{r_{B2}} \vec{F}_B(\vec{r}) \cdot d\vec{r}_B + \int_{r_{n1}}^{r_{n2}} \vec{F}_n(\vec{r}) \cdot d\vec{r}_n + \int_{r_{p1}}^{r_{p2}} \vec{F}_p(\vec{r}) \cdot d\vec{r}_p. \quad (3)$$

Тобто для визначення роботи технологічного процесу механічної аерації гное-компостної суміші визначеним робочим органом необхідно дослідити сили, що діють на частку маси.

Згідно проведених теоретичних досліджень процесу взаємодії лопаті фрезо-барабанного робочого органу аератора з гное-компостною сумішшю [17] була отримана суперпозиція зусиль, які витрачаються на переміщення і відділення часток гное-компостної суміші:

$$\sum F = (C_0 + \sigma_n \operatorname{tg} \psi)hb + m(\omega^2 \rho(t) + fg + 2\omega \dot{\rho}(t)f + g \sin \alpha), \quad (4)$$

де C_0 – коефіцієнт зчеплення гное-компостної суміші, Па;

ψ – кут внутрішнього тертя гное-компостної суміші, рад;

σ_n – нормальне миттєве напруження опору гное-компостної суміші, Па;

h, b – ширина і висота елементарної частки гное-компостної суміші, м;

m – маса частки компосту, кг;

ω – кутова швидкість обертання лопаті робочого органу, c^{-1} ;

$\rho(t)$ – радіус переміщення частки компосту, м;

$\dot{\rho}(t)$ – швидкість переміщення частки компосту, м;

g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ;

f – коефіцієнт тертя;

α – кут нахилу лопаті.

Підставляючи (4) в (3) маємо вираз для розрахунку роботи технологічного процесу механічної аерації гное-компостної суміші фрезо-барабанним робочим органом:

$$\sum A = [(C_0 + \sigma_n \operatorname{tg} \psi)hb + m(\omega^2 \rho(t) + fg + 2\omega \dot{\rho}(t)f + g \sin \alpha)]\rho(t). \quad (5)$$

Висновки. Викладені основні принципи визначення енерговитрат робочих органів гное-компостувальних машин. Приведено вираз для розрахунку роботи

технологічного процесу механічної аерації гноє-компостної суміші фрезо-барабанним робочим органом.

Перелік використаних джерел

1. Павленко С.І. Обґрунтування технологічної схеми процесу компостування органічних відходів на відкритих майданчиках Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. — випуск №157 «Технічні системи і технології тваринництва». — Харків. — 2015. — с.197-201.
2. Новиков М.Н. Птичий помет – ценное органическое удобрение. М.Н. Новиков, В.Н. Хохлов, В.В. Рябков «Росагропромиздат» М. 1989. 79с.
3. Бондаренко А.М. Обоснование и разработка процессов производства и использования концентрированных органических удобрений. А.М. Бондаренко. автореф. дис... докт.техн.наук: 05.20.01. – зерноград, 2001. - 40 с
4. Обґрунтувати перспективні напрямки і технологічні схеми виробництва органо-мінеральних добрив шляхом компостування: Звіт в УкрІНТЕІ/Ін-т. мех. тварин. УААН; № ДР0101U007033;Інв.0302U001868, Запоріжжя,2002. -47с.
5. Петренко И.М. Процессы компостирования отходов животноводства и растениеводства. И.М. Петренко Монография. – Краснодар: КГАУ, 2002. – 328 с.
6. Бондаренко А.М. Технические средства для подготовки и использования органических удобрений / А,М, Бондаренко // Вестник РАСХН, 1999, №2 – с. 77-79.
7. Спесак Н.В. Совершенствование технологии производства компостов с разработкой и обоснованием параметров устройства для измельчения твердых органических удобрений: автореф. дис....канд. техн. наук / Н.В. Спесак. – Саратов, 2005.-20 с.
8. Завражнов А.И. Научно-технические решения ресурсосбережения при использовании навозопогрузчиков непрерывного действия: дис....докт. техн. наук / А.И. Завражнов В,В, Миронов // Научно технический прогресс в животноводстве – машин технологическая модернизация отрасли: сб. науч. тр. ГНУ ВНИИМЖ Том Ч. 3, 2007.- с.159-170 с
9. Миронов В.В. Технологии и технические средства интенсификации производства органических удобрений на фермах крупного рогатого скота : автореф. дис....докт. техн. наук / В.В. Миронов. – Мичуринск-Науко- град., 2010.-38с.
10. Хмыров В.Д. Ресурсосберегающая технология и технические средства уборки и приготовления органического удобрения из навоза глубокой подстилки: автореф. дис. на соиск. учен. степ. д-ра техн. наук : специальность 05.20.01 / В.Д. Хмыров ;ФГОУ ВПО "МичГАУ". - Мичуринск. - 2011. - 40 с.
11. Криволапов М.В. Совершенствование технологических процессов и

технические средства погрузки навоза : автореф. дис....канд. техн. наук / М.В. Криволапов. – Мичуринск-Наукоград., 2011.-20 с.

12. Везиров А.О. Повышение эффективности и технологического процесса приготовления почвенных смесей путем обоснования конструктивно-режимных параметров погрузчика смесителя: автореф. дис....канд. техн. наук / А.О. Везиров. – Саратов, 2011.-20 с.

13. Вітрух І.П. Обґрунтування технологічного процесу приготування органічних добрив у польових умовах і параметрів забірно-змішуючого органа мобільного навантажувача безперервної дії: автореф. дис....канд. техн. наук / І.П. Вітрух Мелітополь, 2015.-18 с.

14. Кудря В.О. Обґрунтування параметрів робочого органу роторно лопатевого типу навісного модуля до розкидувача органічних добрив: автореф. дис....канд. техн. наук 05.05.11 / В.О. Кудря Глеваха, 2015.-18 с.

15. Павлов П.И. Научно-технические решения ресурсосбережения при использовании навозопогрузчиков непрерывного действия: дис....докт. техн. наук / П.И. Павлов. – Саратов, 2002.-441 с.

16. Голуб Г.А. Агропромислове виробництво істівних грибів. Механіко-технологічні основи / Г.А. Голуб // Монографія. – Київ, Аграрна наука, 2007. – 332 с.

17. Павленко С.І. Теоретичні дослідження процесу взаємодії лопаті робочого органу аератора з гное-компостною сумішшю / Збірник праць Вінницького національного аграрного університету. – Серія: Технічні науки. – Випуск №3(92). – Вінниця. – 2015. – с. 24-27.

Аннотация

Основные принципы определение энергозатрат рабочих органов навозокомпостирующих машин

Павленко С.І.

Изложены основные принципы определения энергозатрат рабочих органов навозо-компостирующих машин. Приведены выражение для расчета работы технологического процесса аэрации навозо-компостной смеси фрезой-барбанным рабочим органом

Abstract

Basic principles of determination of power inputs of working organs of manure composting machines

S.Pavlenko

The basic principles of determining the energy consumption of the working organs of manure composting machines are set out. The expression for calculating the operation of the technological process of aeration of manure-compost mixture by a milling-drum working body

УДК 631

ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ МОЛОКА

Дев'ятко О.С., асистент

(Національний університет біоресурсів і природокористування України)

Виконано огляд і аналіз технології та існуючих способів доїння за допомогою технічних засобів, що застосовуються під час технологічного процесу. За результатами визначено перспективні напрямки удосконалення, що дозволить зберегти якість продукції в процесі транспортування і розливу в ємність.

Постановка проблеми. Розглядаючи відомі функціональні схеми доїльних установок з доїнням в переносні відра [1] найбільш незахищеним є процес транспортування.

Аналіз останніх досліджень. В інформаційному просторі при розгляді пріоритетів технологічних процесів при виробництві продукції тваринництва [2] встановлено, що в основі всього лежить технологія. Багато уваги приділено аналізу конструкцій доїльних установок [3], реалізації системи транспортування молока на стадії її розливу в мірні ємності [4]. Однак немає напрямку поєднання даних процесів, для виробників молока в приватних господарствах.

Мета досліджень. Підвищення ефективності виробництва продукції тваринництва за рахунок збереження якості молока під час його транспортування і розливу в ємності.

Основні матеріали дослідження. Для реалізації даної мети необхідно знати, що збереження якості молока є важливим з точки зору на нього, як молочної сировини для переробних підприємств. Ця сировина за якістю повинна відповідати вимогам ДСТУ 3662-97 «Молоко коров'яче незбиране. Вимоги при закупівлі». Стандарт поширюється на незбиране сире коров'яче молоко при закупівлі для переробки на молочні продукти і є обов'язковим для всіх постачальників.

Молоко, яке закуповують переробні підприємства, повинне одержуватись від здорових корів у господарствах, благополучних щодо інфекційних захворювань відповідно до правил ветеринарного законодавства і за показниками якості має відповідати вимогам стандарту [5]. Тобто, повинно мати нормальні органолептичні показники: чисті, властиві молоку смак і запах, нормальну консистенцію і колір.

До переробки на сир допускається тільки натуральне нефальсифіковане молоко з нормальним хімічним складом, що визначає його технологічні властивості. Кращим для сироваріння є літнє молоко, найбільш несприятливим весняне і стародойне (наприкінці лактації).

Молоко має бути бактеріально чистим. Не можна допускати попадання в молоко особливо шкідливої для сироваріння газоутворюючої мікрофлори (кишкової палички, дріжджів, маслянокислих бактерій)[6].

Розглядаючи способи доїння корів встановлено: доїння у молокопровід виконують доїльними апаратами за умови, що видоювання кожної корови триває в середньому не менше 4-6 хв.

Цей метод доїння є більш прогресивним, ним досягнута:

- висока продуктивність праці;
- потоковість процесу доїння;
- належна гігієнічність молока,

але разом з тим він має і свої недоліки:

- зменшення жирності молока порівняно з його базисною жирністю;
- відхилення значень вакууму від його робочих значень [7];
- великі витрати часу на перевірку негерметичності;
- складність конструкції і ціна індикатора;
- обмеження пропускної здатності до 70 м³/год;
- неможливість діагностувати окремі ділянки та петлі молокопроводу [8].

Процес доїння корів у переносні доїльні відра полягає в тому, що за таким методом видоєне молоко збирають у відра і переносять у молочне відділення. Під час доїння базова жирність молока, так само як і під час ручного доїння, залишається незмінною. Однак метод має недоліки:

- низька продуктивність порівняно з доїнням у молокопровід;
- порушення процесу потоковості доїння [7].

Отримати молоко і продукти його переробки високої якості можливо за умови забезпечення параметрів комфорту утримання тварин, зокрема параметрів і режимів роботи доїльної техніки та рівня підготовки виконавців операцій технологічного процесу виробництва.

На основі системного підходу з використанням методу дедукції встановлено, що найбільш незахищеним у процесі доїння в переносні доїльні відра є шлях переміщення молока з доїльного апарата до ємності. Саме тому, з метою його покращення та захисту молока звертаємо увагу на процес його транспортування та розливу в ємність (рис. 1).

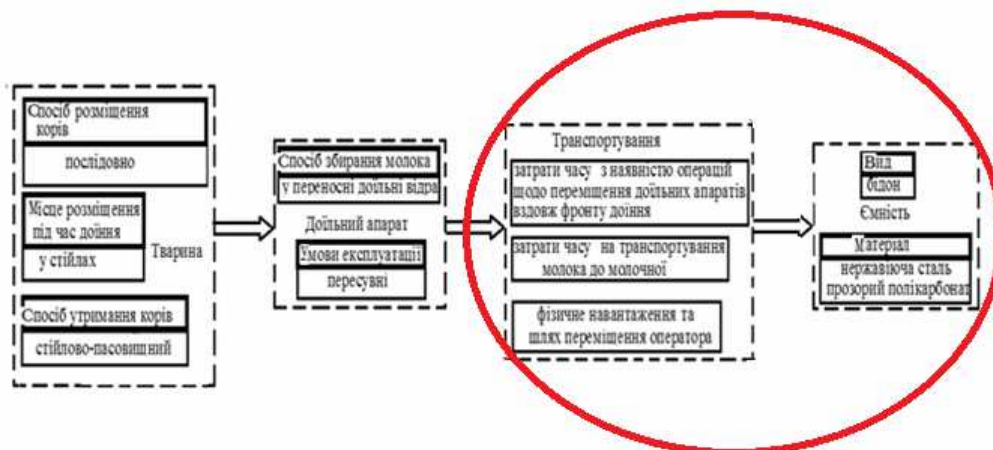


Рисунок. 1 –Блок-схема процесу доїння корів в відра

Загальна реалізація системи транспортування та розливу в ємність за місцем увиробничому процесі лежить на виході технології доїння й має заступенем внесення змін модифікаційну та покращуючу дію.[4]

Розлив – це основна операція в процесі розливу будь-якого продукту. Тому основним напрямком удосконалення процесу було покладено шлях поєднання захищеного процесу транспортування молока [10] до пристрою для розливу та закупорювання свіжовидоєного молока [11].

Така комбінація конструктивних рішень дозволить забезпечити виробникам індивідуального сектору захищений процес транспортування та розлив молока без доступу повітря.

Висновки. Аналіз способів доїння корів дозволив визначитися з перспективним напрямком удосконалення процесу транспортування. Збереження якості молока можливе при застосуванні комплексного підходу щодо поєднання процесу транспортування та розливу молока в ємність з використанням запропонованих технічних рішень для виробників молока в господарствах населення.

Список літератури

1. Дев'ятко О. С. Технічне забезпечення транспортування молока під час доїння корів / О. С. Дев'ятко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2015. – Вип. 157. – С. 152–156.
2. Рубльов В. І. Визначення пріоритетів технологічних процесів при виробництві продукції тваринництва України / В. І. Рубльов, О. С. Дев'ятко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2008. – Вип. 75. – Т. 2. – С. 328–334
3. Рубльов В. І. Аналіз конструкцій індивідуальних доїльних установок на відповідність забезпечення вимог виробництва молока / В. І. Рубльов, О. С. Дев'ятко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – 2013. – Вип. 43 (2). – С. 241–246.
4. Рубльов В. І. Реалізація системи транспортування молока на стадії її розливу в мірні ємності / В. І. Рубльов, О. С. Дев'ятко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. – 2013. – Вип. 185. – Ч. 1 – С. 207–212.
5. Реалізація молочної сировини на переробні підприємства [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://ua.textreferat.com/referat-4000-1.html>.
6. Сировина для сироваріння [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://uchebniks.net/book/90-xarchovi-texnologiyi-u-prikladax-i-zadachax-pidruchnik-kapustenko-po/73-191-zagalna-xarakteristika-vidi-siriv.html>.
7. Кобаладзе Д.Г. Исследование технических средств для транспортировки молока от доильного аппарата до молочного отделения. Автореферат дис. на соис. учен. степ. канд. техн. наук (03.20.01) Тбилиси, 1974.

8. Спосіб діагностування негерметичності молокопроводів доїльних установок [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://findpatent.com.ua/patent/209/2099936.html>

9. Фісяченко О.І., Дзюба А.І., Фісяченко Є.О. Функціональні схеми доїльних установок. [Електронний ресурс]: Режим доступу: http://khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik_132/33.pdf

10. Патент на корисну модель 46575 України, МПК (2009) А01J9/00 Удосконалений доїльний апарат / **О. С. Дев'ятко**, О. В. Дев'ятко, В. І. Рубльов, С. О. Ульянов, Н. С. Ульянов, Н. М. Ульянов; заявник і патентовласник О. С. Дев'ятко, О. В. Дев'ятко, В. І. Рубльов, С. О. Ульянов, Н. С. Ульянов, Н. М. Ульянов. – № u200907656; заявлено 27.07.2009; опубліковано 25.12.2009; Бюл. № 24.

11. Патент на корисну модель 65144 Україна МПК (2009) А01J9/00 Машина для розливу та закупорювання свіжовидосного молока / **О. С. Дев'ятко**, В. І. Рубльов, С. О. Ульянов, Н. С. Канівець; заявник і патентовласник О. С. Дев'ятко, В. І. Рубльов, С. О. Ульянов, Н. С. Канівець. – № u201106190; заявлено 17.05.2011; опубліковано 25.11.2011; Бюл. № 22.

Аннотация

Перспективные направления совершенствования процесса транспортировка молока

Девятко Е.С.

Выполнен обзор и анализ технологии и существующих способов доения с помощью технических средств, применяемых при технологическом процессе. По результатам определены перспективные направления совершенствования, что позволит сохранить качество продукции в процессе транспортировки и розлива в емкость.

Abstract

Promising areas of improving the process of transporting milk

E. Deviatko

The review and analysis of technology and existing methods of milking with the help of technical means used in the technological process is performed. Based on the results, promising areas of improvement have been identified, which will allow preserving the quality of the products in the process of transportation and bottling into the container.

УДК 631.358

МАШИНА ДЛЯ ПОДБОРА ПЛОДОВ С ЗЕМЛІ

**Шило І.Н., д.т.н., професор; Романюк Н.Н., к.т.н., доцент;
Агейчик В.А., к.т.н., доцент; Есипов С.В., студент**
(Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный
технический университет»)

В статье рассматриваются вопросы, связанные с разработкой средств механизации для подбора опавших плодов. Предложена оригинальная конструкция машины, позволяющая снизить повреждаемость подбираемых плодов с земли.

В настоящее время душевое потребление плодов и ягод в Беларуси составляет около 60 кг (среднее за 5 лет) при норме – 98,6 кг (без учета цитрусовых), при этом в США – 127 кг, Франции – 135 кг, Германии – 126 кг, Италии – 187 кг [1].

Беларусь ежегодно импортирует свежую плодово-ягодную продукцию. В 2014 году объем поставок составил 1100,6 тыс. тонн, из которых более 400 тыс. тонн составили яблоко, груша, вишня, черешня, слива и плоды других культур, возделываемых в Беларуси. При этом импорт плодово-ягодной продукции за последние 5 лет увеличился 3 раза [1].

Для обеспечения населения плодово-ягодной продукцией собственного производства Беларуси необходимо посадить около 30 тыс. га новых плодовых деревьев и ягодников.

В настоящее время во всех хозяйствах Беларусь имеется 104,5 тыс. гектаров плодово-ягодных насаждений, из которых только 19 тыс. га относятся к садам интенсивного типа предназначенных для индустриального производства плодов и ягод, их хранения, промышленной переработки и формировании экспортного потенциала. Продукция остальных садов используется в основном для удовлетворения внутривладельческих нужд, переработки и самообеспечения населения плодами и ягодами в летне-осенний период. Валовый сбор плодово-ягодных культур в Беларуси составляет 563 тыс. тонн (средний за 5 лет) [2].

Задача по созданию средств механизации опавших плодов является весьма актуальной.

Цель наших исследований – разработка конструкции машины для подбора плодов с земли, снижающей повреждаемость подбираемых плодов.

Проведенный патентный поиск показал, что известна машина для подбора плодов с земли всасыванием с отделением растительных плодов и листьев [1], содержащая бак с дном, наклоненным к заслонке, над которым расположен прямоугольный параллелепипед с установленным на его крышке

гнездом для вытяжного вентилятора и имеющим впереди на входе горизонтальную трубу, а внутри подпружиненную подвижную и неподвижную направляющие.

Такая машина не обеспечивает необходимого качества уборки плодов, так как при наполнении бака плодами высота их падения, а, следовательно, и степень повреждаемости, многократно изменяется от максимальной в момент начала заполнения бака, до минимальной в конце. При этом падающие с наибольшей высоты в бак плоды в большой степени получают повреждения, в том числе и их внешней оболочки, что при последующем их сдавливании верхними слоями приводит к дальнейшей потере их товарных качеств и вытеканию ценных соков.

В Белорусском государственном аграрном техническом университете разработана оригинальная конструкция машины [4] для подбора плодов с земли (рис. 1). Машина для подбора плодов с земли содержит бак 1 с подвижным дном 2, наклоненным к заслонке 3, над которым расположен прямоугольный параллелепипед 4 с установленным на его крышке гнездом 5 для вытяжного вентилятора (на рис. 1 не показан) и имеющим впереди на входе горизонтальную трубу 6 с заборным устройством впереди по ходу машины (на

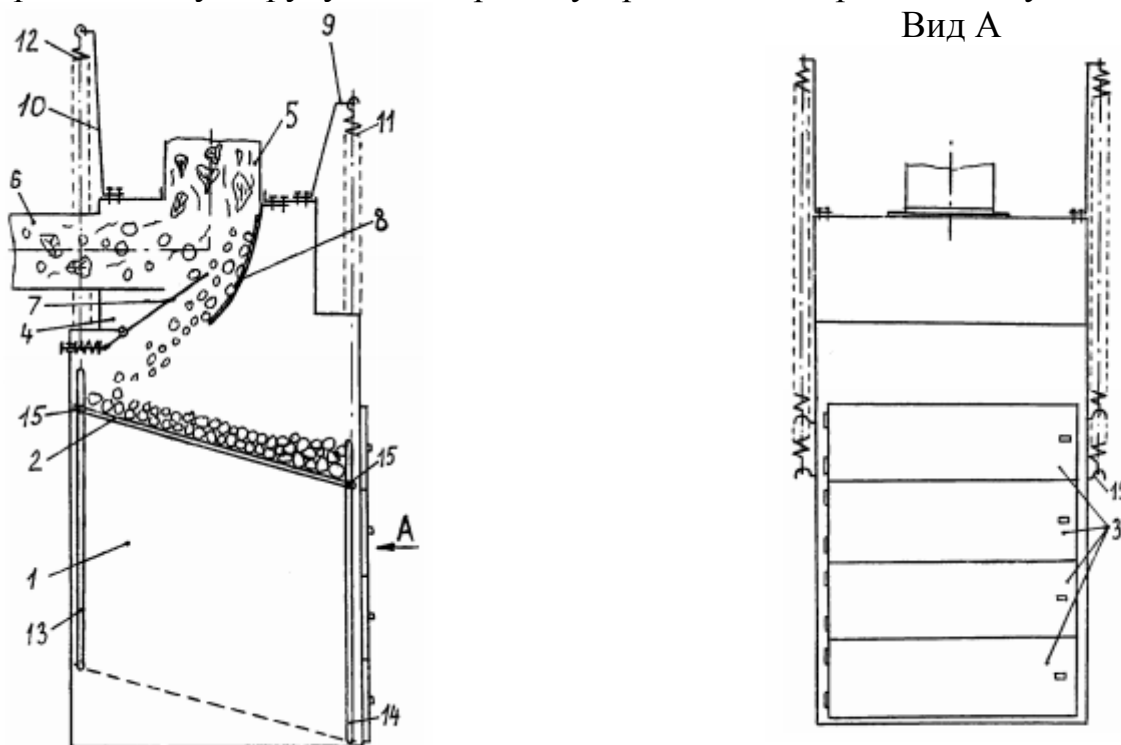


Рисунок 1 - Машина для подбора плодов с земли

рис. 1 не показано), а внутри подпружиненную подвижную направляющую 7 и неподвижную направляющую 8, покрытую со стороны трубы 6 пористым амортизационным резиновым материалом. Подвижное дно 2 присоединено к закрепленным на крышке прямоугольного параллелепипеда 4 кронштейнам 9 и

10 пружинами растяжения 11 и 12 с помощью прикрепленных к нему и присоединенным к пружинам растяжения 11 и 12 проходящих сквозь вертикальные пазы 13 и 14 по продольным сторонам бака стержнями с крючьями 15, а вертикальные пазы 13 и 14 выполнены в начале и конце каждой продольной стороны бака со смещением согласно направлению и угла наклона подвижного дна 2 к заслонке 3. Заслонка 3 выполнена состоящей из нескольких независимо открывающихся и закрывающихся секций. Пружины 11 и 12 являются сменными различной жесткости в зависимости от удельного веса плодов.

Машина для подбора плодов с земли работает следующим образом.

Вытяжной вентилятор создает разрежение воздуха в заборном устройстве и присоединенной к нему горизонтальной трубе 6, вследствие чего в нее поступает ворох, содержащий плоды, листья и другие растительные остатки. Листья и растительные остатки вследствие своего малого удельного веса и большой парусности втягиваются в установленное на крышке гнездо 5 для вытяжного вентилятора и, пройдя через вытяжной вентилятор, выбрасываются на поверхность поля, удобряя после оборота пласта плугом и перегнивания почвенный слой. Плоды встречаются с подпружиненной подвижной направляющей 7 и несколько уменьшают свою скорость вследствие косоуго мягкого удара о нее. Далее плоды соударяются с пористым амортизационным покрытием неподвижной направляющей 8 и скатываются по ней в бак 1. В начальный период работы машины при отсутствии в баке 1 плодов его подвижное дно 2 под воздействием прикрепленных к подвижному дну 2 и установленных в вертикальных пазах 13 и 14 стержней с крючьями 15, соединенных с подобранными по жесткости в соответствии с удельным весом плодов пружинами растяжения 11 и 12, находится в верхнем наклонном положении, при котором высота падения на подвижное дно 2 минимальна и не может причинить повреждения плодам. По мере наполнения плодами бака 1 подвижное дно вследствие растяжения пружин 11 и 12 под действием веса плодов опускается, сохраняя безопасную высоту падения плодов на их нижележащий слой. При наполнении бака 1 подвижное дно 2 находится в нижнем положении, а пружины 11 и 12 максимально растянуты. Машина останавливается, и выгрузка плодов начинается с открытия верхней секции заслонки 3 и по мере опорожнения бака 1 осуществляется последовательным открытием нижележащих секций заслонки 3. При такой последовательности открытия секций заслонки 3 достигается наименьшая повреждаемость плодов, так как при опорожнении бака 1 они не подвергаются деформирующему воздействию вышележащих слоев. После полного опорожнения бака 1 подвижное дно 2 под воздействием пружин 11 и 12 возвращается в верхнее наклонное к заслонке 3 положение, а ее секции закрываются.

Машина готова к дальнейшей работе.

Вывод. Предложена оригинальная конструкция машины для подбора плодов с земли, позволяющая снизить их повреждаемость.

Список литературы

1. Измайлов, А.Ю. Информационно техническое обеспечение производственных процессов в садоводстве / А.Ю. Измайлов [и др.] // Сельскохозяйственные машины и технологии. - 2014. - № 6. - С. 36-40.
2. Оригинальное техническое средство для скашивания сорных растений в междурядьях плодовых и ягодных культур / И.Н. Шило [и др.]. // Сборник научных статей Междунар. науч.-практич. конф. «Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве», 8-9 июня 2016г. / редкол. : Н.Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2016. – С.74–78.
3. Патент Германии FR 2713040 A3, МПК А 01D 51/00 // Изобретения стран мира № 18. - 1996.
4. Патент РБ 3599, МПК А 01D 51/00, 2006.

Аннотация

Машина для подбора плодов с земли

Шило И.Н.; Романюк Н.Н.; Агейчик В.А.; Есипов С.В.

В статье рассматриваются вопросы, связанные с разработкой средств механизации для подбора опавших плодов. Предложена оригинальная конструкция машины, позволяющая снизить повреждаемость подбираемых плодов с земли.

Abstract

Machine for picking fruit from the ground

Shyla I.M., Ramaniuk M.M., Aheichyk V.A., Esipau S.V.

The article discusses issues related to the development of mechanization means for picking fallen fruit. The original design of the machine, allowing to reduce the damage to select fruit from the land.

УДК 631.352.02.13

К ОБОСНОВАНИЮ ПРОФИЛЯ ГРЕБЕНКИ ОЧЕСЫВАЮЩЕГО БАРАБАНА

Дьяконов С.А., канд. тех. наук, Пахучий А.Н., ст. преподаватель
(Харьковский национальный аграрный университет им. В.В. Докучаева)

В статье приведены силы, которые действуют на гребенку очесывающего барабана в момент очесывания, их направление. Определен рациональный профиль гребенки, обеспечивающий минимальные затраты энергии

Вступление. При выращивании урожая зерна, операции по его сбору складывают в общем балансе энергозатрат около 40 %. Альтернативным направлением уменьшения энергозатрат и повышения пропускной способности комбайнов, есть принцип подачи хлебной массы к молотилке с минимальным содержанием в ней стеблей соломы. Уборка урожая зерновых колосовых культур очесывающими жатками на сегодняшний день имеет и некоторые недостатки, поэтому данная технология нуждается в совершенствовании взаимодействия очесывающего рабочего органа с стеблестоем, а также в исследовании основных параметров и режимов работы гребенок с зерновой частью колоса.

Цель и задачи. На привод очесывающего барабана жатки расходуется около 35% общих затрат энергии. Одним из возможных вариантов снижения энергоемкости процесса работы очесывающих рабочих органов является совершенствование геометрической формы их гребенок. Цель исследований – снижение затрат энергии на взаимодействие гребенки с колосом путем обоснования рационального ее профиля.

Постановка и решение задачи. Очесывание зерновых колосовых культур протягиванием колосьев через щель или отверстие на граблинах, закрепленных на вращающемся барабане очесывающего устройства. Очесывающие граблины снабжены гребенками, боковые кромки которых расположены параллельно друг к другу, с отверстием в местах их соединения. Гребенки, закрепленные на граблины, могут располагаться по радиусу барабана, или наклонены вперед по ходу вращения барабана.

Для решения поставленной задачи принимаем, что барабан вращается с постоянной частотой, стеблестой представляет собой однородную среду. На рабочей поверхности гребенки выделяем элементарный участок dl . На элементарную площадку рабочей кромки гребенки действует нормальное давление стеблестой qdl , сила трения между кромкой и стеблем $qfdl$, сила трения боковой поверхности гребенки об стеблестой. Величина последней не оказывает существенного влияния на сопротивление движению гребенки в

стеблестой и поэтому ею можно пренебречь. Кинематическая схема действия сил на гребенку очесывающего барабана приведена на рис.1.

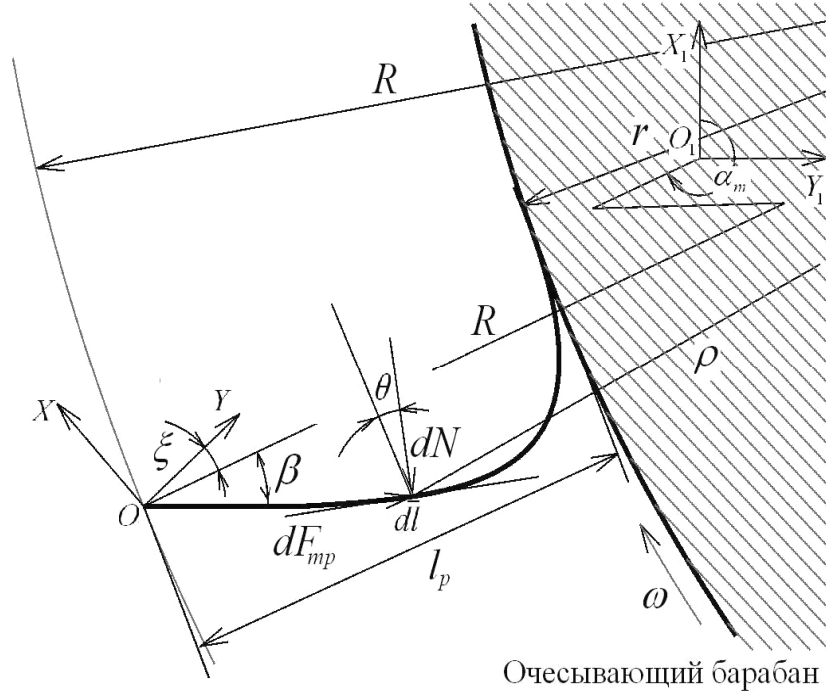


Рисунок 1 – Кинематическая схема действия сил на гребенку очесывающего барабана

Элементарный крутящий момент барабана от действия приложенных сил определяется выражением:

$$dM = q\rho(\sin \theta + \cos \theta)dl, \quad (1)$$

где ρ – радиус вращения элементарной площадки;

θ – угол между направлением действия нормальной силы и нормалью к радиусу вращения элементарной площадки.

Закономерность изменения давления стеблестоя на гребенку в зависимости от глубины расположения в колосовой массе его элементарной площадки определена экспериментальным путем [Пашенко В.Ф., Онишко М.И.] и определяется выражением:

$$q = 1,31 \cdot 10^4 h^{1,081} \sin \alpha, \quad (2)$$

где h – расстояние от проходящей по поверхности плоскости до элементарной площадки.

Для упрощения решения задачи будем рассматривать процесс работы ножа в подвижных осях системы координат XOY . В принятой системе координат расстояние от элементарной площадки до поверхности почвы определяется выражением:

$$h = b \left(\frac{1}{\sqrt{1+k_1^2}} \right) \left\{ \begin{array}{l} [k_1 \sin(\alpha_T + \alpha_1) - \cos(\alpha_T + \alpha_1)]y - \\ [\sin(\alpha_T + \alpha_1) + k_1 \cos(\alpha_T + \alpha_1)]x + \\ R(\cos\alpha_T - k_1 \sin\alpha_T) + b \end{array} \right\}, \quad (3)$$

где R – радиус барабана с гребенками;

α_T – текущий угол поворота гребенки;

α_1 – угол между осью координат Ox и радиус-вектором гребенки;

b, k_1 – постоянные коэффициенты, определяемые толщиной слоя стеблестоя на решетке и ее расстоянием до оси вращения барабана.

Радиус ρ находим как расстояние от элементарной площадки с координатами (y, x) до оси вращения (y_0, x_0) :

$$\rho = \sqrt{R^2 - 2R(y\cos\alpha_1 + x\sin\alpha_1) + y^2 + x^2}. \quad (4)$$

Угол между направлением действия нормальной силы и перпендикуляром к радиусу вращения элементарной площадки определяется выражением:

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{x'(R\cos\alpha_1 - y) - R\sin\alpha_1 + x}{x'(R\cos\alpha_1 - x) + R\cos\alpha_1 - y}. \quad (5)$$

С учетом того, что $dl = \sqrt{1+x_1'^2} dy$, заменив косинус и синус через тангенс угла θ , на основании выражения (1) получим уравнение для вычисления крутящего момента очесывающей гребенки:

$$M = \int_{y_h}^{y_k} \frac{q\rho(1 + \operatorname{tg}\theta)\sqrt{1+x_0'}}{1 + \operatorname{tg}^2\theta} dy. \quad (6)$$

Величина давления q стеблестоя на элементарный участок dl , радиус вращения ρ и угол θ зависят от текущего угла поворота гребенки, поэтому величина крутящего момента барабана является переменной. Анализируя процесс взаимодействия гребенки с колосом и соломой, можно сделать вывод, что крутящий момент достигнет своего максимального значения при наиболее полном погружении гребенки в стеблестой. Это происходит в момент начала вхождения рабочего органа в стеблестой. В связи с изложенным постановка задачи формулируется следующим образом – из множества кривых, проходящих через точки (y_h, x_h) и (y_k, x_k) , найти ту, при которой крутящий момент гребенки в момент входа ее в стеблестой будет иметь минимальное значение.

Для решения поставленной задачи воспользуемся методом Ритца. Уравнение кривой, обеспечивающей экстремальное значение функционалу, ищем в виде:

$$x = yx_0' + y^2 \frac{x_k - y_k x_0'}{y_k^2} + (y - y_k)(C_1 y - C_2 y^2 + C_3 y^3), \quad (7)$$

где x'_0 – тангенс угла между осью Oy и касательной к кривой в начальной его точке;

C_1, C_2 – подлежащие определению постоянные коэффициенты.

Для данного очесывающего устройства x'_0 выбирается из условий максимально возможного захвата стеблей в начальный момент ее взаимодействия с гребенкой – $x'_0 = \operatorname{tg}(\alpha_1 + \beta)$, где β – угол между радиус-вектором гребенки и касательной к кривой в этой же точке.

После подстановки выражения (7) в (6) задача сводится к нахождению значений искомым коэффициентов C_1, C_2, C_3 , определяющих профиль гребенки. Взяв частные производные от полученного уравнения по C_1, C_2, C_3 , и приравняв их к нулю, получим систему уравнений:

$$\frac{\partial M_{0i}}{\partial C_i} = \int_{y_0}^{y_1} (1 + \operatorname{tg}^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \left\{ \begin{aligned} & q(1 + x')^{\frac{1}{2}} (\operatorname{tg}^2 \theta - 1) \frac{\partial \rho}{\partial C_i} + \rho(1 + x')^{\frac{1}{2}} (\operatorname{tg}^2 \theta - 1) \frac{\partial q}{\partial C_i} + \\ & + qx' (\operatorname{tg}^2 \theta - 1) \times (1 + x')^{\frac{1}{2}} \frac{\partial x'}{\partial C_i} + (1 + x')^{\frac{1}{2}} f \frac{\partial \operatorname{tg} \theta}{\partial C_i} \end{aligned} \right\} dx = 0 \quad (8)$$

де $i=1, 2, 3$

$$\frac{\partial \rho}{\partial C_i} = \frac{z' \frac{\partial x}{\partial C_i} - R \sin \alpha_1 \frac{\partial y}{\partial C_i}}{\sqrt{R^2 - 2R(x \sin \alpha_1 + y \cos \alpha_1) + x^2 + y^2}};$$

$$\frac{\partial q}{\partial C_i} = -k(n-1)h^{n-2} \frac{\sin(\alpha_T + \alpha_1) + k_1 \cos(\alpha + \alpha_1)}{\sqrt{1+k^2}} \frac{\partial \rho}{\partial C_i};$$

$$\frac{\partial \operatorname{tg} \theta}{\partial C_i} = \left\{ \begin{aligned} & [x'(R \sin \alpha_1 - x) + R \cos \alpha_1 - y] \left[(R \cos \alpha_1 - y) \frac{\partial x}{\partial C_i} + \frac{\partial x'}{\partial C_i} \right] - \\ & - R x \sin \alpha_T [x'(R \cos \alpha_1 - y) - R \sin \alpha_1 + y] \frac{\partial x}{\partial C_i} - z' \frac{\partial x'}{\partial C_i} \end{aligned} \right\} \times$$

$$\times [x'(R \sin \alpha_1 - x) + R \cos \alpha_1 - y]^{-2};$$

$$x' = x'_0 + \frac{2y}{y_k^2} (x_k - y_k x'_0) + (y - y_k)(2yC_1 + 3yC_2 + C_3) + y^2 C_1 + y^3 C_2 + yC_3,$$

где

$$\frac{\partial x}{\partial C_1} = y^2 (y - y_k);$$

$$\frac{\partial x}{\partial C_2} = y^3 (y - y_k);$$

$$\frac{\partial x}{\partial C_3} = y (y - y_k);$$

$$\frac{\partial x'}{\partial C_1} = 2y(y - y_k) + y^2;$$

$$\frac{\partial x'}{\partial C_2} = 3y^2(y - y_k) + y^3;$$

$$\frac{\partial x'}{\partial C_3} = (y - y_k) + y.$$

Полученную систему дифференциальных уравнений решили численным методом с применением персонального компьютера.

В результате решения системы уравнений определили значения искомым коэффициентов C_1 , C_2 , C_3 . После подстановки их в уравнение (7), получили уравнение кривой, определяющее профильную линию гребенки рис. 2.

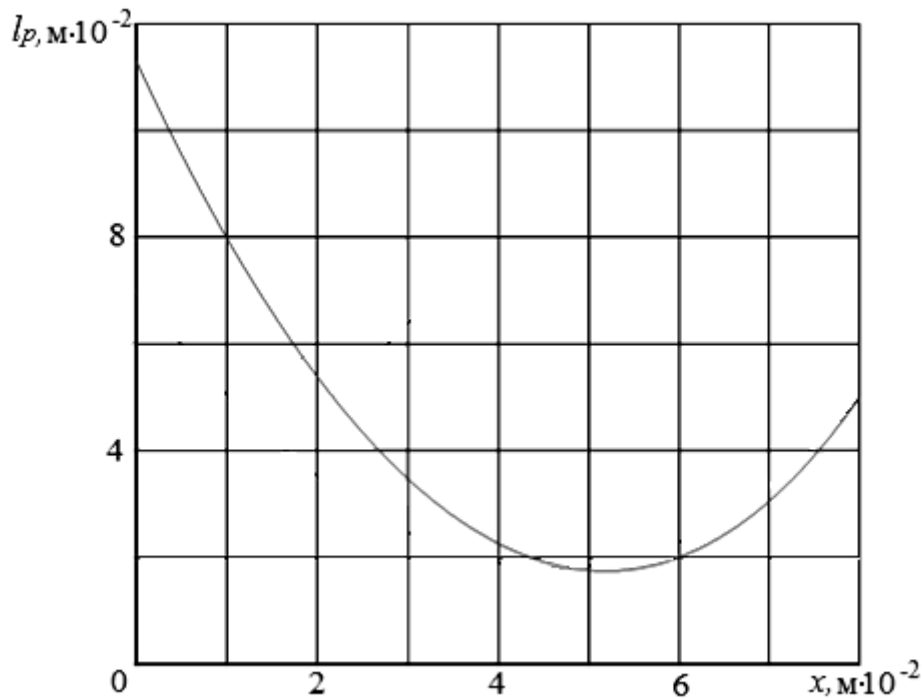


Рисунок 2 – Рациональный профиль гребенки очесывающего барабана

Выводы. При уборке колосовых культур методом обмолота растений на корню важное значение имеет высота стеблей и разница высоты растений на поле, что существенно влияет на потери зерна. Основная проблема заключается в несовершенстве формы очесывающей гребенки и в недостаточных исследованиях сил действующих на гребенку. Предложенная математическая модель позволяет получить профиль рабочего органа обеспечивающий минимальные затраты энергии. Полученный профиль гребенки очесывающего барабана позволяет снизить затраты энергии на 10%.

Список литературы

1. Василенко М.П. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и машинных агрегатов) / М.П. Василенко, В.П. Василенко. – К., 1980. – 135 с.
2. Машков О.М. Автореферат. Обґрунтування параметрів обчісуючого пристрою для обмолоту зернових культур на корені. – Сімферополь. 2000 р..
3. Мороз М.М. Автореферат. Обґрунтування параметрів та режимів роботи обчісуючої жатки для збирання зернових-колосових культур. – Кіровоград. 2001р.

Abstract

The study of the profile of the comb drum

S. D`yakonov, A. Pakhuchyi

The article describes the forces that act on the comb of the combing drum in the moment of interaction the direction. Determined by the rational profile combs with a minimum expenditure of energy.

Анотація

Щодо обґрунтування профілю гребінки очісуючого барабана

Дьяконов С.О., Пахучий А.М.

У статті приведені сили, що діють на гребінку очісуючого барабана в момент взаємодії її з колосом, та їх напрямки. Визначений раціональний профіль гребінки, що забезпечує мінімальні витрати енергії.

УДК 621.891

**ФІЗИЧНІ, ХІМІЧНІ ТА МЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ В ТРИБОСИСТЕМІ
«РОБОЧИЙ ОРГАН-ГРУНТ»****Борак К.В., к.т.н., Руденко В.Г., Кравчук А.В., Добранський С.С.**
(Житомирський агротехнічний коледж)

В статті розглянуті фізичні, хімічні та механічні процеси, які виникають в процесі функціонування трибосистеми «робочий орган-грунт». Констатовано, що більшість процесів які протікають в трибосистемі не враховані при моделюванні процесу зношування робочих органів.

Постановка проблеми. Втрати розвинених країн від абразивного зношування становлять 1...4%. Серед деталей сільськогосподарської техніки найбільш піддаються абразивному зносу робочі органи посівних і ґрунтообробних машин. Відповідно, забезпечення надійності зазначеної техніки одна з основних проблем сільськогосподарського машинобудування, а це можливо тільки при врахування процесів, що відбуваються на поверхні елементів трибосистеми та механізму зношування на етапі конструювання робочих органів посівних і ґрунтообробних машин. Однією з основних проблем при конструюванні робочих органів є відсутність математичних моделей, які враховують всі фактори і процеси, що впливають на процес зношування робочих органів.

Мета статті є обґрунтування доцільності врахування механічних та фізико-хімічних процесів на поверхні тертя для визначення закономірностей абразивного зношування робочих органів ґрунтообробних та посівних машин

Результати аналізу літературних джерел та досліджень. При математичному моделювання абразивного зношування робочих органів ґрунтообробних та посівних машин слід враховувати фізичні, хімічні та механічні процеси, що протікають в зоні контакту між робочим органом та ґрунтом. Дані процеси залежать від фізичної та хімічної природи поверхонь, що знаходяться в зоні контакту.

Так як матеріали з яких складаються елементи трибосистеми «робочий орган – ґрунт» суттєво відрізняються за фізичними, хімічними та механічними властивостями, то і процеси, що протікають на поверхнях цих елементів доволі різноманітні. Саме тому необхідно окремо розглядати процеси, що відбуваються на поверхнях цих тіл, в зоні контакту, в поверхневому шарі та в проміжному шарі між основним матеріалом та поверхневим шаром.

Так робочий орган складається зі сталі і має кристалічну будову. На поверхні кристалічного тіла завжди наявні дефекти, які призводять до зміни фізичних та механічних властивостей. Дана поверхня має і відмінний від

основного матеріалу хімічний склад в зв'язку з адсорбцією, дифузією хемосорбцією, окисненням та утворенням поверхневих плівок [1].

Під час процесу тертя, в результаті зовнішніх дій на поверхні металу виникають певні зміни в кристалічній решітці, що в кінцевому рахунку призводить до зміни властивостей поверхневого шару. В результаті таких змін виникають всім відомі дефекти кристалічної решітки (точкові, лінійні, групи лінійних дефектів, їх кластери), що призводить до прискорення процесів дифузії.

Першим хто математично описав процес дифузії був відомий німецький вчений А. Фік [2] виходячи з гіпотези, що в ізотропному середовищі кількість дифузійної речовини Q , що переходить за одиницю часу через одиницю площі поперечного перерізу, пропорційно градієнту концентрації, що вимірюється по нормалі до цього перерізу (перший закон Фіка):

$$Q = -D \partial c / \partial x, \quad (1)$$

де D – коефіцієнт дифузії;

c – концентрація дифузійної речовини;

x – координата,

При описанні дифузії в багатокомпонентних металевих системах доцільно використовувати узагальнений закон Фіка: дифузійний потік кожного компонента є лінійною функцією всіх концентрованих градієнтів, тобто [2]:

$$I_i = - \sum_k D_{ik} \partial c_k / \partial x \quad (i=1, 2, \dots), \quad (2)$$

де D_{ik} – коефіцієнт дифузії є функцією c_k .

Дифузійні процеси в стаціонарних системах добре вивчені, що не можна сказати про дифузійні процеси в динамічних системах тертя, вивчення яких пов'язані зі значними експериментальними і теоретичними складнощами. Данні складності обумовлені тим, що структура металевих систем формується в результаті складної сукупності процесів, які відбуваються при терті і викликані високим рівнем напружень, впливу оточуючого середовища, значними об'ємними і поверхневими температурами і температурними градієнтами.

Експериментальні дослідження Б.І. Костецького [4] показали, що в зоні тертя металевих сплавів утворюються структури відмінні від структури основного елемента трибосистеми, як за фізико-механічними властивостями так і за хімічним складом. Данні поверхневі шари, зі зміненою структурою елементів трибосистеми, прийнято називати вторинними структурами (дисипативними структурами, які формуються при терті). Поверхневий шар який приймає участь в терті на думку авторів роботи [3] – це новий стан речовини подалі від рівноваги і нестійкості, що породжено потоком вільної енергії і призводить до нових типів організації матерії за точкою нестійкості; він виникає в результаті обміну енергією і речовиною з оточуючим середовищем.

В більшості випадків процеси поверхневої дифузії в металевих сплавах експериментально досліджені при терті двох металевих сплавів з мастильним матеріалом та без нього (особливу увагу дослідники приділяли дифузії в мідних сплавах та в сплавах Fe-Fe₃C). Процес дифузії в металевих сплавах, які працюють в абразивній масі (один з елементів трибосистеми абразивна маса) взагалі залишаються не вивченими. Встановлення закономірностей даного процесу ускладнюється гетерогенною структурою ґрунту, відмінним хімічним складом різних типів ґрунтів та динамічністю процесу дифузії на поверхні металевого сплаву. Дифузію в поверхневій шарі металевого сплаву речовин з ґрунту в процесі тертя досить складно дослідити, оскільки після утворення локальний дифузійний шар швидко видаляється з поверхні тертя в результаті механічної складової процесу абразивного зношування. Видалення шару, що утворився в процесі дифузії пов'язано зі зменшенням зносостійкості утворених вторинних структур в порівнянні зі зносостійкістю основного металевого сплаву.

Ґрунт, другий елемент трибосистеми, з точки зору трибології складається з абразивних частинок (кварц, слюда), з'єднувальної маси (фізичної глини), органічних решток, мінеральних добрив, рідини (в більшості випадків води або розчинів на її основі), живих мікроорганізмів, та газів. В залежності від відсоткового вмісту даних складових, буде залежити інтенсивність фізико-хімічних процесів на поверхні тертя.

Так зі збільшенням вмісту в ґрунті мікроорганізмів, мінеральних добрив та органічних решток фізико-хімічні та механічні процеси на поверхні робочого органу можуть, як пришвидшуватись, так і уповільнюватись. Зі збільшенням вмісту фізичної глини покращується адгезійний зв'язок між елементами трибосистеми, а при збільшенні вмісту абразивних частинок (при умові певного тиску і коефіцієнта форми абразивних частинок) фізико-хімічні процеси взагалі можуть не відбуватися в зоні контакту елементів трибосистеми, оскільки механічна складова процесу тертя може досягати 100%.

Один з основних факторів, що суттєво впливає на процеси, які протікають на поверхні тертя і механізм зношування робочих органів посівних і ґрунтообробних машин, який не враховується в математичних моделях, що описують знос це ступінь закріплення абразивних частинок.

Як відомо тертя це процес взаємодії тіл при відносному русі або при русі тіла в газоподібному або рідкому середовищі. Судячи з цього визначення тертя поверхні робочих органів ґрунтообробних знарядь носить особливий характер, оскільки за визначенням М.М. Хрущова тертя відбувається в результаті взаємодії з твердими частинками зчепленими в неміцну масу [5]. У роботах сучасників ґрунт розглядається як «напівзакріплена абразивна маса», зі своїми особливими властивостями [6].

У роботах більшості вчених, які займалися дослідження зношуванню деталей машин які працюють в ґрунті, ґрунт розглядалася як ідеальний набір абразивних частинок, які знаходяться в різному зв'язаному стані. Показник,

який характеризує зв'язаний стан, вперше застосував Тененбаум М.М. [7] і визначив його як ступінь закріпленості абразиву. До цих пір відсутня шкала по якій можна визначити цей показник і відповідно неможливо ввести цей показник в математичні моделі, які описують процес зношування деталей машин в ґрунті. Розробка шкали для визначення ступеня закріпленості абразиву є одним з основних завдань для можливості математичного моделювання абразивного зносу робочих органів ґрунтообробних та посівних машин. Так, наприклад в важких дискових боронах перший ряд зношується приблизно в 1,5...2 рази швидше ніж задній ряд, що безпосередньо пов'язано зі зменшенням ступеня закріпленості абразивних частинок, оскільки всі інші фактори, які впливають на знос ідентичні як для першого так і для другого ряду дисків.

М.М. Тененбаум [7] для характеристики ступеня закріпленості абразивних частинок використовував силу F_i (дотична сила яку здатна витримувати абразивне зерно до зміни свого положення по відношенню до поверхні деталі). Значення сили F_i представляє кількісну міру закріпленості абразивних частинок, яка залежить від їх міцності, розміру, агрегатного стану і деяких експлуатаційних факторів.

Присутність в ґрунті біосередовища і протікання хімічних процесів, які вони прискорюють або уповільнюють, взагалі не розглядалося при моделюванні процесу зношування, але воно відіграє важливу роль в процесі тертя і це необхідно враховувати при моделюванні процесу зношування. Оскільки від присутності цього середовища залежить також і ступінь закріпленості абразивних частинок (рис. 1).



а)

б)

Рисунок 1 – Коренева система: а) кукурудзи; б) свербиги східної.

Як видно з рис. 1 коренева система різних сільськогосподарських культур має різну товщину і глибину проникнення в ґрунт та по різному зв'язує абразивні частинки. Крім цього рослини при їх пошкодженні виділяють соки (патоку) які мають в своєму складі амінокислоти і аміді. Так наприклад патока кукурудзи містить гліцин, цистин, аспарагін, лізин та інші амінокислоти [8]. В роботі [9] встановлено що гліцин і аспарин сприяють окислювальному розчиненню сталі, що в свою чергу призведе до прискорення абразивного зношування. У ґрунті при обробці може знаходитися велика кількість

органічних і мінеральних добрив, які також роблять ґрунтову масу більш агресивною. Також руйнування чорних металів в ґрунті прискорюють мікроорганізми. Особливо активно цьому процесу сприяють сульфовідновлювальні бактерії і сіркобактерії.

Особливістю зношування робочих органів посівних і ґрунтообробних машин є також і те що вони різними поверхнями взаємодіють з абразивної масою абразивні частинки яких знаходяться в різних ступенях взаємозв'язку (ступінь закріпленості абразиву), а відповідно співвідношення механізмів процесу абразивного зношування буде також істотно відрізнятися, що призведе до локальних процесів зношування.

Різні механізми зношування в робочих органах посівної техніки можна спостерігати на прикладі робочих органів посівного комплексу VADERSTAD Rapid A 800 C (рис. 2).



а)



б)

Рисунок 2 – Характерний вид поверхні тертя робочого органу посівного комплексу VADERSTAD Rapid A 800 C: а) зовнішня сторона робочого органу; б) внутрішня сторона робочого органу

Як видно з рис. 2 внутрішня сторона покрита дрібними подряпинами, що свідчить про переважання в процесі абразивного зношування механізму мікрорізання поверхні, а полірована зовнішня сторона свідчить про переважання механізму пластичної деформації. Різниця обумовлена лише ступенем закріпленості абразивних частинок, оскільки мікрорізання внутрішньої сторони відбувається в результаті закріплення абразивних частинок між робочим органом і чистиком, що ще раз підтверджує необхідність введення в математичні моделі абразивного зношування робочих органів показника, який враховував би ступінь закріпленості абразивних частинок.

Абразивні частинки в ґрунті мають такий взаємозв'язок, який можна розглядати як адгезійний, когезійний і просте механічне зчеплення. Взаємозв'язок абразивних частинок в ґрунті носить досить складний характер і

не може бути пояснений фізичним або хімічним зв'язком тому необхідно розробити відповідну шкалу яка дозволить враховувати даний показник в математичних моделях які об'єктивно описують процес зношування.

Висновки. Встановлення математичних закономірностей протікання фізико-хімічних та механічних процесів на поверхні тертя є безумовно актуальною задачею, оскільки дозволить розробити рекомендації для підвищення зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин.

Список літератури

1. [Чихос Х.](#) Системный анализ в трибонике. A Systems Approach to the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear: монографія / Х. Чихос; пер. С.А. Харламов; ст. науч. ред. О.Н. Вишнякова; мл. науч. ред. Е.П. Орлова. - Москва: Мир, 1982. – 351 с.
2. [Ландау Л.Д.](#) Статистическая физика. Часть 1. – Издание 5-е. / Л.Д. Ландау, Е.М. [Лифшиц](#) // М.: [Физматлит](#), 2005. – 616 с.
3. Рыбакова Л.М. Структура и износостойкость металла. – М.: Машиностроение, 1982. – 212 с.
4. Костецкий Б.И. Сопrotивление изнашиванию деталей машин. – М.-К.: МАШГИЗ, 1959. – 478 с.
5. Трение, износ и микротвердость материалов: Избранные работы (к 120 летию со дня рождения) / Отв. ред. И.Г. Горячева; Предисл. И.Г. Горячевой; Вступ. ст. И.А. Буяновского, М.М. Хрущова (мл.). – М.: КРАСАНД, 2012. – 512 с.
6. Аулін В.В. Напружено-деформований стан ґрунту при його взаємодії з різальними елементами робочих органів ґрунтообробних машин / В.В. Аулін // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки.–Луганськ: Видавництво ЛНАУ, 2010. – №3 – С. 6-17
7. Тененбаум М.М. Сопrotивление абразивному изнашиванию / М.М. Тененбаум. – М.: Машиностроение, 1976. – 271 с.
8. Огородникова Н.П. Химическое взаимодействие металлов – меди, железа и марганца с α - и β -аминокислотами в водных и органических средах Автореферат / 02.00.04 – физическая химия к.х.н., Ростов-на-Дону, 2010 – 24с.
9. Огородникова Н.П. Поведение стали в кислых средах, содержащих аминокислоты, как модель возможного окислительного растворения железа / Н.П. Огородник, Н.Н. Старкова, Ю.И. Рябухин // Вестник Астраханского государственного технического университета / Астрахань: АГТУ. 2006 – № 6 – С. 51-55

Аннотация**Физические, химические и механические процессы в трибосистеме
«рабочий орган-почва»**

Борак К.В., к.т.н., Руденко В.Г., Кравчук А.В., Добранський С.С.

В статье рассмотрены физические, химические и механические процессы, возникающие в процессе функционирования трибосистемы «рабочий орган-почва». Констатировано, что большинство процессов протекающих в трибосистеме не учтенные при моделировании процесса изнашивания рабочих органов.

Physical, chemical and mechanical processes trybosystem in «working tool – soil»

Borak K. Ph.D., Rudenko V., Kravchuk A., Dobranskyyy S.

The article deals with the physical, chemical and mechanical processes that occur in the operation trybosystem "working tool – soil". Stated that most of the processes occurring in trybosystem not taken into account when modeling the process of working wear.

УДК 631.3.01:621.825.6:62-7

PRINCIPLES OF DIAGNOSING OF DRIVE LINES OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

Pastukhov A.G.

(Belgorod state agricultural university named after V.Ya. Gorin)

In material of article justification of the specifying additional parameter of diagnosing of drive lines of transport and technological machines on an axial clearance in cardan bearing mount assemblies of hinges is presented. On the basis of pilot studies, in particular, according to the analysis of wear, on repair and operational actions of increase in a resource of cardan hinges, taking into account the available experience of operational observations and prerepair diagnosing of drive lines of tractors, cars and farm vehicles, the basic principles of diagnosing of drive lines depending on differentiation of conditions of their loading with inertia forces on rotary speed are offered.

For the purpose of successful technological modernization of agricultural production in a prime order require a solution of the problem of formation of the park of transport and technological machines in branch, optimum on qualitative and quantitative structure [1]. The qualitative party is characterized by the solution of a problem of providing a high technical resource of the equipment in operation, and in the course of the solution of a question of optimum quantitative structure there is a problem of drop of a different brands of the purchased equipment. Thus, first of all it is necessary to provide operability of the existing park of transport and technological machines.

Considering complexity of modern domestic and foreign transport and technological machines it is necessary to pay a close attention to development and improvement of the stationary, mobile and built-in technical means of diagnosing of units of cars which correct application shows their high technical and economic efficiency, for example, drop of idle times of cars and the equipment is reached in 2...2,5 times, and reduction of number of their repairs — in 1,3...1,5 times [2].

For increase in efficiency of technical means of diagnosing it is necessary to prove the principles of technical preliminary treatment based on measurement and control of functional and load parameters of assembly units of units and systems of cars which will allow to obtain reliable information for a short period with a possibility of assessment, a flashback and forecasting of their working capacity.

In the field of reliability of transmissions of transport and technological machines the works of scientists and production workers directed to probes of functional and load parameters and processes of their development in joints, for example, of the prof. Degtyarev M. G. — about working off of technological and operational actions of increase in reliability of transmissions of tractors [3] are known; prof. Leonov O. A. — on probes of operability of sealing joints of mechanical units of combines [4]; prof. Groshev L. M. — on development of preventive actions and service regulations of farm vehicles [5], etc.

On the basis of experience of these works we will consider the possibility of extension of the list of diagnostic parameters on the example of drive lines of transmissions of cars.

The work purpose — justification of the basic principles of technical preliminary treatment on the example of drive lines of the transport and technological equipment.

For achievement of a goal it is necessary to solve problems:

- 1) analysis of the critical functional and load parameters;
- 2) identifications of uninvolved parameters;
- 3) realization of the offered parameter in diagnosing.

In the course of development of modes of maintenance operation and repair of drive lines of agricultural machinery selective actions taking into account the valid technical condition of critical friction pairs — joints a crosspiece thorn – a needle bearer were offered combined (contain consistently repair and serving influences) [6]. However these modes resolve an issue of restoration of work faces of the mentioned joints doubly: first, restoration only of a cylindrical part of a thorn with replacement of work faces by turning movement of a crosspiece with bearing mount assemblies (RU 2234008), and secondly, restoration and cylindrical and face surfaces of a thorn with replacement of work faces by turning movement of the barrel and bearings concerning a shaft of thorns (RU 2232309).

The operational basis of the offered actions was made by the analysis of wear of elements of cardan hinges, out of service, on the example of the IV standard size on RD 37.001.665-96 [7]. As a result of probes it is established that at wear of diameters of thorns, butts of thorns, bearings and needle rollers the share of the details having a residual resource makes – 72, 55, 61 and 60,5%, respectively, and a share demanding restoration – 28, 45, 39 and 39,5%. Besides, on the basis of the chart of defects of Pareto by types of refusals taking into account the accepted error it is determined that main types of defects are wear of butts of thorns, rollers and bearings (as the importance). Thus, the parameter which limits operability of cardan hinges is, first of all, wear of butts of opposite thorns of a crosspiece.

In this regard there is a question of control of this parameter in use, for example, by measurement and control of an axial clearance in joint a crosspiece thorn – a needle bearer.

In practice of operational and prerepair preliminary treatment of drive lines probes are known of the prof. V. Ya. Anilovich and doc. V.L. Litvinenko [8], the prof. M. G. Degtyarev and the prof. I. E. Ullman [9] in whom results of definition of extreme technical condition of drive lines on the example of the K-700 and T-150K tractors are reflected. In these works devices, techniques and results of measurement of a radial play in bearing mount assemblies of cardan hinges of tractors in operation for the purpose of establishment of optimum maintenance rate or repair are described. However the further review of works shows that the question of measurement and control of an axial clearance for the purpose of establishment of extreme technical condition by scientists wasn't considered.

At probes of the phenomena of a sidesway in cardan bearing mount assemblies by the author it is established that the choice of an axial clearance at a sidesway of elements of a bearing mount assembly happens for the reasons of twisting of eyelets of forks and existence of a radial play therefore existence of communication between a radial and axial clearance is confirmed [10].

In the course of work according to the analysis of accuracy of dimensional chains of radial, axial and district spacings (method of a maximum minimum and a probabilistic mode) in bearing mount assemblies of cardan hinges according to the manufacturing plants the author came to a conclusion that comparison of the settlement and allowed values of an axial clearance on standard sizes shows presence of significantly wider range of the first and a deviation in a tightness zone that doesn't conform to technical requirements [11].

In this regard at operation of transport and technological machines depending on the mode of loading of cardan hinges with forces of inertia at working rotary speed of an operating condition of needle bearers differ, and respectively and values of parameter of diagnosing on an axial clearance. For example, the mode of behavior of the drive line of the car is characterized by drive of values of torques at high rotary speed, and a mode of behavior in tractor transmission — more value of torques at a little low rotary speed whereas the two-level fixed rotary speed of shaft of takeoff of power of 500 and 1000 min^{-1} , which as a result of transformation in knots of a mechanical drive gear by drive to working body is depressed is characteristic of farm vehicles.

At department of technical mechanics and designing of machines of the Belgorod state agricultural university of V. Ya. Gorin the device is developed for simultaneous measurement of radial and axial spacings in bearing mount assemblies of cardan hinges, working documentation is prepared and the measurement technique

is developed [12]. Approbation of the device took place in operation on the example of cardan hinges of a drive gear of working bodies of a grinder of siderat IS-2.

Proceeding from the presented justification, it is necessary to mark out the basic principles of diagnosing of drive lines of transport and technological machines on the basis of the entered diagnostic parameter on an axial clearance:

- preliminary settlement estimate of loading of elements of cardan hinges with inertia forces on characteristic modes of behavior of cars;
- a formation of the factors influencing an axial clearance in bearing mount assemblies;
- settlement quantitative assessment of an axial clearance;
- measurements by the device of radial and axial spacings with the fixed measuring effort;
- establishment of critical parameter of the limit state and its extreme value corresponding to refusal;
- operational character of diagnostic information.

The main result of such approach when diagnosing drive lines is the possibility of development of real practical recommendations about holding actions of constructive or operational character for the purpose of drop of size of an axial clearance and elimination of its influence on durability of drive lines.

On the basis of the material given above it is possible to make the following generalizations.

1. On the basis of the analysis of pilot studies in the field of preliminary treatment of drive lines the specified diagnostic parameter on an axial clearance taking into account the mode of their work on rotary speed is reasonable.
2. The given basic principles of diagnosing of drive lines of transport and technological machines are basis for the solution of problems of development of technical means and tool techniques of diagnosing.
3. The prospects of the real probes consist in development and realization of original techniques of diagnosing of drive lines of transmissions of the transport and technological machines in operation based on various physical effects, for example, thermo - and vibration diagnostics.

Список литературы

1. Фисинин, В.И. Стратегия машинно-технологической модернизации сельского хозяйства России на период до 2020 года / В.И. Фисинин, Ю.Ф. Лачуга, А.А. Жученко и др. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2009. – 80 с.
2. Ермолов, Л.С. Основы надежности сельскохозяйственной техники / Л.С. Ермолов, В.М. Кряжков, В.Е. Черкун. – М.: Колос, 1982. – 271 с.

3. Дегтярев, М.Г. Методы и средства повышения ресурса трансмиссии тракторов с шарнирной рамой: монография / М.Г. Дегтярев. – Орел: Изд-во ОрелГАУ, 2003. – 257 с.
4. Леонов, О.А. Взаимозаменяемость унифицированных соединений при ремонте сельскохозяйственной техники: монография / О.А. Леонов. – М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2002. – 167 с.
5. Грошев, Л.М. Надежность сельскохозяйственной техники / Л.М.Грошев, Н.Ф. Дмитриченко, Т.И. Рыбак. – К.: Урожай, 1990. – 192 с.
6. Ерохин, М.Н. Ремонт карданных передач трансмиссий сельскохозяйственной техники: методические рекомендации / М.Н. Ерохин, А.Г. Пастухов. – М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2008. – 56 с.
7. Пастухов, А.Г. Методика и результаты анализа износов элементов карданных шарниров автотракторной техники / А.Г. Пастухов, Е.П. Тимашов // Сборник материалов региональной научно-практической конференции «Роль науки в формировании специалиста XXI века»: В 2-х т. – Губкин: Губкинский институт (филиал) МГОУ, 2007. – Т. 2. – 187 с.
8. Анилович, В.Я. Диагностирование карданных передач / В.Я. Анилович, В.Л. Литвиненко, О.И. Черненький и др. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1977. - № 4. – С. 45-46.
9. Дегтярев, М.Г. Определение предельного технического состояния карданных передач тракторов К-700 / М.Г. Дегтярев, И.Е. Ульман // Техника в сельском хозяйстве. – 1975. - № 11. – С. 73-74.
10. Пастухов, А.Г. Исследование явления перекоса в карданных подшипниковых узлах и обоснование повышения их долговечности / А.Г. Пастухов // Материалы XLVII международной научно-технической конференции «Достижения науки – агропромышленному производству», посвященной 100-летию со дня рождения И.Е. Ульмана. Ч. 2. Челябинск: ФГОУ ВПО ЧГАУ, 2008. - С. 150-155.
11. Пастухов, А.Г. Оценка совершенства агрегатов механических трансмиссий / А.Г. Пастухов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. № 4. – С. 40-44.
12. Пастухов, А.Г. Методика диагностирования шарниров карданных передач / А.Г. Пастухов, Е.В. Куценко // Современные проблемы технического, естественнонаучного и гуманитарного знания: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции Губкинского филиала БГТУ им. В.Г. Шухова. – Губкин: «Интерфейс», 2007. – Часть 1. – С. 22-26.

Анотація**Принципи діагностування карданних передач транспортних і технологічних машин**

Пастухов О.Г.

В матеріалі статті представлено обґрунтування уточнюючого додаткового параметра діагностування карданних передач транспортних і технологічних машин по осьовому зазору в карданних підшипникових вузлах шарнірів. На підставі експериментальних досліджень, зокрема, по аналізу зносу, по ремонтно-експлуатаційних заходах підвищення ресурсу карданних шарнірів, з урахуванням наявного досвіду експлуатаційних спостережень і передремонтного діагностування карданних передач тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин, запропоновані основні принципи діагностування карданних передач залежно від диференціації умов їх навантаженості інерції по частоті обертання

Аннотация**Принципы диагностирования карданных передач транспортных и технологических машин**

Пастухов А.Г.

В материале статьи представлено обоснование уточняющего дополнительного параметра диагностирования карданных передач транспортных и технологических машин по осевому зазору в карданных подшипниковых узлах шарниров. На основании экспериментальных исследований, в частности, по анализу износов, по ремонтно-эксплуатационным мероприятиям повышения ресурса карданных шарниров, с учетом имеющегося опыта эксплуатационных наблюдений и передремонтного диагностирования карданных передач тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин, предложены основные принципы диагностирования карданных передач в зависимости от дифференциации условий их нагруженности силами инерции по частоте вращения

УДК 631.24.243

ЕЛЕКТРОМАГНІТНІ РЕСУРСИ ОЧИСТКИ НАСІННЯ ВІД КАРАНТИННИХ ЗАСМІТНЮВАЧІВ ТА ФОРМУВАННЯ ПРОЦЕСІВ ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕВОЛЮЦІЇ ЗЕМЛІ

Паранюк В.О., к.т.н, доцент, Щур Т.Г., к.т.н, доцент,
(Львівський національний аграрний університет)

На основі застосування системного підходу побудовано висхідні теоретичні положення електросепарування насіння культурних рослин за біологічними ознаками. У системі насінництва можна вирішувати проблеми родючих земель і, на цій і екології Землі Теоретичні дослідження автора з електросепарування за біологічними ознаками дозволяють повністю видаляти карантинні та інші засмітнювачі і разом стимулювати насіння. В роботі отримано унікальні результати очистки насіння льону-довгуноцю від кукілю. Ці результати розкривають нові можливості вирішення технологічних проблем рослинництва та формування процесів екологічної еволюції Землі.

Постановка проблеми. Проблеми культурного рослинництва нині є одними із найактуальніших проблем людства. Особливо це стосується України, яка посідає біля третини світового клину найродючіших земель – чорноземів і могла би у нинішню епоху демографічних змін на планеті забезпечувати «хлібом насущним», тобто продовольчим зерном до половини населення планети. Разом з тим як на географічну центральну державу Європи на неї випадає очолити формування екологічної як європейської так і світової екологічної політики очищення ґрунтів від радіонуклідів та шкідливих хімічних сполук, які у сукупності перешкоджають не тільки досягти ефективності рослинництва та ґрунтокористування, а є загрозою негативного впливу на генетку проживаючих на цій землі людей та споживаючих вирощених на ній рослинний продукт як безпосередньо рослинний, так отриманий від тварин, споживаючих радіонукліди, нітрати, нітроти та цілі системи їм подібних.

Ці проблеми у всій своїй гостроті нині розглядаються на всесвітніх форумах з енергозбереження та екології, які відбуваються у Німеччині і учасником яких із кінця 2015 року у складі української делегації є автор даної публікації. Екологічні проблеми планети Земля можливо вирішувати сумісно із належною переорганізацією культурного рослинництва. В силу ситуації із екологічним ушкодженням родючих ґрунтів в Україні зконцентровані ключові її проблеми саме тут нині доцільно відпрацьовувати їх вирішення із екстраполяцією отриманих результатів на екологічні проблеми землекористування Європи і Світу.

Застосування електромагнітних стимулюючих дій на посівний матеріал культурних рослин та і не тільки їх, а нині, при пошуку джерел енергії на

основі неокультурюваних рослин (отримання біогазу, біопалива і так далі) є нині єдиним засобом, по-перше, формувати ефективне рослинництво та ґрунтокористування і, по-друге, формувати процеси екологічної еволюції Землі у базовій її частині – культурному рослинництві та рослинництві агроландшафтів взагалі.

Однією із основних проблем культурного рослинництва є вдосконалення технології підготовки посівного матеріалу в первинному насінництві сільськогосподарських культур. Суть цієї проблеми полягає в наступному. У технологічному процесі отримання насіння для забезпечення товарних посівів, який називають первинним насінництвом, починаючи уже із розсадників розмноження районованих сортів, культурна рослина, внаслідок впливу складових ареалу рослин агроландшафтів та екологічної пластичності рослина із року в рік „дичіє”, тобто, втрачає свої продуктивні можливості, які були закладені її генотипом. Ще на рівні супереліти, еліти та першої репродукції ця втрата може сягати третини закладеного генотипом продуктивного потенціалу більшості сортів сільськогосподарських культур, а щодо вищих репродукцій, якими нині забезпечується більшість товарних посівів – понад половину [1,2].

Для ефективного ведення галузі рослинництва треба видаляти із насінневої суміші неякісні насінини сорту і насінини рослин-засмітнювачів (нетехнологічні домішки) та відновлювати в біологічній пам'яті посівного матеріалу сорту інформацію щодо збереження закладеної його генотипом продуктивної життєдіяльності [3, 4]. Застосовані на даний час способи та технічні засоби підготовки насінневих сумішей не в стані цього забезпечити. Фізико-механічні властивості насінин, які є ознаками подільності при існуючому сепаруванні під дією гравітаційної сили, (маса, густина, розміри, форма, об'єм, пружність, розташування центру маси, центральний і осьові моменти інерції, шороховатість, парусність тощо), не мають достатнього зв'язку із біологічним станом та біологічною будовою насінин, щоб за їх допомогою «розпізнавати» якісні насінини і домішки та механічно переміщувати їх одні відносно других. Якщо це в деяких випадках і вдається, то таке сепарування сприймається всіма компонентами суміші, в тому числі насінинами сорту, як перешкода збереженню сформованого стійкого ареалу, стійкої усталеної спільноти рослин. У всіх цих випадках біологічною пам'яттю не фіксуються застосовувані методи стимулювання посівного матеріалу, які здійснюються з метою підтримання продуктивного рівня життєдіяльності рослин сорту [5.7].

Партії насіння, які неможливо довести за фізичною чистотою, схожістю та енергією проростання до вимог стандартів первинного насінництва, вилучаються із подальшого розмноження. Внаслідок цього зростає дефіцит насіння відповідних посівних стандартів, що призводить до використання у деяких випадках навіть рядового зерна в якості посівного матеріалу для широкого обсягу товарних посівів цілого ряду сільськогосподарських культур. Це є однією із причин того, що посідаючи, як було зазначено вище, третину

світового клину найродючіших земель – чорноземів, Україна залишається аграрно відсталою державою.

Отже проблема вдосконалення технологій підготовки насіння на даний час є однією із найактуальніших.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основою умовою розв'язання поставленої задачі є отримання якісного посівного матеріалу, який би складався із якісних насінин сорту, у біологічній пам'яті яких не було би закладено збереження наповненого домішками рослинного ареалу агроландшафту. Досягти цього можна тільки шляхом застосування методів та засобів електротехнології для сепарування насінневих сумішей і стимулювання посівного матеріалу [1-10]. Як один із можливих варіантів пропонується застосувати для цього нову універсальну електронасіннеобробну машину ЕФС-01м [2,4]. Загальний вид машини показано на рис. 1. Представлені нижче результати досліджень базуються на [5-19].

Робоча зона машини має потенціальний коронуючий електрод у вигляді металевих стержнів із голками і осаджувальний, який представляє собою заземлену електропровідну площину (фольгований гетинакс), розташовану під транспортерною стрічкою із діелектричного матеріалу, який при середній між електродами напруженості електричного поля близько $2,5 \text{ кВ/см.}$, є напівелектропровідним. Осаджувальний електрод у постійному контакті із нахиленою до горизонту транспортерною стрічкою, яка рухається із постійною наперед заданою швидкістю в протилежному до нахилу напрямі.

Насінини рухаються по поверхні транспортерної стрічки під дією: сили тяжіння, електричної сили та реакцій в'язей. Електрика, яка діє на насінини при їх русі по поверхні стрічки, дозволяє селективно регулювати процес отримання заряду насінинами за рахунок зсідання на них іонів, їх контактне перезарядження розрядження на осаджувальний електрод через матеріал стрічки. Це особливо важливо з тої точки зору, що, як показує досвід, саме динаміка зарядження, перезарядження і розрядження частинок насінневої суміші може якнайповніше виявити належність насінини до того, чи іншого її компоненту.

Залежність зарядження, перезарядження і розрядження насінин від їх біологічної будови та життєвого стану частково можна пояснити поведінкою вологи при життєвих процесах в насінинах. Відомо, наприклад, що градієнт напруженості електричного поля, як і градієнт температурний, викликає міграцію вологи в насінинах і що динаміка цієї міграції залежить від електричних властивостей насінин та має тісну кореляцію із станом протікаючих життєвих процесів в клітинах. Волога, з одного боку, впливає на процес зарядження-розрядження насіння, а з іншого, впливає на пружність поверхні насінин. Це ставить питання про глибше теоретичне вивчення сумісної дії електричного коронного розряду на процес сумісного електросепарування та електростимулювання.

При високому рівні життєдіяльності насінин волога є зв'язаною і входить

до складу клітин, а при його пониженні – втрачає біофізичні зв'язки із складовими органел клітин, вивільняється від участі у процесах їх життєдіяльності, може транспортуватись іонним способом через мембрани органел та видалятися у вигляді нейтральних молекул ендоплазматичним ретикулоном у міжклітинний простір та за межі насінин. На такий процес міграції вивільненої вологи, очевидно, впливають: наявні у просторі іони, поштовхи стрічки та відцентрові сили, які можуть діяти на молекули води в насінині при наявності в ній обертового руху. Отже вивчення поведінки насінини під сумісною дією електричного коронного розряду, гравітації та поштовхів механічної в'язі може розкрити невідомі раніше механізми впливу цих чинників на збереження культурними рослинами свого продуктивного потенціалу.

Формування проблеми. На підставі вищесказаного вирішення проблеми доцільно почати з розгляду поведінки насінини під дією: гравітації, електричної складової електромагнітного поля, та реакції в'язей, в діях яких є компонент гармонійних коливань. При цьому на відміну від традиційних підходів до насінини як до матеріальної частинки із незмінними параметрами в роботі поставлено питання про вивчення поведінки насінини в робочій зоні сепаратора як життєдіючого організму.

Робоча зона електросепарування має забезпечити не виконання тієї, чи іншої окремо взятої операції в контексті технології підготовки насіння, а виконати комплексний етап набуття насінинами відповідного до всієї технології вирощування культурної рослини життєвого стану. Не має бути етап окремо взятої самостійно функціонуючої технології підготовки насіння. Окремо взяті очистка, сортування, калібрування і так далі насіння, не дасть позитивного впливу на ефективність культурного рослинництва. Підготовка посівного матеріалу – це має бути самостійна технологія забезпечення технологічно доцільного етапу життя рослини у формі насіння. Саме воно – це життя має бути змістом технології забезпечення збереження продуктивного потенціалу генотипу сорту сільського господарської культури та доведення його до наступної репродукції. Саме така постановка завдання подальших досліджень впливає із аналізу виконаних по темі раніше та опублікованих в доступних джерелах інформації.

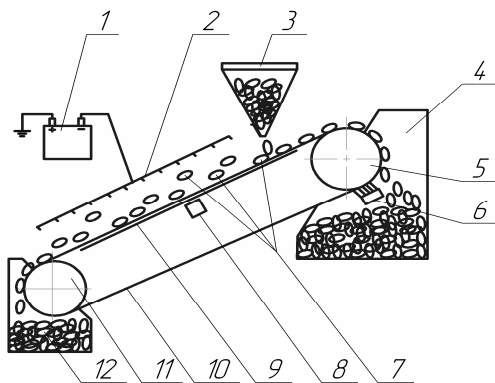
Постановка завдання. Із вищесказаного випливає питання організації послідовності технологічних впливів на насіння. В процесі збору врожаю та після первинної обробки насіння насіннеобробні підприємство отримує насінневий матеріал, що представляє собою суміш різних насінин, які в сукупності представляють рослинний ареал агроландшафту. Ця насіннева суміш в цілому є біологічною системою, яка має свою пам'ять, свій біологічний склад і відповідні йому фізичні та хімічні властивості. Електровібросепарування має за мету змінити цей склад шляхом видалення із суміші насінини рослин-засмітнювачів та насінини даного сорту, які мають недостатній рівень продуктивного біологічного потенціалу.

Особливістю такого способу розділення насіння є сама фізика руху насінин. Отримуючи імпульси при зіткненні із твердою похилою площиною, насінина змінює свій біологічний стан і тут важливо, щоби ці зміни позитивно впливали на збереження нею продуктивного потенціалу генотипу.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо миттєве положення насінини, яка рухається в міжелектродному просторі після її дотику до вібруючого некородуючого електроду у формі рухомої похилої площини. Електромеханічний процес переміщення насінини в робочій зоні електронасіннеобробної машини ЕФС-01м у процесі електросепарування та проекції її положень на горизонтальну площину показана на рис. 2. Насінина, після того, як вона попала в робочу зону електронасіннеобробної машини знаходиться під дією уже не тільки поля гравітації, але ще поля електромагнітного та реакцій в'язей.

Дія останнього має характер: механічний від напруженості електричного складової електромагнітного поля; термодинамічний від електромагнітних спектрів, які відповідають діелектричній проникності насінин; біологічний в результаті сумісного впливу електромагнітного поля і отримуваних імпульсів на трансмембранний процес та електромеханічну активність органел клітин насінини.

Оскільки траєкторія руху насінини проходить через зони міжелектродного простору з різною величиною та знаком напруженості наведеного електричного поля і на нього в кожній точці впливає поле електромагнітне, та треба, очевидно, ставити питання про результуюче електричне поле.



а)



б)

Рисунок 1 - Електронасіннеобробна машина ЕФС 01м: **а** – схема будови і принципу роботи; **б** – фотографія промислового зразка; 1 – джерело високої напруги; 2 – коронуючий електрод; 3 – бункер подачі насіння; 4 – приймач відходів насіння; 5 – ведучий валик; 6 – щітка для очищення транспортерної стрічки від пилу; 7 – насіння; 8 – вібратор; 9 – заземлена провідна площина (осаджувальний електрод), 10 – безкінечна транспортерна стрічка; 11 – ведений валик; 12 – бункер з якісним насінням

Під результуючою напруженістю електричного поля, в даному випадку, слід розуміти, з одного боку, геометричну суму внутрішніх електричних напруженостей складових насінини, викликаних життєвими процесами в ній та взаємодіючими з ними електричними спектрами напруженостей прикладеного до насінини зовнішнього електричного поля – з другого.

З біологічної точки зору, привести ці процеси у живих клітинах і насінинах, коли в них різні рівні життєздатності та відмінна біологічна будова, природа не в стані ні за рахунок екологічної пластичності сортів культурних рослин, ні внаслідок їх популяцій. Мінливість фізичних властивостей насінин є проявом біологічного стану насінин. Швидкість цих змін у великій мірі залежить від стану вологи в живій клітині та насінині. Відмінності в поведінці вологи в насінинах компонентів суміші мають наслідком різницю в процесах поляризації в насінинах, динаміку зміни їх діелектричної проникності, електропровідності тощо. Отже, якісне насіння і домішки отримують відмінні заряди, чим створюються підстави для дії на них відмінних електричних сил. Разом з тим можна припустити, що якісне насіння сорту під біофізичним впливом електростатичного поля з об'ємним зарядом та внаслідок дії випромінювань електричного коронного розряду здатне поновлювати в своїй біологічній пам'яті закладену генотипом продуктивну життєдіяльність вирощуваних із них рослин.

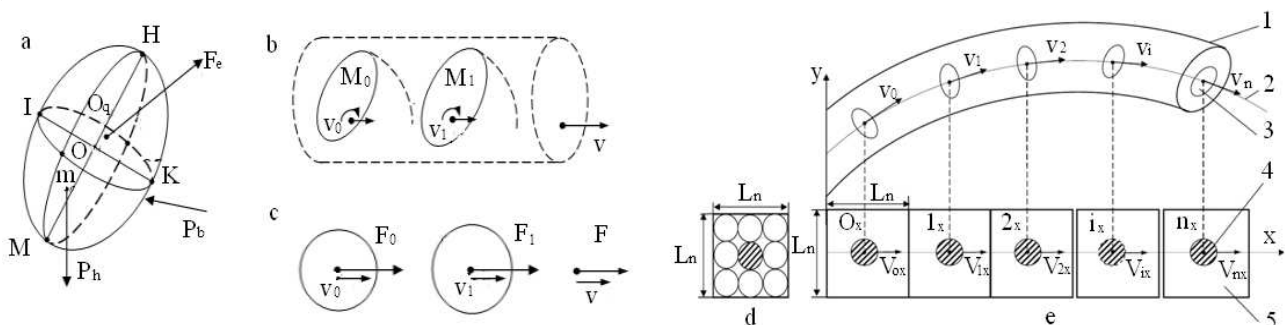


Рисунок 2 - Електромеханічний процес переміщення насінини в робочій зоні електронасіннеобробної машини у процесі електросепарування та проєкції її положень на горизонтальну площину.

а – модель насінини, її геометричні характеристики та діючі на неї сили; б – геометричне моделювання руху насінини в робочій зоні електросепарування; с – проєкція форми насінини та її елементарного переміщення на горизонтальну площину; д – проєкція на горизонтальну площину елементарного простору переміщення насінини із зображенням центрального та вірогідних розташувань насінини суміші у процесі її сепарування; е – трубка руху насінини та її проєкція на горизонтальну площину; $O_x, 1_x, 2_x, i_x, n_x$ – проєкції на горизонтальну площину центральних положень насінини в трубці руху; МН та ІК – велика і мала осі еліпсоїда обертання, який моделює насінину; І, К – точки на поверхні насінини, які є вершинами еліпса – поперечного перетину еліпсоїда – моделі насінини; О – геометричний центр еліпсоїда обертання – моделі насінини; O_q – центр дії електричної сили; m – центр дії сили тяжіння; P_h, F_e, P_b – сили:

відповідно тяжіння, дії електричного поля; сумарна реакції в'язей; M і H – вершини еліпса – поздовжнього перетину еліпсоїда обертання – моделі насінини; M_0 і M_1 – початкове і поточне значення центрального моменту діючих на насінину сил; v_0, v_1, v_2, v_i, v_n – початкове, поточне і кінцеве значення лінійної швидкості насінини; v – напрям руху насінини в трубці руху; F_0, F_1 і F – початкове і поточні значення результуючої діючої сили на насінину; xOy – система координат в площині руху насінини; v_0, v_1, v_2, v_i, v_n – горизонтальні складові швидкості руху насінини; L_n – проекції на горизонтальну площину відстані елементарного переміщення насінини вздовж геометричної осі трубки руху та відхилень в перпендикулярній до неї площині; 1 – трубка руху насінини; 2 – траєкторія руху насінини; 3 – насінина у процесі руху; 4 – центральне положення проекції насінини на горизонтальну площину; 5 – проекція на горизонтальну площину простору вірогідних положень насінини при елементарному переміщенні;

Це теоретичне твердження, в разі його прийняття, дає нові підстави для моделювання процесів електросепарування насіння. Особливістю представленої на рис 2 моделі руху насінини при електросепаруванні є визначення трубки цього руху та її проекції на горизонтальну площину.

Поняття елементарного переміщення L_n є в даному разі базовим, оскільки дозволяє визначати кількість одночасно перебуваючих в робочій зоні сепарування насінин, тобто дає змогу визначати продуктивність поступлення насінневої суміші у робочу зону електросепарування.

Згідно рис. 2 та на підставі вищесказаного можна відобразити математично процес розділення суміші, тобто знайти відмінності результуючій силі дії на насінини з відмінною біологічною будовою та біологічним станом з допустимою для практичного здійснення процесу.

Без відповідного математичного моделювання емпіричним способом здійснити це дуже складно, оскільки вектори діючих на насінини сил є складними неявними функціями простору і часу. Представлена на рис. 2 фізична модель має ту особливість, що відображує дію електричної сили нарівні із силою гравітаційною. Несовпадіння центрів цих дій призводить до обов'язкової присутності окрім центрального вектора ще центрального моменту. Із зображення 2d бачимо, що змодельовавши проекцію насінини на горизонтальну площину у вигляді круга, маємо 9 вірогідних таких кругових площадок. Отже щільність насінин в робочій зоні за умови їх незіткнення представляє відношення один до дев'яти. Це підтверджують результати експериментальних досліджень [1-3]

Якщо умовно взяти усереднену якісну і неякісну насінини, умовою електросепарування буде

$$\vec{F}_k \neq \vec{F}_o, \quad (1)$$

де \vec{F}_k – результуюча сила, яка рухає якісну насінину культури, H ; \vec{F}_o – результуюча сила, яка рухає неякісну насінневу домішку, H .

Траєкторії руху насінин суміші та побудова вектора сепарування, яка визначено за допомогою рис. 2 представлено на рис. 3. Траєкторії руху насінин є годографами відповідних векторів. Вектор сепарування є різницею векторів результуючих сил, які діють на насінини.

Зображення вектора сепарування на комплексній площині розкиває можливості застосування функції комплексної змінної до опису його стану при пошуку режимів оптимізації електронасіннеобробної машини.

На підставі представленої на рис. 3 графічній моделі процесу електросепарування умова (1) може бути представлена

$$\vec{F}_k - \vec{F}_o = \vec{F}_c, \quad (2)$$

де \vec{F}_c – вектор сепарування.

$$\vec{F}_c = f(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n), \quad (3)$$

де $(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n)$ – система параметрів електровібросепарування, яка забезпечує наперед визначений рівень розділення суміші.

Отже змістом подальших досліджень є отримання функції (3) для кожного окремо взятого сорту сільськогосподарської культури. При цьому головним питанням є розпізнання системою параметрів сепарування якісних та неякісних насінин. При цьому якісна і неякісна насінина мають нести в собі усереднені параметри відповідних компонентів суміші.

Отриманий вектор електросепарування є математичним сподіванням різниці траєкторій руху. Його горизонтальна складова є критерієм електросепарування. Середньоквадратичне відхилення критерію електросепарування визначається для кожної суміші експериментально.

На підставі отриманих теоретичних положень були розроблені методики експериментальних досліджень. Застосування їх для розділення цієї одвічно важкорозділюваної суміші дало результати, які неможливо було раніше отримати ні при яких методах і режимах сепарування насінневих сумішей.

Очищено було 100 кг елітного насіння льону довгунцю від насінин карантинного засмітнювача – кукілю. Статистичної обробки цих результатів дослідних даних представлено на рис 4. За всю історію досліджень вирішення проблеми позбутися кукілю в льоні такі результати було отримано вперше. При цьому отриманню експериментальних даних допомогли запатентовані технічні рішення [15 – 19].

Таким чином виконані теоретичні та експериментальні дослідження, як показує аналіз їх результатів, розкривають нові перспективи формування технологій підготовки насіння культурних рослин на новій фізичній основі. Такою основою є вперше отриманий критерій електросепарування, побудований на таких ознаках подільності як: наполяризованість насінин, стала часу електрозаряджання насінин, властивість їх поверхності, пружність, форма, центр електричного заряду, електричний імпульс моменту насінин та інші.

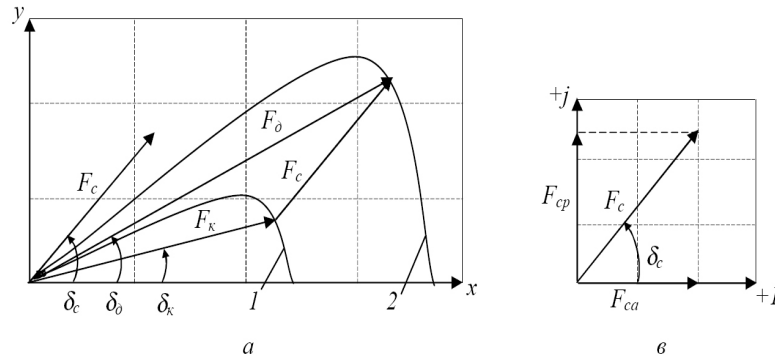


Рисунок 3 - Траєкторії руху насінин суміші та побудова вектора сепарування: **a** – траєкторії руху насінин під дією результируючих сил; **в** – зображення вектора сепарування на комплексній площині; xOy – система координат на площині руху насінин; $+I+j$ – координати комплексної змінної на площині; F_c – вектор сепарування; F_0 – результируюча сила, яка діє на насінневу домішку; F_k – результируюча сила, яка діє на культурну якісну насінину; F_{cp} – реактивна складова комплексної змінної вектора сепарування; F_{ca} – активна складова комплексної змінної вектора сепарування; δ_c – кут між горизонтальною віссю і вектором сепарування; δ_0 – кут між горизонтальною віссю і вектором результируючої сили, яка діє на насінневу домішку; δ_k – кут між горизонтальною віссю і вектором результируючої сили, яка діє на культурну насінину; **1** – траєкторія культурної насінини; **2** – траєкторія культурної насінини домішки.

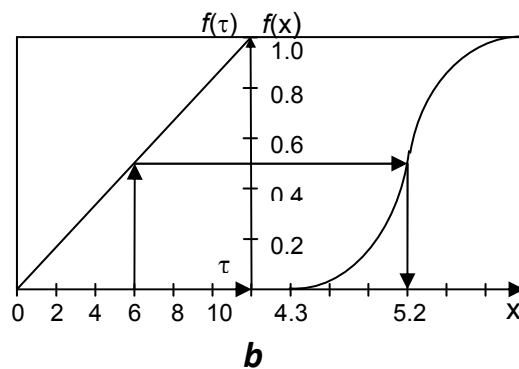
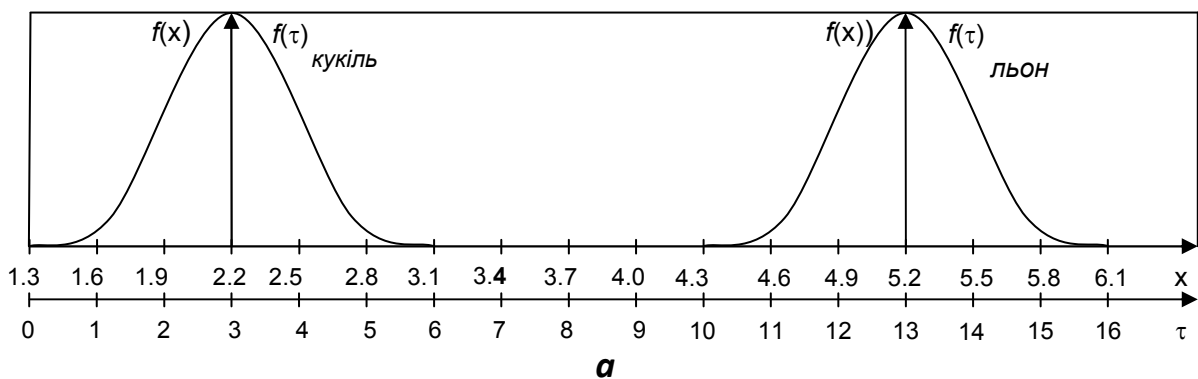


Рисунок 4 - Результати статистичної обробки дослідних даних очистки насіння льону-довгунцю від кукілю

a – унормовані диференціальні функції нормального розподілу; b – інтегральні статистичні функції з відображенням; x – критерію сепарування; τ – середньоквадратичне відхилення значень критерію електросепарування

Сукупно ці ознаки відображують енергетичний рівень продуктивного потенціалу генотипу рослини у стадії її життя – насіння. Це створює нові можливості не тільки вирішення технологічних проблем рослинництва, але і формування процесів екологічної еволюції Землі

Висновки

1. Розроблені авторами технічні засоби електросепарування забезпечують можливість розділення насіннєвих сумішей культурних рослин за біологічними властивостями, за якими формується їх технологічна якість.

2. Представлені результати теоретичних досліджень є першим необхідним кроком для створення автоматизованих систем управління процесами обробки насіння культурних рослин. при цьому розмежування в процесах сепарування насіннєвих сумішей діючих сил та реакцій в'язей є підставою для формування нових теоретичних положень.

3. Запропонований механізм визначення вектора електросепарування дозволяє теоретично при мінімальних вимірах діючих на насінини сил визначати оптимальні режими електросепарування.

4. Отримані результати експериментальних досліджень підтверджують достовірність, об'єктивність та відтворюваність найдених теоретичних положень електросепарування насіннєвих сумішей за біологічними властивостями насінин.

Бібліографічний список

1. . Іноземцев Г. Б. Паранюк В.О. До питання ресурсоенергозбереження в первинному насінництві; Зб наук праць НАУ

2. Іноземцев Г. Б. Паранюк В.О.Електростимулювання насіння як засіб енергетичного поновлення потенціалу генотипу в первинному насінництві Зб наук праць НАУ

3. Іноземцев Г. Б. Паранюк В.О Науково-технічні передумови електросепарування насіннєвих сумішей в первинному насінництві Зб наук праць НАУ

4. Паранюк В. О., Ковалишин С.Й., Воробкевич В.Ю., Рівіс Й.Ф. Пристрій для обробки насіння. Патент України №25302А, МКІ А01С1/00, Заявл. 21.05. 1996. Опубл.30.10.1998

5. Паранюк В. А. Разделение семенных смесей в электрическом поле на наклонной плоскости (Программа и методика исследования) наук / В. А. Паранюк // Научный отчет ЧИМЭСХ по госбюджетной работе за 1984 г. Гос. рег. № 01828013481, инв. № 02850068663. – Челябинск, 1985. – 42 с

6. . Паранюк В. А. Сепаратор семян сельскохозяйственных культур / В. А. Паранюк // Электротехнология в решении продовольственной программы СССР : Тезисы докладов научн. практ. конф. . – Челябинск, 1984. – С.18
7. Паранюк В. О. Фізичні основи технології сепарування насіння сільськогосподарських культур / В. О. Паранюк, Л. В. Прокопів В. І Мельничук та ін.. // Збірник наукових праць УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. 2007. – Випуск 10 (24), книга 1, Дослідницьке, 2007. – С 42-45.
8. Паранюк В. О. Електромагнітні дії на насіння культурних рослин як засіб підвищення продуктивності національних агроландшафтів / В. О. Паранюк //Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. 2009. – № 139. С. 161-168.
9. Паранюк В. О. Обґрунтування технологічних параметрів електронасіннеобробної машини / В. О. Паранюк, П. П. Добоні // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2010. – №14. – С.181-188.
10. Паранюк В. О. Дослідження процесу електровібраційного сепарування насіння на прикладі суміші конюшина-щавель / В. О. Паранюк, П. П. Добоні, І. Ф. Зарічний // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2011 – №15. – С. 254-263
11. Паранюк В. О. Визначення оптимальних параметрів і режимів передпосівної електростимуляції насіння за біохімічними показниками / В. О. Паранюк, Й. Ф. Рівіс С. Й. Ковалишин // Вільний аграрник.1998. – №3. – Львів – С 28- 34
12. Паранюк В. О. Обґрунтування способу підготовки насіння багаторічних трав при окультуренні земель / В. О. Паранюк, С. Й. Ковалишин, У. Н. Запісоцька // Сучасні досягнення геодезичної науки в Україні; матеріали наук.-практ. конф. Львівського державного аграрного університету. 1997.– Львів, – С. 197-199.
13. Паранюк В. О. Енергоощадне електросепарування насіння культурних рослин / В. О. Паранюк, С. Й. Ковалишин //Motrol 2011. – Lublin. Том 13 D. № 4. С. 95 –103.
14. Паранюк, В. О. Електричні параметри робочої зони електросепаратора / В. О. Паранюк, А. Ф. Герман.. // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2008. –№12, т. 1 – С..527-534.
15. Патент України на винахід № 25302А, МКІ А01С1/00. Пристрій для обробки насіння / Паранюк В. О., Ковалишин С. Й., Воробкевич В. Ю., Рівіс Й. Ф.; заявл. 21.05 1996 ; опубл. 30.10.1998.
16. Патент України на винахід N 96104003. МКІ А01С1/00. Спосіб оцінки ефективності передпосівної обробки насіння сільськогосподарських культур / Паранюк В. О., Рівіс Й. Ф., Ковалишин С. Й., Мацьків О. І. ; опубл. 06.02.1997.
17. Патент України на винахід № 222891А, МКІ А01С1/00. Спосіб оцінки ефективності передпосівної обробки насіння / Паранюк В.О., Рівіс Й. Ф., Ковалишин С.Й., Мацьків О. І.; заявл. 22.10. 1996 ; опубл. 05.05.1998.

18. Патент України на винахід № 23116А, МКІ А01С1/00. Спосіб оцінки ефективності передпосівної обробки насіння за біохімічними показниками / Паранюк В.О., Рівіс Й. Ф., Ковалишин С. Й., Мацьків О. І.; заявл. 14.11.1995 ; опубл. 30.06.1998.

19. Патент України на корисну модель № 66611. МПК (2011.01) А01С 1/00. Спосіб передпосівної обробки насіння сільськогосподарських культур / Іноземцев Г. Б., Паранюк В. О., Синявський О. Ю., Окушко О. В. Савченко В.: Національний університет біоресурсів і природокористування. Заявл 20.06.2011 ; опубл. 10.01.2012 ; бюл №1. 2012.

Аннотация.

Электромагнитные ресурсы очистки семена от карантинных засорителей и формирование процессов экологической эволюции земли Паранюк В.А., Щур Т.Г.

На основе применения системного подхода построено восходящие теоретические положения электросепарирования семян культурных растений по биологическим признакам. В системе семеноводства можно решать проблемы плодородных земель и экологии Земли. Теоретические исследования автора с электросепарирования по биологическим признакам допускают полностью удалять карантинные и другие засорители и вместе стимулировать семян. В работе получены уникальные результаты очистки семян льна-долгунца от плевел. Эти результаты раскрывают новые возможности решения технологических проблем растениеводства и формирования процессов экологической эволюции Земли.

Abstract

Electromagnetic resources seeds of cleaning and forming quarantine contaminants the environmental evolution of the earth

V. Paranyuk, T. Shchur

Based on a systematic approach built bottom-up theoretical positions electrical separation seed crops on biological grounds. The system can solve the problem of seed fertile land and, on this earth and ecology theoretical study author from electrical separation the biological characteristics allows completely remove quarantine and other contaminants together to stimulate seed. We obtain unique results of treatment of flax seeds of tares. These results reveal new possibilities for solving technological problems and crop formation processes of ecological evolution of the Earth.

УДК 631.33

ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ ДИСКОВО-АНКЕРНОГО СОШНИКА З ГРУНТОМ ПРИ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Науменко М.М., доцент, Макаренко Д.О., аспірант, Деркач О.Д., доцент
(Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет)

Запропонована математична модель динамічної взаємодії дисково-анкерного сошника посівного комплексу Агро-Союз Turbosem II 19-60 з мікрорельєфом поля. Виведені диференціальні рівняння руху окремих елементів паралелограмного механізму при копіюванні нерівностей поля. Наведені рівняння дозволяють визначити сили які виникають в з'єднаннях механізму, що може бути використано при його удосконаленні.

Визначення навантажень в з'єднаннях кінематичних пар паралелограмного копіювального механізму при його роботі є важливою задачею для обґрунтування раціональних характеристик його складових елементів. При роботі посівного комплексу на ідеально плоскій поверхні поля навантаження можуть визначатись з рівнянь статички [1]. В роботі [2] наведено детальний кінематичний аналіз паралелограмного механізму при копіюванні нерівностей мікрорельєфу ґрунту. Проте відмічені труднощі аналітичного визначення сил інерції, і сили, що діють на механізм знаходять з рівнянь статички.

В роботі, що пропонується, виведені диференціальні рівняння руху складових елементів механізму для посівного комплексу Агро-Союз Turbosem II 19-60 при взаємодії опорного колеса з нерівностями ґрунту. Схема посівного комплексу, особливістю якої є наявність зубчастого прикочуючого колеса 8 і притискної пружини 4, наведена на рисунку 1.

Диференціальні рівняння руху окремих елементів сівалки при взаємодії анкерного сошника з полем.

При роботі сівалки на плоскій поверхні поля всі її елементи, крім диска і коліс здійснюють рівномірний, поступальний рух. Динамічні навантаження, що виникають в з'єднаннях окремих елементів можуть визначатись із статичних рівнянь.

Розглянемо, як впливають можливі нерівності поверхні на навантаження в з'єднаннях.

Враховуючи, що верхня тяга паралелограмного механізму – 1 і нижня – 2 (рис. 1) при подоланні перешкоди здійснюють плоско-паралельний рух, для кожної з них складаємо три диференціальні рівняння.

\ddot{y}_1 – проекція прискорення центра мас на вісь y ;

P_4 – вага пружини;

P_1 – вага тяги АД;

S_D – реакція пружини DD_1 (рис. 1);

φ_0, ψ – кутові конструктивні розміри (рис. 1);

φ_c – кут, який визначає початкове положення центра ваги важеля C_1 ;

φ – поточне значення кута обертання тяги;

Диференціальні рівняння для нижньої тяги механізму:

$$m_2 \ddot{x}_2 = R_{A_1X} - R_{B_1X}; \quad (4)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = R_{B_1Y} - R_{A_1Y} - P_2; \quad (5)$$

$$I_2 \ddot{\varphi} = R_{A_1Y} A_1 C_2 \sin(\varphi_0 + \varphi) + R_{A_1X} A_1 C_2 \cos(\varphi_0 + \varphi) + \\ + R_{B_1Y} C_2 B_1 \sin(\varphi_0 + \varphi) + R_{B_1X} C_2 B_1 \cos(\varphi_0 + \varphi) \quad (6)$$

де m_2 – маса нижньої тяги;

P_2 – її вага;

\ddot{x}_2 і \ddot{y}_2 – проекції прискорення центра мас тяги на осі x та y ;

I_2 – осьовий центральний момент інерції;

$R_{A_1X}, R_{B_1X}, R_{A_1Y}, R_{B_1Y}$ – проекції реакцій на осі x, y , що виникають в з'єднаннях A_1 і B_1 .

Цілковито очевидно, що динамічні навантаження на окремі вузли перевищуватимуть статичні і вони будуть тим більшими чим значимішими будуть розміри перешкоди. Екстремальною ситуацією слід вважати таку, при якій довжина перешкоди буде меншою за міжосьову відстань між опорним та зубчастим колесом, а висота перешкоди більшою за заглиблення зубчастого колеса в ґрунт.

Як відомо в існуючих дослідженнях [2] рельєф поля можна представити синусоїдальною поверхнею з довжиною хвилі $l = 0,2$ м і амплітудою $\Delta = 0,049$ м. За таких обставин, при подоланні перешкоди опорним колесом посівної секції, зубчасте колесо вийде з зачеплення з ґрунтом, або ж його взаємодія з ґрунтом стане мінімальною, а пружина опорного колеса розвантажиться і в результаті сама пружина і деталі механізму які вона з'єднує будуть здійснювати поступальний рух разом з основним елементом сівалки.

Диференціальні рівняння руху стійки разом з опорним колесом мають вигляд:

$$m_3 \ddot{x}_3 = R_{B_1X} - R_{B_3X} - R_X^6 - R \sin \theta; \quad (7)$$

$$m_3 \ddot{y}_3 = -R_{B_1Y} - R_{B_3Y} - P_3 - Q - P_\theta - \frac{1}{2} P_4 - P_n - P_8 - P_7 + R_Y^6 + S_D; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \sum M_o = R_{B_1X} \cdot OB_1 - R_{BX} \cdot OB - Q \frac{1}{2} OD \sin \alpha_1 - \\ - P_H (OE \sin \alpha_1 + \frac{1}{2} EH \sin \beta) - P_8 (OF \sin \alpha + \frac{1}{2} FO_2 \cos \gamma) - \\ - (\frac{1}{2} P_4 + S_D) OD \sin \alpha_1 + R_y^6 OC \sin \alpha_1 - R_x^6 OC \cos \alpha_1 = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

де P_n – вага пружини ЕН (рис. 1).

При складенні диференціальних рівнянь руху колеса будемо вважати, що профіль поверхні поля описується гармонійною функцією з амплітудою Δ і довжиною хвилі $l = 2a$ (рис. 1)

За наведеною на рис. 1 схеми сил, що діють на колесо, диференціальні рівняння його руху запишуться в вигляді:

$$m_6 \ddot{x}_6 = R_x^6 - R_x^\Gamma; \quad (10)$$

$$m_6 \ddot{y}_6 = R_y^\Gamma - R_y^6 - P_k; \quad (11)$$

$$I_6 \ddot{\phi}_6 = R_x^\Gamma \cdot r_6 - R_y^\Gamma \cdot f \quad (12)$$

де m_6 – маса колеса;

I_6 – осьовий момент інерції колеса;

\ddot{x}_6, \ddot{y}_6 – проекції прискорення центра колеса на осі x і y відповідно;

$\ddot{\phi}_6$ – кутове прискорення колеса;

R_x^Γ, R_y^Γ – складові реакції ґрунту;

r_6 – радіус колеса;

f – коефіцієнт тертя кочення.

Для коефіцієнта тертя кочення на криволінійній поверхні поля запропонована формула:

$$f = f_k + e$$

де f_k – коефіцієнт тертя кочення на горизонтальній поверхні;

e – поправка до коефіцієнта, що враховує рух по криволінійній поверхні

Приймається:

$$e = \frac{\ell}{4} \sin \frac{2\pi x}{\ell} \quad (13)$$

Таким чином навантаження на з'єднання елементів сівалки в спрощеному варіанті можна знаходити з диференціальних рівнянь (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12).

Кінематичні характеристики окремих мас механізму сівалки для наведеної системи диференціальних рівнянь визначається із таких міркувань.

Нехай сівалка рухається по поверхні поля, профіль якого описується рівнянням:

$$y = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi x}{a} \right),$$

де h – висота перешкоди, м;

Якщо сівалка рухається зі сталою швидкістю, то для будь-якої точки третього елемента маємо:

$$\begin{aligned} x &= vt + x_r, \\ y &= \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi(vt + x_r)}{a} \right) \end{aligned} \quad (14)$$

При підйманні колеса на висоту h паралелограм деформується і лінія АВ обертається на кут φ (рис. 2).

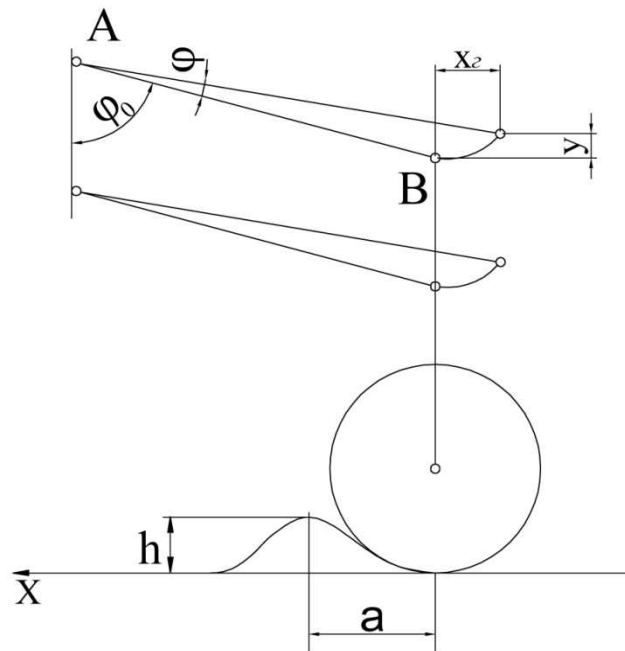


Рисунок 2 – Схема до визначення кінематичних характеристик елементів

Відносне переміщення в горизонтальному напрямі визначається як:

$$x_2 = AB \sin(\varphi_0 + \varphi) - AB \sin \varphi_0 \quad (15)$$

Для вертикального переміщення отримаємо:

$$y_2 = AB \cos \varphi_0 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \quad (16)$$

Підставивши вирази (15) та (16) в рівняння траєкторії (14), отримаємо:

$$\begin{aligned} AB \cos \varphi_0 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) &= \\ = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin(\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \right) \end{aligned} \quad (17)$$

Отримане рівняння дає можливість для будь-якого моменту часу знаходити кут деформації механізму φ а також залежності між t , φ , $\dot{\varphi}$:

$$AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} = \frac{h}{2} \sin \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin(\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \cdot \left[\frac{\pi}{a} v - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \right] \quad (18)$$

Рівняння для прискорень матиме вигляд:

$$AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi} = \frac{h}{2} \cos \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin(\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \cdot \left[\frac{\pi}{a} v - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \right] \times \left[\frac{\pi}{a} v - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \right] + \frac{h}{2} \sin \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin(\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \times \left[AB \sin(\varphi_0 - \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi} \right] \quad (19)$$

Кінематичні рівняння (17, 18, 19) дають можливість визначати для будь-якого моменту часу кутові характеристики (φ , $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$) на інтервалі зміни часу, за який відбувається подолання перешкоди, тобто

$$0 \leq t \leq \frac{2a}{v}$$

Прискорення центрів ваги елементів сівалки визначаються з рівнянь їх руху.

Для тяги 1:

$$x_1 = Vt - (AC_1 \sin(\varphi_c + \varphi) - AC_1 \sin \varphi_c);$$

$$y_1 = AC_1 \cos \varphi_c - AC_1 \cos(\varphi_c + \varphi)$$

Звідки:

$$\dot{x}_1 = V - AC_1 \cos(\varphi_c + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \text{ тоді}$$

$$\ddot{x}_1 = AC_1 \sin(\varphi_c + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AC_1 \cos(\varphi_c + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}$$

$$\dot{y}_1 = AC_1 \sin(\varphi_c + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \text{ тоді}$$

$$\ddot{y}_1 = AC_1 \cos(\varphi_c + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + AC_1 \sin(\varphi_c + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}$$

Для тяги A_1B_1

$$x_2 = Vt - (AC_2 (\sin(\varphi_0 + \varphi) - AC_2 \sin \varphi_0));$$

$$y_2 = AC_2 \cos \varphi_0 - AC_2 \cos(\varphi_0 + \varphi)$$

Звідки

$$\dot{x}_2 = V - AC_2 \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \text{ тоді}$$

$$\ddot{x}_2 = AC_2 \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AC_2 \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}$$

$$\dot{y}_2 = AC_2 \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \text{ тоді}$$

$$\ddot{y}_2 = AC_2 \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + AC_2 \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}$$

Для стійки 3

$$\begin{aligned}x_3 &= Vt - (AB \sin(\varphi_0 + \varphi) - AB \sin \varphi_0); \\y_3 &= AB \cos \varphi_0 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi)\end{aligned}$$

Звідки

$$\begin{aligned}\dot{x}_3 &= V - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \text{ тоді} \\ \ddot{x}_3 &= AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi} \\ \dot{y}_3 &= AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \text{ тоді} \\ \ddot{y}_3 &= AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}\end{aligned}$$

Кутове прискорення колеса знайдемо передбачаючи, що воно рухається по криволінійній поверхні без проковзування.

За цієї умови:

$$\omega = \frac{v_c}{r_6} = \frac{v_x}{\cos \alpha \cdot r_6},$$

тоді:

$$\dot{\varphi} = \frac{W_x}{\cos \alpha \cdot r_6} = \frac{\ddot{x}}{\cos \alpha \cdot r_6} \quad (20)$$

Для формули (20) кут α визначається з формули:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_y}{v_x} = \frac{\dot{y}}{\dot{x}},$$

де $\dot{x} = \dot{x}_3$; $\dot{y} = \dot{y}_3$; $\ddot{x} = \ddot{x}_3$

Деформація пружини $D_1 D_2$ визначається як

$$\Delta = AD_1 \varphi - A_1 B_1 \varphi = (AD_1 - AB) \varphi$$

Висновки

Диференціальні рівняння руху окремих елементів механізму посівного комплексу при копіюванні паралелограмним механізмом поверхні поля дозволяють визначати динамічні навантаження що виникають в системі.

Наведену математичну модель можна використовувати при обґрунтуванні раціональних параметрів механізму і зокрема його рухомих з'єднань.

Список літератури

1. Деркач О.Д. До питання створення широкозахватних посівних комплексів з підвищеним ресурсом рухомих з'єднань / О.Д. Деркач, М.М.

Науменко, Д.О. Макаренко [та ін.]. – Х: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2015. – №159. – С. 186-193.

2. Заварзин В.А. Обоснование параметров и режимов работы копирующего механизма рабочих органов почвообрабатывающего посівного комплекса: Дис. канд. техн. наук: 05.20.01 – технологи и средства механизации сельского хозяйства / Алтайский государственный аграрный университет – Барнаул, 2003. – 166 С.

Аннотация

Построение математической модели процесса взаимодействия дисково-анкерного сошника с почвой при динамических нагрузках

Науменко М.М., Макаренко Д.А., Деркач А.Д.

Предложена математическая модель динамического взаимодействия дисково-анкерного сошника посевного комплекса Агро-Союз Turbosem II 19-60 с микрорельефом поля. Выведены дифференциальные уравнения движения отдельных элементов параллелограмного механизма при копировании неровностей поля. Приведенные уравнения позволяют определить силы, которые возникают в соединениях механизма, что может быть использовано при его усовершенствовании

Abstract

The construction of a mathematical model of the process interaction of a disk-anchor opener with the soil under dynamic loads

Naumenko M. M., Makarenko D. A., Derkach A. D.

A mathematical model of the dynamic interaction of the disk-anchor opener sowing agro-Soyuz Turbosem II 19-60 with the microrelief of the field. Derived differential equation of motion of the individual elements parallelogram mechanism for the reproduction of unevenness in the field. The equations allow us to determine the forces that occur on nodes mechanism that can be used in its improvement

УДК621.86

ВИБІР ШВИДКІСНОГО РЕЖИМУ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

**Білик С.Г. к.т.н., Диня В.І. к.т.н., Фльонц О.В. к.т.н., Клендій М.І.,
Семенів І.І.**

*(Відділений підрозділ Національного університету біоресурсів і
природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»)*

Проведений аналіз різних способів транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів у замкнених кожухах. Розроблена методика вибору швидкісного режиму транспортування сипких і в'язких матеріалів. Приведені аналітичні залежності для визначення кінематичних і силових параметрів, а також представлено графічного залежності зміни продуктивності гнучких гвинтових від різних факторів.

Технічні засоби неперервного транспортування сипких матеріалів є основою комплексної механізації завантажувально-розвантажувальних робіт, які підвищують продуктивність та ефективність виробничих процесів.

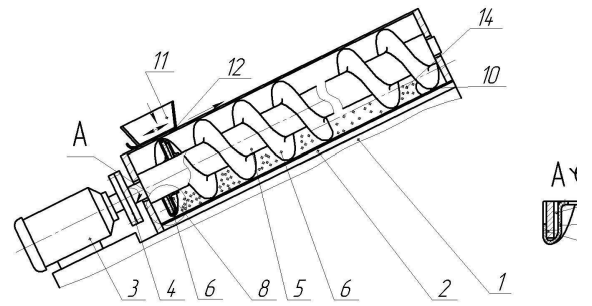
У сільськогосподарському виробництві застосовується комплекс машин для завантаження та розвантаження матеріалів (зернові, комбікорми, мінеральні добрива, солома та ін.), однак основна їх частина відноситься до стаціонарних або обмежено-рухомих механізованих транспортуючих засобів, в той час як мобільна техніка застосовується не достатньо.

Проведений аналіз різних способів транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів у замкнених кожухах, до яких відносяться жорсткі шнекові конвеєри, гнучкі гвинтові одно- та багато магістральні конвеєри (рис.1) , а також пневмотранспортери (рис. 2) , шайбові конвеєри (рис. 3) , різного роду гвинтові перевантажувачі дозволив встановити, що найменш ресурсозатратною технологією переміщення сипких вантажів по криволінійних трасах є застосування гнучких гвинтових конвеєрів, які виконані на основі окремих гвинтових секцій, шарнірно з'єднаних між собою.

Питома вага гвинтових конвеєрів у завантажувально-розвантажувальних роботах переважної більшості сільськогосподарських, дорожніх, будівельних, переробних та інших машин складає близько 40...45%. Як правило, це жорсткі шнекові транспортери, у яких робочий орган розташований в опорах і переміщує сипкий матеріал у нерухомому направляючому кожусі.



а)



б)

Рисунок 1 – Загальний вигляд жорсткого гвинтового конвеєра (а) Схема жорсткого гвинтового конвеєра (б)



а



б



в

Рисунок 2 – Технологічні схеми пневматичних транспортерів: а- всмоктувальний; б – нагнітальний; в – змішаний;



Рисунок 3 – Робочий орган шайбового конвеєра фірми “Limatex Agro”

Основним недоліком таких типів гвинтових конвеєрів є обмежена маневреність, довжина технологічної магістралі, а також підвищена матеріаломісткість.

Вирішити дані питання можна шляхом застосування гнучких гвинтових робочих органів, які розташовані з зазором без опор у еластичному кожусі та дозволяють транспортувати сипкі вантажі як по прямолінійних, так і криволінійних трасах.

Вихідними даними для проектування гвинтових транспортних пристроїв є продуктивність, яка залежить від кутової швидкості. Її вибір виробляють на початку проектування в залежності від виду конвеєра, характеру розташування траси, виходячи з умов не пошкоджуваності вантажу або мінімуму енергетичних витрат на переміщення. При транспортуванні в гвинтових пристроях вантажів, як правило, обмежують окружну швидкість $v_{ок}$ спіралі (для пшениці, наприклад, до 2,3 ... 4,2 м / с). Кутова швидкість обертання

$$\omega = 2v_{ок} / D \quad (1)$$

Якщо врахувати, що продуктивність гвинтових конвеєрів залежно від діаметра шнека змінюється по (2.60), то максимальна кутова швидкість обертання спіралі для конкретного вантажу

$$\omega = \sqrt{\psi \varphi v_{ок}^3 k_T [2Q(1 + T/T')]} = \sqrt{\psi \varphi v_{ок}^3 k_{ск} / (2Q)} \quad (2)$$

Коефіцієнт наповнення φ залежить від умов завантаження і реологічних властивостей ґрунту[21], а коефіцієнт швидкості $k_{ск}$ - від нахилу траси і швидкості обертання спіралі (при $T' \rightarrow \infty, k_{ск} \rightarrow k_T = T / D$).

Для тихохідних горизонтальних і низьконахилених транспортерів кутова швидкість обмежується умовою запобігання пересипання вантажу через витки. У разі швидкохідних гвинтових конвеєрів, в тому числі гнучких, мінімальне значення кутової швидкості спіралі з умови стійкості гвинтового переміщення вантажу визначається по залежності

$$\omega = k(4\pi^2 \rho_i^2 + T^2) \sqrt{2g / D / [T(T + 2\pi\mu_1 \rho_i)]} \quad (3)$$

де k - коефіцієнт, що залежить від заповнення конвеєра, при $\varphi = 0,3$ $k = 1$, при $0,4 \leq \varphi \leq 0,7$ $k = 0,5 \dots 0,8$.

При цьому для круто нахилених конвеєрів ($\gamma = 70 \dots 90^\circ$), коли гвинтовий рух вантажу може відбуватися і без осьової транспортування, основною розрахунковою залежністю, поряд із забезпеченням заданої продуктивності, є (3).

Отримане значення кутової швидкості перевіряють на припустима зміна коефіцієнта наповнення для довільного розташування траси гнучкого гвинтового конвеєра, який визначається коефіцієнтом зміни швидкості v ,

залежність якого від коефіцієнта швидкохідності $P = \omega^2 D / 2g$ показана на рисунках.

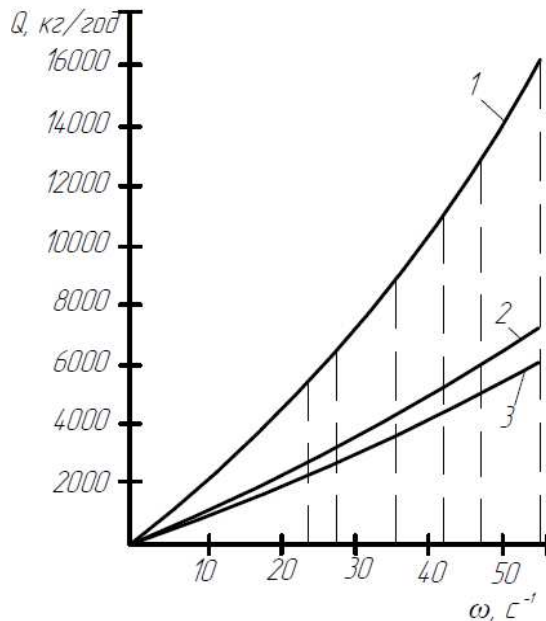


Рисунок 4 – Залежність продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра від кутової швидкості робочого органу

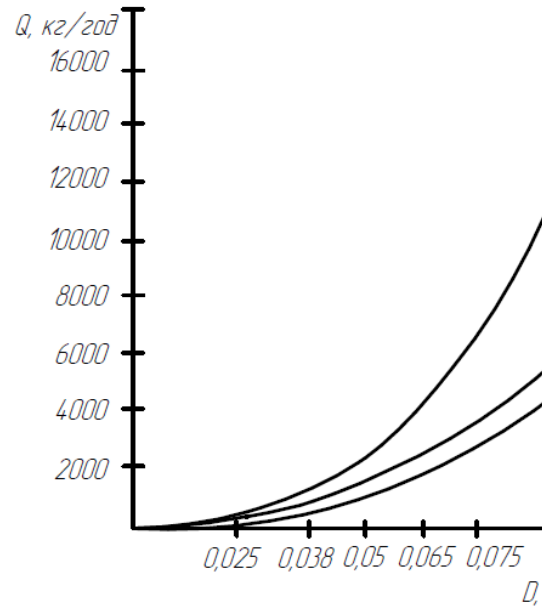


Рисунок 5 – Залежність продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра від діаметра прохідного перетину жолоба

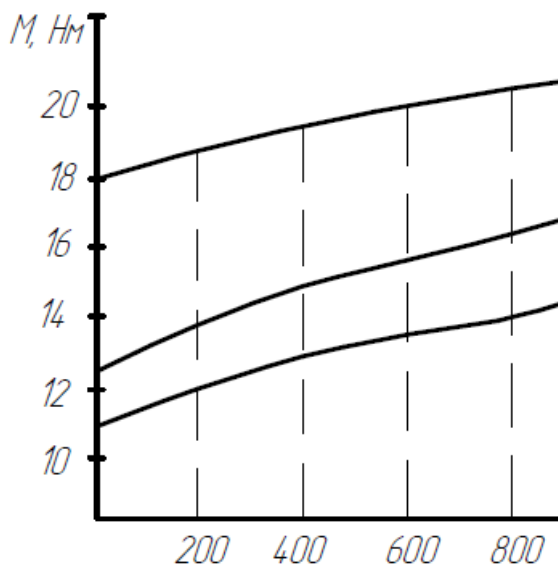


Рисунок 6 – Зміна величини крутного моменту від висоти підйому матеріалу в гнучкому гвинтовому конвеєрі

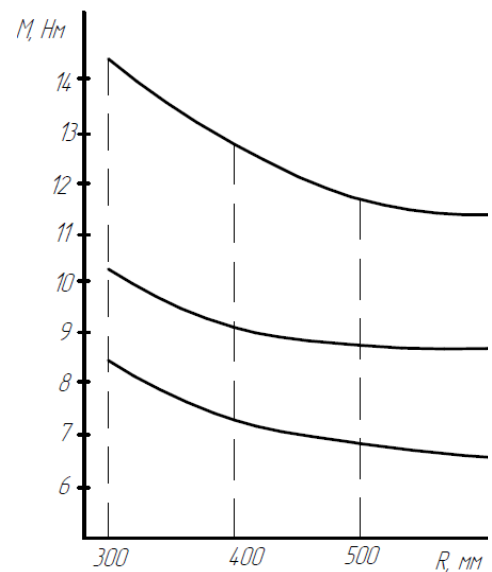


Рисунок 7 – Зміна величини крутного моменту від відіссу згину транспортування в гнучких гвинтових конвеєрах

Висновки

Розроблена методика вибору швидкісного режиму транспортування сипких і в'язких матеріалів. Приведені аналітичні залежності для визначення

кінематичних і силових параметрів, а також представлено графічні залежності зміни продуктивності гнучких гвинтових від різних факторів.

Список літератури

1. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Теория, расчёт и эксплуатация односпирального гибкого конвейера. -К.: Знание, 1969. -128с.
2. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение, 1975. -280с.
3. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. -Львов: Вища школа, 1986. -128с.
4. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. -Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. -176с.

Аннотация

Выбор скоростного режима транспортировки сыпучих материалов

Билык С.Г., Дыня В.И., Фльонц О.В., Клендий М.И., Семенов И.И.

Проведенный анализ различных способов транспортировки сыпучих сельскохозяйственных материалов в замкнутых кожухах. Разработана методика выбора скоростного режима транспортировки сыпучих и вязких материалов. Приведены аналитические зависимости для определения кинематических и силовых параметров, а также представлены графические зависимости изменения производительности гибких винтовых от различных факторов

Abstract

Select speeding transportation bulk materials

S. Bilyk, V. Dynya, O. Flonts, M Klendii, I. Symenov

The analysis of different ways of transporting agricultural bulk materials in closed housings. The method of choice speeding transportation of bulk and viscous materials. Analytical dependences are given for the determination of kinematic and power parameters, and provides a graphical changes depending on the performance of flexible screw on various factors

УДК621.86**ДОСЛІДЖЕННЯ НЕПЕРЕРВНОГО ПРОЦЕСУ НАВИВАННЯ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ РОГБОЧИХ ОРГАНІВ КОНВЕЄРІВ****Гевко Б.М. д.т.н., Навроцька Т.Д., Котик Р.М., Шуст І.М., Радик М.Д.**
(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

Досліджено технологічний процес неперервного навивання гнучких гвинтових робочих органів конвеєрів. Виті гнучкі гвинтові робочі органи забезпечують підвищення надійності і довговічності їх роботи в 1,5...2,2 рази в порівнянні з прокатними. Встановлено, що момент їх навивання в 3...7 разів менший моменту прокатування.

Транспортування сипких і в'язких (типу сапропелю) вантажів криволінійними і комбінованими трасами за допомогою гнучких шнекових робочих органів, замкнутих в еластичний кожух, забезпечує високу мобільність при виконанні завантажувально-розвантажувальних і транспортних операцій і відповідно розширює їх технологічні можливості.

Однак, існуючі гнучкі гвинтові робочі органи (ГГРО) не в повній мірі не задовольняють експлуатаційними вимогами, які висувають до таких типів конвеєрів. Існуючі секційні робочі органи, які отримують методом прокатування, характеризуються складністю конструкції і низькою експлуатаційною надійністю і довговічністю.

Тому, актуальним завданням є розробка нових конструкцій ГГРО з розширеними технологічними можливостями, які забезпечують значне підвищення експлуатаційної надійності і довговічності, зменшення радіуса кривизни транспортної магістралі, зменшення енерговитрат та підвищення їх продуктивності.

Інтенсивний розвиток машинобудування тісно пов'язаний з розробленням прогресивних конструкцій гнучких гвинтових робочих органів конвеєрів.

Основною відмінністю процесу навивання спіралей зі смуг з безперервним її сходом з оправки полягає в тому, що активними силами, що здійснюють захоплення смуги і її просування, є сили тертя, що виникають від впливу калібруючої частини притискного згинного ролика.

При навиванні одного неповного витка у випадку достатнього зусилля підтиску Q захоплюючої втулки умови згину в розглянутому пристосуванні практично такі ж, як і при навиванні на гвинтову оправку. Зусилля тертя μQ від осьової сили Q виникають на поверхні втулок. Надалі під впливом навитих витків захоплююча втулка відсувається й зусилля притиску сприймають витки смуги, розміщені між втулками. Але тим не менш степінь напямної втулки виключає притиск смуги безпосередньо в зоні вигину так як умови вигину

смуги практично такі ж і при навивці на гвинтову оправку на протязі усього процесу.

Розглянемо більш докладно умови притиску. Як показують експериментальні дослідження, при відсутності змащення необхідність у первісному притиску після навивки першого витка практично відпадає. Надалі осьова сила притиску Q утвориться від сил тертя при осьовому переміщенні захоплюючої втулки й витків, що сходять. З урахуванням умов навивки прийемо, що розтягуючи зусилля в навитій частині спіралі постійне. Тоді сила тертя при переміщенні втулки по оправці (рис.1,а)

$$F_{mp}^{em} = \mu_o (N_{ун} + N_{опр}), \quad (1)$$

де $N_{ун}$ – нормальне зусилля в шпонкових спряженнях;

$N_{опр}$ – нормальне зусилля контакту спряження оправки-втулки.

У випадку, зображеного на рис.1,а:

$$F_{mp}^{em} = \mu_o N (\rho_{cp} / r) \left[1 + \sqrt{1 + (r / \rho_{cp})^2} \right] = k_F \mu_o (\rho_{cp} / r) N, \quad (2)$$

де k_F – коефіцієнт, що залежить від конкретного конструктивного виконання приспособлення.

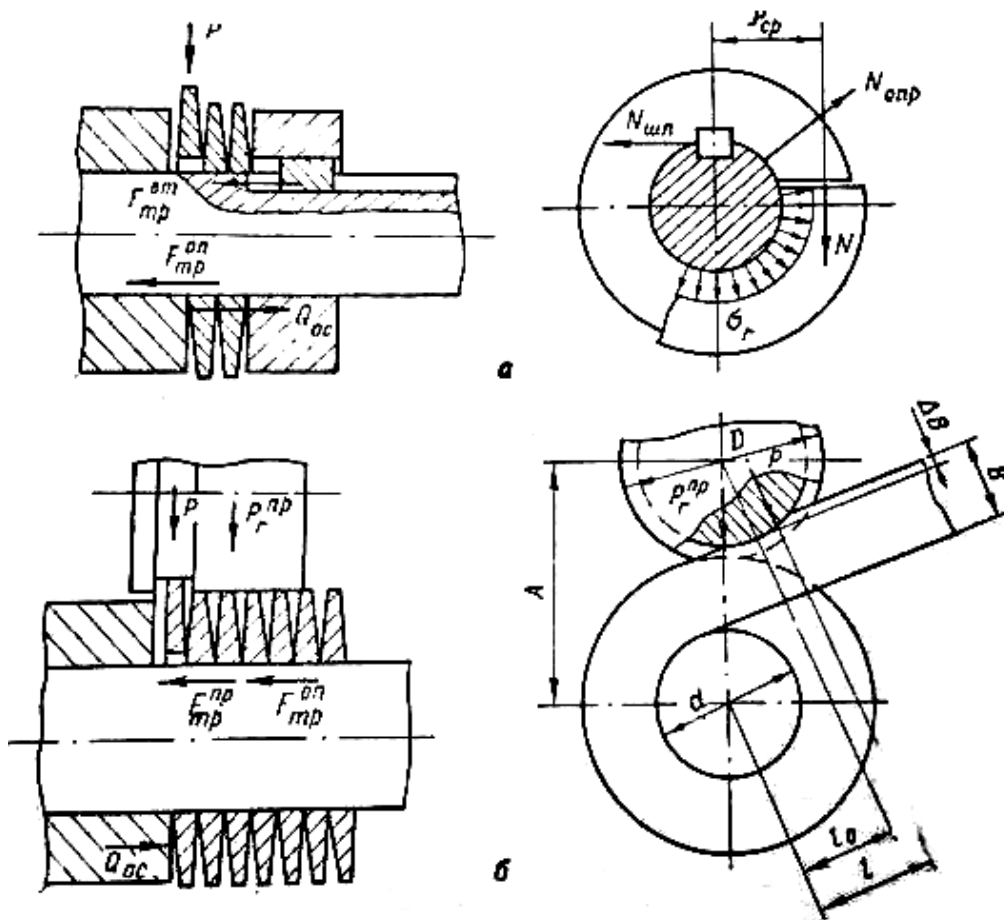


Рисунок 1 – Розрахункова схема неперервного навивання:
а – навивка перших трьох-чотирьох витків; б – встановлений процес неперервного навивання

Сила тертя від осьового переміщення витка по оправці залежить від довжини дуги обхвату:

$$F_{mp}^{on} = \mu_o h_r \sigma_r \phi r = 2\pi n \mu_o N, \quad (3)$$

де n – кількість витків.

Отже, сила осьового притиску:

$$Q = F_{mp}^{em} + F_{mp}^{on} = k_r \mu_o (2\pi n + k_F \rho_{cp} / r) N, \quad (4)$$

где k_r – коефіцієнт, що враховує наявність радіального притиску при навиванні на вказаному етапі.

Момент навивання, що прикладають на оправку, в цьому випадку буде:

$$M_n = M_z + M_{em} \quad (5)$$

де M_z – момент від згину, що визначається з залежності (5);

M_{em} – момент для втримання направляючої втулки від обертання $M_{em} = k_Q \mu r Q$ (k_Q – коефіцієнт, що враховує наявність упорного підшипника, при його наявності $k_Q = 1,05$, при відсутності $k_Q = 2$).

Після навивання трьох-п'яти витків і наявності радіального підтиску P_r^{np} зусилля тертя від осьового переміщення витків достатньо для створення необхідної осьової сили затиску Q .

Розглянемо умови навивання після виходу захоплюючої втулки із зачеплення з оправкою (рис.1,б). Нехай радіальна складова сили напруження згину витків складає $P_r^{3z} = k_{розз} P$, де по експериментальних даних $k_{розз} = 0,7..0,9$.

Тоді радіальна сила затиску P_r^{np} повинна бути більшою P_r^{3z}

$$P_r^{np} > P_r^{3z}.$$

Осьова сила Q , яка забезпечує сходження витків з оправки рівна:

$$Q = F_{mp}^{on} + F_{mp}^{np} = \nu \mu_o (8\pi k_N N + P_r^{np}) \quad (6)$$

де F_{mp}^{np} – сила затиску від P_r^{np} ; ν – коефіцієнт перерозподілу сил затиску; $\nu=0,5..0,8$; k_N – коефіцієнт зменшення поздовжніх зусиль при сходженні захоплюючої втулки.

В результаті експериментальних досліджень встановлено залежності моменту неперервного навантаження від ширини смуги товщиною 3 мм на оправку для сталі 08КП (рис. 2), а на рис. 3 зображено зміну сили згину сталі 08КП січенням 10×15 мм на оправку $\varnothing 30$ мм при різному поперечному притиску.

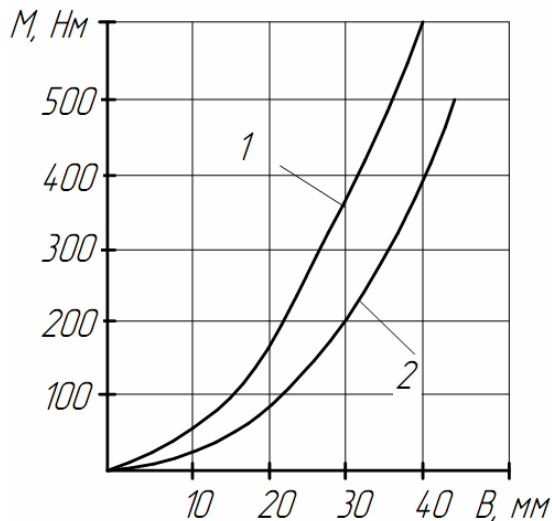


Рисунок 2 Залежність моменту навивання від ширини смуги на оправку: 1 – при наявності осьового підтискування до сходу захоплюючої втулки з оправки; 2 – при знятті осьового підтискання після навивання першого витка

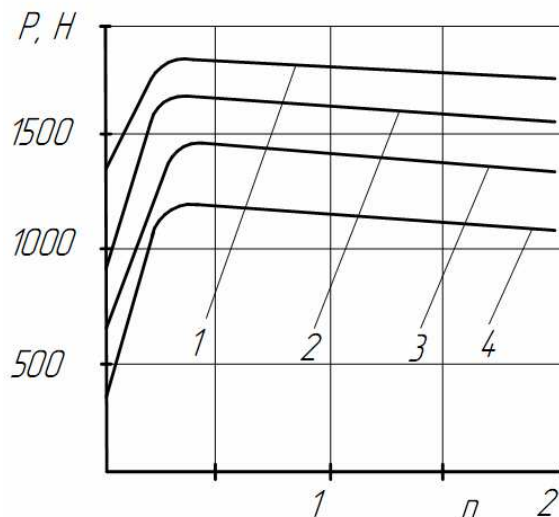


Рисунок 3 Графічні залежності зміни зусилля згину полоси на оправку при різному попередньому навантаженні 1 – 1320 Н; 2 – 990 Н; 3 – 660 Н; 4 – 330Н.

В результаті експериментальних досліджень встановлено, що при навиванні гнучких гвинтових робочих органів на 1мм товщини заготовки товщина зовнішньої гвинтової кромки складає $0,1..0,2$ мм, так як при прокатуванні цей параметр складає $0,3..0,6$ мм.

Крім цього встановлено, що довговічність навивних гвинтових робочих органів машин в $1,5..2,2$ рази є більшою ніж прокатних, а зусилля формоутворення при навиванні є у 3,7 разів меншим.

Список літератури

1. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Теория, расчёт и эксплуатация односпирального гибкого конвейера. -К.: Знание, 1969. -128с.

2. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение, 1975. -280с.
3. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. -Львов: Вища школа, 1986. -128с.
4. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. -Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. -176с.

Аннотация

Исследование непрерывного процесса навивки гибких винтовых рабочих органов конвейеров

Гевко Б.М., Навроцкая Т.Д., Котик Р.М., Шуст И.М., Радик М.Д.

Исследованы технологический процесс непрерывной навивки гибких винтовых рабочих органов конвейеров. Витые гибкие винтовые рабочие органы обеспечивают повышение надежности и долговечности их работы в 1,5...2,2 раза по сравнению с прокатными. Установлено, что момент их навивки в 3...7 раз меньше момента прокатки

Abstract

Study of continuous flexible coiling spiral conveyor of rohbochyh

B Hevko, T. Navrotska, R. Kotik, I. Shust, M. Radik

Studied process technology continual coiling flexible screw conveyors working bodies. Screw twisted flexible working bodies provide the reliability and durability of their work in 1,5 ... 2,2 times compared to rolling. Established that the time of coiling 3 ... 7 times less rolling moment

УДК621.86

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З ОБЕРТОВИМ КОЖУХОМ

Рогатинський Р.М. д.т.н., проф., Гевко І.Б., докт. техн. наук., проф.,
Дячун А.Є., канд. техн. наук, доц., Мельничук А.Л., Вар'ян А.Р.
(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

Для підтвердження гіпотези про підвищення продуктивності перевантажувальних операцій за допомогою гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами розроблено експериментальну установку, яка дозволяє провести експериментальні дослідження цих систем згідно розроблених методик, з можливістю моделювання досліджуваних процесів в широких діапазонах з високою точністю в автоматизованому режимі керування з фіксацією необхідних результатів дослідження. Представлено результати експериментальних досліджень продуктивності гвинтового конвеєра з обертовим кожухом при транспортуванні зернових кормових матеріалів.

Постановка проблеми. Гвинтові транспортно-технологічні механізми є одними з найпоширеніших засобів, що використовуються в сільськогосподарському виробництві. Вони використовуються для змішування, дозування, сепарації та необхідного переміщення сільськогосподарських матеріалів. При виконанні ними транспортно-технологічних процесів не завжди досягається необхідне зменшення енерговитрат, а при підвищенні продуктивності часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій та руйнувань елементів цих машин. Тому, для забезпечення високої продуктивності виконання транспортно-технологічних процесів гвинтовими механізмами можливе створення їх прогресивних конструкцій з транспортуючими кожухами, що дозволяють забезпечувати зрушування транспортуючого матеріалу з метою забезпечення необхідного тертя шнека з матеріалом та кожухом.

Аналіз останніх досліджень. Розробленню конструкцій експериментального устаткування для дослідження гвинтових механізмів присвячені праці Турпаєва А.І. [1], Сисоліна В.П. [2], Григорьєва А.М. [3], Гевка Б.М. [4], В.С. Ловейкіна [5] та інших. Однак цілий ряд питань, що стосуються дослідження характеристик гвинтових механізмів, регулювання частоти обертання їх окремих елементів, продуктивності при виконанні транспортно-технологічних процесів зернових кормових матеріалів залежно від різних параметрів, особливо навантаження, потребують свого подальшого вирішення.

Мета роботи. Метою роботи є розроблення експериментальної установки для дослідження процесів транспортування та змішування зернових матеріалів

сільськогосподарського виробництва та визначення продуктивності роботи гвинтового конвеєра з обертовим кожухом.

Реалізація роботи. З метою підвищення продуктивності транспортування і змішування сільськогосподарських вантажів гвинтовими механізмами актуальним залишається питання пошуку їх прогресивних конструкцій. До таких механізмів належать гвинтові конвеєри з обертовими кожухами. На основі проведеного патентного пошуку, аналізу наукових літературних джерел і проведеного синтезу [6] нами розроблено і запатентовано ряд конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами [7-12], на базі яких спроектовано і виготовлено експериментальну установку, загальний вигляд якої представлено на рисунку 1.

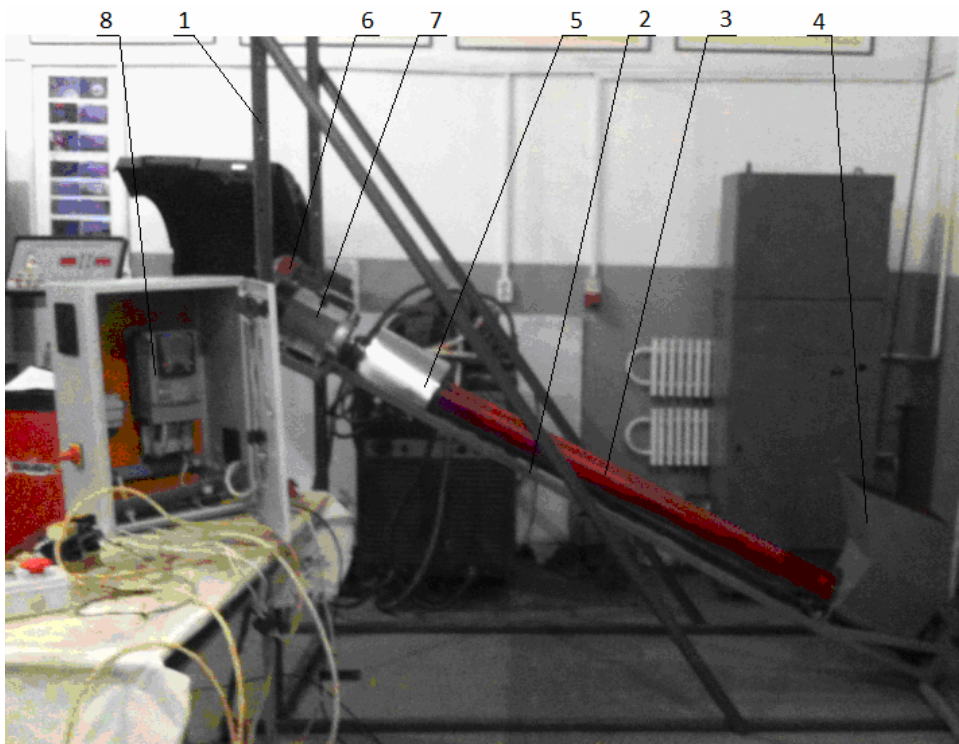


Рисунок 1 - Загальний вигляд експериментальної установки: 1 – опора регулювання висоти подачі вантажу; 2 - рама; 3 - обертовий кожух із шнеком всередині; 4 – бункер; 5 – вивантажувальний патрубок; 6 – привід шнека; 7 – привід кожуха; 8 – пункт керування частотою обертання приводів кожуха та шнека

Експериментальна установка може працювати у режимі прискореного транспортування вантажу та у режимі змішування сипких матеріалів. У першому випадку кожух обертається проти напрямку обертання шнека, у другому випадку – у напрямку обертання шнека.

Сипкий матеріал через бункер потрапляє в кожух на шнек, яким і здійснюється його транспортування. Обертові рухи шнек та кожух отримують через пасові передачі від двигунів, керування якими здійснюється з ПК через

частотний перетворювач із фіксацією усіх необхідних даних у табличному чи графічному вигляді згідно розробленої методики проведення експериментальних досліджень. Продуктивність гвинтового конвеєра при різних коефіцієнтах заповнення кожуха та частотах обертання шнека та кожуха визначається в автоматизованому режимі. Силові характеристики можна визначати при плавному та різкому пуску, реверсуванні та моделюванні різноманітних навантажень в автоматизованому режимі за допомогою перетворювача частоти та персонального комп'ютера.

Експериментальна установка дозволяє досліджувати:

1. Продуктивність, гвинтового конвеєра в режимі транспортування із обертанням кожуха в напрямку протилежному напрямку обертання шнека.
2. Продуктивність гвинтового конвеєра в режимі транспортування або змішування без обертанням кожуха.
3. Продуктивність гвинтового конвеєра в режимі змішування із обертанням кожуха в напрямку обертання шнека.
4. Продуктивність гвинтового конвеєра при застосуванні завантажувальних лопаток із обертанням кожуха в необхідному напрямку залежно від конструктивних особливостей завантажувальних лопаток.
5. Крутні моменти та потужності приводів обертання кожуха та шнека при всіх згаданих вище режимах роботи.
6. Сили тертя, що виникають між кожухом та транспортованим матеріалом.
7. Моменти пуску двигунів приводів обертання кожуха та шнека при застосуванні обертового руху кожуха та без такого після раптової вимушеної зупинки гвинтового конвеєра із завантаженим транспортованим матеріалом.
8. Температури нагрівання кожуха в режимах обертання та статички.
9. Якість змішування транспортованих матеріалів при роботі гвинтового конвеєра в режимі змішування із обертанням кожуха в напрямку обертання шнека.
10. Коефіцієнти завантаження гвинтового конвеєра та коефіцієнти, що враховують пересипання вантажу в зворотному напрямку при застосуванні обертового руху кожуха та завантажувальних лопаток.

При проведенні експериментів можна встановлювати та змінювати:

1. Частоту обертання шнека (різко чи в плавному режимі) від 0 до 700 об/хв.;
2. Частоту обертання кожуха (різко чи в плавному режимі) від 0 до 760 об/хв.;
3. Кут нахилу гвинтового конвеєра відносно горизонту від 0 до 90 градусів;
4. Кількість і форму лопаток від 1 до 6 шт.;
5. Кут нахилу лопаток від 15 до 60 градусів.

З допомогою розробленої та виготовленої експериментальної установки можна виконувати дослідження із перевірки гіпотез про:

- підвищення продуктивності транспортування матеріалу при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека, за рахунок створення додаткової відцентрової сили та підвищення осьової швидкості транспортованого матеріалу;
- зменшення крутного моменту пуску електродвигуна приводу шнека після раптової зупинки, коли його запуск відбувається при обертанні кожуха, за рахунок зміни статичного коефіцієнта тертя між матеріалом та кожухом на динамічний коефіцієнт тертя;
- підвищення якості змішування транспортованих матеріалів при роботі гвинтового конвеєра в режимі змішування із обертанням кожуха в напрямку обертання шнека, за рахунок збільшення градієнту нерівномірності швидкості переміщення шарів транспортованого матеріалу;
- підвищення коефіцієнта завантаження вертикального гвинтового конвеєра за рахунок використання завантажувальних лопаток, які дозволяють створювати силу подачі матеріалу, що врівноважує, або перевищує відцентрову силу на шнеку у завантажувальному бункері;
- зниження коефіцієнта, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку при застосуванні обертового руху кожуха за рахунок створення додаткових примусових сил тертя, напрямлених протилежно напрямку пересипання вантажу;
- зниження температури нагрівання кожуха в режимі обертання за рахунок примусового охолодження в повітрі.

Для встановлення впливу застосування обертового кожуха на властивості гвинтового конвеєра на основі методики проведення досліджень з використанням повнофакторного експерименту визначено продуктивність запропонованого конвеєра залежно від частоти обертання шнека n , частоти обертання кожуха n_k , та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека.

Продуктивність заміряли за допомогою електронних ваг. Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення даних експерименту.

Функцію відгуку, тобто продуктивність $Q=f(n, n_k, \gamma)$, визначену експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома.

Вхідними змінними факторами ПФЕ 3^3 прийнято: частота обертання шнека n , яку кодували індексом x_1 ; частота обертання кожуха n_k , яку кодували індексом x_2 ; кут нахилу конвеєра γ , який кодували індексом x_3 .

Характеристику факторів та значення їх рівнів для транспортованих матеріалів наведено у табл. 1.

Таблиця 1 - Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Частота обертання шнека n , об/хв	300-500-700
x_2	Частота обертання кожуха n_k , об/хв	200-480-760
x_3	Кут нахилу конвеєра γ , град	14-25-36

Загальний вигляд рівняння регресії продуктивності залежно від зміни частоти обертання шнека n , частоти обертання кожуха n_k та кута нахилу конвеєра γ , тобто $Q_{(x_1, x_2, x_3)} = f(n, n_k, \gamma)$ за результатами проведених ПФЕ 3³ у кодованих величинах дорівнює:

- під час транспортування кукурудзи:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 8,88 + 3,373x_1 + 0,487x_2 - 0,29x_3 + 0,181x_1x_2 - 0,109x_1x_3 - 0,006x_2x_3 + 0,139x_1^2 - 0,451x_2^2 - 0,226x_3^2; \quad (1)$$

- під час транспортування пшениці:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 9,34 + 3,55x_1 + 0,513x_2 - 0,306x_3 + 0,191x_1x_2 - 0,114x_1x_3 - 0,006x_2x_3 + 0,152x_1^2 - 0,473x_2^2 - 0,238x_3^2; \quad (2)$$

- під час транспортування ячменю:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 7,127 + 2,708x_1 + 0,392x_2 - 0,232x_3 + 0,144x_1x_2 - 0,086x_1x_3 - 0,0037x_2x_3 + 0,11x_1^2 - 0,36x_2^2 - 0,18x_3^2. \quad (3)$$

Відповідно у натуральних величинах рівняння регресії (1-3) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- під час транспортування кукурудзи:

$$Q_{(n, n_k, \gamma)} = -1,22 + 1,31 \cdot 10^{-2}n + 5,69 \cdot 10^{-3}n_k + 9,28 \cdot 10^{-2}\gamma + 3,23 \cdot 10^{-6}nn_k - 4,95 \cdot 10^{-5}n\gamma - 2,04 \cdot 10^{-6}n_k\gamma + 3,48 \cdot 10^{-6}n^2 - 5,79 \cdot 10^{-6}n_k^2 - 1,87 \cdot 10^{-3}\gamma^2; \quad (4)$$

- під час транспортування пшениці:

$$Q_{(n, n_k, \gamma)} = -1,242 + 1,36 \cdot 10^{-2}n + 5,969 \cdot 10^{-3}n_k + 9,741 \cdot 10^{-2}\gamma + 3,41 \cdot 10^{-6}nn_k - 5,182 \cdot 10^{-5}n\gamma - 2,029 \cdot 10^{-6}n_k\gamma + 3,8 \cdot 10^{-6}n^2 - 6,03 \cdot 10^{-6}n_k^2 - 1,967 \cdot 10^{-3}\gamma^2; \quad (5)$$

- під час транспортування ячменю:

$$Q_{(n, n_k, \gamma)} = -0,974 + 1,053 \cdot 10^{-2}n + 4,55 \cdot 10^{-3}n_k + 7,342 \cdot 10^{-2}\gamma + 2,571 \cdot 10^{-6}nn_k - 3,909 \cdot 10^{-5}n\gamma - 1,218 \cdot 10^{-6}n_k\gamma + 2,75 \cdot 10^{-6}n^2 - 4,592 \cdot 10^{-6}n_k^2 - 1,488 \cdot 10^{-3}\gamma^2. \quad (6)$$

За результатами експериментальних досліджень побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних

поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів (рис. 2-5) продуктивності Q як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$.

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення продуктивності є: фактори x_1 , x_2 , (n , n_k) та комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора x_3 (γ) призводить до зниження продуктивності.

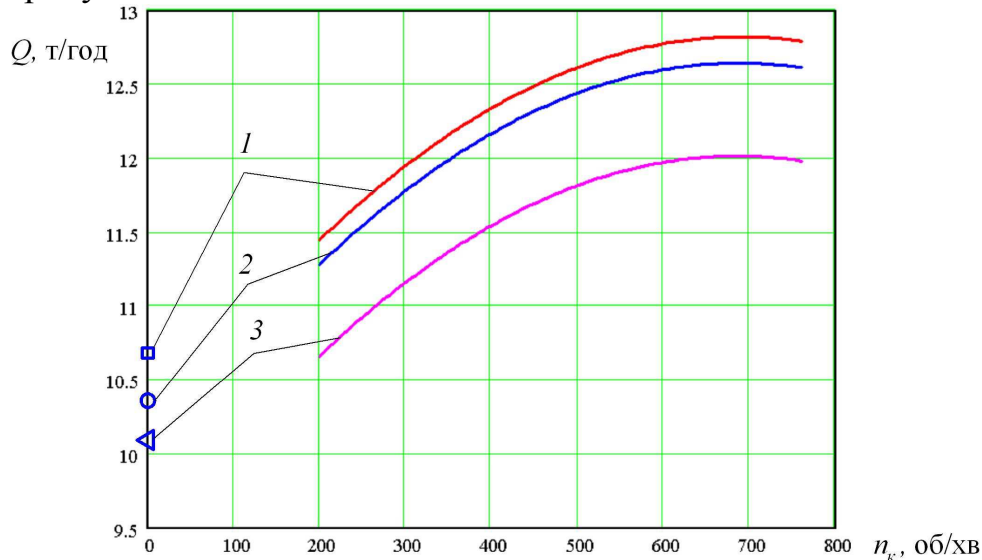


Рисунок 2 – Графіки залежності продуктивності гвинтового конвеєра від частоти обертання кожуха конвеєра під час транспортування кукурудзи (діаметр шнека $D=96$ мм; частота обертання шнека $n=700$ об/хв): 1) $\gamma=14$ град; 2) $\gamma=25$ град; 3) $\gamma=36$ град

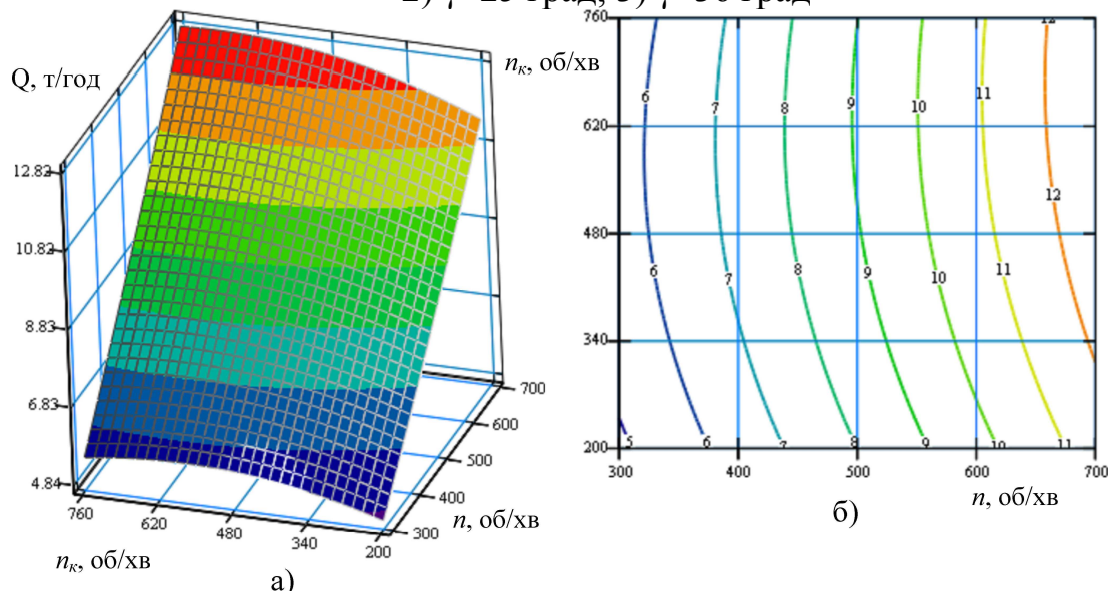


Рисунок 3 - Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності конвеєра $Q_{(n,n_k)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха ($\gamma=14$ град, $D=96$ мм)

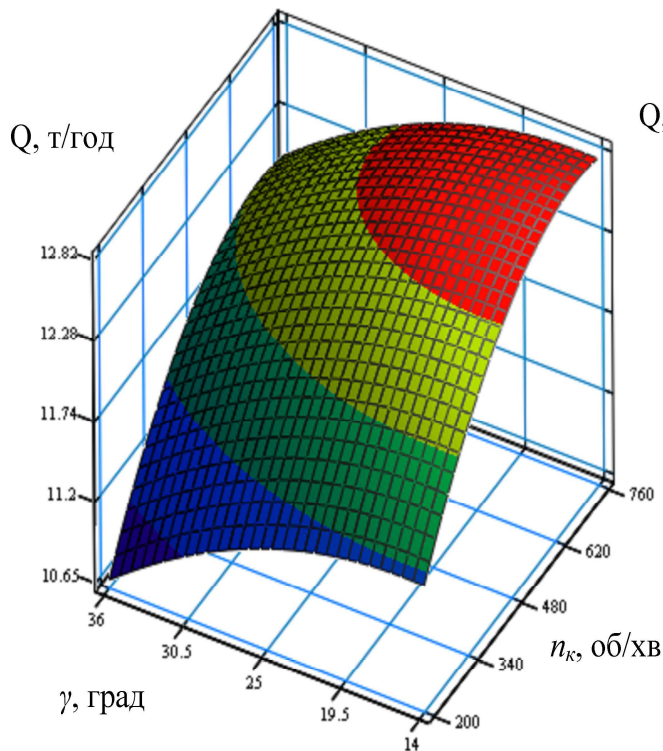


Рисунок 4 - Поверхня відгуку залежності продуктивності конвеєра $Q_{(n_k, \gamma)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання кожуха та кута нахилу конвеєра ($n=700$ об/хв., $D=96$ мм)

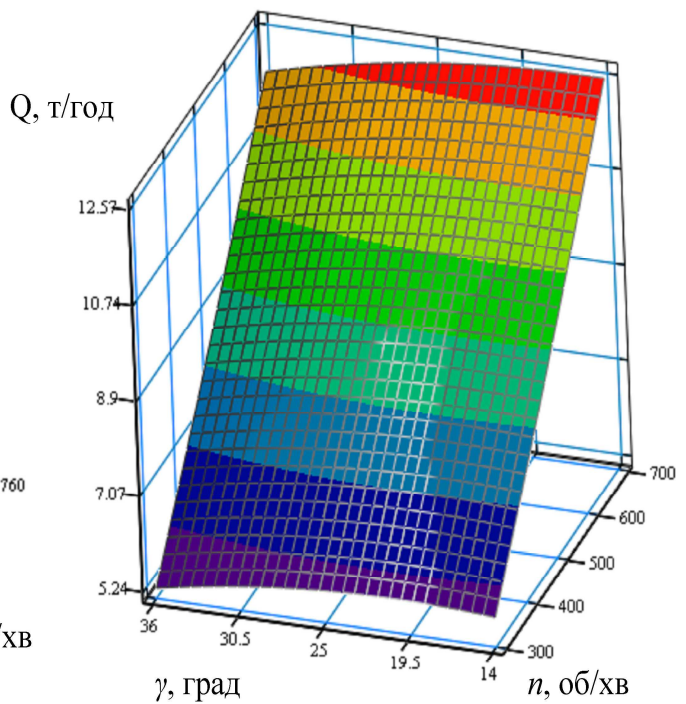


Рисунок 5 - Поверхня відгуку залежності продуктивності конвеєра $Q_{(n, \gamma)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання шнека та кута нахилу конвеєра ($n_k=480$ об/хв., $D=96$ мм)

Висновки. Розроблене експериментальне устаткування для проведення досліджень гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами у повній мірі дозволяє провести експериментальні дослідження цих систем згідно розроблених методик, а використання перетворювача частоти серії Altivar і ПК з програмним забезпеченням PowerSuite версії 2.3.0 дозволяє проводити експериментальні дослідження з можливістю моделювання досліджуваних процесів в широких діапазонах з високою точністю в автоматизованому режимі керування з фіксацією необхідних результатів дослідження. За результатами досліджень встановлено, що підвищення частоти обертання кожуха призводить до підвищення продуктивності гвинтового конвеєра на 18-25% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. Також підвищення частоти обертання кожуха вище 620 об/хв є нераціональним, оскільки це не змінює продуктивність конвеєра. Рациональною є частота обертання кожуха від 480 до 600 об/хв, оскільки при цьому відбувається найбільший приріст продуктивності гвинтового конвеєра, при різних частотах обертання шнека.

Список літератури

1. Турпаев А. И. Винтовые механизмы и передачи [Текст] / А. И. Турпаев. – М. : Машиностроение, 1982. - 223с.
2. Сисолін В. П. Сільськогосподарські машини. Теоретичні основи. Конструкція і проектування [Текст] / В. П. Сисолін - К. : Урожай, 2001. - 382с.
3. Григорев А. М. Винтовые конвейеры [Текст] / А. М. Григорев. - М. : Машиностроение, 1972. - 184с.
4. Гевко Б. М. Механізми з гвинтовими пристроями [Текст] / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатинський. – Львів: Світ, 1993. – 208с.
5. Ловейкін В. С. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів [Текст] / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – 2005. – Вип. 23. – С. 181–195.
6. Рогатинський Р.М. Синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів з транспортуючими кожухами [Текст] / Р.М. Рогатинський, Ів.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Р. Вар'ян // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. – Харків, 2016. – Вип. 168. - С. 149-155.
7. Пат. №81131 Україна, МПК В65G 33/00. Стенд для дослідження гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами / Дячун А.Є., Грудовий Р.С., Рогатинська Л.Р.; заявник і патентовласник Дячун А. Є., Грудовий Р.С., Рогатинська Л.Р. – №u201214771; заявл. 24.12.12; опубл. 10.06.13, Бюл. № 12.
8. Пат. №81550 Україна, МПК В65G 33/16. Гвинтовий конвеєр з обертовим кожухом / Грудовий Р.С., Дячун А. Є.; заявник і патентовласник Грудовий Р.С., Дячун А. Є. – №u2012 12700; заявл. 07.11.12; опубл. 10.07.13, Бюл. № 13.
9. Пат. № 106099 Україна, МПК (2016.01) В65G 33/08. Гвинтовий конвеєр з обертовим кожухом / Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Рогатинська Л.Р., Гевко Ів.Б.; заявник і патентовласник Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Рогатинська Л.Р., Гевко Ів.Б. – № u201511562; заявл. 23.11.15; опубл. 11.04.16, Бюл. № 7.
10. Пат. № 106100 Україна, МПК В65G 33/14. Гвинтовий завантажувач з лопатками / Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Рогатинська Л.Р., Гевко Ів.Б.; заявник і патентовласник Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Рогатинська Л.Р., Гевко Ів.Б. – № u201511564; заявл. 23.11.15; опубл. 11.04.16, Бюл. № 7.
11. Пат. № 106962. Україна, МПК В65G 33/00. Гвинтовий конвеєр з транспортуючим кожухом / Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Рогатинська Л.Р., Гевко Ів.Б.; заявник і патентовласник Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Рогатинська Л.Р., Гевко Ів.Б. – № u201512119; заявл. 07.12.15; опубл. 10.05.16, Бюл. № 9.

12. Пат. № 111207. Україна, МПК В65G 33/00. Гвинтовий конвеєр з обертовим завантажувальним кожухом / Гевко Ів.Б., Вар'ян А.Р., Дячун А.Є., Нагорняк Г.С., Гарматюк О.О., Мосій О.Б.; заявник і патентовласник Гевко Ів.Б., Вар'ян А.Р., Дячун А.Є., Нагорняк Г.С., Гарматюк О.О., Мосій О.Б. – № u201602882; заявл. 22.03.2016р.; опубл. 10.11.2016р., Бюл.№ 21.

Аннотація

Исследование производительности винтового конвейера с вращающимся кожухом

Рогатынский Р.М. Гевко Ив.Б., Дячун А.Е.,
Мельничук А.Л., Варьян А.Р.

Для подтверждения гипотезы о повышении производительности перегрузочных операций с помощью винтовых конвейеров с вращающимся кожухами разработана экспериментальная установка, которая позволяет провести экспериментальные исследования этих систем согласно разработанным методикам, с возможностью моделирования исследуемых процессов в широких диапазонах с высокой точностью в автоматизированном режиме управления и фиксацией необходимых результатов исследования. Представлены результаты экспериментальных исследований производительности винтового конвейера с вращающимся кожухом при транспортировке зерновых кормовых материалов

Abstract

The study of productivity of screw conveyor with the revolved casing

Rogatynskyi R.M., Gevko Iv.B., Dyachun A.Y.,
Melnichuk A.L., Varyan A.R.

For confirmation of hypothesis about the rise of productivity of shifting operations by screw conveyers with the revolved casing the experimental device which allows to conduct experimental researches of these systems accordant to developed methods is exploited, with possibility of explored processes modeling in wide ranges with high accuracy in the automated mode and fixing of necessary results of research. The results of experimental researches of productivity of screw conveyor with the revolved casing at transporting of corn feed materials are presented

УДК 621. 855

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЗОНАНСНИХ КОЛИВАНЬ ТРУБЧАСТИХ СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРІВ ДВОВИМІРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ**Герук¹ С.М., Довбиш² А.П., Ляшук³ О.Л, Гудь³ В.З.**¹Житомирський агротехнічний коледж²ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»³Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Досліджено залежність частоти власних коливань робочого органу від швидкості пересування сипкого середовища, його амплітуди, фізико-механічних властивостей матеріалу у трубчастих скребкових конвеєрів і умов існування резонансних коливань за дії періодичного збурення на систему. Виведено залежність резонансних коливань, а значить і максимальних динамічних зусиль у робочого органу від кінематичних, геометричних та фізико-механічних параметрів і стійкість процесу.

Вступ. Для гнучких привідних елементів конвеєрів потрібно ще на стадії проектування визначати спектр власних частот, вибирати параметри та режими експлуатації таким чином, щоб уникнути резонансні явища у них, а значить, забезпечити довготривалу їх експлуатацію. Дослідити це можна тільки на основі побудови та аналізу розв'язків математичних моделей, які адекватні динамічному процесу.

Огляд останніх джерел досліджень і публікацій. Для випадку коливальних систем (привідних транспортерів у тому числі) це, в першу чергу, комбінаційні резонанси, залежність частоти коливань від амплітуди, відсутність принципу суперпозиції, втрата стійкості займалося багато науковців Андронов І. В. [1] Бабаков І. М [2], Боголюбов Н. Н. [3], Блакьер О. [4], Гробов В. А [5], Доценко П. Д. [6], Кузьо І. В., Сокіл Б.І. [7] тощо.

Побудова аналітичних розв'язків нелінійних математичних моделей коливань гнучких елементів привідних елементів конвеєрів, які враховують постійну складову швидкості їх руху та аналіз на їх основі впливу кінематичних, фізико-механічних, геометричних параметрів на динамічний процес є предметом розгляду статті. Вона базується на: а) принципі одночастотності коливань у нелінійних системах із багатьма ступенями вільності та розподіленими параметрами [3, 8]; б) хвильовій теорії рух [9,10,11], яка адаптована для поздовжньо-рухомих систем [12-13]; в) поширенні основної ідеї методу Ван-дер-Поля [14] на розглядувані класи динамічних систем.

Мета роботи. Дослідити амплітуду коливань частоти вимушеної сили при проходженні головного резонансу за різних швидкостей руху робочого органу.

Основний матеріал і результати. Дослідження динамічних процесів машин та механізмів на базі лінійних розрахункових моделей не дають змоги пояснити багато явищ, що їх супроводжують. Для отримання диференціального рівняння, яке описує динамічний процес нижньої (верхньої) вітки конвеєра, покажемо сили, які діють на умовно виділений її елемент довжиною Δ (dx_1 або dx_3) (рис. 1).

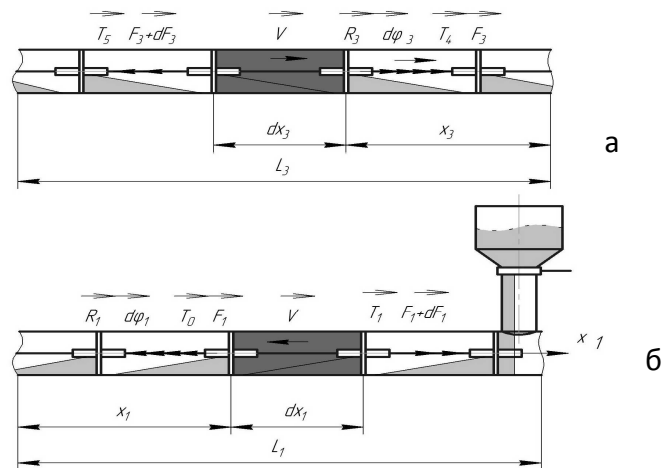


Рисунок 1 – Розрахункова схема сил, які діють на умовно виділений елемент горизонтальної частини вітки трубчастого скребкового конвеєра:
- а)- нижньої; б) - верхньої

На представленому вище рис. 1. введені такі позначення: T_0 (T_5) – сила натягу, яка діє на ліву частину виділеного елемента; \bar{T}_1 (T_4) – сила натягу, яка діє на праву частину виділеного елемента; \bar{R}_1 (\bar{R}_3) – сила опору, природа котрої визначається механізмом взаємодії робочого органу із сипким середовищем та трубою; \bar{F}_1 та $\bar{F}_1 + d\bar{F}_1$, (\bar{F}_3 та $\bar{F}_3 + d\bar{F}_3$) – сили пружності, зумовлені пружною деформацією умовного елемента; m_1 (m_3) - погонна маса вказаних елементів робочого органу разом із сипким середовищем.

Відповідно до принципу Д’Аламбера, рівняння “динамічної рівноваги” виділених елементів нижньої та верхньої віток конвеєра мають відповідно вигляд

$$d\bar{\Phi}_1 + \bar{T}_0 + \bar{T}_1 + \bar{R}_1 + d\bar{F}_1 = 0, \quad (1)$$

та

$$d\bar{\Phi}_3 + T_4 + \bar{T}_5 + \bar{R}_3 + d\bar{F}_3 = 0, \quad (2)$$

де $d\bar{\Phi}_1$ та $d\bar{\Phi}_3$ – сили інерції вказаних умовно виділених елементів робочого органу. Досліджувати малі коливання частин робочого органу, які характеризуються сталою складовою швидкістю поздовжнього руху зручно у змінних Ейлера [3, 8-9]. Якщо

позначити відповідно $u_1(x_1, t)$ та $u_3(x_3, t)$ горизонтальні переміщення геометричних точок, які співпадають із серединами виділених елементів у довільний момент часу t , то повні похідні за часом виражаються через локальні у вигляді [1, 7]

$$\frac{du_1(x_1, t)}{dt} = \frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} + V \frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial x}, \quad (3)$$

$$\frac{du_3(x_3, t)}{dt} = \frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial t} + V \frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial x}, \quad (4)$$

$$\frac{d^2 u_1(x_1, t)}{dt^2} = V^2 \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} + 2V \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1 \partial t} + \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial t^2}, \quad (5)$$

$$\frac{d^2 u_3(x_3, t)}{dt^2} = V^2 \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} + 2V \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3 \partial t} + \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial t^2}. \quad (6)$$

У залежностях (3) – (6) враховано той факт, що верхні та нижні частини віток трубчастого конвеєра мають однакові сталі складові швидкості поздовжнього руху V робочого органу. Крім цього, приймаючи до уваги, що:

а) маса робочого органу із сипким середовищем змінюється вздовж довжини, тобто $m_1 = m_1(\tilde{x}) = m_1(x_1 - Vt)$, $m_3 = m_3(\tilde{x}) = m_3(x_3 - Vt)$;

б) сила опору залежить від швидкості - $R_1 = R_1\left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t}\right)$, $R_3 = R_3\left(\frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial t}\right)$;

в) пружні властивості матеріалу робочого органу задовольняють нелінійному закону пружності [3, 9] і їх з достатньою точністю можна представити у вигляді

$$\sigma = E(1 + kE\varepsilon^2)\varepsilon; \quad (7)$$

(σ та ε відповідно напруження та відносні деформації елементів каната ($\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial x_1}$ чи

$\frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial x_3}$), E - модуль пружності, а k виражається через модуль об'ємного стиску K ,

модуль зсуву G та сталу матеріалу каната γ , залежністю

$$k = -\frac{2}{3} \cdot \frac{K_1}{3K_1 + G} \cdot \frac{\gamma}{G}. \quad (8)$$

Відзначимо, самі пружні характеристики робочого органу значною мірою відрізняються від пружних характеристик матеріалу із якого виготовлена, а графічні залежності модуля пружності каната від відносної деформації наведені, наприклад, у [9].

Із (1) та (2) отримано диференціальні рівняння, що описують поздовжні коливання нижньої та верхньої віток робочого органу в трубчастому скребковому конвеєрі

$$\begin{aligned}
 m_1(x_1 - Vt) \left(V^2 \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} + 2V \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1 \partial t} + \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial t^2} \right) = \\
 = EA \left(1 + kE \left(\frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} - R_1 \left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right),
 \end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned}
 m_3(x_3 - Vt) \left(V^2 \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} + 2V \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3 \partial t} + \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial t^2} \right) = \\
 = EA \left(1 + kE \left(\frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} - R_3 \left(\frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial t} \right).
 \end{aligned} \tag{10}$$

У наведених вище співвідношеннях A - площа поперечного перерізу каната і вона вважається сталою величиною.

Як відомо [15], динамічний процес систем із розподіленими параметрами однозначно визначається діючими силами, крайовими та початковими умовами. Щодо останніх, то у інженерних дослідженнях такого типу задач як вказана вони безпосередньо, не розглядаються, а можуть бути предметом окремого чисто математичного дослідження (мова йде про існування та єдність розв'язку). Тому, нижче, зупинимось лише на крайових умовах. Як було наголошено вище, горизонтальні переміщення геометричних точок, котрі співпадають із крайніми лівими кінцями горизонтальних віток конвеєра є малими. Останнє дозволяє крайові умови записати у вигляді

$$u_1(x_1, t)|_{x_1=0} = 0 \tag{11}$$

$$u_3(x_3, t)|_{x_3=0} = -l(1 - \cos \alpha). \tag{12}$$

$$u_1(x_1, t)|_{x_1=L_1} = l(1 - \cos \alpha), \tag{13}$$

$$u_3(x_3, t)|_{x_3=L_3} = 0. \tag{14}$$

У співвідношеннях (12) та (13) змінний параметр α наближено можна визначити за допомогою тригонометричного рівняння $l \sin \alpha = \frac{D}{2} \left(1 - \cos \frac{V}{l} t \right)$. У ньому l - віддаль

між сусідніми скребками, D - внутрішній діаметр труби конвеєра, α - кут нахилу робочого органу до горизонту у кутових точках.

Подібним чином, як для горизонтальних частин віток трубчастого скребкового конвеєра отримуємо диференціальне рівняння, яке описує динамічний процес у вертикальній частині конвеєра. На рис. 2 представлено розподіл сил, які діють на довільний умовно виділений елемент цієї вітки довжиною $\Delta (dx_3)$

Порівнюючи їх із зусиллями, які діють на горизонтальні вітки скребкового конвеєра, можна зробити висновок, що вертикальна віка конвеєра завантажена додатковою змінною силою \vec{P}_2 . Її величини рівна вазі умовно "відсіченої" частини

робочого органу разом із сипким середовищем. Вказану силу \vec{P}_2 знаходимо із співвідношення

$$P_2 = P_2(\tilde{x}_2) = g \int_0^{\tilde{x}_3} m_2(x) dx, \quad (15)$$

де \tilde{x}_2 - координата Лагранжа відсіченої частини каната.

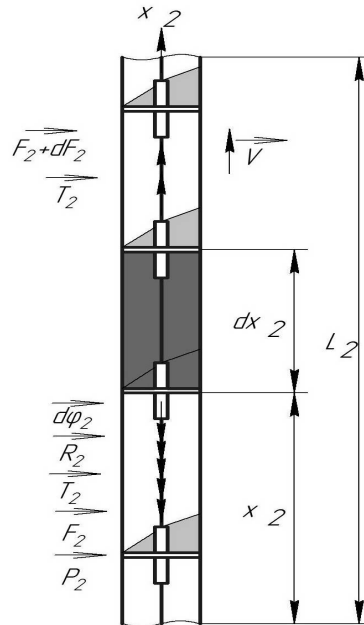


Рисунок 2 – Розрахункова схема розподілу сил, які діють на умовно виділений елемент вертикальної частини вітки скребкового конвеєра

Поступаючи подібним чином, як і для горизонтальних віток скребкового конвеєра, для вертикальної її складової, диференціальне рівняння поздовжніх її коливань набуває вигляду

$$\begin{aligned} m_2(x_2 - Vt) \left(V^2 \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} + 2V \frac{\partial^2 u_2(x_1, t)}{\partial x_2 \partial t} + \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial t^2} \right) = \\ = EA \left(1 + kE^2 \left(\frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} - R_1 \left(\frac{\partial u_2(x_2, t)}{\partial t} \right) - g \int_0^{\tilde{x}_3} m_2(x) dx. \end{aligned} \quad (16)$$

До останнього долучаємо крайові умови вигляду

$$\begin{aligned} u_2(x_2, t)|_{x_2=0} &= -l(1 - \cos \alpha), \\ u_2(x_2, t)|_{x_2=L} &= -l(1 - \cos \alpha). \end{aligned} \quad (17)$$

Їх фізичний зміст наступний: за рахунок руху лопаток транспортера вздовж з'єднувального колінна із горизонтальної частини труби транспортера у вертикальну (та навпаки – із вертикальної у горизонтальну) геометричні точки, які співпадають із фізичними точками у крайніх положеннях отримують описані вище переміщення.

Резонансні коливання можуть виникати на частотах кратних $\frac{2V}{l}$ або $\frac{\pi V}{2l}$ їх дробовим частинам. Із математичної сторони всі викладки, які стосуються резонансу зумовленого збуренням крайових умов (резонанс на частоті $\frac{2V}{l}$ або кратній чи дробовій її частині) ідентичні резонансу на іншій частоті (зумовленій нерівномірним розподілом маси сипкого середовища між скребками та використанням змінних Ейлера).

Таким чином, поставлена задача звелась до інтегрування рівняння за неоднорідних крайових умов. Для цього подамо їх у більш загальному вигляді

$$\begin{aligned} u_i(x_i, t)|_{x_i=0} &= \mu g_{i0}(u(x_i, t), \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=0}, \\ u_i(x_i, t)|_{x_i=L} &= \mu g_{iL}(u(x_i, t), \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=L}. \end{aligned} \quad (18)$$

Для цього, перш за все, задачі із неоднорідними крайовими умовами замінами змінних

$$u_i(x_i, t) = v_i(x_i, t) + \mu w_i(x_i, t) \quad (19)$$

зведемо до більш простих - задач із однорідними крайовими умовами. Дійсно, якщо функції $w_i(x_i, t)$ та $v_i(x_i, t)$ є розв'язками диференціальних рівнянь

$$\frac{\partial^2 w_i(x_i, t)}{\partial x_i^2} = 0, \quad (20)$$

та

$$\frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial t \partial x_i} - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial x_i^2} = \mu F_i \left(v_i(x_i, t), \frac{\partial v_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, g \right), \quad (21)$$

і задовольняють відповідно крайові умови

$$\begin{aligned} w_i(x_i, t)|_{x_i=0} &= \mu g_{i0}(v(x_i, t), \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=0}, \\ w_i(x_i, t)|_{x_i=L} &= \mu g_{iL}(v(x_i, t), \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=L} \end{aligned} \quad (22)$$

то отримані таким способом функції $u_i(x_i, t)$ будуть у першому наближенні задовольняти поставленій задачі із неоднорідними крайовими умовами.

Поширити основну ідею методу Ван-дер-Поля на досліджувані класи задач значною мірою полегшує принцип одночастотності коливань нелінійних систем. Із його урахуванням перше одночастотне наближення розв'язку рівняння (21) за крайових умов (22) будемо шукати у вигляді

$$v(x, t) = a(t) [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi(t)) - \cos(Nx_i - \Omega t - \varphi(t))], \quad (23)$$

де a, φ – сталі, K, N – хвильові числа прямої і відбитої хвиль, Ω – власна частота процесу.

Таким чином у резонансному випадку, як і у нерезонансному, розв'язком задачі вважатимемо залежність (23) у котрій амплітуда та фаза коливань є функціями часу. Проте, у резонансному випадку визначальним параметром динамічного процесу є різниця фаз власних та вимушених коливань: $\phi = \psi - \vartheta$. Якщо формально ввести цей параметр у залежність (23), то у резонансному випадку розв'язок буде представлятись у вигляді

$$u(x, t) = a(t)(\cos(Kx + \phi + \vartheta) + \vartheta(t)) - \cos(Hx - \phi - \vartheta)). \quad (24)$$

До того ж, на відміну від розглянутого нерезонансного випадку, у резонансному величини $\frac{da}{dt}$ та $\frac{d\psi}{dt}$, є функціями, що залежать не лише від амплітуди a , але і від різниці фаз ϕ ($\psi = \phi - \vartheta$). Таким чином, базою для визначення основних амплітудно-частотних характеристик резонансного динамічного процесу є диференціальні рівняння

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \mu\Lambda(a, \phi); \\ \frac{d\phi}{dt} &= \Omega - \frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \mu\Xi(a, \phi), \end{aligned} \quad (25)$$

де $\Lambda(a, \phi)$, $\Xi(a, \phi)$ – невідомі функції, які необхідно знайти таким чином, щоб залежність (24), із урахуванням (25), задовольняла вихідну задачу із розглядуваним ступенем точності.

З урахуванням наведеного, шляхом диференціювання (25) по змінних t, x , отримуємо

$$\begin{aligned} \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} &= a \frac{d\phi}{dt} [-\sin(Kx + \phi + \vartheta) - \sin(Hx - \phi - \vartheta)] + \frac{da}{dt} [\cos(Kx + \phi + \vartheta) - \\ &- \cos(Hx - \phi - \vartheta)] - a \frac{p}{q} \frac{2V}{l} [-\sin(Kx + \phi + \vartheta) + \sin(Hx - \phi - \vartheta)]; \\ \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} &= \frac{d^2 a}{dt^2} [\cos(Kx + \phi + \vartheta) - \cos(Hx - \phi - \vartheta)] - 2 \frac{da}{dt} \left(\frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \frac{d\phi}{dt} \right) \times \\ &\times [\sin(Kx + \phi + \vartheta) + \sin(Hx - \phi - \vartheta)] - a \frac{d^2 \phi}{dt^2} [\sin(Kx + \phi + \vartheta) + \\ &+ \sin(Hx - \phi - \vartheta)] - a \left(\frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \frac{d\phi}{dt} \right)^2 [\cos(Kx + \phi + \vartheta) - \cos(Hx - \phi - \vartheta)]; \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} &= \frac{da}{dt} [-K \sin(Kx + \phi + \vartheta) + H \sin(Hx - \phi - \vartheta)] - \\ &- a \left(\frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \frac{d\phi}{dt} \right) [K \cos(Kx + \phi + \vartheta) + H \cos(Hx - \phi - \vartheta)]; \end{aligned}$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = a [-K^2 \cos(Kx + \phi + \vartheta) + H^2 \cos(Hx - \phi - \vartheta)].$$

Подібним чином як і для нерезонансного випадку, із (21), враховуючи (26), для першого наближення маємо систему лінійних неоднорідних

алгебраїчних рівнянь відносно невідомих функцій $\frac{da}{dt}$ та $\frac{d\phi}{dt}$

$$\begin{aligned} & \frac{da}{dt} \{-2\Omega \sin(Kx + \phi + \vartheta) - 2\Omega \sin(Kx + \phi + \vartheta) - 2VK \sin(Kx + \phi + \vartheta) + 2VN \sin(Hx - \phi - \vartheta)\} + \\ & + a \left(\frac{d\phi}{dt} + \frac{p}{q} \frac{2V}{l} - \Omega \right) \left\{ -2\Omega \cos(Kx + \phi + \vartheta) + 2 \frac{p}{q} \frac{2V}{l} \cos(Kx + \phi + \vartheta) - \right. \\ & \left. - 2VK \cos(Kx + \phi + \vartheta) - 2VN \cos(Kx + \phi + \vartheta) \right\} = \varepsilon \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}). \end{aligned} \quad (27)$$

Співвідношення за повільнозмінними величинами, визначаємо зв'язок між амплітудою та різницею фаз у вигляді

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{\mu}{4\pi L [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VN)^2]} \times \left(\int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}) \cos(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} + \right. \\ & \left. + \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}) (\sin(\phi + \theta)) d\theta d\bar{\vartheta} \right) dx; \\ \frac{d\phi}{dt} &= \Omega - \frac{p}{q} \frac{2V}{l} - \frac{\mu}{4\pi L d [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VN)^2]} \times \left(\int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}) \sin(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} - \right. \\ & \left. - \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}) \cos(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} \right) dx. \end{aligned} \quad (28)$$

У наведених вище залежностях функції $\Psi(x)$ та $\Theta(x)$ мають вигляд аналогічний, як і для нерезонансного випадку. Це дозволяє у першому наближенні резонансні коливання каната транспортера, яка переміщає сипке середовище, описати залежністю (24), в котрій параметри $a(t)$ та $\phi(t)$ визначаються залежностями (28).

Подібним чином, як було наголошено вище, визначаються співвідношення, які описують резонансні коливання у випадку, коли власна частота коливань Ω близька до $\frac{\pi V}{2l}$

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{\mu}{4\pi L [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VN)^2]} \times \left(\int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \theta, \phi + \bar{\vartheta}) \cos(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} + \right. \\ & \left. + \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \vartheta, \bar{\phi} + \bar{\vartheta}) \sin(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} \right) dx; \\ \frac{d\bar{\phi}}{dt} &= \Omega - \frac{p}{q} \frac{\pi V}{2l} - \frac{\mu}{4\pi L d [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VN)^2]} \times \left(\int_0^L \left(\Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \vartheta, \bar{\phi} + \bar{\vartheta}) \sin(\bar{\phi} + \bar{\vartheta}) d\vartheta d\bar{\vartheta} - \right. \right. \\ & \left. \left. - \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \vartheta, \bar{\phi} + \bar{\vartheta}) \cos(\bar{\phi} + \bar{\vartheta}) d\vartheta d\bar{\vartheta} \right) dx. \end{aligned} \quad (29)$$

Таким чином, у другому резонансному випадку коливання каната описуються залежністю $u(x, t) = a(t) (\cos(Kx + \bar{\phi} + \bar{\vartheta}) + \vartheta(t) - \cos(Hx - \bar{\phi} - \bar{\vartheta}))$ в якій

параметри a та $\bar{\phi}$ визначаються залежністю (29) ($\psi = \bar{\phi} + \bar{\vartheta}$). Наведені вище загальні результати дозволяють для описати амплітудно-частотну характеристику поздовжніх коливань віток у вигляді:

$$\frac{da}{dt} = \frac{\mu}{2[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \{-k_1\Omega(2\Omega + V(H - X))a + \alpha_1 \cos \phi + \alpha_2 \sin \phi\} \quad (30)$$

$$\frac{d\phi}{dt} = \Omega - \frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \frac{\mu}{[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} a \{\alpha_3 a^3 + \alpha_4 \cos \phi + \alpha_5 \sin \phi\},$$

де

$$\alpha_1 = \pi \left[-\left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 \int_0^L x\Psi(x)dx + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Theta(x)dx \right], \alpha_2 = \pi \left[\left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L x\Theta(x)dx + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Psi(x)dx \right],$$

$$\alpha_3 = \frac{EA\{\Omega(K^4 + 4K^2H^2 + H^4) + V(K^5 + 2K^3H^2 - 2K^2H^3 - H^5)\}}{4m_0ak\pi},$$

$$\alpha_5 = \pi \left[\left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 \int_0^L x\Theta(x)dx - \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Psi(x)dx \right], \alpha_4 = -\pi \left[\left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L x\Psi(x)dx + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Theta(x)dx \right].$$

На базі отриманих співвідношень нижче представлені резонансні криві (рис.3) та закони зміни амплітуди при переході через головний резонанс (рис.4).

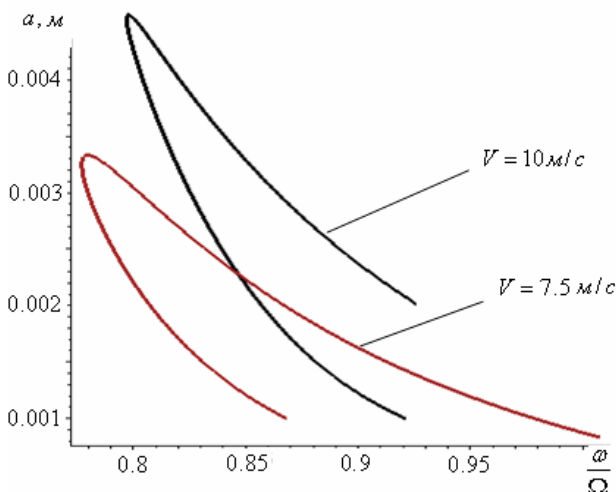


Рисунок 3. Резонансні амплітуди за різних значень швидкості руху системи

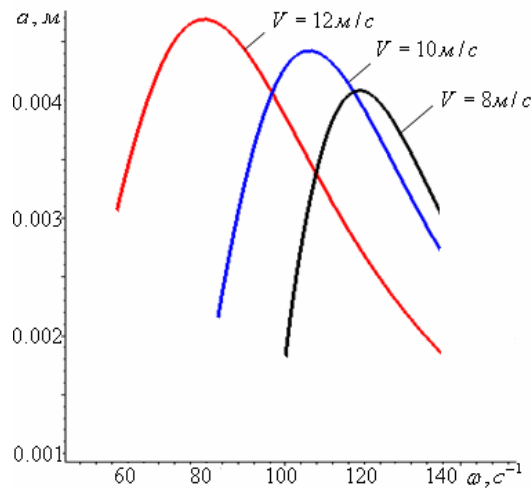


Рисунок 4. Залежність амплітуди коливань від частоти вимушуючої сили при проходженні головного резонансу за різних швидкостей руху каната

Висновки

Резонансне значення амплітуди залежить як від геометричних розмірів каната, так і швидкості її поздовжнього руху. Величина резонансного значення амплітуди коливань каната у 3- 4 рази більша за амплітуду нерезонансних коливань, а значить – максимальні динамічні напруження у вказаному випадку перевищують динамічні напруження усталеного процесу.

Список літератури

1. Андронов И. В. Неквазилинейная асимптотика задач о колебаниях балок и пластин на нелинейном упругом основании / Андронов И. В., Буланова Н. С. // Доп. НАН України. – К., 1995. – № 9. – С. 28–30.
2. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М.: Наука, 1965. – 560 с.
3. Боголюбов Н. Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Боголюбов Николай Николаевич, Митропольский Юрий Алексеевич. – М.: Наука, 1974. – 501 с.
4. Блэкьер О. Анализ нелинейных систем / Блэкьер О. – М.: Наука, 1969. – 275 с.
5. Гробов В. А. Асимптотические методы расчета изгибных колебаний валов турбомашин / Гробов Валериан Александрович. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 165 с.
6. Доценко П. Д. О колебаниях и устойчивости прямолинейного трубопровода / Доценко П. Д. // Прикладная механика. – 1971. – Вып. 3. – С. 85–91.
7. Кузьо І. В. Вплив поздовжнього руху на поперечні коливання нелінійних пружних систем / Кузьо І. В., Сокіл Б. І. // Вибрації в техніці і технологіях. – 2000. – № 2 (14). – С. 44–46.
8. Митропольский Ю. А. Асимптотические решения уравнений в частных производных / Ю. А. Митропольский., Б. И. Мосеенков. – К: Вища школа, 1976. – 589 с.
9. Митропольский Ю. А. О построении асимптотического решения возмущенного уравнения Клейна-Гордона / Митропольский Ю. А. // Укр. мат. журн. – 1995. – 47, № 9. – С. 1209–1216.
10. Митропольский Ю. А. О построении асимптотического решения возмущенного уравнения Брезертона / Митропольский Ю. А. // Укр. мат. журн. – 1998. – 59, №1. – С. 58–71.
11. Митропольський Ю. О. Про застосування Атеб-функцій для побудови асимптотичного розв'язку збуреного нелінійного рівняння Клейна-Гордона / Митропольський Ю. О., Сокіл Б. І. // Укр. мат. журн. – 1998. – 50, № 5. – С. 665–670.
12. Chen L.Q. Nonlinear parametric vibration of axially moving beams: asymptotic analysis and differential quadrature verification/ Li-Qun Chen, Bo Wang, Hu Ding// Journal of Physics: Conference Series 181 (2009), -P.1-8
13. Харченко Є. Багаточастотні коливання одновимірних нелінійно пружних рухомих середовищ та методика побудови асимптотичних наближень крайових задач, що їх описують / Є. Харченко, М. Сокіл // Машинознавство.

Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал. – 2007. – № 1. – С. 19–25.

14. В. Wan der Pol. A Teory of the Amplitude of Free and Forced Triode Vibrations // Radio Review. –1920. – № 1.

Аннотация

Исследование резонансных колебаний трубчатых скребковых конвейеров двумерных элементов

Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л, Гудь В.З.

Исследовано зависимость частоты собственных колебаний каната от скорости передвижения сыпучей среды, ее амплитуды, физико-механических свойств материала у трубчатых скребковых конвейеров и условия существования резонансных колебаний за действия периодического возмущения на систему. Выведена зависимость резонансных колебаний, а значит и максимальных динамических усилий в канате от кинематических, геометрических и физико-механических параметров и стойкость процесса.

Abstract

Research of resonance vibrations of two-dimensional elements

S.Geruk, A.Dovbish., O.Lyashuk, V.Gud'

Investigate the dependence of frequency natural oscillations of rope for speed movement friable environment, its amplitude, physical and mechanical properties of the material in tubular drag conveyors and conditions for the existence of resonant oscillations and a periodic perturbation of the system. Displaying dependence of resonance oscillations, and maximum dynamic rope efforts from kinematic, geometric, mechanical parameters and the stability of the process

УДК 621.9.04

ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ФОРМОУТВОРЕННЯ ПОЛИЧКИ НА ГВИНТОВІЙ ЗАГОТОВЦІ

Гевко Ів.Б., д.т.н, проф., Дячун А.Є., к.т.н., доц.,

Гупка А.Б., к.т.н., Гупка Б.В., к.т.н., доц., Круглик О.А.

(Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя)

В статті представлено дослідження процесу згину полицки на гвинтовій заготовці. Приведено розрахункову схему процесу формоутворення полицки та виведені аналітичні залежності для визначення силових параметрів даного процесу на гвинтовій заготовці. За даними розв'язку аналітичних залежностей побудовані графічні залежності зміни крутного моменту на оправі при реалізації запропонованого процесу.

Ключові слова: гвинтова заготовка, вигнутий профіль, формоутворення, шнек.

Постановка проблеми. Гвинтові деталі машин та механізмів мають широке використання у різних галузях економіки, а гвинтові заготовки з вигнутим профілем (ГЗВП) є їхнім різновидом. Їх використовують у якості робочих органів гвинтових транспортерів, змішувачів, подрібнювачів, очисників сільськогосподарських машин і механізмів. Тому для реалізацій процесу виготовлення даних деталей спроектовано і виготовлено технологічне устаткування та розроблена методика виготовлення вигнутого профілю на гвинтових заготовках (ГЗ) шляхом навивання на оправу щільним пакетом.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням виготовлення гвинтових робочих органів присвячені роботи авторів Гевко Б.М. [2, 6, 8], Рогатинського Р.М. [6], Пилипця М.І.[7], Васильківа В.В.[1]. Дослідженню проблеми виготовлення спеціальних профільних гвинтових робочих органів присвячені праці Ляшука О.Л., Драгана А.П. [8] та інші. Однак питання, які виникають при виготовлення гвинтових заготовок з вигнутим профілем, залишилися мало дослідженими і потребують доопрацювання.

Метою роботи є розширення конструктивно-технологічних характеристик гвинтових спіралей шляхом ефективного технологічного забезпечення процесу виконання на навивній заготовці вигнутого профілю.

Реалізація роботи. Серед гвинтових робочих органів важливе місце займають ГЗВП, які широко використовуються в конструкціях багатьох транспортно-технологічних механізмів, таких як транспортуючі та очисні шнеки, гвинтові сепаратори подрібнювачі, очисники сільськогосподарських машин і механізмів тощо. Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені виробництву ГЗ, на теперішній час не розроблено прогресивних способів отримання ГЗВП, а існуючі технології їх виготовлення в основному

реалізуються універсальними засобами технологічного устаткування, спорядження та інструментів. У зв'язку з цим, актуальним є завдання технологічного забезпечення навивання ГЗВП, що відповідає сучасним вимогам за продуктивністю, матеріало- та енергомісткістю з високими техніко-економічними показниками.

Для дослідження силових параметрів процесу формоутворення полицки на ГЗ запропоновано розрахункову схему, яку зображено на рисунку 1. В процесі деформації полицки виникають дві зони деформації: деформація згину полицки по внутрішньому радіусі r_1 , що відповідає радіусу заокруглення оправки 3 (рисунку 1.б) та деформація матеріалу на зігнутій полицці, оскільки відбувається стиснення матеріалу полицки в тангенціальному напрямку та розтяг в радіальному напрямку без зміни товщини вихідної заготовки як наслідок зменшення периметру зовнішньої кромки гвинтової заготовки при зміні її зовнішнього радіуса від R_1 до R_2 .

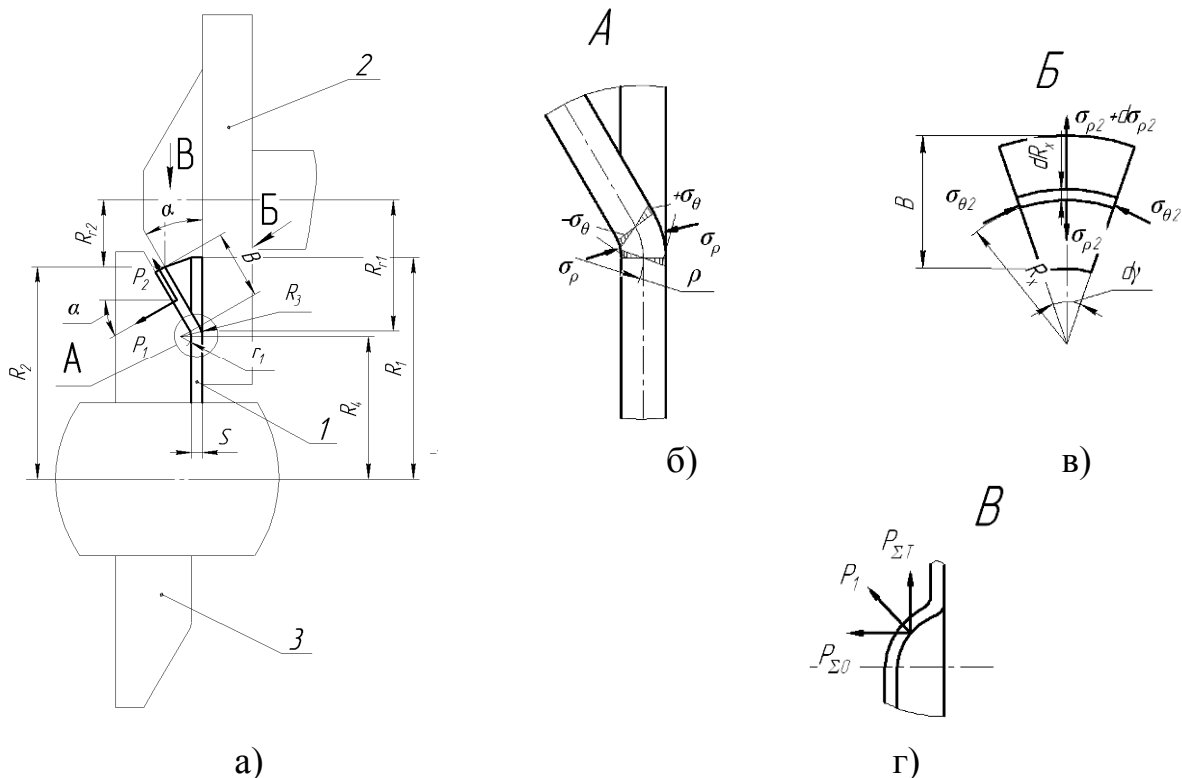


Рисунок 1 – Розрахункова схема процесу формоутворення полицки ГЗ: а) основний вигляд; б) вигляд зони деформації згину полицки по внутрішньому радіусі; в) вигляд зони деформації матеріалу елементарного сектору на зігнутій полицці; г) вигляд розподілення зусиль; 1 - гвинтова заготовка; 2 - ролик; 3 - оправа

Деформацію згину полицки по внутрішньому радіусі r_1 можна розглядати як згин широкої стрічки. Напружено-деформований стан в цих місцях представлений як об'ємний стан напружень та плоский стан деформацій. Згідно рисунка 1, враховуючи постійність внутрішнього радіуса згину r_1 стрічки по всій довжині згину l ГЗ, використовуємо полярну систему

координат із полюсом, що співпадає із центром радіуса r_1 в даний момент деформування. Рівняння рівноваги прийме вид [3]:

$$\rho \cdot \frac{d\sigma_\rho}{d\rho} + \sigma_\rho - \sigma_\theta = 0, \quad (1)$$

де σ_ρ – радіальні напруження, МПа; σ_θ – тангенціальні напруження, МПа.

Рівняння пластичності в спрощеному виді по енергетичній теорії при умові, що σ_ρ і σ_θ являються крайніми головними напруженнями із врахуванням зміцнення, буде [58]:

- для зони стиску:

$$\sigma_\rho - \sigma_\theta = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.0} - \Pi \cdot \ln \frac{\rho}{\rho_n} \right); \quad (2)$$

- для зони розтягу:

$$\sigma_\rho - \sigma_\theta = \beta \cdot \left(\sigma_{T.0} + \Pi \cdot \ln \frac{\rho}{\rho_n} \right), \quad (3)$$

де β – коефіцієнт, що враховує вплив середнього головного напруження σ_z ; $\sigma_{T.0}$ – екстрапольована границя текучості, МПа; Π – лінійний модуль зміцнення, МПа; ρ_n – радіус нейтральної поверхні деформації, мм;

Через те, що при згині широкої стрічки аксіальні деформації ε_z рівні нулю, що відповідає умові плоского стану деформації, коефіцієнт β буде рівний 1,15.

Радіус нейтральної поверхні деформації визначається рівнянням [1]:

$$\rho_n = \sqrt{R_3 \cdot r_1}, \quad (4)$$

де R_3 – зовнішній радіус гнуття стрічки по лініях згину, мм.

Після розв'язку системи рівнянь (2), (3), (4) із використанням граничних умов, при яких для зони розтягу $\sigma_\rho=0$ при $\rho=R_3$, а для зони стиску $\sigma_\rho=0$ при $\rho=r_1$, знаходимо формули, що характеризують розподіл напружень σ_ρ і σ_θ з врахуванням зміцнення матеріалу [18]:

для зони розтягу:

$$\sigma_\rho = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.0} + \frac{\Pi}{2} \cdot \ln \frac{\rho \cdot R_3}{\rho_n^2} \right) \cdot \ln \frac{R_3}{\rho}; \quad (5)$$

$$\sigma_{\theta_{роз}} = \beta \cdot \sigma_{T.0} \cdot \left(1 - \ln \frac{R_3}{\rho} \right) + \beta \cdot \frac{\Pi}{2} \cdot \left(2 \cdot \ln \frac{\rho}{\rho_n} - \ln \frac{R_3 \cdot \rho}{\rho_n^2} \cdot \ln \frac{R_3}{\rho} \right); \quad (6)$$

для зони стиску:

$$\sigma_\rho = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.0} + \frac{\Pi}{2} \cdot \ln \frac{\rho_n^2}{\rho \cdot r_1} \right) \cdot \ln \frac{\rho}{R_3}; \quad (7)$$

$$\sigma_{\theta_{ст}} = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.0} \cdot \left(1 + \ln \frac{\rho}{r_1} \right) + \frac{\Pi}{2} \cdot \left(2 \cdot \ln \frac{\rho_n}{\rho} + \ln \frac{\rho_n^2}{\rho \cdot r_1} \cdot \ln \frac{\rho}{r_1} \right) \right). \quad (8)$$

Значення моменту згинання полички ГЗ у першій зоні деформації M_{3z} із врахуванням зміцнення можна визначити як інтегральну суму моментів створених тангенціальними напруженнями σ_{θ} :

$$M_{3z} = l \left(\int_{\rho_n}^{R_3} \sigma_{\theta_{розт}} \cdot \rho d\rho + \int_{r_1}^{\rho_n} \sigma_{\theta_{ст}} \cdot \rho d\rho \right). \quad (9)$$

Довжину згину l гвинтової заготовки визначаємо за формулою:

$$l = \arccos \left(\frac{2R_{r1} - B \sin \alpha}{2R_{r1}} \right) R_{r1}, \quad (10)$$

де R_{r1} - радіус конічного ролика на лінії його контакту із гвинтовою заготовкою при основі формованої полички, мм; B - ширина полички, мм; α - кут згину полички, град.

Підставляючи формули (6), (8), (10) у формулу (9) одержимо:

$$M_{3z} = \beta R_{r1} \arccos \left(\frac{R_{r1} - B \sin \alpha}{R_{r1}} \right) \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \frac{S^2}{4} + \Pi \cdot \left(\frac{R_3^2 + r_1^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_3}{r_1}} - \frac{R_3^2 - r_1^2}{8} \right) \right] \quad (11)$$

де S - товщина матеріалу витка, мм.

Відповідно силу згину полички для першої зони деформації визначаємо за формулою:

$$P_1 = \frac{2\beta R_{r1}}{B} \arccos \left(\frac{R_{r1} - B \sin \alpha}{R_{r1}} \right) \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \frac{S^2}{4} + \Pi \cdot \left(\frac{R_3^2 + r_1^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_3}{r_1}} - \frac{R_3^2 - r_1^2}{8} \right) \right] \quad (12)$$

Під час деформації матеріалу полички ГЗ у другій зоні деформації (рисунок 1) має місце вісесиметрична деформація, що дозволяє визначити напружений стан в місці деформації розглядом напруженого стану елементарного сектора (рисунок 1 в) з кутом в плані $d\gamma$. При цьому дотичні напруження рівні нулю, а радіальні напруження $\sigma_{\rho 2}$ і тангенціальні напруження $\sigma_{\theta 2}$ є головними.

Розглянемо умову рівноваги кільцевої стрічки шириною dR_x , що знаходиться на відстані R_x від центра при малих переміщеннях заготовки в полярній системі координат. Спроектуємо сили на радіус, що проходить через середину сектора, і прирівняємо їх суму нулю. Сили, що діють на елементарний сектор, визначаємо як добуток напружень на відповідні площі [3]. Напруження $\sigma_{\rho 2}$ діють на площі $f_1 = R_x d\gamma s$, $\sigma_{\rho 2} + d\sigma_{\rho 2}$ - на площі $f_2 = (R + dR_x) d\gamma s$, $\sigma_{\theta 2}$ - на площі $f_3 = dR_x s$.

Складемо диференціальне рівняння рівноваги:

$$(\sigma_{\rho 2} + d\sigma_{\rho 2}) \cdot S \cdot d\gamma \cdot (R_x + dR_x) - \sigma_{\rho 2} R_x d\gamma S - 2\sigma_{\theta 2} dR_x S \sin \left(\frac{d\gamma}{2} \right) = 0. \quad (13)$$

Після скорочень, враховуючи те, що для малих кутів $\sin\left(\frac{d\gamma}{2}\right) = \frac{d\gamma}{2}$ і

нехтуючи членами другого порядку, одержимо:

$$d\sigma_{\rho 2} R_x + dR_x (\sigma_{\rho 2} - \sigma_{\theta 2}) = 0. \quad (14)$$

Рівняння прямої, що апроксимує криву зміцнення матеріалу гвинтової заготовки в координатах напруження - логарифмічні деформації можна записати у вигляді [1]:

$$\sigma_s = \sigma_{T.0} + \Pi e_{\theta}, \quad (15)$$

де e_{θ} - логарифмічна деформація в тангенціальному напрямку.

Логарифмічну деформацію в тангенціальному напрямку згідно розрахункової схеми визначаємо за формулою:

$$e_{\theta} = \ln \frac{R_1}{R_1 - R_x (1 - \cos \alpha)}. \quad (16)$$

Для розв'язку диференціального рівняння (14) використовуємо рівняння пластичності із врахування зміцнення матеріалу:

$$\sigma_{\rho 2} - \sigma_{\theta 2} = \beta \left(\sigma_{T.0} + \Pi \ln \frac{R_1}{R_1 - R_x (1 - \cos \alpha)} \right). \quad (17)$$

Після перетворення рівняння (14) одержимо:

$$d\sigma_{\rho 2} = -\beta \left(\sigma_{T.0} \frac{dR_x}{R_x} + \Pi \ln \frac{R_1}{R_1 - R_x (1 - \cos \alpha)} \frac{dR_x}{R_x} \right). \quad (18)$$

Звідки:

$$\sigma_{\rho 2} = -\beta \left(\sigma_{T.0} \int \frac{dR_x}{R_x} + \Pi \int \ln \frac{R_1}{R_1 - R_x (1 - \cos \alpha)} \frac{dR_x}{R_x} \right). \quad (19)$$

Після інтегрування рівняння (19) знаходимо:

$$\sigma_{\rho 2} = -\beta \left(\sigma_{T.0} \ln R_x + \Pi \left(-\frac{1}{2} \ln \left(\frac{R_1}{R_1 - R_x (1 - \cos \alpha)} \right)^2 - \text{Li}_2 \left(\frac{R_1}{R_1 - R_x (1 - \cos \alpha)} \right) \right) \right) + C, \quad (20)$$

де $\text{Li}_2 \left(\frac{R_1}{R_1 - R_x (1 - \cos \alpha)} \right)$ - ділогарифм Ейлера.

Ділогарифм Ейлера визначають за формулою:

$$\text{Li}_2 \left(\frac{R_1}{R_1 - R_x (1 - \cos \alpha)} \right) = \int_1^{\frac{R_1}{R_1 - R_x (1 - \cos \alpha)}} \frac{\ln(t)}{1-t} dt. \quad (21)$$

Для знаходження постійної інтегрування C використовуємо граничну умову: при $R_x = R_4 + r_1 \sin \alpha + B \cos \alpha = R_5$, де R_4 - радіус недеформованої частини ГЗ, на зовнішній вільній кромці заготовки $\sigma_{\rho 2} = 0$. Тому із рівняння (20), враховуючи (21) знаходимо:

$$C = \beta \left(\sigma_{T.0} \ln R_5 + \Pi \left(-\frac{1}{2} \ln \left(\frac{R_1}{R_1 - B(1 - \cos \alpha)} \right)^2 - \int_1^{\frac{R_1}{R_1 - R_5(1 - \cos \alpha)}} \frac{\ln(t)}{1-t} dt \right) \right). \quad (22)$$

Підставляючи рівняння (21) у рівняння (20), одержуємо:

$$\sigma_{\rho 2} = \beta \left(\sigma_{T.0} \ln \frac{R_5}{R_x} + \Pi \left(\frac{1}{2} \ln \frac{(R_1 - R_5(1 - \cos \alpha))^2}{(R_1 - R_x(1 - \cos \alpha))^2} + \int_1^{\frac{R_1}{R_1 - R_x(1 - \cos \alpha)}} \frac{\ln(t)}{1-t} dt - \int_1^{\frac{R_1}{R_1 - R_5(1 - \cos \alpha)}} \frac{\ln(t)}{1-t} dt \right) \right) \quad (23)$$

Тангенціальні напруження знаходимо із рівняння (17), враховуючи рівняння (22):

$$\sigma_{\theta 2} = \beta \left(\sigma_{T.0} \ln \frac{R_5}{R_x} + \Pi \left(\frac{1}{2} \ln \frac{(R_1 - R_5(1 - \cos \alpha))^2}{(R_1 - R_x(1 - \cos \alpha))^2} + \int_1^{\frac{R_1}{R_1 - R_x(1 - \cos \alpha)}} \frac{\ln(t)}{1-t} dt - \int_1^{\frac{R_1}{R_1 - R_5(1 - \cos \alpha)}} \frac{\ln(t)}{1-t} dt \right) \right) - \beta \left(\sigma_{T.0} + \Pi \ln \frac{R_1}{R_1 - R_x(1 - \cos \alpha)} \right). \quad (24)$$

Величину аксіальних напружень σ_z , що діють перпендикулярно до деформованої частини полочки, знайдемо із умови плоскої деформації, при якій прийнято, що [3]:

$$\sigma_{z 2} = \frac{\sigma_{\rho 2} + \sigma_{\theta 2}}{2}. \quad (25)$$

Підставляючи рівняння (2.42) та (2.43) у рівняння (2.44), одержуємо

$$\sigma_{z 2} = \beta \left(\sigma_{T.0} \ln \frac{R_5}{R_x} + \Pi \left(\frac{1}{2} \ln \frac{(R_1 - R_5(1 - \cos \alpha))^2}{(R_1 - R_x(1 - \cos \alpha))^2} + \int_1^{\frac{R_1}{R_1 - R_x(1 - \cos \alpha)}} \frac{\ln(t)}{1-t} dt - \int_1^{\frac{R_1}{R_1 - R_5(1 - \cos \alpha)}} \frac{\ln(t)}{1-t} dt \right) \right) - \frac{\beta}{2} \left(\sigma_{T.0} + \Pi \ln \frac{R_1}{R_1 - R_x(1 - \cos \alpha)} \right). \quad (26)$$

Радіальне зусилля деформації полочки ГЗ знаходимо за формулою для середнього радіуса полочки, як добуток радіальних напружень із формули (22) при $R_x = R_4 + r_1 \sin \alpha + \frac{B}{2} \cos \alpha$ на площу перерізу на середньому радіусі полочки:

$$P_2 = \beta \left(\sigma_{T,0} \ln \frac{R_5}{R_x} + \Pi \left(\frac{1}{2} \ln \frac{(R_1 - R_5(1 - \cos \alpha))^2}{(R_1 - R_x(1 - \cos \alpha))^2} + \int_1^{\frac{R_1}{R_1 - R_x(1 - \cos \alpha)}} \frac{\ln(t)}{1-t} dt - \int_1^{\frac{R_1}{R_1 - R_5(1 - \cos \alpha)}} \frac{\ln(t)}{1-t} dt \right) \right) \times \times \frac{S(R_{r1} + R_{r2})}{2} \arccos \left(1 - \frac{B \sin \alpha}{R_{r1} + R_{r2}} \right). \quad (27)$$

де R_{r2} - радіус конічного ролика на лінії його контакту із ГЗ на зовнішній кромці формованої полицки, мм.

Сумарне зусилля деформації полицки в осьовому напрямку оправи визначаємо за формулою:

$$P_{\Sigma o} = (P_1 \sin \alpha + P_2 \cos \alpha) \sin \left(\arccos \left(1 - \frac{B \sin \alpha}{R_{r1} + R_{r2}} \right) \right). \quad (28)$$

Сумарне зусилля деформації полицки в тангенціальному напрямку оправи визначаємо за формулою:

$$P_{\Sigma T} = (P_1 \sin \alpha + P_2 \cos \alpha) \left(1 - \frac{B \sin \alpha}{R_{r1} + R_{r2}} \right). \quad (29)$$

Тоді крутний момент на оправі визначаємо за формулою:

$$M_o = \left((P_1 \sin \alpha + P_2 \cos \alpha) \left(1 - \frac{B \sin \alpha}{R_{r1} + R_{r2}} + \sin \left(\arccos \left(1 - \frac{B \sin \alpha}{R_{r1} + R_{r2}} \right) \right) \mu \right) \right) \left(R_4 + r_1 \sin \alpha + \frac{B}{2} \cos \alpha \right), \quad (30)$$

де μ – приведений коефіцієнт тертя між роликом і ГЗ.

За результатами досліджень побудовані графічні залежності крутного моменту M_o на оправі від ширини полицки, кута нахилу полицки та ширини полицки (рис. 2), при зростанні яких відбувається ріст моменту M_o .

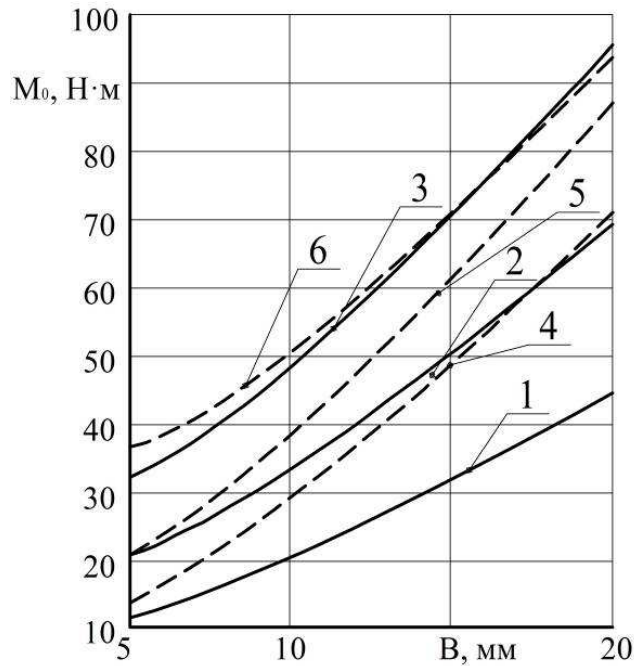


Рисунок 2 - Графічні залежності крутного моменту M_0 на оправі для деформації ГЗ зі сталі 08кп від ширини полицки B_n при $s=2$ мм: 1) $\alpha=10^\circ$, 2) $\alpha=17^\circ$, 3) $\alpha=35^\circ$; при $\alpha=30^\circ$: 4) $s=1$ мм, 5) $s=1,5$ мм, 6) $s=2$ мм

З аналізу графічних залежностей, побудованих за результатами теоретичних досліджень, (рисунок 2) встановлено, що для сталі 08кп, із збільшенням кута нахилу полицки α та при незмінній товщині витка спіралі $s = 2$ мм крутий момент гнуття зростає від 13 до 71 Нм для $\alpha = 10^\circ$, від 21 до 87 Нм для $\alpha = 17^\circ$ та від 37 до 93 Нм для $\alpha = 35^\circ$. При зміні товщини витка спіралі моменти гнуття змінюються від 11 до 44 Нм для $s = 1$ мм, від 21 до 70 Нм для $s = 1,5$ мм і від 33 до 95 Нм для $s = 2$ мм відповідно. Із збільшенням кута нахилу та ширини полицки крутий момент зростає.

Висновки. За даними теоретичних досліджень встановлено, що в процесі гнуття полицок на гвинтових заготовках в холодному стані більша частина деформації припадає на частину із сформованою полицкою. Зі збільшенням ширини полицки B_n , товщини витка спіралі s , та кута її нахилу α в межах від 10° до 35° момент гнуття гвинтового елемента зростає.

Список літератури:

1. Васильків В.В. Розвиток науково-прикладних основ розроблення технологій виробництва гвинтових і шнекових заготовок з використанням уніфікації: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.02.08 / Василь Васильович Васильків; Нац. ун-т «Львів. Політехніка». – Львів, 2015. – 312 с.

2. Гевко Б. М. Технологія изготовления спіралей шнеков / Гевко Б. М. – Львов : Вища школа, 1986. – 128 с.
3. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І.Б. Гевко. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.
4. Гевко Ів. Синтез способів навивання гвинтових заготовок [Текст] / Ів. Гевко, О. Катрич // Вісник ТНТУ. – Тернопіль, 2015. – Том 80. – № 4. – Ст. 153-160.
5. Гевко Ів.Б. Дослідження силових параметрів формоутворення гвинтових очисних елементів / Ів. Б., А. Є. Дячун, А. Б. Гупка // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. – Житомир, - 2015. Вип. 1 (72). - С. 21-26.
6. Драган А.П. Теоретичні передумови технологічного процесу виготовлення гвинтових гофрованих заготовок: дис... канд. техн. наук: 05.02.08 / Драган Андрій Петрович; Тернопільський держ. техн. ун-т ім. І. Пулюя. – Т., 2007. – 198 с.
7. Дячун А.Є. Обґрунтування параметрів технологічного процесу виготовлення профільних гвинтових заготовок: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08 / Дячун Андрій Євгенович; ТДТУ ім. І. Пулюя. – Т., 2008. – 208 с.
8. Ляшук О.Л. Технологічне забезпечення виготовлення деталей типу тіл обертання з профільного прокату: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.08 / Ляшук Олег Леонтійович; Тернопільський державний технічний університет. – Тернопіль, 2006. – 21 с.
9. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський та ін.]. – Львів : Світ, 1993. – 208 с.
10. Пилипець М.І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин: дис... д-ра техн. наук: 05.02.08 / Михайло Ількович Пилипець; Нац. ун-т «Львів. Політехніка». – Львів, 2002. – 445 с.
11. Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей / [Б. М. Гевко, О. Л. Ляшук, І. Б. Гевко та ін.]. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 367 с.
12. Chris Rorres. The turn of the screw: optimal design of an Archimedes screw/ *Jornal of hydrauling*/ January 2000. P 72-80.

Аннотация**Исследование силовых параметров процессов формообразования полочки на винтовых заготовках**

Гевко Ив.Б., Дячун А.Е., Гупка А.Б., Гупка Б.В., Круглик А.А.

В статье представлено исследование процесса сгиба полочки на винтовой заготовке. Приведены расчетную схему процесса формообразования полочки и выведены аналитические зависимости для определения силовых параметров данного процесса на винтовой заготовке. По данным развязку аналитических зависимостей построены графические зависимости изменения крутящего момента на оправе при реализации предложенного процесса.

Abstract**Research of power parameters of the process formation shelves on screw blank**

Iv.Hevko, A.Dychun, A.Gypka, B.Gypka V., O.Krugli

The aim of this work is to develop manufacturing technology of screw cleaning elements by bending shelves on the tape using rollers and received tape with a shelf winding on the mandrel. In the paper research of shelve bending process on screw blank is presented. Design scheme of shelve forming process is presented and analytical dependencies for determining power parameters of the process on the screw blank spiral are selected. According to the analytical dependencies solution graphical dependencies of torque changes on the mandrel, when proposed process is to be implemented, were built. Design of the device for shelves bending process implementation on screw blank using rollers is presented. This paper investigate that increasing of shelf height and angle of inclination cause increasing screw element bending force, which leads to the need to improve existing manufacturing technology.

УДК 621.81.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ЗАВАЛЬЦЮВАННЯ КУЛЬОК У НАПРАВЛЯЮЧИХ ТРАНСПОРТНИХ МЕХАНІЗМІВ

В. М. Клендій канд. техн. наук, Слободян Л.М., Казмірчук П.В.
(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

Наведено конструкцію і принцип роботи пристрою для завальцювання кульок в направляючих у транспортних механізмах з попередньо підготовленим базовим отвором. Виведено аналітичні залежності для визначення силових, конструктивних і технологічних параметрів при завальцюванні кульок в транспортних направляючих парах тертя кочення виготовлених з різних матеріалів.

Ключові слова: завальцювання кульок, транспортні механізми, кільцева канавка, базовий отвір.

Постановка проблеми. Технологічні процеси виробництва нерозривно пов'язані з переміщенням великої кількості вантажів, починаючи від заготівельних операцій, подачі сировини та комплектуючих у виробництво, між операційного транспортування до видачі готової продукції на склади і з них. Останнім часом у машинобудуванні набули широкого використання кулькові направляючі пари кочення, які дозволяють здійснювати лінійні та рейкові переміщення, зі зменшеними осьовими зусиллями опору і підвищення експлуатаційної надійності і довговічності.

Тому проблема виготовлення деталей вузлів тертя кочення транспортних механізмів у всіх галузях народного господарства є актуальною і має важливе значення і потребує подальших досліджень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням підвищення надійності та довговічності роботи машин і механізмів, зменшення тертя і підвищення експлуатаційної надійності і довговічності присвячені праці Костецького Б.І. [1], Хрущова М.М. [2], Ткачева В.Н. [3], Жолобова О.О. [4] та багато інших.

Однак технологію та інструментальне забезпечення для завальцювання кульок у напрямних транспортних механізмах так і не було розроблено.

Метою роботи. є розроблення удосконаленої конструкції пристрою для завальцювання кульок в напрямляючих транспортних механізмах підвищеної експлуатаційної надійності і довговічності, дослідження технологічного процесу виготовлення направляючих пар тертя кочення в машинах і механізмах з визначенням силових, технологічних і конструктивних параметрів.

Робота виконується згідно з Постанови Кабінету Міністрів України "Розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення

агропромислового комплексу конкурентноспроможною технікою на 2010...2015 роки”.

Реалізація роботи. Розроблено конструкцію пристрою для завальцювання кульок у напрямних транспортних механізмах, яка виконана у вигляді державки 1 з конічним хвостовиком для кріплення на верстаті, в середині якого виконано центральний наскрізний отвір 19 для подачі охолоджуючої рідини в зону формоутворення. В оправці з нижнього торця виконано кільцеву канавку 2, яка є у взаємодії з втулкою 17, в якій рівномірно по колу виконані по внутрішньому діаметрі виїмки 21 під кульки 18, наприклад, три. Кульки встановлені у радіальні отвори 3 і оправки 1 підтиснуті пружинами стиснення 20 з можливістю осьового переміщення.

В нижній торцевій частині оправки 1 виконано отвір 17, в який встановлено притискну оправку 5 з центральним отвором, який є продовженням отвору 19 для подачі охолоджуючої рідини. На зовнішньому діаметрі отвору конусної притискної оправки встановлено пружину стискування 4, яка знизу впирається у виступ 6 більшого діаметра оправки, а знизу притискної оправки виконано сферичну виїмку, яка притискує кульку 14, яку необхідно завальцювати в отворі 19 прямої 11.

Нижня частина притискної оправки 16 виконана у вигляді фланця 7, в якому рівномірно по колу виконано три пари радіальних пазів 15 по два до яких знизу жорстко закріплені формувальні інструменти 14 Г-подібної форми з формувальними елементами 13, болтами 10, з можливістю радіального переміщення.

Для забезпечення мінімального зусилля завальцювання кульок 6 в отворах 19 напрямних плит 11 навколо цих отворів виконані кільцеві канавки 12 з кільцевими виступами 17 навколо завальцюваних кульок, які легко деформуються і завальцюються формувальними елементами 13 формувальних інструментів 14. Канавки 12 виконують окремо на вертикально свердлильних верстатах спеціальними кільцевими свердлами поза межами пристрою.

Особливістю конструкції пристрою є те, що вісь обертання формувальних інструментів 14 і вісь пристрою зміщені на величину ексцентриситета Δ ексцентриситета в межах 0,2 – 0,6 мм для полегшення осьової подачі пристрою і створення покращених умов завальцювання кульок 8 в отворах 19 зі зменшенням зусилля формування.

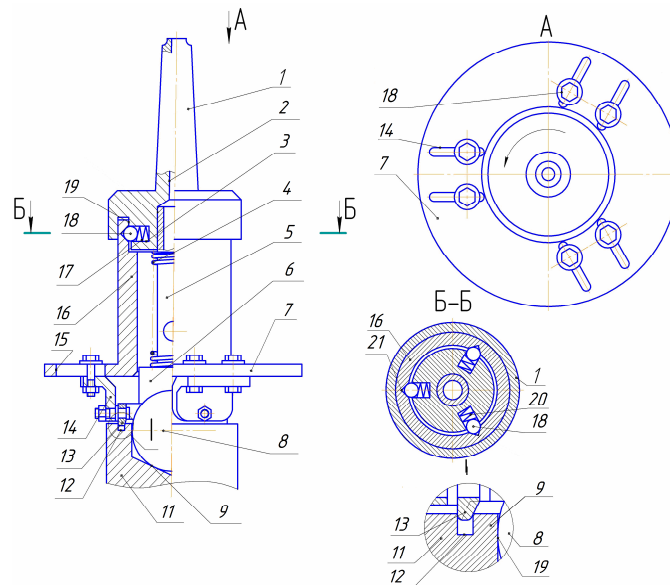


Рисунок 1 - Пристрій для завальцювання кульок у напрямних транспортних механізмах

Робота пристрою для завальцювання кульок в направляючі здійснюється наступним чином. Державка 1 встановлюється в шпindelь верстату (на кресленні не показано). Після чого на стіл верстату встановлюється направляюча 11 з сферичними виїмками 9 під кульки 14, в які вони встановлюються. До сферичної виїмки підводиться центрувальна оправка 5 з кулькою 14 за допомогою якогось здійснюється центрування кульки відносно оправки і сферичної виїмки. Після підготовчих робіт підключається змащувально-охолоджуюча рідина, яка по каналах 4 поступає в зону деформування, включається верстат, пристрій обертається, при цьому здійснюється осьова його подача і формуючі півкруглі елементи 19 взаємодіють з канавкою 12, а формувальний інструмент 13 здійснює завальцювання кульки в направляючій.

Для забезпечення завальцювання кульки з можливістю її обертання в гнізді, для жорсткої посадки вибирають режими час точіння і завальцювання. Крім цього простір під кульки заповнюють густим мастилом, або встановлюють маслянки.

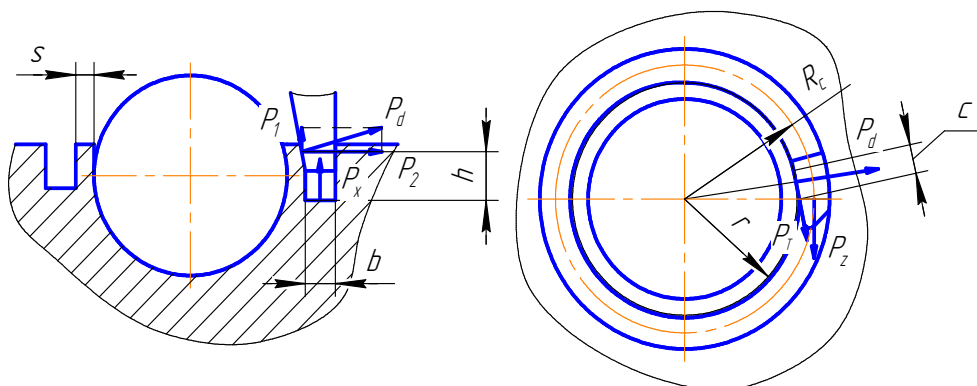


Рисунок 2 - Схема для розрахунку інструмента для завальцювання кульки

Основними параметрами, що визначають силові характеристики інструментів, які використовуються на свердлильних верстатах є осьова сила P_0 та крутильний момент M .

Згідно з розрахунковою схемою на рисунку 2 отримаємо

$$P_0 = n(P_1 + P_x). \quad (1)$$

Вертикальну складову зусилля деформації стінки визначаємо із виразу

$$P_1 = P_d \cdot \sin \alpha, \quad (2)$$

де P_1 – вертикальна складова зусилля деформації стінки, Н;

P_d – зусилля деформації стінки, Н;

α – кут нахилу клина деформуючої частини інструменту, град.

Зусилля деформації стінки визначаємо за формулою

$$P_d = \frac{c \cdot s^2 \cdot \sigma_s \cdot k_1}{4 \cdot h}, \quad (3)$$

де c – ширина частини кільцевого виступу що піддається деформації, мм;

s – товщина стінки кільцевого виступу, мм;

σ_s – границя текучості матеріалу, МПа;

k_1 – коефіцієнт, що враховує зміцнення матеріалу, $k_1=1,2\dots1,3$;

h – глибина кільцевої виточки, мм.

Підставляючи формули (2) і (3) у формулу (1), отримаємо

$$P_0 = n \cdot \left(P_x + \frac{c \cdot s^2 \cdot \sigma_s \cdot k_1 \cdot \sin \alpha}{4 \cdot h} \right). \quad (4)$$

Крутильний момент визначаємо за формулою

$$M = n(P_z \cdot R_c + P_T \cdot r), \quad (5)$$

де P_z – вертикальна складова сили різання, Н.

R_c – середній радіус виточки, мм

n – кількість зубів інструмента;

r – внутрішній радіус кільцевої канавки, мм;

P_T – сила тертя між деформуючою частиною інструмента та заготовкою, Н.

Силу тертя визначаємо за відомою залежністю

$$P_T = \mu \cdot P_d, \quad (6)$$

де μ – коефіцієнт тертя, між деформуючою частиною інструмента та матеріалом деталі.

Отже, враховуючи вирази (6), (5) і (3), отримаємо формулу для визначення крутного моменту

$$M = n \cdot \left(P_z \cdot R_c + \frac{\mu \cdot c \cdot s^2 \cdot \sigma_s \cdot k_1}{4 \cdot h} \right). \quad (7)$$

Складові сил різання визначаються за емпіричними залежностями:

$$P_z = C_p \cdot S^{y_z} \cdot b^{x_z} \cdot V^{n_z}; \quad (8)$$

$$P_x = C_{px} \cdot S^{y_x} \cdot b^{x_x} \cdot V^{n_x},$$

де P_x – горизонтальна складова сили різання, Н;
 C_p – коефіцієнт, що враховує особливості процесу різання;
 S – подача інструмента, мм/об;
 b – ширина виточки, мм;
 V – швидкість різання, м/хв.;
 y, x, n – показники степені відповідних складових формули.

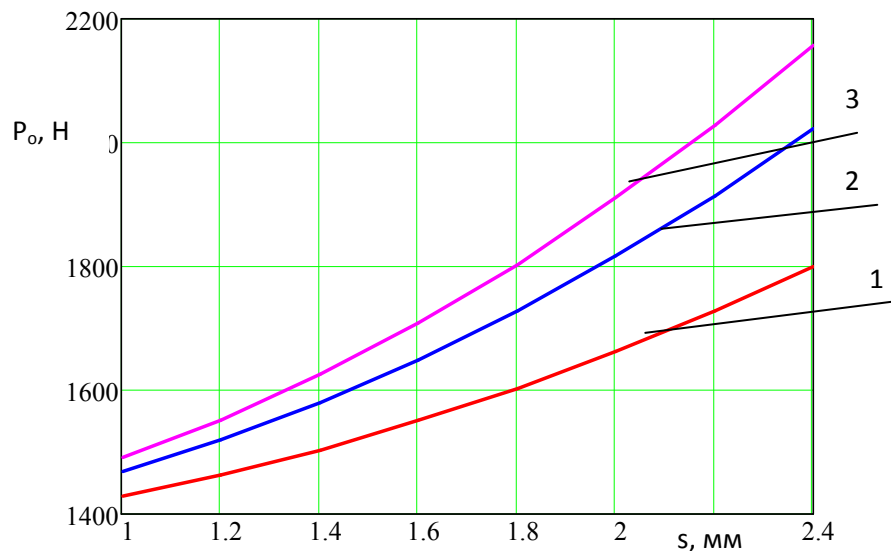


Рисунок 3 - Графік залежності осьової сили завальцювання кульки від товщини стінки між кулькою та виточкою: 1 – сталь 08; 2 – сталь 30; 3 – сталь 45

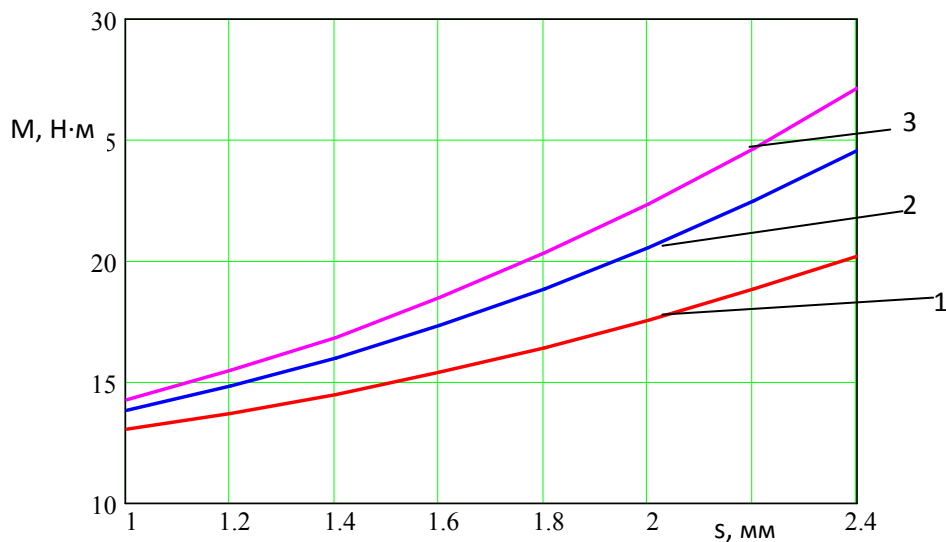


Рисунок 4 - Графік залежності моменту завальцювання кульки від товщини стінки між кулькою та виточкою: 1 – сталь 08; 2 – сталь 30; 3 – сталь 45

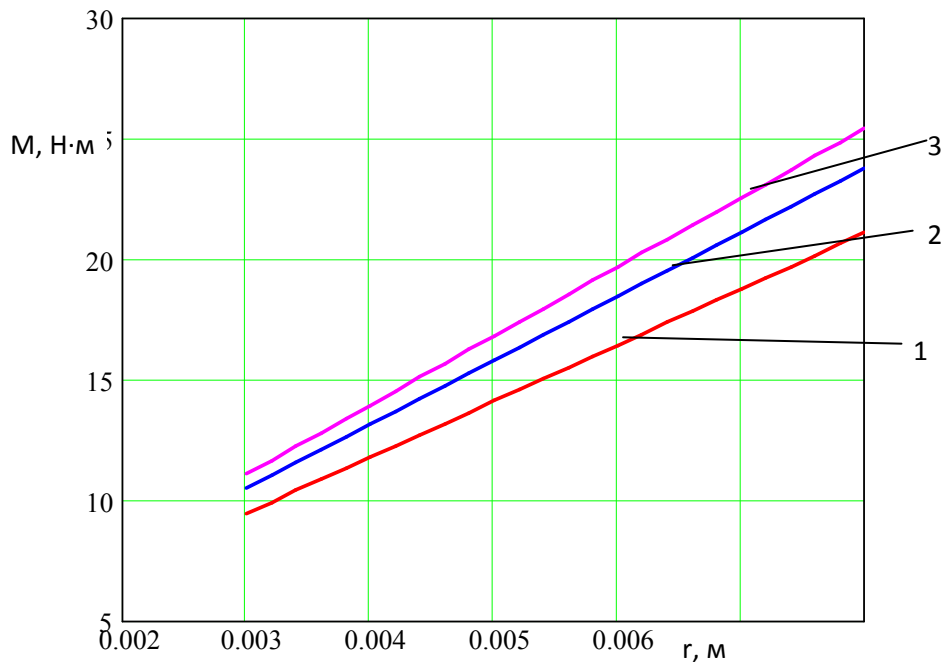


Рисунок 5 – Графік залежності моменту завальцювання кульки від радіуса кульки:
1 – сталь 08; 2 – сталь 30; 3 – сталь 45

Із графіків на рисунках 3 і 4 робимо висновок, що з збільшенням товщини стінки між виточкою та кулькою зростає осьова сила та крутильний момент завальцювання, при цьому зростання цих параметрів носить квадратичний характер, а криві представлено у вигляді парабол.

На рисунку 5 бачимо, що з збільшенням радіуса кульки, а відповідно і радіуса виточки, зростає крутильний момент завальцювання кульки по прямо пропорційній залежності.

Висновки. В результаті проведеної роботи було розроблено конструкцію пристрою для завальцювання кулек у напрямних транспортних механізмах у попередньо підготовлені базові отвори, а також виведено аналітичні залежності для визначення силових, технологічних і конструктивних параметрів для завальцювання кулек у напрямних транспортних механізмів виготовлених з різних марок сталей.

Література

1. Костецкий Б.И. Надежность и долговечность машин [Текст]/ Б.И. Костецкий Техніка, К. 1975. – 275с.
2. Хрущов М.М. Исследование изнашивания металлов [Текст]/ М.М. Хрущов, М.А. Бабичев/ - М.: Издательство АН СССР, 1970. – 264с.

3. Ткачев В.Н. Методы повышения долговечности деталей машин [Текст]/ В.Н. Ткачев. М. Машиностроение, 1971. – 271с.
4. Жолобов О.О. Технологія автоматизованого виробництва [Текст]/ О.О. Жолобов, В.А. Кирилович, П.П. Мельничук, В.А. Яновський. Житомир: ЖДТУ, 2008. – 1014с.
5. Пат. 50886 України, МПК В21D 39/00. Пристрій для завальцювання кульок у напрямних [Текст]/. Гевко Б.М., Крук В.В., Дячун А.Є., Гевко І.Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. - (UA) №u200913761; заявл. 28.12.2009; опубл. 25.06.2010, Бюл. № 12

Abstract

Investigation of technological process zavaltsyuvannya balls in guiding transport mechanisms

V. Klendy, L. Slobodyan, P. Kazmirchuk

Present structure and principle of the device for zavaltsyuvannya balls in guiding the transport mechanisms of pre-prepared base hole. The derived analytical dependences for determination of power, structural and technological parameters in the balls by rolling in the transport steam rollingguides manufactured from different materials.

Аннотация

Исследование технологического процесса завальцования шаров в направляющих транспортных механизмах

В. М. Клендий, Слободян Л.М., Казмирчук П.В.

Приведены конструкция и принцип работы устройства завальцовки шариков в направляющих в транспортных механизмах с предварительно подготовленным базовым отверстием. Выведены аналитические зависимости для определения силовых, конструктивных и технологических параметров при завальцовке шариков в транспортных направляющих парах трения качения изготовленных из различных материалов.

УДК 621.86.

ЕНЕРГОСИЛОВІ ПАРАМЕТРИ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВАНТАЖІВ У ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРАХ

Гевко Б.М. д.т.н., Клендій В.М. к.т.н., Мельничук С.Л., Навроцька Т.Д.
(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

Розроблена методика проектування енергосилових параметрів транспортування вантажів в гвинтових конвеєрах. Виведені аналітичні залежності для визначення кінематичних і силових параметрів.

Ключові слова: енергосилові параметри транспортування, гнучкі конвеєри, крутні моменти.

Сучасний етап розвитку народного господарства України характеризується подальшим підвищенням ролі транспорту практично у всіх галузях народного господарства. Гвинтові механізми отримали широке застосування у всіх галузях народного господарства завдяки концентрації різних операцій у поєднанні з транспортуванням. До таких операцій належить транспортування, завантаження, розвантаження, подрібнення, змішування, пресування, очищення і зендрування шкіри, видалення соків, натягування ліній радіо і електропередач, виноградників та багато інших операцій. Гвинтові конвеєри характеризуються цілим рядом переваг, таких як – можливість довгого їх використання, збереження сортівності і якості вантажів, широка можливість автоматизації, мала трудоемкість і вигідне обслуговування, порівняльна простота і висока надійність конструкцій, можливість забезпечення широкого діапазону продуктивності і довжин транспортування, порівняно мала енергоємність процесів.

Приведена методика дослідження енергосилових параметрів транспортування вантажів у гнучких гвинтових конвеєрах. Виведені аналітичні залежності для визначення силових параметрів технологічного процесу транспортування вантажів. Приведені графічні залежності зміни величини крутних моментів від різних факторів.

При транспортуванні потоку вантажу на виділений елемент потоку з боку поверхонь жолоби і спіралі діють нормальні реакції і складові тертя. З огляду на, те що в процесі транспортування задіяна тільки частина обсягу ψdV , його розрахункова маса

$$dm_{\text{розр}} = \psi dm = (\gamma_G Q / v_{oc}) D l \quad (1)$$

Оскільки при $R \gg D/2$ зміни нормальних навантажень на поверхнях спіралі і жолоби від кривизни траси незначні (для допустимих вигинів не більше

2%), то розрахунок можна проводити так само, як і для випадку прямолінійного розташування транспортера з поточним кутом підйому траси γ .

Енергетичні витрати на переміщення вантажу можна представити у вигляді суми робіт [3]:

$$A_n = A_1 + A_2 + A_3, \quad (2)$$

де A_1 - робота підйому вантажу; A_2, A_3 - роботи сил тертя між вантажем і поверхнями спіралі і жолоби відповідно.

Для виділеного елементарного обсягу за відрізок часу Δt .

$$dA_1 = \Delta t g \, dm_{\text{позр}} \, (dz/dt) = \Delta t \gamma_G Q \sin \gamma dl, \quad (3)$$

$$dA_2 = \Delta t \mu_1 s_1^{\text{від}} dN_1, \quad dA_3 = \Delta t \mu_2 s_2^{\text{від}} dN_2, \quad (4)$$

де в разі швидкохідних спіраль-гвинтових конвєсєрів з урахуванням (2.34) і (2.67) середнє значення dN_i по довжині до

$$\begin{aligned} dN_1 &= \{g \gamma_G Q / [v_{oc} (\cos \alpha_p - \mu_1 \sin \alpha_p)]\} (\mu_2 \rho_i \omega_A^2 \sin \beta / g + \sin \gamma) dl, \\ dN_2 &= (\gamma_G \rho_i \omega^2 Q / v_{oc}) dl \end{aligned} \quad (5)$$

Тут β - кут нахилу траси руху частинки; $\sin \beta = T' / \sqrt{(T')^2 + \pi^2 D_{oc}^2}$.

Роботу на переміщення вантажу шукаємо як інтегральну суму наведених залежностей

$$\begin{aligned} A_{II} &= \Delta t Q \gamma_G g \left\{ H + \int_0^L \left[\frac{\mu_1 (\omega - \omega_A)}{2\pi} \left(\frac{\mu_2 \rho_i \omega_A^2 \sin \beta}{9 v_{oc}} + \sin \gamma / v_{oc} \right) \times \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \times \frac{4\pi^2 \rho_i^2 + T^2}{\pi D - \mu_1 T} + \left[\mu_2 \rho_i \omega_A^2 / (2\pi g v_{oc}) \right] \right] \times \right. \\ &\quad \left. \times \sqrt{4\pi^2 \rho_i^2 + T^2 \left(1 - \frac{\omega}{\omega_A}\right)^2} \right] dl \end{aligned} \quad (6)$$

Повну роботу, затрачену на транспортування вантажу в реальному транспортері, можна представити у вигляді

$$A = k_{zp} \cdot k_{виз} \cdot k_{mp} \cdot A_{II} \quad (7)$$

де k_{zp} - коефіцієнт, що враховує витрати на перемішування, дроблення, залипання або защемлення вантажу; $k_{виз}$ - коефіцієнт, що враховує неточність

виготовлення спіралі і жолоби, їх відхилення від розрахункового значення; k_{mp} - коефіцієнт, що враховує просторове розташування траси, її складність.

Коефіцієнти k_{sp} і $k_{виг}$ визначають експериментально, коефіцієнт k_{mp} враховує енергетичні витрати на тертя спіралі об жолоб при вигині і кручення, а також на обертання зігнутої спіралі, і в першому наближенні його можна отримати аналітично.

Потужність, необхідна для транспортування вантажу в спіраль-гвинтів конвеєра

$$N = k_{sp} \cdot k_{виг} \cdot k_{mp} Q \gamma_G g (H + WL) \quad (8)$$

де W - коефіцієнт питомих втрат на тертя по довжині транспортера

$$W = (1/L) \int_0^L \left[\frac{\mu_1(\omega - \omega_A)}{2\pi\nu_{oc}} \left(\sin \gamma + \frac{\mu_2 \rho_i \omega_A^2 \sin \beta}{g} \right) \times \frac{4\pi^2 \rho_i^2 + T^2}{\pi D - \mu_1 T} + \frac{\mu^2 D_{жс} \omega_A^2}{2\pi\nu_{oc}} \right] \sqrt{4\pi^2 \rho_i^2 + T^2 \left(1 - \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2} dl \quad (9)$$

Залежність (9) відповідає формулі для визначення потужності гвинтових конвеєрів [3].

$$M_z = \pi \psi \phi_0 \mu_2 \gamma_G D^4 L \omega^2 \sin^2 \alpha_\rho \left(\sin \alpha_\rho + \mu_1 \cos \alpha_\rho \right)^3 \times \left(1 + \sqrt{1 - \phi_0} \right)^2 / \left[64 \left(\cos \alpha_\rho - \mu_1 \sin \alpha_\rho \right) \right] \quad (10)$$

Повний момент, необхідний для обертання гнучкою спіралі і транспортування вантажу, аналогічно (2.70) запишемо як

$$M = k_{sp} \cdot k_{виг} \cdot k_{mp} \cdot M_z \quad (11)$$

При розташуванні траси по колу з постійним радіусом вигину R коефіцієнт k_{mp} можна уявити як

$$k_{mp} = 1 + (\xi L / R) \quad (12)$$

де ξ - параметр, що залежить від матеріалу і розмірів гнучкою спіралі, а також від висоти підйому вантажу. Коефіцієнт k_{sp} в значній мірі залежить від швидкохідності конвеєра і зі збільшенням кутової швидкості ω значно

знижується. Тому мінімум моменту M доводиться на ділянку с. сталим рухом вантажу по гвинтовій траєкторії.

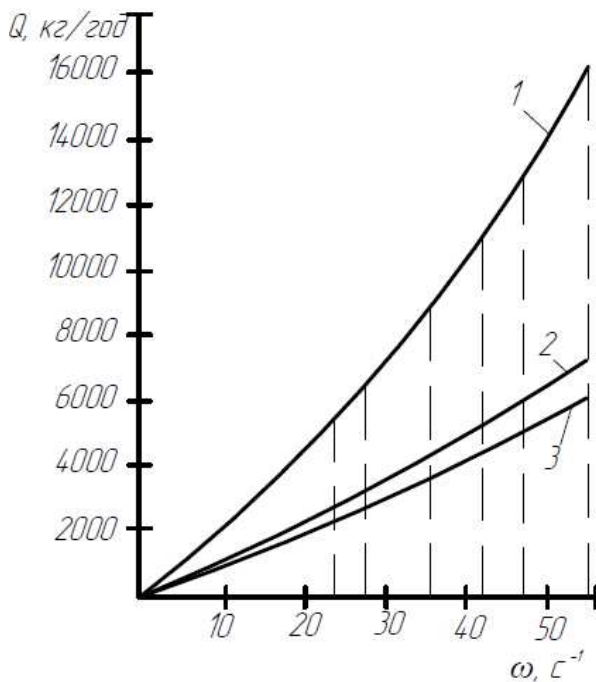


Рисунок 1. Залежність продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра від кутової швидкості робочого органу

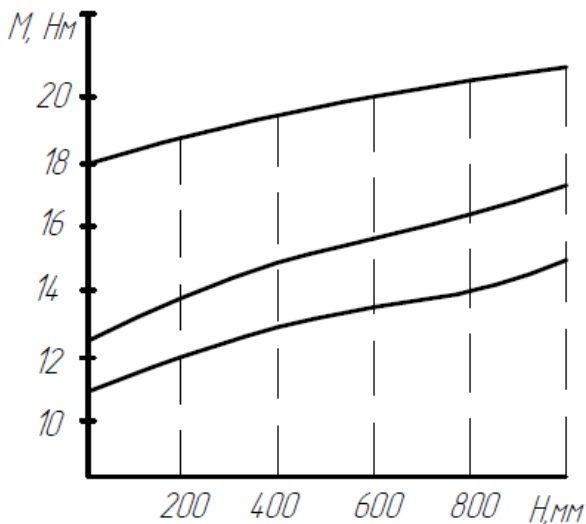


Рисунок 3 Зміна величини крутного моменту від висоти підйому матеріалу в гнучкому гвинтовому конвеєрі

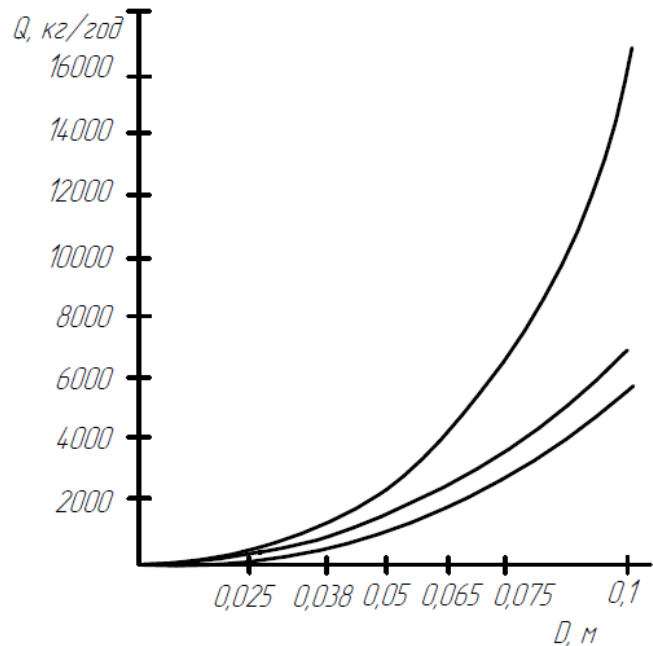


Рисунок 2. Залежність продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра від діаметра прохідного перетину жолоба

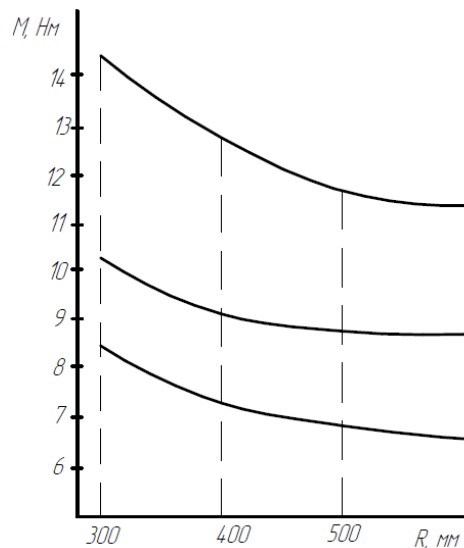


Рисунок 4 Зміна величини крутного моменту від відіссу згину транспортування в гнучких гвинтових конвеєрах

Висновки. Розроблена методика проектування енергосилових параметрів транспортування вантажів в гвинтових конвеєрах. Виведені аналітичні залежності для визначення кінематичних і силових параметрів.

Література

1. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Теория, расчёт и эксплуатация односпирального гибкого конвейера. -К.: Знание, 1969. -128с.
2. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение, 1975. -280с.
3. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. -Львов: Вища школа, 1986. -128с.
4. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. -Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. -176с.

Аннотация

Энергосиловые параметры транспортировки грузов в гибких винтовых конвейерах

Гевко Б.М. д.т.н., Клендий В.М. к.т.н.,
Мельничук С.Л., Навроцкая Т.Д.

Разработана методика проектирования энергосиловых параметров транспортировки грузов в винтовых конвейерах. Выведены аналитические зависимости для определения кинематических и силовых параметров.

Abstract

Energy-power parameters of transportation of cargo in a flexible screw conveyor

B. Hevko, V. Klendiy, S. Melnychuk, T. Navrotska

The method of designing energy-power parameters of transportation in screw conveyors. Analytical dependences for determination of kinematic and power parameters.

УДК 621.86

ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ**Б.М. Гевко д.т.н., Ю.Ф. Павельчук к.т.н., В.М. Клендій к.т.н.,
Н.М. Марчук, С.Л. Мельничук***(Тернопільський Національний Технічний Університет імені Івана Пулюя)*

Розроблена методика прогнозування надійності технологічних систем машинобудівного призначення і напрямку піднімально-транспортних машин. Це різальні інструменти, технологічне оснащення і технологічні системи, вантажопідйомних і транспортних перевізних машин. Розроблено техніко-економічне обґрунтування технологічного оснащення, різального інструменту раціонального вибору технологічних систем, машинобудівного виробництва та технологічних систем вантажопідйомних машин.

Прогнозування очікуваного в експлуатації ресурсу машин і механізмів технологічного оснащення (ТО) різальних інструментів за інформацією на ранніх стадіях їх створення (при проектуванні, випробуваннях малих партій дослідних зразків на початку серійного випуску і т. д.) дозволяє багато в чому уникнути їх відмов при їх експлуатації, які завдають величезного збитку виробникові і споживачеві техніки. Серед напрямків, що дозволяють вирішити вказану проблему, найважливішим є уточнення і розробка ефективних математичних методів прогнозування, експлуатаційного ресурсу за обмеженою інформацією.

Існуюча система забезпечення надійності технологічних систем (ТС) включає елементи прогнозування. Так, при конструюванні машин і механізмів різальних інструментів, ТО виконують розрахунки на міцність і довговічність елементів, які традиційно розраховують для підшипників, валів, шестерень і деякі інші деталі. При цьому широко використовують метод напружень, що звичайно, недостатньо, оскільки не розраховується ресурс об'єкту, який є прямою характеристикою його надійності. При конструюванні широко використовують досвід створення попередніх конструкцій, їх випробувань і досліджень, що багато в чому сприяє створенню надійних машин. Враховують і можливості технології виготовлення на даному виробництві. Розглядають і аналізують можливі відхилення, перевантаження і екстремальні ситуації в умовах експлуатації машин, а також вимоги пристосованості до експлуатації, обслуговування, технічної діагностики та ремонту.

Питаннями забезпечення надійності і довговічності машин і механізмів, технологічних систем різного службового призначення присвячені праці Семенченко В.К. [1], Анурева В.И. [2], Родина П.Р. [3], Ординцева И.А. [4], Черновола М.І. [5], Корсакова В.С. [6], Зуева А.А. [7], Ансьорова М.А. [8] та багатьох інших.

Однак цілий ряд питань перспективного напрямку розвитку виробництв, впровадження прогресивних технологічних процесів, впровадження нових матеріалів підвищення міцності деталей технологічними і конструктивними заходами, прогнозування очікуваного ресурсу роботи чекають свого подальшого вирішення.

Мета роботи – розроблення методик прогнозування очікуваного ресурсу роботи технологічних систем, технологічного оснащення та різальних інструментів.

При конструюванні машин, механізмів і ріжучого інструменту технологічного оснащення недостатня інформація про можливі режими навантажень, що діють, відхилення якості виготовлення і експлуатації машин, при випробуваннях – обмежено число об'єктів випробувань і тривалість їх роботи. Тому отримувані дані неточні, їх необхідно прогнозувати на більш тривалі терміни використання і на великі розміри партій аж до всього масиву серійного випуску машин. При такому прогнозуванні виявляються лише найбільш "слабкі" місця машини або об'єкта розробки.

Оцінки надійності, отримані за результатами випробувань і спостережень в процесі експлуатації, носять, як правило, характер констатації фактичного технічного стану об'єкта в цілому або її окремих елементів. Тому у ряді випадків такі оцінки набувають прогнозуючого характеру. Наприклад, на підставі результатів вибіркового випробування здійснюється прогноз про надійність партії виробів в експлуатації. Отже, прогнозуванням можна вирішити проблеми надійності, коли на ранніх стадіях створення машини стає можливим з необхідною мірою достовірності оцінити показники її надійності.

Основою прогнозування технічного стану ТС, різальних інструментів і ТО є прогностика – наукова дисципліна, що вивчає поведінку одних систем (прогнозованих) залежно від зміни параметрів інших (що прогнозують) систем, щоб в імовірнісному плані передбачати, що відбуватиметься з системою-функцією, якщо відома поведінка системи-аргументу в даний час і в певній ситуації. Прогнозування виконують для оцінки технічного стану об'єкту (машини, складальної одиниці) і визначення закономірності його зміни в процесі роботи для керування надійністю.

Розрізняють три етапи прогнозування: ретроспекцію, діагностику і прогноз [4]:

Перший етап полягає в дослідженні динаміки стану ТС різального інструменту і ТО у минулому, виявленні і уточненні характеристик зміни параметрів стану її елементів. В результаті досліджень розробляють динамічну модель технічного стану оснащення.

На другому етапі встановлюють допустимі межі зміни параметрів стану елементів, розробляють або вибирають методи і засоби виміру, вимірюють параметри технічного стану, вибирають методи прогнозування, а також способи оцінки достовірності прогнозу.

На третьому етапі прогнозують зміни різних параметрів стану елементів, синтезують прогнози, узагальнюючи їх і роблячи висновок про технічний стан або рівні надійності всієї машини.

Таким чином, етап ретроспекції направлений в минуле; етап діагностики – в сьогодення; етап прогнозу – в майбутнє, причому майбутнє у впливає прогнозу повертається до сьогодення (впливає на нього). З цього витікає можливість використання теорії прогнозування для управління надійністю об'єкту.

У експлуатації надійністю ТС різальних інструментів і ТО можна керувати встановленням технічних умов на технологічні операції, що проводяться під час обслуговування і ремонту машин. Звужуючи або розширюючи діапазони допустимих значень параметрів машини (розмірів деталей, зазорів в сполученнях, зусиль на важелях управління і ін.) при проведенні регулювальних або ремонтних робіт, можна задавати певний рівень безвідмовності і довговічності, що дозволяє планувати витрату запасних частин, потребу в мастильних матеріалах, періодичність проведення заходів технічного обслуговування і ремонту.

Використання методів теорії прогнозування при розробці технічного завдання на виготовлення елементів машин дозволяє управляти надійністю об'єкта на стадії проектування.

Основні задачі прогнозування надійності механізмів і машин ТС, різального інструменту і ТО можна сформулювати таким чином [1,4,7]:

1. Передбачення закономірності зміни надійності деякого класу виробів у зв'язку з перспективами розвитку виробництва, впровадженням нових матеріалів, підвищенням міцності деталей технологічними і конструктивними заходами (новим видом обробки деталей, більш раціональними конструктивними схемами та ін.). Таке прогнозування необхідне при плануванні заходів щодо підтримки працездатності об'єкта в експлуатації і розробці рекомендацій по підвищенню надійності машин. Воно базується на аналізі статистичних даних про надійність машин в експлуатації з урахуванням перспектив розвитку виробництва, і виконують його методами моделювання і розрахунків.

2. Оцінка надійності проектного виробу (деталі, складальної одиниці) до того, як воно буде виготовлено. Ця задача виникає на стадії проектування і полягає у виборі найбільш раціональної конструктивної схеми, розробці комплектуючих виробів, підборі матеріалів деталей та ін. Надійність в цьому випадку можна прогнозувати за допомогою аналітичних методів або шляхом фізико-математичного моделювання.

3. Прогнозування надійності конкретного виробу (деталі, складальної одиниці) на підставі результатів вимірювання його параметрів. На відміну від попередніх задач в даному випадку об'єктом дослідження є цілком визначений виріб. Попередньо вибирають прогнозуючі параметри, тобто такі, по зміні яких можна зробити висновок про зміну надійності. Після того, як прогнозуючі

параметри вибрані, досліджують закономірності їх зміни в часі. На основі отриманих закономірностей прогнозують надійність виробу на заданий період часу і оцінюють показники надійності виробу.

4. Прогнозування надійності деякої сукупності виробів за результатами дослідження обмеженої кількості дослідних зразків. Із задачами такого типу доводиться стикатися, як правило, на етапі виробництва машин. В даному випадку надійність прогнозують на підставі результатів досліджень закономірності зміни технічного стану декількох виробів при експлуатації. В результаті чого вдається отримати оцінку надійності машин на заданий період часу з урахуванням впливу умов експлуатації.

Остання задача за формою близька до традиційної задачі оцінки надійності генеральної сукупності виробів за результатами дослідження вибірки. Різниця лише в тому, що тут потрібно не лише визначити показник надійності сукупності виробів по показнику надійності вибірки на деякий фіксований момент часу, але і висловити припущення про майбутній рівень надійності генеральної сукупності з урахуванням впливу кліматичних умов, характеру використання машин, прийнятої стратегії технічного обслуговування і ремонту.

5. Прогнозування надійності машин і механізмів ТС, різального інструмента та ТО в особливих умовах експлуатації. Так, наприклад, може бути поставлена задача оцінити показники надійності машини за умови, що температура і вологість навколишнього середовища перевершують їх допустимі значення. Очевидно, що для ефективного керування надійністю машин необхідно на різних етапах розробки і виробництва машин вирішувати всі перераховані завдання (рис.1).[4]:

Для прикладу розглянемо основні вимоги при прогнозуванні проектування різального інструменту і технологічного оснащення.

Розроблюваний об'єкт має забезпечувати правильне базування і надійне закріплення заготовки, точний напрям ріжучого інструменту, має бути досить міцним і довговічним, приносити економічний ефект. Для виконання цих вимог здійснюються такі розрахунки пристосувань: геометричний; силовий; розрахунок на точність; розрахунок на міцність і жорсткість; розрахунок економічної ефективності.

Геометричний розрахунок передбачає перевірку правильності розташування опор і упорів, затискачів, кондукторних втулок, виконання правила шести точок. Перевіряється можливість безперешкодної установки і зняття заготовки, можливість руху поворотних деталей: відкидних кришок, поворотних планок, відсутність на їх шляху будь-яких перешкод у вигляді головок болтів, припливів, бобишок і т.д. Уточнюються розміри і розташування елементів, що базуються пристосування на верстаті, - напрямних шпонок, опорних штифтів, що центрують виточок. При використанні призматичних, регульованих або самоустановочних опор перевіряються їх розміри, щоб підтвердити правильність розташування заготовки як по висоті, так і в

горизонтальній площині. Необхідно звернути увагу і на загальні форми пристосування з позицій технічної естетики.

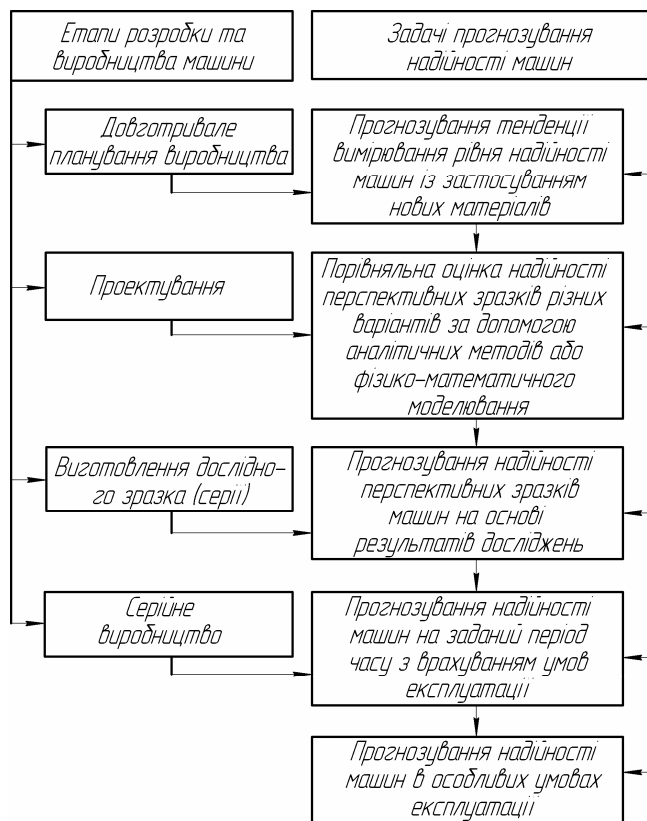


Рисунок 1 - Схема етапів розробки та виробництва машин

Силовий розрахунок пристосування служить для перевірки можливості закріплення заготовки і збереження її нерухомого положення під час дії сил різання (іноді інерційних сил) і визначення необхідних зусиль на рукоятках ручного затиску або штоках проводів. За значеннями цих зусиль визначаються потім розміри силової частини приводу (діаметр поршня, мембрани і т. Д.) З урахуванням тиску робочого середовища. Силовий розрахунок пристосувань проводиться на основі рівнянь статички, з урахуванням дії сил і моментів різання і коефіцієнта запасу $K=1,5-2$. Розрахунок пристроїв на міцність і жорсткість ведеться з урахуванням розмірів окремих елементів пристосування і діючих сил. Мета розрахунку - перевірка розмірів, які виключають поломку деталей і виникнення надмірних деформацій під дією сил затиску і сил різання.

Швидкість різання мітчиками, круглими плашками розраховують по формулі:

$$v = \frac{C_v K_v D^{1.2}}{T^m P^x} \quad (1)$$

де C_v - коефіцієнт, який враховує умови обробки;

D - зовнішній діаметр різьби;

K_v - поправочний коефіцієнт.

T - передбачувана стійкість, хв.

P - крок різьби, мм.

Стійкість для мітчиків, та круглих плашок розраховують за формулою:

$$T = \left(\frac{C_v D^{1.2}}{v P^x} \right)^{1/m} \quad (2)$$

Економічний розрахунок пристосування призначений для виявлення економічної доцільності його виготовлення і визначення річної економії при його використанні.

Застосування пристосування доцільно, якщо витримано умова

$$E \geq C_n, \quad (3)$$

де E – річна економія від застосування пристосування без урахування витрат на його експлуатацію;

C_n – річні витрати на виготовлення і експлуатацію пристосування;

Річна економія (в грн.) Визначається за формулою [5]:

$$E = (t_{ш} - t_{ш.пр.}) \frac{C_u N}{60 \cdot 100}, \quad (4)$$

де $t_{ш}$ - штучний час при обробці деталі без пристосування або з використанням універсального пристосування, хв.;

$t_{ш.пр.}$ - штучний час при обробці деталі з застосуванням проектного пристосування, хв.;

C_u - вартість станко-години робочого місця, коп. / год;

N - річна програма, шт.

Економічний ефект від застосування пристосувань визначається як різниця між розрахунковою річною економією і річними витратами на пристосування:

$$E_n = E - C_n. \quad (5)$$

Висновки:

Розроблена методика прогнозування надійності технологічних систем машинобудівного призначення і напрямку піднімально-транспортних машин. Це різальні інструменти, технологічне оснащення і технологічні системи, вантажопідійомних і транспортних перевізних машин.

Розроблено техніко-економічне обґрунтування технологічного оснащення, різального інструменту раціонального вибору технологічних систем, машинобудівного виробництва та технологічних систем вантажопідійомних машин.

Список використаної літератури

1. Семенченко И.И. и др. Проектирование режущих инструментов. М.Машгиз, 1962,982 ст.
2. Родин П.Р. Металлорежущие инструменты. К.Вища школа,1974,400ст.

3. Черновол М.І. та інші. Надійність сільськогосподарської техніки. Київ, 2009, 150ст.
4. Зуев А.А., Гуревич Д.Ф.Технология сельскохозяйственного машиностроения. М.Колос 1980, 256ст.
5. Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. Л.Машиностроение, 1975.
6. Гевко Б.М. та інші. Технологія сільськогосподарського машинобудування. К.Контор 2006,492 ст.

Аннотация

Прогнозирование надежности технологических систем

Б. Гевко, Ю. Павельчук, В. Клендий, Н. Марчук, С. Мельничук

Разработана методика прогнозирования надежности технологических систем машиностроительного назначения и направления подъемно-транспортных машин. Это режущие инструменты, технологическую оснастку и технологические системы, грузоподъемных и транспортных перевозочных машин. Разработано технико-экономическое обоснование технологической оснастки, инструмента рационального выбора технологических систем, машиностроительного технологических систем грузоподъемных машин.

Abstract

Reliability analysis of technological systems

B. Hevko, Y. Pavelchuk, V. Klendiy, N. Marchuk, S. Melnychuk

The method of predicting the reliability of process systems engineering purpose and direction Hoisting-and-transport machines. This cutting tools, industrial equipment and process systems, lifting and transportation of transportation vehicles. Feasibility study of technological equipment, cutting tools of rational choice technological systems, production engineering and technological systems of hoisting machines.

УДК 621.82

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗУСИЛЛЯ НАТЯГУ ТРОСА ПІДНІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНИХ ЛЕБІДОК

Гевко Б.М. д.т.н., Клендій В.М. к.т.н., Мельничук С.Л., Пиндус Т.Б.
(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

Встановлено залежності швидкості руху канатного механізму від маси вантажу, кута нахилу траси транспортування і довжини проходження вантажу. Складено таблиці повно факторного експерименту ПФЕЗ³ і побудовані поверхні відгуків залежності швидкості переміщення вантажу від маси та довжини ходу і двохмоторний перед для різних значень кута нахилу траси в межах $2,6 < \alpha < 3,8$. приведені раціональні параметри канатного механізму переміщення вантажів і гвинтових опор.

Постановка проблеми. Піднімально-транспортні машини і механізми є основою механізації та автоматизації виробництва. Від правильного вибору і розрахунку механізмів машин залежить їх експлуатаційна надійність і довговічність. Робота більшості транспортуючих пристроїв зазвичай супроводжується певними динамічними навантаженнями, які частково спричиняються неточністю монтажу ланок кінематичного ланцюга певного механізму. В практиці транспортування вантажів за допомогою піднімально-транспортних лебідок часто спостерігаються випадки його пуску в завантаженому стані, після попередньої зупинки. Крім цього, зовнішні навантаження на робочі елементи піднімально-транспортної лебідки носять не постійний характер, що призводить до зростання динамічних навантажень на елементи конвеєра, які можуть привести до виходу з ладу конструктивних частин конвеєра..

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Теоретичні основи та методи визначення конструктивних, кінематичних, динамічних, технологічних, функціональних, експлуатаційних та інших параметрів і характеристик гвинтових елементів присвячені роботи багатьох вчених: Зенкова Р. Л. [2] Гевка Б.М., Рогатинського Р.М. [4]. Вивченню динаміки вантажопідіймальних канатів присвячені роботи багатьох вчених: Г.Н.Савіна, О.А.Горошко, Ф.В.Флоринського, Іванченко Ф.К. [1] та багато інших. В цих роботах автори обґрунтовують запаси міцності канатів в залежності від режиму роботи, а в області динаміки тягових і вантажопідіймальних канатів підвісних установок відомі роботи Мартинціва М.П. [3], Ляшука О.Л., Колесника О.А. [7]. Оскільки при використанні подібного обладнання, наприклад лебідок, підйомників, виникає необхідність надання їм постійного базування при значних

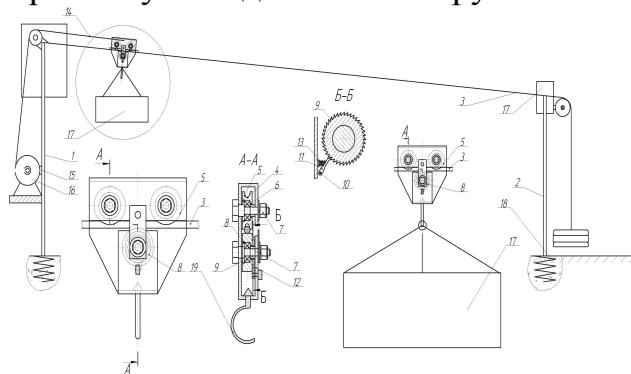
навантаженнях, то потрібно під час проектування проводити відповідні експериментальні дослідження.

Метою роботи є розроблення спеціального стендового оснащення й проведення досліджень піднімально-транспортних лебідок як багатоланкової механічної моделі.

Реалізація роботи. Для підтвердження теоретичного дослідження параметрів і режимів роботи гвинтових піднімально-транспортних лебідок необхідно обґрунтувати конструктивні і силові технологічні параметри які дозволять забезпечити підвищення навантажувальної здатності та розширять їх технологічні можливості при використанні в народному господарстві.

На основі цього було спроектовано канатний механізм переміщення вантажів (рис.1.) який виконано у вигляді двох опор – передньої 1 і задньої 2, які з'єднані між собою на певній висоті канатом 3. Перша із них має більшу висоту, а друга меншу. З лівого кінця на тросі жорстко встановлено транспортний пристрій 4 П-подібної форми для зменшення коливань при русі, і який виконано у вигляді двох опорних роликів 5, які по зовнішньому діаметрі мають півкруглі канавки 6, які знизу є у взаємодії з канатом 3 з можливістю осевого переміщення і які встановлені вертикально. Внутрішніми отворами опорні ролики 5 є у взаємодії з циліндричними пальцями 7 з можливістю кругового повертання через підшипник кочення.

Третій нижній ролик 8 встановлено під канатом зоні між верхніми опорними роликами 5, а до правої площини цього ролика жорстко закріплено храпове колесо 9, яке є у взаємодії зі стопорною собачкою 10, яка жорстко встановлена на осі 11, а та в свою чергу жорстко закріплена по середині правої нижньої стійки 12 П – подібної форми з можливістю коливного руху і жорстко притиснута за допомогою пружини 13 до храпового колеса 9.



а)



б)

Рисунок 1 - Конструктивна схема а) та експериментальна установка механізму переміщення вантажів

Крім цього механізм оснащений обмежувачем швидкості переміщення вантажів 13, який виконано у вигляді троса 14, який є у взаємодії з намотувальним барабаном 15, який жорстко закріплений на шпінделі асинхронного електродвигуна 16 регулювання швидкості руху канату 3 з

вантажом 13, режиму гальмування при переміщенні вантажу на певну довжину і до храпового колеса 9 і стопорної собачки 10. Причому двигун 16 жорстко закріплений до передньої опори 1.

Для керування роботою механізму служить пульт управління 17. Одним кінцем канат 3 жорстко закріплений до фундаменту 18 відомим способом, а другий кінець до опори 1 верхнього кінця.

Робота механізму здійснюється наступним чином. Вантаж 13, який необхідно перемістити навшують на гак 18 транспортного механізму 4 з обмежувачем його переміщення і здійснюють його переміщення під власною вагою з пульта управління 17 згідно відповідної програми. І коли вантаж доходить до низу його знімають і транспортний пристрій 4 за допомогою намотувального барабана 15 повертають назад за допомогою електроприводу 16, а в разі потреби його гальмують з використанням храпового механізму.

Проведено дослідження з використанням повнофакторного експерименту ряд експериментальних досліджень, в яких визначали залежність швидкості руху механізму переміщення вантажів від маси вантажу, довжини проходження механізму, кута нахилу лінії канатної дороги та час проходження механізму.

Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту двох етапах.

Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто швидкість проходження механізму $V = f(m, L, \alpha)$, визначеного експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома [5, 6]:

$$V, P = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (1)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти відповідних значень x_i ; x_1, x_2, x_3 - відповідні кодовані фактори.

Для побудови вибраної математичної моделі з всього напрацьованого експериментального масиву даних складено таблиці результатів повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 (першого етапу). Побудову даних таблиць проведено наступним чином. Вхідними змінними факторами ПФЕ 3^3 прийнято:

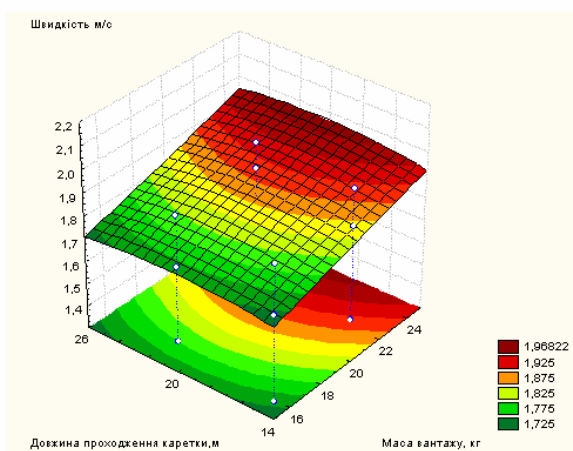
- маса вантажу m , який кодували індексом x_1 ;
- довжини проходження механізму L , яку кодували індексом x_2 ;
- кута нахилу лінії канатної дороги α , яку кодували індексом x_3 .

Характеристику факторів та значення їх рівнів наведено у табл. 1.

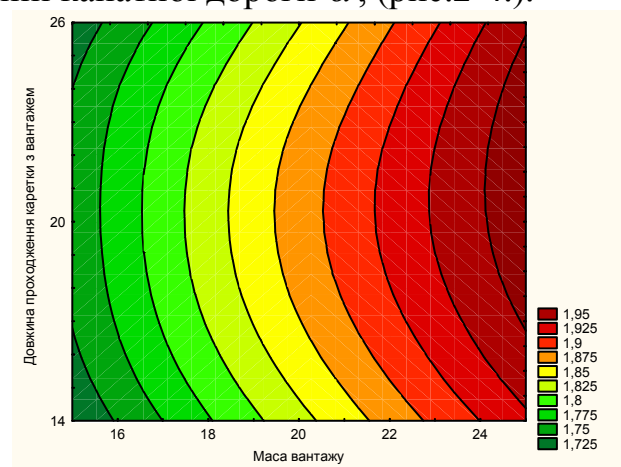
Таблиця 1. Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	маса вантажу m , кг	15-20-25
x_2	довжини проходження механізму L , м	14-20-26
x_3	кута нахилу лінії канатної дороги α , град	2,6-3,2-3,8

На основі проведених досліджень можна побудувати графічні залежності $V = f(m, L, \alpha)$ які дають визначити основні параметри механізму для переміщення вантажів змінними факторами маса вантажу m , довжини проходження механізму L , кута нахилу лінії канатної дороги α , (рис.2-4.).

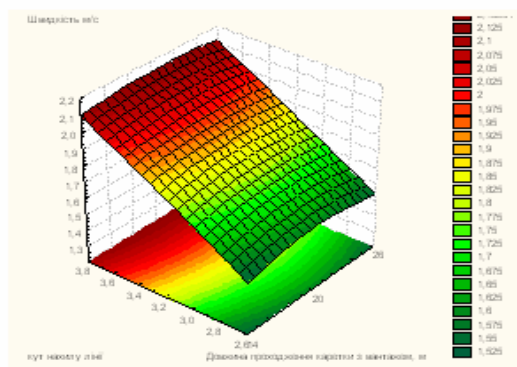


а)

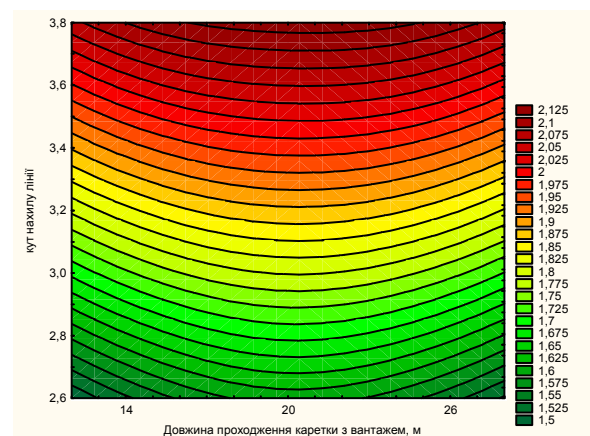


б)

Рисунок 2 - Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності швидкості механізму переміщення вантажу $V_{(m,L)}$ від маси вантажу m та довжини проходження механізму L при куті нахилу лінії канатної дороги $\alpha = 2.6$,град

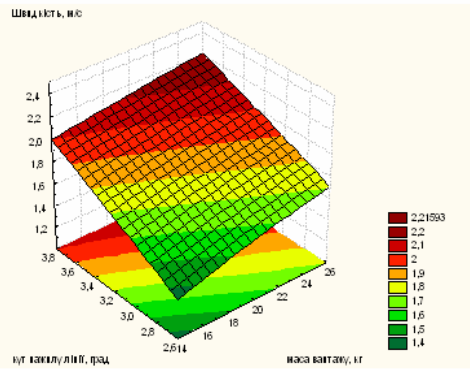


а)

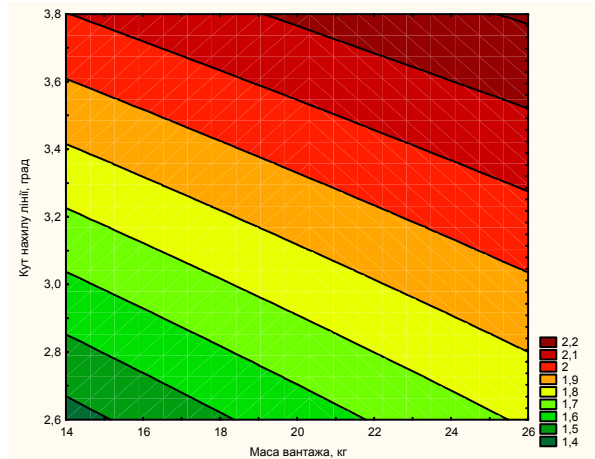


б)

Рисунок 3 - Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності швидкості механізму переміщення вантажу $V_{(L,\alpha)}$ від довжини проходження механізму L та кута нахилу лінії канатної дороги α , град при маси вантажу $m = 20$ кг



а)



б)

Рисунок 4 - Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності швидкості механізму переміщення вантажу $V_{(m,\alpha)}$ від маси вантажу m та кута нахилу лінії канатної дороги α , град при довжині проходження механізму $L = 20\text{ м}$

З рис. 2-4 видно, що швидкість механізму переміщення вантажу залежить від маси вантажу m , кута нахилу лінії канатної дороги α , град та довжини проходження механізму L . Отже, при збільшенні кута нахилу лінії канатної дороги α і маси вантажу m швидкість механізму переміщення вантажу зростає і досягає 2,2 м/с. Із аналізу графічних залежностей встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на значення V , є величина α , а найменш впливовим є L . Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $15 < m < 25$ (кг); $14 < L < 26$ (м); $2,6^0 < \alpha < 3,8^0$.

Також проведено лабораторні дослідження які складається з двох окремих повно факторних експериментів: в першій серії дослідів визначали залежність сили натягу канату від зовнішнього діаметра шнека гвинтової опори D , глибини загвинчування опори в ґрунт h і абсолютна вологість ґрунту W $P_1 = f(D, h, W)$ і друга серія дослідів – залежність зусилля натягу каната від довжини полицки H гвинтової спіралі, кроку T спіралі і ширини спіралі B гвинтової опори $P_2 = f(H, T, B)$.

Для побудову даних таблиць проведено наступним чином. Вхідними змінними факторами ПФЕ 3^3 прийнято:

- діаметра стержня гвинтової опори D , який кодували індексом x_1 ;
- глибина загвинчування опори в ґрунт h , яку кодували індексом x_2 ;
- абсолютна вологість ґрунту W , яку кодували індексом x_3 .

Характеристику факторів та значення їх рівнів наведено у табл. 2.

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	діаметр стержня гвинтової опори D , мм	80-100-120
x_2	глибина загвинчування опори в ґрунт h , мм	400-600-800
x_3	абсолютна вологість ґрунту W , %	15-30-45

Загальний вигляд рівняння регресії зусилля натягу троса залежно від зміни діаметр стержня гвинтової опори, глибина загвинчування гвинтової опори в ґрунт та ширина спіралі гвинтової опори, тобто $P_{(x_1, x_2, x_3)} = f(D, h, W)$ за результатами проведених ПФЕ 3³ у кодованих величинах дорівнюють:

У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (2-4) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- для опор, загвинчених у дерн:

$$P_{(D, h, W)}^{Дер} = 296,05 - 21,83D - 0,28h - 39,85W + 1,41DW + 0,223Dh + 0,025hW + 0,17D^2 + 1,3W^2 ; \quad (2)$$

- для опор, загвинчених у чорнозем:

$$P_{(D, h, W)}^{Чор} = 266,18 - 20,53D + 0,18h - 31,89W + 1,14DW + 0,18Dh + 0,019hW + 0,18D^2 + 1,04W^2 ; \quad (3)$$

- для опор, загвинчених у піщаний ґрунт:

$$P_{(D, h, W)}^{Піщ} = 2895 + 21,175D - 0,97h - 55,395W + 0,81DW + 0,129Dh + 0,014hW - 0,5D^2 + 0,0011h^2 + 2,044W^2 \quad (4)$$

Отримані рівняння регресії (2-4) можуть бути використані для визначення зусилля натягу троса P залежно від діаметра стержня гвинтової опори, глибина загвинчування гвинтової опори в ґрунт та абсолютна вологість ґрунту у таких межах зміни вхідних факторів: $80 \leq D \leq 120$ (мм); $400 \leq h \leq 800$ (мм); $15 \leq W \leq 45$ (%).

На рис. 5-7 зображено графічні залежності зусилля натягу троса залежно від зміни діаметр стержня гвинтової опори, глибина загвинчування гвинтової опори в ґрунт та ширина спіралі гвинтової опори, загвинченої в чорнозем.

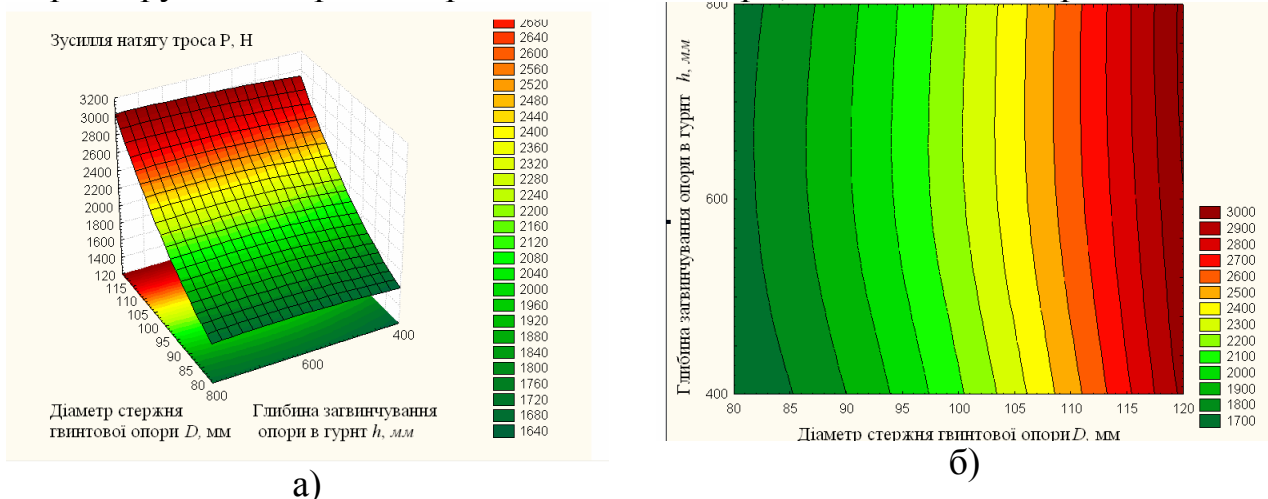
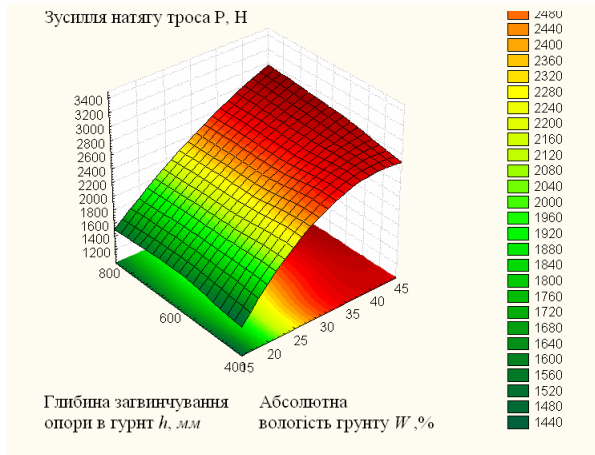
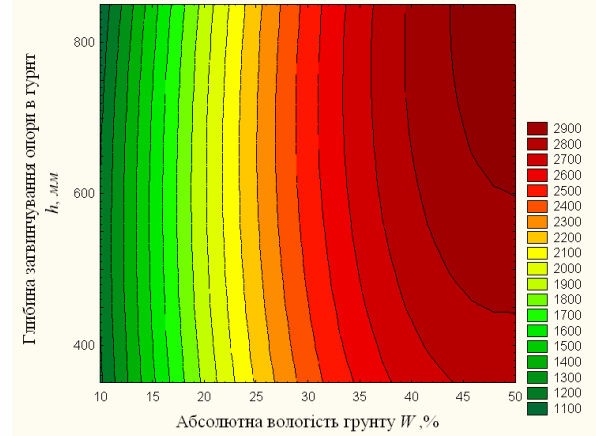


Рис.5. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сили натягу троса $P_{(D, h)}^{Чор}$ для опори, загвинченої в чорнозем від діаметра стержня і глибини загвинчування при абсолютній вологості ґрунту $W=30\%$

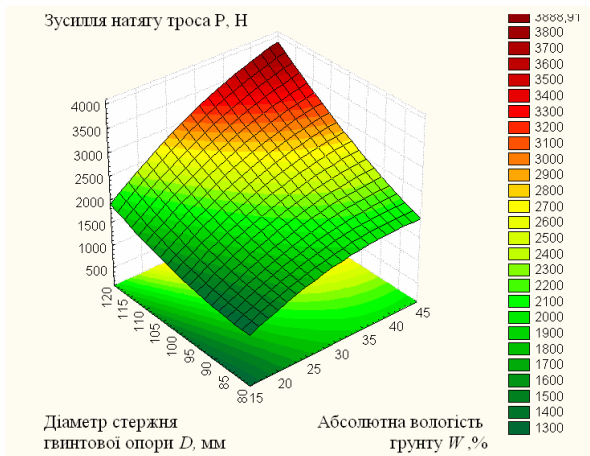


а)

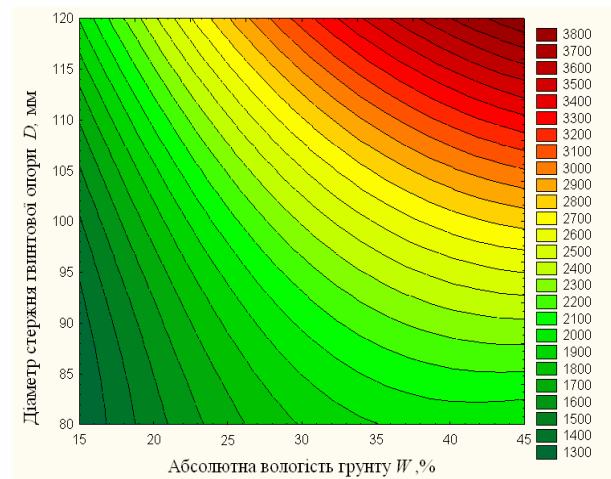


б)

Рис.6. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сили натягу троса $P_{(D,h)}^{тор}$ для опори, загвинченої в чорнозем від глибини загвинчування та абсолютній вологості ґрунту при діаметрі стержня $D=100$ мм



а)



б)

Рис.7. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сили натягу троса $P_{(D,h)}^{тор}$ для опори, загвинченої в чорнозем від діаметрі стержня та абсолютній вологості ґрунту при глибини загвинчування $h=600$ мм

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення зусилля натягу троса є: фактори $x_1, x_2, (D, h)$, в меншій мірі - фактор $x_3 (W)$ та комбінації усіх факторів. В загальному для збільшення навантажувальної здатності гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок необхідно збільшувати діаметр стержня гвинтової опори, глибину загвинчування гвинтової опори в ґрунт при даних реологічних властивостях.

Висновок

1. Приведені раціональні конструкторсько-технологічні показники канатного механізму переміщення вантажів та гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок для покращення роботи конструкції. Встановлено регресійні залежності, які дозволяють (залежно від вибраного варіанта) визначити швидкість переміщення вантажів та загвинчування гвинтових опор.

2. Встановлено, що швидкість механізму переміщення вантажу залежить від маси вантажу m , кута нахилу лінії канатної дороги α , град та довжини проходження механізму L . Отже, при збільшенні кута нахилу лінії канатної дороги α і маси вантажу m швидкість механізму переміщення вантажу зростає і досягає 2,2 м/с. Із аналізу графічних залежностей встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на значення V , є величина α , а найменш впливовим є L . Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $15 < m < 25$ (кг); $14 < L < 26$ (м); $2,6^{\circ} < \alpha < 3,8^{\circ}$.

3. Для загвинчування гвинтових опор в цілому і доцільно застосовувати наступні параметрами: діаметр стержня гвинтової опори $80 \leq D \leq 120$ (мм); глибина загвинчування опори в ґрунт $400 \leq h \leq 800$ (мм) та абсолютна вологість ґрунту $15 \leq W \leq 45$ (%).

Література

1. Иванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини. [Текст] / Ф.К. Иванченко– К.: Вища школа, 1993. – 414с.
2. Зенков Р. Л. Машини непрерывного транспорта : Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности Подъемно-транспортные машины и оборудование / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов // – 2-е изд., перер. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.
3. Мартинців М.П. Динаміка та надійність підвісних канатних систем Підвищення надійності канатних лісо транспортних систем. [Текст] / М.П. Мартинців, Б.В. Сологуб, М.В. Матвійшин. – Львів: Вид-но НУ «Львівська політехніка», 2011. –188с.
4. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський та ін.]. – Львів : Світ, 1993. – 208 с.
5. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановський Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановський // М.: Наука, - 215с.
6. Душинський В.В. Основи наукових досліджень. / В.В. Душинський // К.:Вища школа, 2002. – 386 с.
7. Ляшук О.Л. Теоретичне обґрунтування сили натягу канату лебідкою [Текст] / О.Л. Ляшук, О.А. Колесник// Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка: зб. наук. праць. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 59, Т2 – С.119 – 124.

Аннотация**Результаты экспериментальных исследований усилия натяжения троса подъемно-транспортных лебедок**

Гевко Б.М. д.т.н., Клендий В.М. к.т.н., Мельничук С.Л., Пындус Т.Б.

Установлены зависимости скорости движения канатного механизма от массы груза, угла наклона трассы транспортировки и длины прохождения груза. Составлены таблицы полно факторного эксперимента ПФЕЗЗ и построены поверхности отзвыгов зависимости скорости перемещения груза от массы и длины хода и двухмоторный перед для различных значений угла наклона трассы в пределах $2,6 < \alpha < 3,8$. приведены рациональные параметры канатного механизма перемещения грузов и винтовых опор.

Abstract**Results of experimental studies rope pulling force lifting-transporting barrels**

B. Hevko, V. Klendiy, S. Melnychuk, T. Pyndus

The dependences of the speed of the rope mechanism of the weight of the cargo transportation route slope angle and length of the passage of cargo. A table full factorial experiment PFEZ3 reviews and constructed surface velocity depending on load weight and length of move before and dvohmotornyy for different values of the angle of inclination route within $2,6 < \alpha < 3,8$. given rational parameters rope-moving mechanism and screw supports.

УДК 621.92.113

ТЕХНОЛОГІЯ ЗМІЦНЕННЯ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЕКСТРУДЕРІВ

**Ляшук О. Л. докт. техн. наук, доц., Левкович М.Г., канд. техн. наук
доц., Пиндус Т.Б., асистент, Третьяков О.Л. аспірант**
(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

В роботі розглянуто питання технологічного методу забезпечення надійності поверхонь робочих органів екструдерів. Досліджено процеси, що виникають при зміцненні внутрішніх сферичних поверхонь, виведено залежності для визначення залишкових напружень, що виникають в процесі зміцнення робочих органів.

Ключові слова: *зміцнення, контактне тертя, напруження, пластичне деформування.*

Постановка проблеми. Конструкції гвинтових робочих органів екструдерів можуть мати широке використання у галузях харчової та переробної промисловості, сільського господарства, а також у технологічних процесах зібраних зернових культур завдяки розширеним технологічним можливостям за рахунок підвищеної надійності вдосконаленій конструкції. В процесі виготовлення робочих органів екструдерів використовують як конструктивні, так і технологічні методи зміцнення. В даний час відома велика кількість технологічних способів зміцнення деталей машин. Найбільш поширеними технологічними методами зміцнення, є пластична деформація поверхонь, термічна і хіміко-термічна обробки, наплавлення поверхонь, створення захисних зносостійких покриттів і зміцнених поверхневих шарів. Всі ці методи забезпечують ту чи іншу характеристику параметрів зміцненої поверхні: твердості поверхневого шару, його глибини, структури. Використовується кожен з них окремо, або в поєднанні в різних технологічних процесах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Перспективність використання поверхневого пластичного деформування (ППД) для підвищення контактної витривалості в порівнянні з іншими методами зміцнення поверхні полягає в тому, що ППД дозволяє отримати: зміцнений поверхневий шар до 15 мм; збільшення мікротвердості відносно початкової складає в середньому близько 150 % і досягає 6500 МПа; забезпечується плавний перехід між зміцнений поверхневим шаром і серцевиною. Обробними способами ППД може бути створена мала шороховатість зміцненої поверхні [3]. Відомі різноманітні методи зміцнення пластичним деформуванням широко досліджуються як закордонними так і українськими науковцями [7, 8]. Цікавим для зміцнення поверхневих шарів деталей машин є метод статико – імпульсної обробки розроблений і запатентований А.В. Киричек, Д.Л. Соловєв, А.Г. Лизуткін [4-6].

Встановлено взаємозв'язок між конструктивними, конструктивно-технологічними та технологічними параметрами та їх вплив на показники якості поверхневого шару [7, 8, 9]. Однак в розглянутих працях не досліджені контактні сили тертя та їх вплив на залишкові напруження.

Мета роботи. Досягнення високої якості зміцнення сферичних поверхонь шляхом впливу зусиль статико-імпульсної обробки на залишкові напруження.

Результати досліджень. Широке використання для зміцнення знайшло пластичне зміцнення шляхом поверхневого пластичного деформування (ППД). В процесах пластичного зміцнення заготовок виникають деформації та неоднорідні поля напружень. При холодному зміцнюванні металевих поверхонь неоднорідний напружено-деформований стан заготовок супроводжується виникненням залишкових напружень, які суттєво впливають на якість поверхонь заготовок, їх механічні властивості. Відомо, що залишкові напруження суттєво впливають на процес старіння прогартованих заготовок з вуглецевих сталей, та на межу плинності такого металу [1]. У процесі зміцнення товстостінної заготовки периферійні частини її зміцнюються, а в центральній частині є ідеально пластичний шар, що відповідає площадці плинності на діаграмі $\sigma_1 = \sigma_1(\varepsilon_1)$ [2].

На основі тверджень запропоновано обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів (рис.1.) який виконано у вигляді диска 1, який встановлено на осі 2 з можливістю кругового повертання. На периферії поверхні диска виконані рівномірно по колу циліндричні отвори 3 з певним кроком. В радіальних отворах 3 з можливістю осьового переміщення встановлені деформуючі пуансони 4, кінці яких виконані плоскими 5 і є загартовані і які є у взаємодії з зовнішнім торцевим контуром гвинтового робочого органу 6. Крім цього центральний отвір 7 диска 1 заповнений під тиском мастилом 8.

Співвісно до зовнішньої поверхні диска 1 жорстко встановлено пружне кільце 9 з відкритою зоною 10, де кінець зони виконано з радіальним виступом 11 для створення додаткового тиску на деформуючі пуансони 4, а кінець відкритої зони виконано з загостренням 12 для плавного заходу формувальних пуансонів 4. Крім цього з протилежної сторони від зони зміцнення зовнішньої поверхні гвинтовий робочий орган 6 є у взаємодії з опорним роликком 13 довжиною 3...5 витків шнека і з ним є у взаємодії при обертанні і вигладжуванні. Гвинтовий робочий орган 6 з двох кінців встановлено в центри 14 з під ставкою знизу 15 для забезпечення надійності технологічного зміцнення.

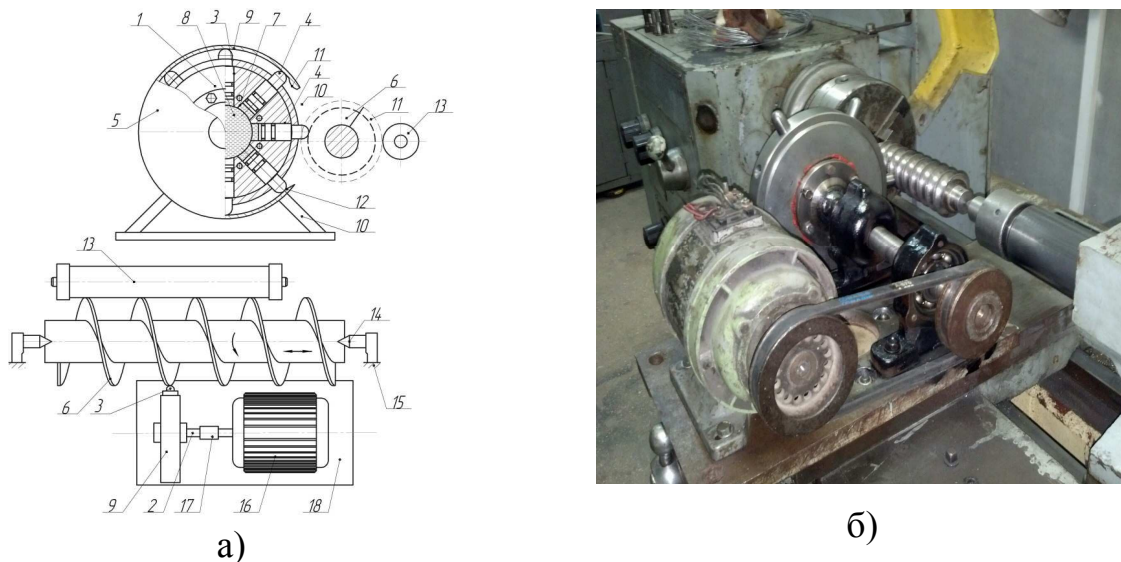


Рисунок 1 - Конструктивна схема інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів а) [12] та експериментальна установка для проведення досліджень б)

Обкатний інструмент обертається з високою швидкістю. Робоча частина деформуючих елементів при обробленні наносить численні удари, пластично деформує оброблювану поверхню і миттєво відскакують від неї. Крім удару деформуючі елементи за час контакту здійснюють вигладжування оброблюваної поверхні. Пластична деформація металу здійснюється керованою імпульсною дією, що забезпечується силою ударів системи бойків інструменту, що статично навантажений силою P_c . Використання статичного підтискування інструменту до оброблюваної поверхні дозволяє збільшити її площу контакту з інструментом, сприяючи зменшенню спотворень ударного імпульсу, що передається і зменшуючи втрати енергії удару. Оскільки деталь в процесі обробки обертається, то сила P_c створює контактні сили тертя.

Контактні сили тертя характеризуються величиною коефіцієнта пластичного тертя μ , який можна визначити за формулою:

$$\mu = \frac{\tau_k}{2k} = \frac{\sqrt{3}\tau_k}{2\sigma_s} = \frac{\sqrt{3}\tau_k}{2\sigma_{io}} \quad (1)$$

де τ_k – контактне граничне напруження; μ – коефіцієнта пластичного тертя.

Пластично деформуючи оброблювану поверхню деталі змінюється її твердість. М.С. Дрозд [11] пропонує метод з використанням нового числа твердості H , яке за своїм фізичним змістом є не напруженням (дійсним або умовним), а модулем зміцнення матеріалу при втискуванні в нього сферичного індентора.

Якщо величину деформації записати як та припустити, що ε_i довжина площадки текучості, що відповідає початку пластичного зміщення в контактній поверхні заготовки то величину

$$\psi = \left(\frac{\Delta H}{H} \right)_i = \frac{\sqrt{3}}{2} \sqrt{1 - 4\mu^2 \varepsilon_i}, \quad (2)$$

відносного обтиску $\Delta H/H$ можна пов'язати з товщиною ідеального пластичного шару h_i співвідношенням:

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{\sqrt{3}}{2} \varepsilon_i \sqrt{1 - 4\mu^2 \frac{h_i^2}{H^2}}. \quad (3)$$

де ψ – деформація в лунці; $\frac{\Delta H}{H}$ – величина відносного обтискування; H – нове число твердості; h_i – товщина ідеального пластичного шару; ε_i – довжина площадки текучості, що відповідає початку пластичного зміщення в контактній поверхні деталі.

Використовуючи формулу (3) за заданою величиною довжини площадки плинності ε_i і величиною коефіцієнта пластичного тертя μ можна розрахувати величину відносного обтискування $\Delta H/H$, яка відповідає відносній товщині ідеального пластичного шару h_i/H .

Розподіл напружень в ідеально пластичному шарі [5]

$$\begin{aligned} \tau_{xy} &= \frac{4}{\sqrt{3}} \mu \frac{y}{H}, \quad \frac{\sigma_y}{\sigma_s} = -\frac{4}{\sqrt{3}} \mu \frac{x}{H} - \frac{\psi}{\sigma_s}, \\ \frac{\sigma_x}{\sigma_s} &= -\frac{4}{\sqrt{3}} \mu \frac{x}{H} + \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{1 - 16\mu^2 \frac{y^2}{H^2} - \frac{\psi}{\sigma_s}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Напруження, що виникає в зміцнюваних шарах заготовки:

$$\frac{\tau_{xy}}{\sigma_s} = \frac{4}{\sqrt{3}} \mu \frac{y}{H}, \quad \frac{\sigma_y}{\sigma_s} = -\frac{4}{\sqrt{3}} \mu \frac{x}{H} - \frac{d}{\sigma_s}, \quad \frac{\sigma_x}{\sigma_s} = -\frac{4}{\sqrt{3}} \mu \frac{x}{H} + \frac{\varphi(y)}{\sigma_s}. \quad (5)$$

де $\varphi(y)$ – парна функція ординати y ; σ_s – границя текучості; d – діаметр бойка.

Для безперервності напружень σ_x на межах розділу ідеально пластичного і зміцненого шарів вимагається дотримання такого співвідношення:

$$\frac{\varphi(\pm h_i/2 + \psi)}{\sigma_s} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{1 - 4\mu^2 h_i^2 / H^2}. \quad (6)$$

Значення середньої величини навантажуваної сили P_c визначається за залежністю:

$$\frac{P_c}{\sigma_s} = \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{h_i}{H} \sqrt{1 - 4\mu^2 \frac{h_i^2}{H^2}} + \frac{1}{2\sqrt{3}\mu} \arcsin\left(2\mu \frac{h_i}{H}\right) - \frac{d}{\sigma_s} + \frac{2}{H} \int_{k_i/2}^{H/2} \frac{\varphi(y) + \psi}{\sigma_s} dy \quad (7)$$

Залишкові напруження, які виникають після пластичного деформування заготовки еквівалентні пластичним переміщенням, з відрахуванням пружних деформацій, які можна визначити за теоремою про розвантаження.

На контурі деформованого матеріалу з центральним ідеально пластичним шаром діють наступні напруження:

$$\text{при } y = \pm \frac{H}{2},$$

$$\tau_{xy} = \pm \tau_k = \pm \frac{2}{\sqrt{3}} \mu \sigma_s, \quad \sigma_y = -\frac{2\tau_k}{H} x - d = -\frac{4}{\sqrt{3}} \mu \sigma_s \frac{x}{H} - \psi. \quad (8)$$

$$\text{при } x = 0, \quad \sigma_x = P_c.$$

Граничні умови (8) витікають з формул (1, 5). Цим умовам при $V = 0,5$ відповідають такі значення напружень в кожній пружній кульці:

$$\frac{\tau_{xy}}{\sigma_s} = \frac{4}{\sqrt{3}} \mu \frac{x}{H}, \quad \frac{\sigma'_x}{\sigma_s} = -\frac{4}{\sqrt{3}} \mu \frac{x}{H} + \frac{P_c}{\sigma_s}, \quad \frac{\sigma_y}{\sigma_s} = -\frac{4}{\sqrt{3}} \mu \frac{x}{H} - \frac{\psi}{\sigma_s}. \quad (9)$$

Значення залишкових напружень в деформованій частині заготовки з ідеально пластичними кульками в центрі одержимо, віднімаючи формули (9) від формул (5), з яких витікає, що в тонкому шарі

$$(\tau_{xy})_o = 0, \quad \sigma_{y_0} = 0. \quad (10)$$

Залишкові напруження σ_{x_0} можна визначити за формулами:

$$\frac{\sigma_{x_0}}{\sigma_s} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{1 - 16\mu^2 \frac{y^2}{H^2} - \frac{\psi + P_c}{\sigma_s}}, \quad \text{при } |y| \leq \frac{h_i}{2}, \quad (11)$$

$$\frac{\sigma_{x_0}}{\sigma_s} = \frac{\varphi(y) - P_c}{\sigma_s} = \frac{\varphi(y) + \psi}{\sigma_s} - \frac{\psi + P_c}{\sigma_s}, \quad \text{при } \frac{h_i}{2} \leq |y| \leq \frac{H}{2}. \quad (12)$$

Залишкові напруження σ_{x_0} безперервні на межах розділу пластично зміцненої та ідеально пластичної частин, тобто $y = \pm \frac{h}{2}$. Це впливає з формул (8), (11) і (12).

Інтенсивність залишкових напружень позначається $(\sigma_i)_0$ та визначали за формулою [4]:

$$(\sigma_i)_0 = \frac{\sqrt{3}}{2} |\sigma_{x_0}| \quad (13)$$

тобто розподіл інтенсивності залишкових напружень $(\sigma_i)_0$ аналогічний розподілу модуля залишкових напружень $|\sigma_{x_0}|$ відрізняється від нього тільки числовим множником.

Форма запису формул (11), (12) така, що залишкові напруження σ_{x_0} видаються ніби залежні від зусилля P_c на периферії деталі. Проте з формули (7) витікає, що сума $\frac{\psi + P_c}{\sigma_s}$ не залежить від зусилля P_c , оскільки від нього не залежить ні один складник цієї формули разом з $\frac{\varphi(y) + \psi}{\sigma_s}$.

З формули (7) видно, що в значення параметру ψ зусилля P_c входить від'ємний доданок, оскільки сума $\frac{\varphi(y)+\psi}{\sigma_s}$ не залежить від прикладеного до бойків зусилля P_c .

Тому різниця $\varphi(y)-P_c$ у формулі (12) є не залежною від зусилля на бойках. Це в свою чергу показує, що за умови $\frac{h_t}{2} \leq |y| \leq \frac{H}{2}$ на залишкові напруження σ_{x_0} на границі зміцненого і пластичного шару не впливають початкові зусилля на бойках. З цього випливає, що залишкові напруження визначені за формулами (10), (11), (12), фактично не залежать від початкового зусилля на бойках.

Висновки. Проведенні дослідження підтверджують переваги використання для зміцнення для зміцнення гвинтових робочих органів деталей поверхневого пластичного деформування за допомогою Обкатного інструменту. Виведені залежності дають можливість встановлювати силові параметри процесу поверхневого зміцнення.

Література

1. Богомоллова Н.А. Металлография и общая технология металлов / Н.А. Богомоллова, Л.К. Гордиенко. – М.: Высшая школа, 1983. – 270 с.
2. Морозов Е.М. Контактные задачи механики разрушения / Е.М. Морозов, М.В. Зернин. – М.: Машиностроение, 1999. – 554 с.
3. Киричек А.В. Технология и оборудование статико-импульсной обработки поверхностным пластическим деформированием / Киричек А.В., Соловьев Д.Л., Лазуткин А.Г. М.: Машиностроение, 2004. – 288 с.
4. Статико-импульсное упрочнение деталей передач / Киричек А. В. [та ін.] // Теория и практика зубчатых передач: труды международной конференции – Ижевск, 1998. – С. 363 - 368.
5. Упрочнение статико-импульсной обработкой ППД с использованием гидроударных устройств / А. Г. Лазуткин [та ін.] // Механизмы и машины ударного периодического и вибрационного действия: Материалы междунар. научного симпозиум. Орел. – Огел ГТУ, 2000. – С. 318 – 320.
6. Упрочнение статико-импульсной обработкой сердечников крестовин стрелочных переводов / Лазуткин А. Г. [та ін.] // Автотракторостроение. Промышленность и высшая школа: Тезисы докл. XXVII науч.-техн. конф. – М.: ААИ, 1999. – С. 17 – 19.
7. Упрочнение статико-импульсной обработкой / Лазуткин А. Г. [та ін.] // Новые материалы и технологии в машиностроении и приборостроении: Материалы науч.-техн. конф. – Пенза, 1996. – С. 26 – 31.

8. Картанов Л.В. Повышение долговечности деталей машин использованием материалов с регулярной гетерогенной структурой: дис. канд. техн. наук/ Картанов Леонид Владимирович.: ВлГУ, 1997. – 170 с.
9. Киричек А.В. Обеспечение качества несоосных винтовых механизмов деформационным упрочнением их спрягаемых деталей: дис. докт. техн. наук / Киричек Анатолий Владимирович.: М., 1999. – 394 с.
10. Применение деформационного упрочнения статико-импульсной обработкой для повешения контактной выносливости деталей / Киричек А.В. и др // Перспективные направления развития технологии машиностроения и металлообработки: Мат. Межд. науч.-техн. конф., Ростов-на-дону, ДГТУ, 2008. – С 16-20. – 252 с.
11. Дрозд М.С. Определение механических свойств металлов без разрушения / М.С. Дрозд. – М: Изд-во Металлургия, 1965. – 171 с.
12. Патент на корисну модель № 108422. Україна, МПК(2006.01) В24В 39/04. Обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів/ Ляшук О. Л.; Сокіл М. Б.; Третьяков О. Л.; Навроцька Т. Д.; Клендій В.М.; Марчук Р.М. (Україна). – u201601511. Заявл. 18.02.2016.; Опубл. 11.07.2016р., Бюл.№13.- 4с.;

Abstract

The technology of strengthening the treated faced spherical surfaces

O. Lyashuk, M. Levkovich, T. Pyndus, A. Tretyakov

The matters of technological method of providing the reliability of the internal semi-spherical surfaces of machine's details in regarded in the paper. The processes, which arise during the strengthening of spherical surfaces investigated, the dependency for estimation the remaining strains, which happen during the process of strengthening.

Аннотация

Технология укрепления винтовых рабочих органов экструдеров

Ляшук О. Л., Левкович М.Г., Пындус Т.Б., Третьяков А.Л.

В работе рассмотрены вопросы технологического метода обеспечения надежности поверхностей рабочих органов экструдеров. Исследованы процессы, возникающие при укреплении внутренних сферических поверхностей, выведены зависимости для определения остаточных напряжений, возникающих в процессе укрепления рабочих органов.

УДК621.86

УНІВЕРСАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ШВИДКІСНОГО НАРІЗАННЯ РІЗИ

Гевко Б.М. д.т.н., Марчук Н.М., Казмірчук П.В.

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

Представлена конструкція універсального пристрою для швидкісного нарізання різи, а також конструкцію різенарізного блоку для нарізання різи. Представлені аналітичні залежності для визначення режимів нарізання різи.

Інтенсивний розвиток машинобудування тісно пов'язано з розробленням прогресивних конструкцій технологічного оснащення і різальних інструментів.

Особливо в конструкціях сучасних машин і механізмів в яких понад 60% деталей мають різьбові отвори, оброблення яких ріжучими інструментами є досить складною технологічною задачею при обробленні високо пластичних сталей, кольорових металів і сплавів. Це має особливо серйозне значення при виготовленні точних різьбових отворів.

Широке використання різьбових з'єднань в машинах і механізмах обумовлено їхньою простотою конструкції, високою несучою здатністю, простотою з'єднання та роз'єднання деталей, застосуванням різноманітних різьбових з'єднань, сприяє також наявність значної номенклатури спеціальних різьбових деталей, їх широка стандартизація та мала вартість в умовах масового виробництва.

Конструктивні параметри різьбових деталей у багатьох випадках спрощують їх конструкції суміжних деталей, вузлів і сприяють удосконаленню самих вузлів.

Крім цього різьбових деталей впливають на формування конфігурації інших деталей вузлів.

У відомих пристроях для швидкісного нарізання різей які складаються з різцетримача, супорта, заднього центра, корпусу, копіювального валка [1] основним недоліком відомих конструкцій є обмежені можливості пристрою і мала продуктивність праці.

Для усунення даних недоліків нами запропоновано універсальний пристрій для швидкісного нарізання різи (вис. 1) виконано у вигляді корпусу 1, який встановлено на місці різцетримальної головки, знаходиться піноль 2 з закріпленням в ній сухарем 3. В корпусі знаходиться копірувальний валок 4. Квадратного поперечного січення 5, кожна із площин розрахована на певний тип різи. Під дією пружин 6 і сухаря 3 постійно знаходиться в контакті з копірувальним валком 4. Перед початком нарізання різи сухар 3 впирається на верхню площину 5 валка 4, який утримується пружиною 6 в крайньому лівому положенні. В процесі нарізання різи, коли супорт разом з пристроєм рухається

по напрямленню до передньої бабки, торець валка 4 з закріпленим в ньому регульовальним упором 7 зустрічає на своєму шляху упор 8, який його зупиняє і тим самим заставляє його переміщатися в корпусі пристрої в напрямку оберненому зворотньому напрямку руху супорта і стискаючи пружину 9.

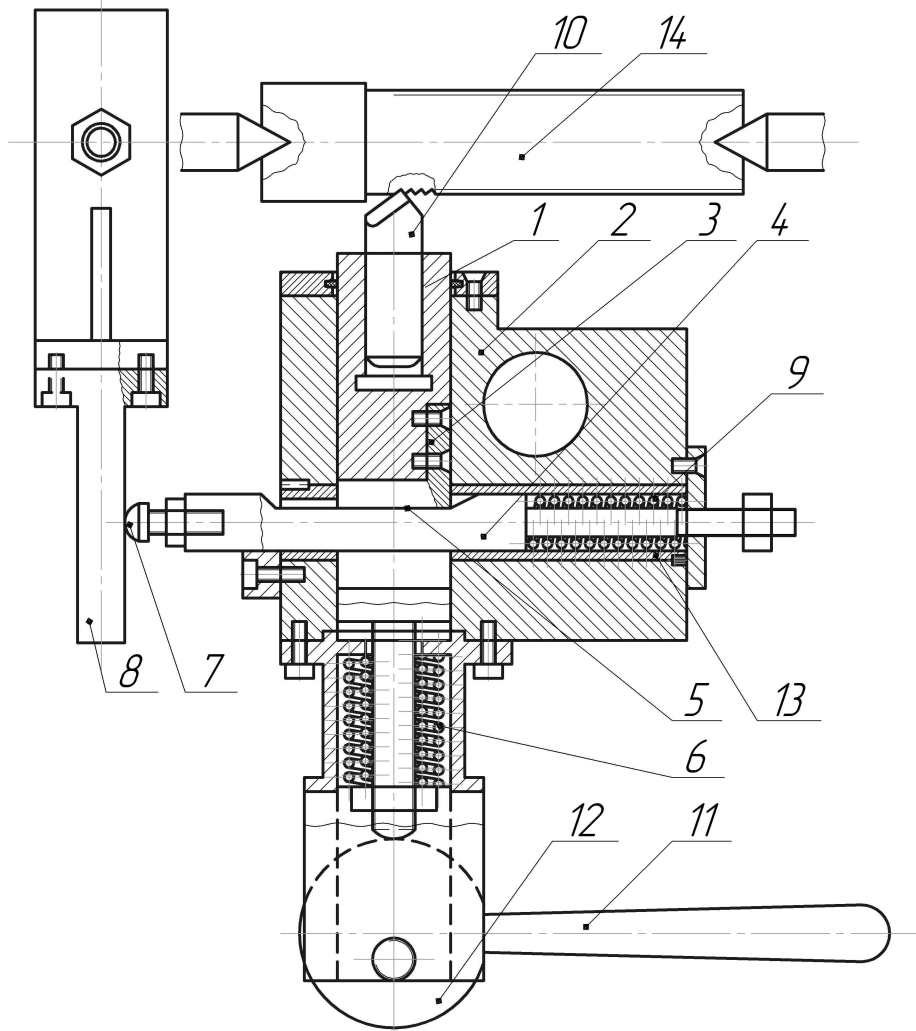


Рисунок 1 - Універсальний пристрій для швидкісного нарізання різи

В момент, коли скос на валку 4 ввійде в контакт з сухарем 3, різьбовий різець 10, який закріплений в пінолі 2 плавно починає виходити з різи. На вихід різця з різи потребується 0,02-0,05с. при прокольній подачі супорта в напрямку до передньої бабки 40...100мм/с.

Після виходу різця з різи виключають маточну гайку, або переключують фрикціон на обернений хід і переводять у вихідне положення. Потім за допомогою рукоятки 11 повертають ексцентрик 12, який подає в піноль 2 вперед до тих пір поки сухар 3 не перестане дотикатися валка 4. в цей момент пружина 6 повертає валок 4 в початкове положення. Після цього повертають у вихідне положення ексцентрик 12.

В корпусі 1 під копіювальним валком 4 жорстко встановлена півкругла підставка 13 для забезпечення нормальних умов роботи валка 4, а на правому

торці копіру вального валка 4 нанесені мітчики 14 робочих поверхонь різей під копіри 4 деталі 14.

В разі зміни профілю нарізання різі профільний валок 4 перевстановлюють на необхідну різь, його встановлюють в пристрій і здійснюють подальшу роботу пристрою.

До переваг пристрою відноситься розширення технологічних можливостей і швидке нарізання різей без концентраторів напружень – кільцевих канавок для виходу ріжучого інструменту.

Також нами розроблено різенарізний блок для нарізання різі (рис. 2) виконано зі станини 1, на якій встановлені усі елементи пристрою, такі як: різцетримач 2, планшайба з кулачками 3 і заготовкою 4. Крім цього для налаштування різців на певні розміри використовують спеціальний індикаторний пристрій 5 з індикаторною головкою 5 та вимірювальною штангою 6, які встановлені на станині 1, з двох сторін, або їх переставляють на другу сторону послідовно.

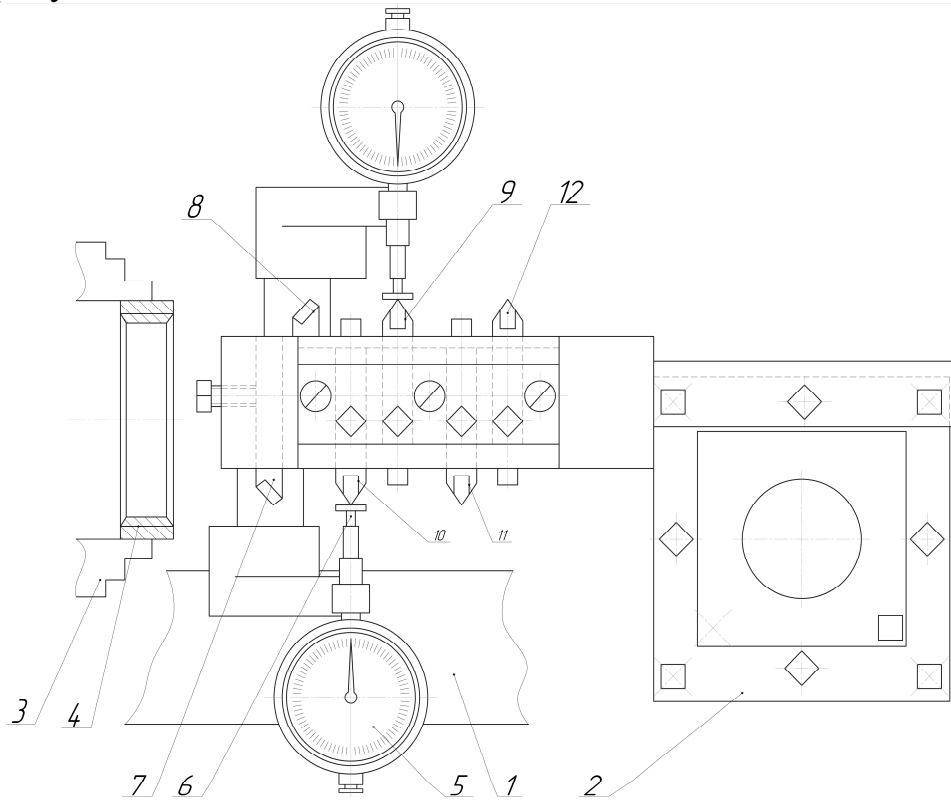


Рисунок 2 - Різенарізний блок для нарізання різі

Робота разенарізного блока здійснюється наступним чином.

Нарізання різі здійснюють за 1 прохід.

Перший різець 7 – це розточний різець, яким розточують отвір в заготовці 4 під різь розміром 1мм. Далі другий різець 8 розточний чистовий, який розточує припуск 0,5мм. Третій різець 9 знімає припуск 0,5мм, четвертий різець 10 знімає припуск 0,3мм, п'ятий різець 11 знімає припуск 0,2 мм і шостий - 12 знімає припуск 0,1 мм.

Крім цього пристрій оснащений Altivarom71 4 та персональним комп'ютером для заміру параметрів, які досліджуються.

У зв'язку з невеликим навантаженням останній чистовий різець 10 тривалий час забезпечує отримання точного профілю та хорошої шорсткості поверхні. Після нарізання різі в заготовку 4 знімають і на її місце вставляють іншу.

До переваг пристрою відноситься підвищення якості обробки й відпрацювання конструкції на технологічність.

$$v_{u_{cm}} = \frac{C_v}{T_u^m t^x S^y (HB / 200)^z}$$
$$n = 1000 v_{u_{cm}} / (\pi D)$$

Висновки. Представлена конструкція універсального пристрою для швидкісного нарізання різі, а також конструкцію різенарізного блоку для нарізання різі. Представлені аналітичні залежності для визначення режимів нарізання різі.

Література

1. Семинский В.К. и другие. Приспособление и инструменты для токарных работ К.: Техніка, 1977.
2. Грановський Г.И., Грановський В.Г. Резание металлов. М.: Высшая школа, 1985 с. 305.

Аннотация

Универсальное устройство для скоростной нарезки резьбы

Гевко Б.М., Марчук Н.М., Казмирчук П.В.

Представленная конструкция универсального устройства для скоростного нарезания резьбы, а также конструкцию резьбонарезные блока для нарезания резьбы. Представлены аналитические зависимости для определения режимов резки рези.

Abstract

Universal device for high-speed cutting thread

B Hevko, N. Marchuk, P. Kazmirchuk

Presented universal design device speed thread cutting and design rizenariznoho block for thread cutting. Presented analytical dependence for determining thread cutting mode.

ЗМІСТ

Алієв Е.Б., Гаврильченко О.С., Луц С.М. ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ РОТОРНОГО РОЗКИДАЧА СОЛОМ'ЯНОЇ ПІДСТИЛКИ.....	3
Вендин С.В., Саєнко Ю.В. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ КОНВЕЙЕРНОЙ СУШИЛКИ ПРОРОЩЕННОГО ЗЕРНА	10
А.В. Мачкарин, А.В. Рыжков, К.В. Казаков ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ БОРОЗДКИ ДЛЯ УКЛАДКИ СЕМЯН...	17
Науменко А.А., Русалев А.М., Нагорний С.А. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССА ДОЗИРОВАНИЯ КОМБИКОРМОВ РЕШЕТЧАТЫМ ДОЗАТОРОМ.....	22
Шацкий В.В., Демьяненко Д.В., Коломиец С.М., МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПЛОТНОСТИ ЗЕРНОВЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ ОДНОСЛОЙНОЙ ПОДАЧЕ	29
Бойко А. І., Федченко З. А. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ФОРМИ ОТВОРІВ СЕРІЙНИХ СЕПАРУЮЧИХ РЕШТ.....	37
Казаков К.В., Колесников А.С. БЕЗОТХОДНАЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ПЕРЕРАБОТКИ СВЕКЛОВИЧНОГО ЖОМА.....	44
Кухарець С. М., Медведський О. В. КОНСТРУКЦІЙНА ЕФЕКТИВНІСТЬ МОБІЛЬНОЇ ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ	48
Семенов В.В., Семенов В.І. ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГРАВІТАЦІЙНОГО ДОЗАТОРА ПРЕМІКСІВ.....	53
Болтянський О.В., Болтянська Н.І. ПОКАЗНИКИ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ТВАРИННИЦТВІ.....	57
Ю.Ю.Коротов., М.В.Брагінець АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПОДРІБНЮВАЧІВ ЗЕРНОВИХ КОРМІВ І НАПРЯМКИ ЇХ ВДОСКОНАЛЕННЯ.....	62
Нагорний С.А., Русальов О.М. СУЧАСНИЙ СТАН ТА НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ТВАРИННИЦТВА В УКРАЇНІ ТА ХАРКІВСЬКІЙ ОБЛАСТІ.....	71
Чехунов О.А. ИССЛЕДОВАНИЕ УСИЛИЯ, РАЗВИВАЕМОГО СОСКОМ ВЫМЕНИ КОРОВЫ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ЕГО ДИАМЕТРА.....	76
Болтянська Н.І. ЗАЛЕЖНІСТЬ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ ГАЛУЗІ СВИНАРСТВА ВІД ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОДУКТИВНОСТІ ТВАРИН.....	81

Макаренко А.Н., Мартынова И.В. КУЛЬТИВАТОРНАЯ ЛАПА С КРИВОЛИНЕЙНОЙ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ.....	90
Палій А.П. РОЛЬ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЧИННИКІВ В ОДЕРЖАННІ ВИСОКОЯКІСНОГО МОЛОКА.....	94
Шацкий В.В. МЕТОДОЛОГИЯ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ БИОТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ЖИВОТНОВОДСТВА.....	98
С.А.Булавин, К.Н. Путиенко ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ УДАЛЕНИЯ, ПЕРЕРАБОТКИ И УТИЛИЗАЦИИ ЖИДКИХ НАВОЗНЫХ СТОКОВ....	107
Макаренко А.Н., Мартынова И.В. КОМБИНИРОВАННОЕ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЕ ОРУДИЕ.....	114
А.В. Рыжков, А.В. Мачкарин, К.В. Казаков АГРЕГАТ НА БАЗЕ ДИСКОВОЙ БОРОНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ЖИДКИХ БИОЛОГИЧЕСКИХ РАСТВОРОВ.....	118
Шацкий В.В., Демьяненко Д.В. ОДНОСЛОЙНОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ЗЕРНОВОГО МАТЕРИАЛА ПО НАКЛОННОЙ КРУГОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ	123
Ковалишин С.Й., Дадак В.О. ТЕОРЕТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ УДАРУ НАСІНИНИ ДО ЗГИНУ ПНЕВМОЕЛЕКТРИЧНОГО КАНАЛУ	134
Козаченко О.В. СТАНОВЛЕННЯ ТА РОЗВИТОК НАУКОВОЇ ШКОЛИ «ТЕХНІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ МАШИН І ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ АПК».....	142
Кухаренко П.М. СУЧАСНІ ПІДХОДИ ЕФЕКТИВНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ШИРОКОЗАХВАТНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ.....	148
Деркач О.Д., Артемчук В.В., Муранов Є.С. ДО ПИТАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОСТІ ОТРИМАННЯ ДЕТАЛЕЙ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ ДЛЯ ПОСІВНОЇ ТЕХНІКИ.....	157
Блезнюк О.В., Бей Р.Р., Кейдун Д.П. УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ДІАГНОСТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ.....	167
Voiko A.I., Savchenko V. M., Krot V.V. CHARTS OF CONDITIONS AND MATHEMATICAL MODELLING OF TRANSITION OF NOZZLES INTO VARIOUS POSSIBLE CONDITIONS...	173
Герук С.М., Сукманюк О.М. АКАДЕМІК РИКАЛІН М.М. – ВИДАТНИЙ ДІЯЧ У ГАЛУЗІ ЕЛЕКТРИЧНОГО ЗВАРЮВАННЯ.....	179

Калінін Є.І., Поляшенко С.О., Єсіпов О.В. ДИНАМІКА ПРИВОДУ ОПУСКАННЯ ДВОХСЕКЦІЙНОГО ВИВАНТАЖУВАЛЬНОГО ТРАНСПОРТЕРА.....	185
Бабій М.В., Бабій А.В. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДА СЕКМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА.....	191
Попович П.В., Ляшук О.Л., Шевчук О.С., Матвіїшин А.Й. АЛГОРИТМ ОЦІНКИ БАЗОВИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	198
Гаврон Н.Б., Грицай Ю.В., Коваль Ю.Б. ОЦІНКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЧЕПА.....	203
Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Макаров В.Є., Солоницький А.В. УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАПОБІЖНИХ ПРИСТРОЇВ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН.....	209
Нанка А.В., Ієвлев І.І. О СЕПАРАЦІИ ПРИМЕСИ В НЕСУЩЕМ ПОТОКЕ ЗЕРНИСТОЙ СРЕДЫ.....	215
Павленко С.І. ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГНОЄ-КОМПОСТУВАЛЬНИХ МАШИН.....	223
Дев'ятко О.С. ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ МОЛОКА.....	228
Шило І.Н., Романюк Н.Н., Агейчик В.А., Єсіпов С.В. МАШИНА ДЛЯ ПОДБОРА ПЛОДОВ С ЗЕМЛІ.....	232
Дьяконов С.А., Пахучий А.Н. К ОБОСНОВАНІЮ ПРОФИЛЯ ГРЕБЕНКИ ОЧЕСЫВАЮЩЕГО БАРАБАНА.....	236
Борак К.В., Руденко В.Г., Кравчук А.В., Добранський С.С. ФІЗИЧНІ, ХІМІЧНІ ТА МЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ В ТРИБОСИСТЕМІ «РОБОЧИЙ ОРГАН-ГРУНТ»	242
Pastukhov A.G. PRINCIPLES OF DIAGNOSING OF DRIVE LINES OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES.....	249
Паранюк В.О., Щур Т.Г. ЕЛЕКТРОМАГНІТНІ РЕСУРСИ ОЧИСТКИ НАСІННЯ ВІД КАРАНТИННИХ ЗАСМІТНЮВАЧІВ ТА ФОРМУВАННЯ ПРОЦЕСІВ ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕВОЛЮЦІЇ ЗЕМЛІ.....	255
Науменко М.М., Макаренко Д.О., Деркач О.Д. ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ ДИСКОВО-АНКЕРНОГО СОШНИКА З ГРУНТОМ ПРИ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ.....	267

Білик С.Г., Диня В.І., Фльонц О.В., Клендій М.І., Семенів І.І. ВИБІР ШВИДКІСНОГО РЕЖИМУ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ.....	275
Гевко Б.М., Навроцька Т.Д., Котик Р.М., Шуст І.М., Радик М.Д. ДОСЛІДЖЕННЯ НЕПЕРЕРВНОГО ПРОЦЕСУ НАВИВАННЯ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КОНВЕЄРІВ.....	280
Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., проф., Дячун А.Є., Мельничук А.Л., Вар'ян А.Р. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З ОБЕРТОВИМ КОЖУХОМ.....	277
Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л, Гудь В.З. ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЗОНАНСНИХ КОЛИВАНЬ ТРУБЧАСТИХ СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРІВ ДВОВИМІРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ.....	294
Гевко Ів.Б., Дячун А.Є., Гупка А.Б., Гупка Б.В., Круглик О.А. ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ФОРМОУТВОРЕННЯ ПОЛИЧКИ НА ГВИНТОВІЙ ЗАГОТОВЦІ.....	305
Клендій В. М., Слободян Л.М., Казмірчук П.В. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ЗАВАЛЬЦЮВАННЯ КУЛЬОК У НАПРАВЛЯЮЧИХ ТРАНСПОРТНИХ МЕХАНІЗМІВ.....	315
Гевко Б.М., Клендій В.М., Мельничук С.Л., Навроцька Т.Д. ЕНЕРГОСИЛОВІ ПАРАМЕТРИ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВАНТАЖІВ У ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРАХ.....	322
Гевко Б.М., Павельчук Ю.Ф., Клендій В.М., Марчук Н.М., Мельничук С.Л. ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ.....	327
Гевко Б.М., Клендій В.М., Мельничук С.Л., Пиндус Т.Б. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗУСИЛЛЯ НАТЯГУ ТРОСА ПІДНІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНИХ ЛЕБІДОК.....	334
Ляшук О. Л., Левкович М.Г., Пиндус Т.Б., Третьяков О.Л. ТЕХНОЛОГІЯ ЗМІЩЕННЯ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЕКСТРУДЕРІВ.....	343
Гевко Б.М., Марчук Н.М., Казмірчук П.В. УНІВЕРСАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ШВИДКІСНОГО НАРІЗАННЯ РІЗИ	350

Наукове фахове видання

**ВІСНИК
ХАРКІВСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА**

Випуск 181

«ТЕХНІЧНІ СИСТЕМИ І ТЕХНОЛОГІЇ ТВАРИННИЦТВА»

«ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС МАШИН ДЛЯ РОСЛИННИЦТВА»

Відповідальний за випуск Бойко І.Г.
Комп'ютерна верстка та набір Русальов О.М., Блезнюк О.В.

Підписано до друку 20.03.2017.
Формат 60x90/16. Папір офсетний. Друк цифровий
Умовн. друк. арк. 14,3 Облік.-вид. арк. 13,9
Тираж 100 прим. Зам. № 15.

Видавець: Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка
Надруковано в поліграфцентрі "Влавке"
м. Харків, вул. Жон Мироносиць, 10 оф. 6
тел.+38 (057)714-06-74, +38(050) 976 -32-87
copy@vlavke.com.ua, <http://vlavke.com.ua>