

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН**

Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник

Заснований у 1971 р.

За загальною редакцією М.І. Черновола

Випуск 43

Частина II

КІРОВОГРАД • 2013

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 43, ч. II. – Кіровоград: КНТУ, 2013. – 308 с.

В збірнику викладені питання розрахунку і конструювання, удосконалення конструкцій, створення і дослідження нових робочих органів сільськогосподарських машин, засобів механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського машинобудування. Описані результати досліджень технологій виробництва, надійності та довговічності машин. Дані практичні рекомендації з використання результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській і інших галузях машинобудування.

До фахового збірника ввійшли статті учасників ІХ Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки», проведеної 7-8 листопада 2013р.

Збірник розрахований на наукових і інженерно-технічних робітників науково-дослідних інститутів, ВНЗ, конструкторських організацій і промислових підприємств.

Рекомендовано до друку Вченою радою Кіровоградського національного технічного університету, протокол №2 від 25 листопада 2013 року.

Відповідальний редактор: Черновол М.І., д.т.н., проф.

Заст. відп. редактора: Петренко М.М., к.т.н., проф.

Відповідальний секретар: Петренко Д.І., к.т.н.

Редакційна колегія: Адамчук В.В., д.т.н.; Бойко А.І., д.т.н., проф.; Бойко Л.Й., д.т.н. (Білорусь); Булгаков В.М., д.т.н., проф.; Vladimir Jurcha, д.т.н., проф. (Чехія); Гамалій В.Ф., д.ф.м.н., проф.; Janusz Nowak, д.т.н., проф. (Польща); Кропівний В.М., к.т.н., проф.; Лобачевский Я.П., д.т.н., проф. (Росія); Marian Wesołowski, д.т.н., проф. (Польща); Носуленко В.І., д.т.н., проф.; Осадчий С.І., д.т.н., проф.; Павленко І.І., д.т.н., проф.; Сало В.М., д.т.н., проф.; Свірень М.О., д.т.н., проф.

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

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

Збірник включений ВАК України в перелік спеціалізованих видань з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 2010р.).

Реєстраційне свідоцтво: серія КВ № 15254 – 3826 ПР від 30.04.2009 р.

УДК 631.334:006.015.7

**А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук, К.М. Думенко, доц., д-р техн. наук,
І.С. Павлюченко, асист.**

Миколаївський національний аграрний університет

Перспективні напрямки забезпечення надійності посівних агрегатів як технічних систем

В статті наведено проблеми надійності посівних агрегатів, як самостійних технічних систем, проведено аналіз досліджень та методик розрахунку працездатності машин та технічних систем. Визначено основні напрямки дослідження поведінки механічних систем в умовах їх експлуатації.
надійність, працездатність, технічна система, агрегат

А.И. Бойко, К.М. Думенко, И.С. Павлюченко

Николаевский национальный аграрный университет

Перспективные направления обеспечения надежности посевных агрегатов как технических систем

В статье приведены проблемы надежности посевных агрегатов, как самостоятельных технических систем, проведен анализ исследований и методик расчета работоспособности машин и технических систем. Определены основные направления исследования поведения механических систем в условиях их эксплуатации.
надежность, работоспособность, техническая система, агрегат

Постановка проблеми. Посівні секції в сучасних сівалок прямого посіву представляють собою технічні системи, об'єднані в єдині комплекси, що складаються з самостійних окремих робочих органів. Умови експлуатації таких посівних секцій відрізняються від роботи сівалок, які працюють по звичайним класичним технологіям посіву у бік більш жорстких, складних і навантажених. Встановлено, що робочі елементи існуючих сівалок прямого посіву внаслідок роботи в умовах абразивного середовища і контакту при руйнуванні рослинних решток інтенсивно зношуються, а також характеризуються наявністю раптових відмов при перевантаженнях і пошкодженнях в елементах конструкцій.

Таким чином на зниження рівня надійності посівних секцій впливають з одного боку більш складні умови їх експлуатації, а з іншого – особливості комплексного багатофункціонального конструктивного рішення робочих органів, що представляють собою певні технічні системи і потребують нових підходів і методів вирішення проблем забезпечення надійності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз попередньо проведених робіт показав, що в основному увага в дослідженнях приділялася окремим елементам конструкцій, які лімітують їх довговічність і не розглядалася вся секція як самостійна технічна система. Фірми, що випускають посівну техніку безумовно вносять ті чи інші конструктивні зміни, направлені на підвищення надійності сівалок, однак такі роботи носять тільки окреме вирішення того чи іншого завдання і не реалізують системного погляду на загальну проблему – підвищення надійності посівних секцій, як цілісної конструкції.

В той же час в теорії і практиці надійності системний підхід складає основу виникнення самої науки про надійність систем як інтегрованої дисципліни [1]. Широкого поширення надійність технічних систем знайшла в електротехніці [2, 3], радіоелектроніці і [4], обчислювальній техніці [5], автоматичі [6-9], та інших галузях науки і техніки.

Мета досліджень. Досягнення в цих областях, очевидно, обумовлені практичною необхідністю проектування складних технічних пристроїв, в відповідальних блоках яких від надійності залежить працездатність цілих комплексів і систем, а відмови призводять до суттєвих економічних втрат. Другою причиною є те, що в електронних і радіоелектронних пристроях використовується достатньо гнучка і швидко розвиваюча елементна база, що без значних матеріальних затрат на технологію виготовлення виробів допускає різноманітні структурні рішення систем. Це дозволяє будувати системи з надлишковими елементами, використовуючи принципи включеного і очікуваного резервувань. Більш того, побудова таких схем з самого початку розробки зразка відкриває можливість формулювати вимоги по надійності, як одні з основних при побудові систем. В результаті такого підходу суттєвий розвиток знайшло блочно-модульне проектування з урахуванням можливостей розвитку ефективно діючої бази технічного обслуговування.

Викладення основного матеріалу досліджень. Фундаментальний вклад в розвиток надійності технічних систем внесено роботами Нечипоренка В.И. [10, 11], Ушакова И.А. [12, 15], Леонтьева Л.П. [16] та інших. Можна вважати, що ці роботи складають узагальнену теоретичну основу надійності технічних систем.

Так, в дослідженні [10] приділено увагу моделюванню систем різної структури, вказано, що складання структурної схеми системи є важливим і відповідальним етапом для подальшого вивчення їх властивостей, в тому числі, і стосовно надійності.

Інженерні методи розрахунку надійності систем, що відновлюються при втраті роботоздатності розглянуті в роботі [13]. Моделювання станів і переходів систем доведено до отримання кількісних характеристик надійності показників безвідмовності і довговічності.

Моделі відновлюємих систем, що можуть бути описані в межах застосування марківських потоків подій втрати роботоздатності і відновлення, представлені в дослідженнях [14]. Для випадків "старіючих" або "молодіючих" систем, коли інтенсивності формування подій не є величинами сталими, запропоновано відповідні методи зведення рівнянь, що описують ймовірності переходів систем до марківських з послідуочим використанням цього математичного апарату.

Проблемі оптимізації резервувань особлива увага приділена в дослідженні [15]. Справедливо поставлено питання раціонального обмеження кількості резервних елементів при вирішенні конкретних завдань забезпечення необхідного рівня надійності технічних пристроїв.

В методичному плані для опису стану і переходів систем в множині подій, пов'язаних з їх працездатністю чи відмовами, велика роль належить графічним методам опису. Використання теорії графів дає більш наглядну картину проявлення властивостей систем для кількісної ймовірностної оцінки їх станів. Цій проблемі присвячено дослідження [17], результати якого можуть бути ефективно використані в різних галузях промисловості для вирішення проблем вивчення поведінки систем, в тому числі, і з позицій виявлення показників їх надійності.

Незважаючи на очевидні досягнення зарубіжних і вітчизняних вчених в галузі підвищення надійності технічних систем, стосовно механічних систем таких робіт поки що проведено недостатньо. Пояснення цьому можна знайти по-перше в тому, що елементна база в механіці менш гнучка ніж та, що застосовується в електронних і радіоелектронних схемах. Це значно звужує можливості побудов структур з

надлишковістю для забезпечення необхідного рівня надійності конструкцій. Другим, не менш важливим, фактором є консервативність підходів розробників техніки, коли, на жаль, традиційно не прийнято проводити інженерні розрахунки на надійність при створенні нових машин і комплексів. Однак, якщо такий підхід був допустимий для відносно нескладних окремих машин, то на сьогодні, коли машини, як правило, ускладнюються, мають більш високі показники виконання технологічних процесів, стають багатофункціональними і об'єднуються в комплекси, розрахунки на надійність систем повинні стати необхідним етапом при проектуванні. В такій ситуації від результатів розрахунків залежить не тільки структурна побудова машин, можливість і допустимість регулювань, а також нормування номенклатури і кількості запасних частин. При цьому виявляється також доцільна інфраструктура технічних обслуговувань складних машин і комплексів.

Ідеологія впровадження сучасних підходів до створення надійних машин представлена в роботі [18]. Однак в цьому дослідженні основна увага приділена проблемам міцності при проектуванні систем і недостатньо висвітлені питання структурної надійності, тобто побудови систем з необхідним запасом надійності згідно їх надлишкових структур.

Окремі питання надійності механічних систем з прикладами її реалізації знайшли відображення невеликими розділами в загальних роботах по надійності. Так в роботі [19] розглянуті питання надійності при випадковій дії навантажень в підйомно-транспортних машинах. На цій основі проаналізовані потоки подій, що відбуваються з механізмами і для відносно нескладних систем побудовані функції готовності і функції відновлення. Однак приведені приклади не носять загального характеру вирішення проблем надійності механічних систем і можуть розглядатися як такі, що показують необхідність і доцільність визначення параметрів надійності для механічних систем.

Практичний інтерес представляють дослідження виконані в роботі [20]. В ній розглянута механічна система (дробарка) що під дією потоків подій, що виникають при роботі і відновленнях, може знаходитись в працездатному, або не в працездатному (по різним причинам) стані. Визначені ймовірності знаходження системи в тому чи іншому стані. На підставі цього знайдені значення основних показників надійності зазначеної системи. Такий системний аналіз дав змогу виявити слабкі, з точки зору надійності, місця конструкції для вживання відповідних заходів по їх усуненню. Приведене дослідження відкриває можливість не тільки кількісної оцінки надійності тих чи інших підсистем або елементів конструкції, але також виявити раціональну степінь підвищення надійності окремих елементів для приближення механічної системи до критеріїв рівноресурсної. Однак розглянута в дослідженні модель поведінки механічної системи носить псевдостатичний характер. Тобто робота дробарки розглядається в усталеному режимі експлуатації без урахувань можливих перехідних процесів, пов'язаних з періодами припрацювань спряжень або старінні і втрати роботоздатності конструкції.

Такий же недолік притаманний і дослідженню [21], де диференціальні рівняння динаміки перехідних процесів замінені алгебраїчними, характерними усталеним умовам експлуатації при постійних значеннях інтенсивностей відмов і відновлень.

Висновки. В цілому дослідження поведінки механічних систем при стаціонарних умовах експлуатації можна розглядати як перший крок в напрямку вивчення надійності технічних систем, за яким, очевидно, повинні досліджуватися системи більш складної конфігурації, де будуть враховані елементи резервувань як в конструктивному рішенні самої системи, так і в організації інфраструктури забезпечення її діяльності протягом заданого наробітку або терміну експлуатації.

Список літератури

1. Диллон Б. Инженерные методы обеспечения надежности систем / Б. Диллон, Ч. Сингх. – М. : 1984. – 318 с.
2. Дж. Эндрени Моделирование при расчетах надежности электроэнергетических системах / Дж. Эндрени. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 333 с.
3. Руденко Ю. Н. Надежность систем энергетики / Ю. Н. Руденко, И. А. Ушаков. – М.: Наука, 1986. – 253 с.
4. Леонтьев Л. П. Введение в теорию надежности радиоэлектронной аппаратуры / Л. П. Леонтьев. – Р. : АН ЛССР, 1963. – 189 с.
5. Ушаков И. А. Вероятностные модели надежности информационно-вычислительных систем / И. А. Ушаков. – М. : Радио и связь, 1991. – 123 с.
6. Черкесов Г. Н. Основы теории надежности автоматизированных систем управления / Г. Н. Черкесов. – Л: 1975. – 217 с.
7. Бессонов А. А., Мороз А. В. Надежность систем автоматического регулирования / А. А. Бессонов, А. В. Мороз. – Л. : Энергоатомиздат, 1984. – 215 с.
8. Глазунов Л. П. Основы теории надежности автоматических систем управления / Л. П. Глазунов, В. П. Грабоекский, О. В. Щербаков. – Л. : Энергоатомиздат, 1984. – 207 с.
9. Иьуду К. А. Оптимизация устройств автоматики по критерию надежности / К. А. Иьуду. – М.-Л. : Энергия, 1966. – 194 с.
10. Нечипоренко В. И. Структурный анализ систем (Эффективность и надежность) / В. И. Нечипоренко. – М. : Советское радио, 1977. – 214 с.
11. Нечипоренко В. И. Структурный анализ и методы построения надежных систем / В. И. Нечипоренко. – М. : Советское радио, 1968.
12. Ушаков И. А. Эффективность функционирования сложных систем / И. А. Ушаков. – М. : Советское радио, 1966.
13. Ушаков И. А. Инженерные методы расчета надежности / И. А. Ушаков. – М.: 1970. – 91 с.
14. Ушаков И. А. Курс надежности технических систем / И. А. Ушаков. – М.: Дрофа, 2008. – 240 с.
15. Ушаков И. А. Методы решения простейших задач оптимального резервирования при наличии ограничений / И. А. Ушаков. – М. : Советское радио, 1969. – С. 177.
16. Леонтьев Л. П. Надежность технических систем / Л. П. Леонтьев. – Р.: Знание. – 265 с.
17. Рейншке К. Оценка надежности систем с использованием графов / К. Рейншке, И. А. Ушаков. – М. : Радио и связь, 1988. – 209 с.
18. Капур К. Надежность и проектирование систем / К. Капур, Л. Ламберсон. – М.: Мир, 1980. – С. 604.
19. Брауде В. И. Надежность подъемно-транспортных машин / В. И. Брауде, Л. Н. Семенов. – Л.: Машиностроение, 1986. – 183 с.
20. Новицький А. В. Підвищення безвідмовності кормодробарок конструкторсько-технологічними методами на основі структурного аналізу їх надійності / А. В. Новицький. – К.: 2004.
21. Бойко А. І. Розробка стохастичної моделі функціонування пневмомеханічного апарату з дублюючим дозатором / А. І. Бойко, О. О. Банний. – Вісник Луганського національного аграрного університету. 111-й річниця народження акад. П.М. Василенка. Луганськ: 2011. – С. 114–118.

A. Boyko, K. Dumenko, I. Pavlyuchenko

Mykolayiv National Agrarian University

Perspective directions of providing reliability of sowing aggregates as technical systems

In this article are given the problems of sowing devices, that are considered as independent technical systems. Is carried out the analysis of researches and techniques of calculations of operability of devices and technical systems. During research is revealed, lack of a system view on a common problem of increase of reliability of sowing devices as complete construction. Analysis of science and technology from a systems perspective to the issue of reliability of technical systems. By synthesis papers on the reliability of domestic and foreign scholars, are defined the main directions of research of behavior of mechanical systems in the conditions of their operations. Behind results of research conclusions are drawn.

reliability, capacity, technical system, aggregate

Одержано 07.11.13

УДК 631.7.015:62

М.І. Денисенко, доц., канд. техн. наук, В.І. Рубльов, проф., д-р техн. наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ

Технологічні методи забезпечення довговічності робочих органів і надійності сільськогосподарських машин

У статті проаналізовано сучасні методи підвищення довговічності деталей робочих органів сільськогосподарських машин поверхневим зміцненням. Надійність та технічна досконалість машин визначається якістю їх комплектуючих вузлів і деталей. Запропонована технологія відновлення і зміцнення лемешів плугів модульними пластинами з порошкових карбідосталей значно розширює межу зношування леза лемеша по ширині та суттєво збільшує його ресурс і надійність плугів.

абразивне зношування, леміш плуга, лапа культиватора, довговічність, методи зміцнення, композиційні покриття евтектичного типу, порошкові матеріали конструкційного призначення

Н.И. Денисенко, В.И. Рублёв

Национальный университет биоресурсов и природоиспользования Украины, г. Киев

Технологические методы обеспечения долговечности рабочих органов и надежности сельскохозяйственных машин

В статье проанализированы современные методы повышения долговечности деталей рабочих органов сельскохозяйственных машин поверхностным упрочнением. Надежность и техническое совершенство машин определяется качеством их комплектующих узлов и деталей. Предложенная технология ремонта и упрочнения лемехов плугов модульными пластинами из порошковых карбидосталей значительно расширяет границу износа лезвия лемеха по ширине существенно увеличивает его ресурс и надежность плугов.

абразивное изнашивание, лемех плуга, лапа культиватора, долговечность, методы упрочнения, композиционные покрытия эвтектического типа, порошковые материалы конструкционного назначения

Постановка проблеми. Проблема забезпечення довговічності деталей машин, як і підвищення надійності, має першочергове значення для економії металів, трудових витрат і підвищення ефективності машино-тракторного парку. В теперішній час причиною виходу з ладу більшості машин є зношування тертьових спряжень і робочих органів та поломки в результаті зношування того чи іншого виду. Частіше всього виходять ладу рухомі деталі машин під дією абразивного зношування і зношування внаслідок схоплювання [1-3]. Одним із шляхів захисту машин від абразивного зношування є підвищення твердості поверхневих шарів деталей. В роботах М.М. Хрущова і М.А. Бабичева [4-5] показано, що твердість матеріалів, яка залежить від енергії зв'язку в кристалічній решітці, в значному ступені визначає опір матеріалів абразивному зношуванню (при твердості абразиву, що набагато перевищує твердість матеріалу, що зношується). Якщо ж твердість матеріалу близька і тим більше перевищує твердість абразивних часток (в природі це частинки Al_2O_3 і SiO_2), то зносостійкість багатократно зростає. З нескладних речовин високу твердість мають лише кубічна модифікація вуглецю (алмаз) і бор. Витрати на ремонт і технічне обслуговування техніки складають до 18% від всієї валової продукції сільського господарства.

При цьому в структурі цих витрат 70-75% припадає на придбання нових запасних частин і лише 8-10% йде на відновлення і зміцнення спрацьованих деталей машин. Якість обробки ґрунту, поряд з іншими факторами інтенсифікації землеробства, має велике значення для підвищення врожайності сільськогосподарських культур і напряду залежить від технічного стану деталей робочих органів ґрунтообробних машин. В теперішній час в Україні промисловістю виготовляються змінні робочі органи, що мають малий ресурс, тому сільськогосподарські підприємства вимушені витратити значні кошти (до 18% від валової продукції) на ремонт машин. На сьогодні спостерігаємо тенденцію зниження якості деталей робочих органів, тому що їх виготовленням займаються підприємства, які раніше цим не займалися. При цьому часто не дотримуються встановлена технологія виготовлення, змінюються геометричні розміри деталей та їх фізико-механічні властивості. Робочі органи не відповідають вимогам якості і не забезпечують номінального ресурсу роботи.

Проблема. В зв'язку з вищевказаним, розробка нових методів зміцнення і відновлення деталей машин є вирішальним питанням на сьогодні при підвищенні надійності машин.

Аналіз останніх досліджень. В практиці багато випадків, коли низька довговічність комплектуючих деталей обмежує можливості подальшого підвищення надійності і техніко-економічних показників машини. В сільськогосподарських машинах такими деталями є лапи культиваторів, лемеші плугів, ножі і молотки подрібнювачів кормів, сегменти ріжучих апаратів косарок, ріжучі пари машинок для стрижки овець і інші деталі робочих органів. Порівняно невеликий строк служби цих деталей визиває необхідність виготовлення їх великої кількості в якості запасних частин, суттєво знижуючи продуктивність машин і якість їх виготовлення. Наприклад, граничне затуплення ріжучих пар стригальних машинок часто відбувається через 1,5-2 год безперервної роботи, лап культиваторів через 6-8 год., сегментів косарок через 4-6 год. після чого в польових умовах необхідно загострювати леза [6]. Після зміцнення строк служби деталей збільшується в декілька разів. Робочі органи ґрунтообробних машин виготовляють з вуглецевих сталей 40, Л53, 60 і низьколегованих марганцевистих сталей 65Г і 70Г. В літературних джерелах немає достатнього обґрунтування правильності вибору вказаних сталей. В теперішній час відомо близько 120 різноманітних методів зміцнення і відновлення деталей машин [7]. Всі методи поверхневого зміцнення за механічними, фізичними, хімічними і комбінованими механізмами зміцнення розділені на 11 груп.

За призначенням всі існуючі технологічні методи поверхневого зміцнення можна розділити на дві групи:

1. Методи отримання первинних структур з властивостями, які забезпечують можливість оптимальної перебудови і додаткового зміцнення в умовах експлуатації (механічний і фазовий наклеп, хіміко-термічна обробка, гальванічні покриття та ін.). В цьому випадку утворення вторинних захисних структур при терті сприяє розширенню межі нормальних процесів і мінімізації тертя та зношування [8].

2. Методи створення первинних структур з максимально можливою стабільністю по відношенню до механічного і хімічного впливу. Для підвищення зносостійкості необхідно отримати первинні структури з високостабільними властивостями, які мало змінюються в складних умовах навантаження (борування, дифузійне хромування, електролітичне зміцнення) [8].

В залежності від умов навантаження при терті можливо обґрунтовано вибирати матеріали і методи їх обробки з заданими характеристиками активації їх поверхневих шарів.

Сучасні технологічні методи поверхневого зміцнення відкривають необмежені можливості для створення захисних вторинних структур, що забезпечують надійну

роботу вузлів тертя в умовах високих температур і швидкостей тертя, великих навантажень, впливу кавітації, радіації, абразивних і корозійних середовищ та ін. Створення захисних покриттів на робочих поверхнях деталей машин дає змогу підвищити їх довговічність і надійність, корозійну стійкість, зменшити витрату чорних і кольорових металів, заощадити енергетичні, матеріальні й трудові ресурси. Аналіз багаточисленних досліджень дає змогу визначити основні методи утворення захисних зносостійких структур:

- нанесення на поверхню тертя зносостійких покриттів, зміна структури поверхневого шару легуванням його різними хімічними елементами, зміна структури поверхневого шару зовнішнім механічним (або тепловим) впливом без зміни його хімічного складу, використання методів порошкової металургії, комбінація наведених вище методів.

- низька собівартість матеріалів порошкових сумішей, використання для зміцнення евтектичних покриттів (ЕП) нагріванням струмами високої частоти (СВЧ) і високі експлуатаційні параметри дозволяють широко використовувати їх для поверхневого зміцнення і відновлення деталей машин та механізмів, які працюють в умовах абразивного зношування [9]. Спосіб утворення евтектичних покриттів великої товщини полягає у використанні в складі порошкових сумішей більшості елементів Періодичної системи. При цьому відбувається нагрівання металу або сплаву з порошковою сумішшю до температури плавлення легкоплавких елементів суміші (СЧ20, ФМн 1,5) за умови, що у складі суміші є елементи (зокрема, С, В), що утворюють з металом підкладки евтектику при температурі, що менше температури насичення [10].

Конструкційні деталі машин – найпоширеніший вид продукції порошкової металургії. Основною особливістю металокерамічних конструкційних деталей є їх висока щільність і міцність, що наближаються до щільності і міцності деталей з прокату і литва. Існує ряд методів отримання конструкційних деталей високої щільності – це багаторазове пресування і спікання, гідростатичне, ізостатичне і гаряче пресування, прокатування металевих порошоків, гаряче штампування поруватих заготовок, вибухове пресування, екструдкування, просочення рідкими металами, спікання з утворенням рідкої фази. Міцнісні характеристики металокерамічних конструкційних матеріалів підвищуються при легуванні залізної основи сплаву. Однією з найпоширеніших легуючих добавок є хром.

Суть процесу індукційного наплавлення полягає в тому, що замість металевих сормайтєвих електродів використовують спеціальну шихту, яка складається з металевого порошку твердого сплаву та флюсів. Шихту наносять шаром певної товщини на поверхню, що призначена для наплавлення, і спікають. Потім робочу поверхню разом з шихтою нагрівають в індукторі високочастотної установки до повного розплавлення шихти. При використанні високочастотної установки ЛЗ-67 процес наплавлення триває 75-85 сек. Для отримання покриття заданої товщини необхідно нанести шар шихти 4-5 мм. При цьому треба суворо дотримуватися, щоб поверхня деталі (леміш плуга, лапа культиватора) розташовувалися горизонтально [6].

Метою досліджень є проведення аналізу технологічних методів зміцнення і відновлення деталей робочих органів ґрунтообробних машин та підвищення ресурсу лемеша, як показника довговічності і надійності плугу, армуванням лицьової сторони леза порошковими карбідостаями конструкційного призначення і нанесенням евтектичних покриттів наплавкою наморожуванням.

Результати досліджень. В теперішній час, в умовах обмежених матеріальних засобів в сфері промислового і сільськогосподарського виробництва, особливе значення набувають технології, що відповідають вимогам ресурсозбереження без збільшення матеріальних витрат на їх реалізацію. Це відноситься до технологій

відновлення і зміцнення робочих органів сільськогосподарських машин. Більшість технологій, що використовуються, достатньо трудомісткі або малоефективні.

Крім того, зносостійкі сплави або їх композиції мають високу початкову вартість. Одним із перспективних шляхів підвищення надійності і експлуатаційної зносостійкості деталей машин і механізмів є використання захисних евтектичних покриттів (ЕП). Завдяки колоніальній структурі евтектичних покриттів, в яких м'яка матрична фаза армована більш міцною з включеннями твердих дисперсних частинок, вони можуть в широких межах змінювати фізико-механічні і електрохімічні властивості металів і сплавів.

Виходячи із закономірностей процесу руйнування обґрунтовано виготовлення цих виробів з біметалевою робочою частиною. При цьому основний метал забезпечує міцність виробу, а захисне покриття – абразивну зносостійкість. Для підвищення термінів служби деталей машин і механізмів шляхом нанесення евтектичних покриттів використовується насичення зі спеціальних порошків (обмазок, паст) за допомогою нагрівання струмами високої частоти СВЧ, швидкісного пічного нагрівання, відцентрової біметалізації, газополум'яного напилювання, електрохімічного осадження, наплавлення сплавами, поверхневого легування, сталевого литва. Поряд з розробкою і нанесенням евтектичних покриттів велика увага надається створенню евтектичних сплавів.

Розроблені варіанти наплавлення наморожуванням відрізняються температурними режимами процесу, підготовкою оброблюваних матеріалів, складом захисних середовищ і покриттів. В кожному випадку вибір технологічного режиму здійснюється з врахуванням хімічного складу і температури зварюваності металів, товщини зміцнюючого шару, його технічного призначення і іншими факторами. Серед різних варіантів цієї технології перспективним є отримання біметалевих виробів занурюванням деталі або заготовки в розплав. Спосіб полягає в попередньому нагріванні заготовки, флюсуванні робочої частини і занурюванні з короткочасною витримкою частини заготовки в розплаві, що зміцнюється.

Так як температура заготовки значно нижче температури розплавленого металу, на її поверхні відбувається кристалізація (наморожування) розплаву. Товщина зміцненого шару досягає 3мм і більше. За необхідності локального зміцнення поверхні, які не підлягають зміцненню, ізолюються. Різновидністю способу наморожування на заготовку є наплавлення методом заморожування. Вона полягає в подаванні порції розплавленого металу в зазор між попередньо активованою направляючою поверхнею заготовки та стінкою форми. Порожнина форми визначає конфігурацію і товщину наплавлення. При заповненні форми присадний сплав витісняє флюс з наплавленої поверхні та кристалізується. Після заповнення форми сплав твердіє з утворенням зносостійкого шару потрібної форми і розмірів.

Технологія наплавлення наморожуванням складається з наступних операцій: плавка присадного сплаву; підготовка флюсу; активація поверхні, яка наплавляється; наплавлення робочої частини деталі; охолодження виробу; контроль якості наплавлення. Плавка присадного матеріалу здійснюється в індукційній сталеплавильній тигельній печі типу ИСТ-0,06 або ИСТ-0,16 в змінних тиглях, які виготовляються з вогнетривких матеріалів на основі нітридів бору або кремнію, або графітомістких типу ТГ-20 виробництва Лужського абразивного заводу. Для наплавлення наморожуванням ріжучих елементів робочих органів використовуються високохромисті чавуни, що мають високу абразивну зносостійкість і ударну в'язкість. До числа наплавочних матеріалів відносяться сплави на основі заліза, що випускаються Горезьким заводом наплавочних твердих сплавів ПГ-ФБХ-6-2; ПР-С27, ПГ-С1, ПГ-УС25.

Температура розплаву регулюється підбиранням потужності, яка підводиться до індуктора плавильної печі. Підготовка флюсу полягає в плавці вихідних компонентів до

потрібної температури активації. Флюс плавиться в електричній нагрівальній печі в змінних тиглях з жаростійкого чавуну або сталі.

Температура розплаву флюсу в тиглі нагрівальної печі підтримується в заданому інтервалі на протязі всього процесу активації з метою забезпечення якісного очищення зміцнюваної поверхні деталей. Температура нагрівання зміцнюваної частини деталі 1123-1223К (850-950°C). Після нагрівання деталі СВЧ, не допускаючи охолодження, подають на пост флюсування та занурюють в розплавлений флюс. Наплавлення ріжучих елементів робочих органів наморожуванням з розплаву здійснюється зануренням нагрітої про флюсованої деталі в розплав зносостійкого евтектичного матеріалу з витримкою на протязі 0,8-1,2 с. Впродовженні вказаного терміну, при дотриманні оптимальних режимів наплавлення, на поверхні деталі твердіє шар зносостійкого шару товщиною 2-3 мм [10].

Рекомендується занурювати деталь в розплав зі швидкістю 0,05-0,2 м/с. Така швидкість сприяє повному витіканню флюсу з поверхні, яка підлягає зміцненню, забезпечуючи тим самим максимальну міцність зчеплення зносостійкого матеріалу з основним металом. При напавленні заморожуванням формуються ділянки аустеніту шириною до 25мкм. В зоні сплавлення формується тонкий (близько 2мкм) аустенітний шар. Фазовий склад покриттів відповідає заданому порошковому матеріалу. Використання легованих хромом та евтектичних порошкових матеріалів ФМІ-6 з великою концентрацією марганцю (25,4% (за масою)) призводить до формування в напавленому шарі евтектик Fe-Mn-C та Fe-Cr-C і дендритів карбіду $Fe_{0,4}Mn_{3,6}C$ з висями другого порядку, розташованими в кристалографічному напрямку (рис. 1). При зменшенні в сплаві вмісту марганцю до 4-12% (ФМІ-13, ФМІ-43) поряд з вказаними евтектиками замість дендритів марганцевистого карбіду формуються дендрити легованого марганцем і хромом аустеніту. Це характерно для всіх способів утворення покриттів. Якість напавленого виробу контролюється вимірюванням лінійних розмірів товщини напавленого шару, знаходженням дефектів і фізико-механічних властивостей покриття.



Рисунок 1 – Мікроструктура евтектичного покриття (ЕП) №1, (x 400)

Наплавлення наморожуванням на заготовку здійснюється наступним чином. Після активації нагріту деталь розміщують в форму, що забезпечує розташування зміцнюваної поверхні під кутом 0-85° по відношенню до напрямку потоку металу у формі. В такому випадку потік розплавленого сплаву потрапляє на зміцнювану поверхню, стікає по ній в нижню частину порожнини форми, змиваючи частину флюсу, тим самим порушуючи суцільність флюсоуючого покриття на поверхні, та заповнює

порожнину форми. По мірі піднімання рівня розплаву в формі рідкий метал витискує флюс, що залишився на зміцнюваній поверхні, змочує її та кристалізується.

Порожнина форми заповнюється зі швидкістю піднімання розплавленого металу в інтервалі 0,03-0,15 м/с, що забезпечує повне витискання флюсу зі зміцнюваної поверхні і високий рівень міцності зчеплення між присадочним сплавом і металом заготовки.

Форма виготовляється з вогнетривких матеріалів на основі графіту, порошкових матеріалів на основі карбідів кремнію і алюмінію. Вона визначає конфігурацію і об'єм наплавлення, забезпечує точність розмірів наплавленого зносостійкого шару.

Евтектичні зносостійкі матеріали, що рекомендуються для наплавлення заморожуванням, характеризується наступними фізико-механічними властивостями: твердість не менше 50HRC, ударна в'язкість 50-75 кДж/м², відносна зносостійкість (еталон сталь 45) 3-6. В процесі заморожування в розплаві з порошкового матеріалу ФМІ-3 формується покриття з рівномірним по товщині розподілом елементів (рис. 2).. Товщина зони сплавлення близько 10 мкм.

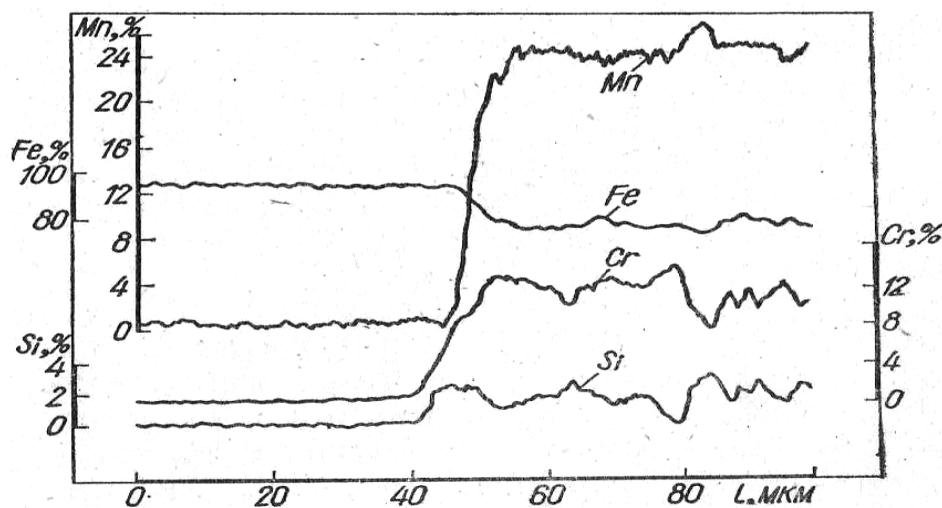


Рисунок 2 – Розподілення елементів по глибині покриття на сталі 45, отриманого зі сплаву ФМІ-3 методом заморожування

При наплавленні заморожуванням ґрунтообробних елементів оптимально узгоджуються конструктивні і технологічні фактори підвищення довговічності деталей.

Аналіз структури показав, що наплавлений сплав в переважаючому порядку складається з евтектики Fe-Mn-C і Fe-Cr-C дендритів аустеніту і марганцевистого карбїду заліза. Стовбчасті кристали дендритів в основному розташовані по нормалі до поверхні тепловідводу. Такий структурний стан наплавленого сплаву забезпечує його підвищену абразивну зносостійкість. Особливо це важливо до деталей, що працюють в абразивному середовищі. В даному випадку тверду фазу в вигляді голок стовбурових дендритів кристалів можна розташовувати перпендикулярно до поверхні тертя. Встановлено, що твердість, ударна в'язкість і абразивна зносостійкість наплавленого заморожуванням сплаву зі стовбуровою структурною анізотропні. Це свідчить про направлене формування службових властивостей сплаву.

У відповідності з поставленою ціллю розроблена технологія відновлення і зміцнення лемешів плугів приварюванням металокерамічних пластин на основі сталей марок X17H2, X13M2 з карбїдом хрому та карбїдом титану шляхом аргоно-дугового зварювання (рис 3, 4, 5).

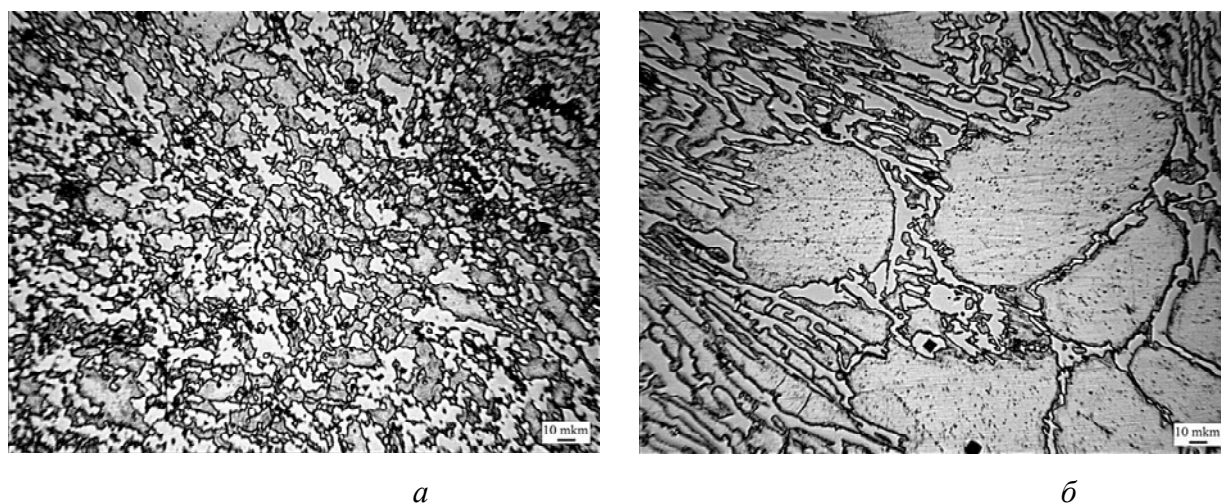


Рисунок 3 – Мікроструктура карбідосталі X13M2 - 22,5% об. Cr_3C_2 , спеченої при 1200 (а) і 1250 (б) °С

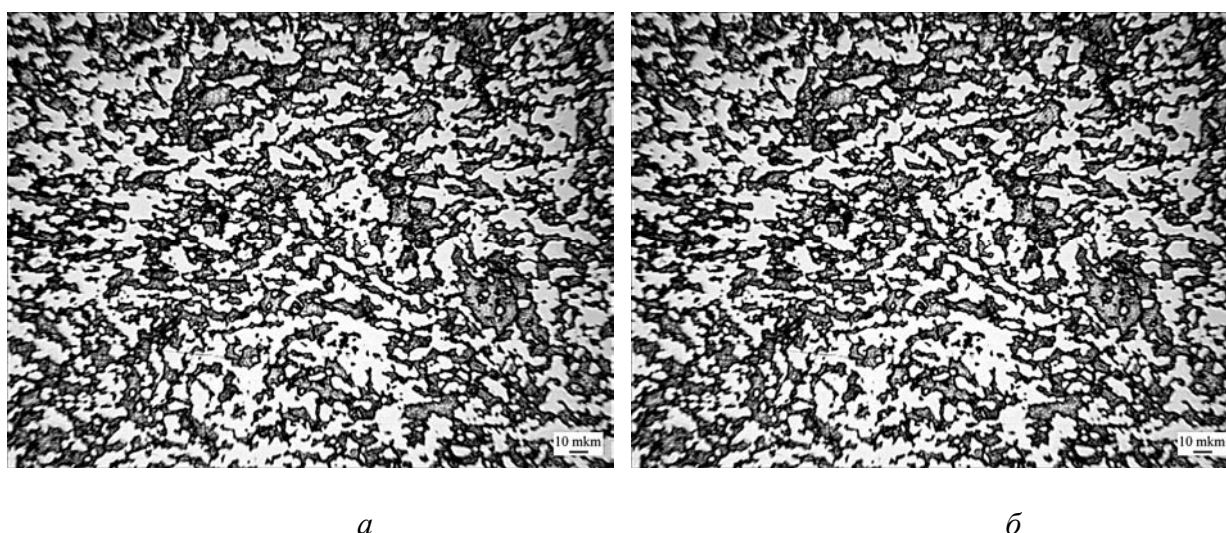


Рисунок 4 – Мікроструктура карбідосталі X13M2-30% об. Cr_3C_2 , спеченої при 1250 (а) і 1300 (б) °С

Розглянувши основні типи зносостійких матеріалів, до яких належать: матеріали з нерівноважною структурою, композиційні матеріали на основі нержавіючих сталей з добавками твердих сполук, зносостійкі тверді сплави та карбідосталі, ми прийшли до висновку, що карбідосталі за участю карбиду хрому є малодослідженими. Хромисті нержавіючі сталі використовують трьох типів: з 13, 17 і 27% Cr, причому сталі з 12% Cr в залежності від вимог мають різний вміст вуглецю (від 0,1 до 0,4%). Сталі з 17-18 і 25-28% Cr інколи мають невелику кількість домішок титану і нікелю. Титан і нікель додають для подрібнення зерна, а нікель для покращення механічних властивостей. Разом з тим за рівнем фізико-механічних, триботехнічних, корозійних та експлуатаційних властивостей вони є перспективними матеріалами для виготовлення деталей з підвищеною зносостійкістю, що працюють в корозійноактивних середовищах. За основу було обрано хромисту сталь, в тому числі з невисоким вмістом нікелю, яка з економічної і технологічної точок зору та рівнем фізико-механічних властивостей є придатною для створення зносокорозійностійких матеріалів. Особливістю структури гарячештапованої карбідосталі є відсутність перехідної зони в місці контакту карбідного зерна з металом основи (рис 3, 4).

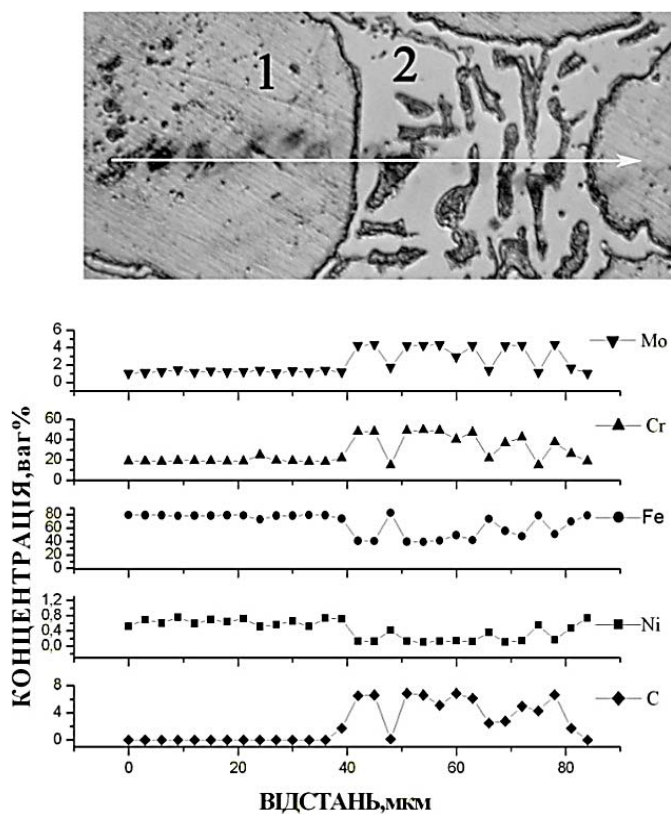


Рисунок 5 – Розподіл Cr, Ni, Fe, Mo, C в зразку (X13M2-15% об. Cr_3C_2) – спікання у вакуумі при $t = 1300\text{ }^\circ\text{C}$ (1 – карбіди; 2 – металева фаза)

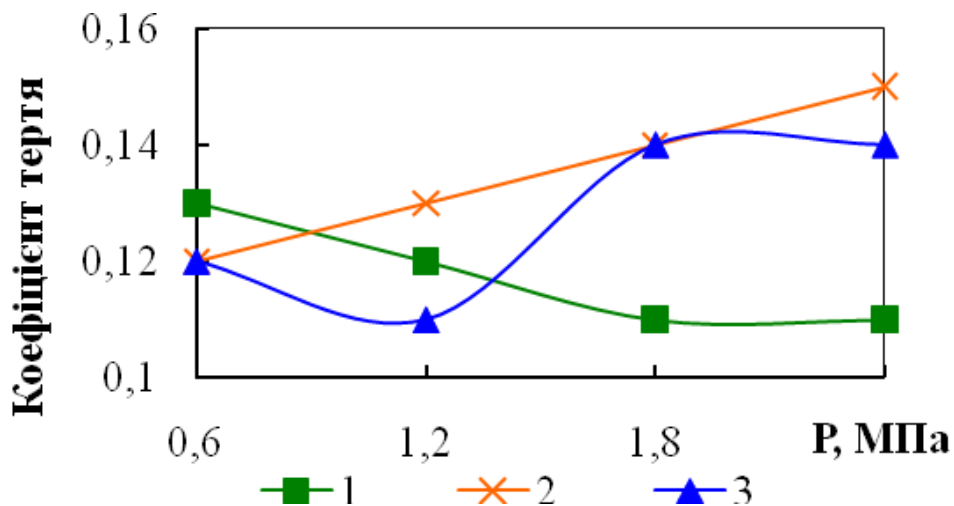


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнта тертя від навантаження спечених при $1250\text{ }^\circ\text{C}$ карбідосталей: X13M2-15% об. Cr_3C_2 (1); X13M2-22,5% Cr_3C_2 (2); X13M2-30% об. Cr_3C_2 (3)

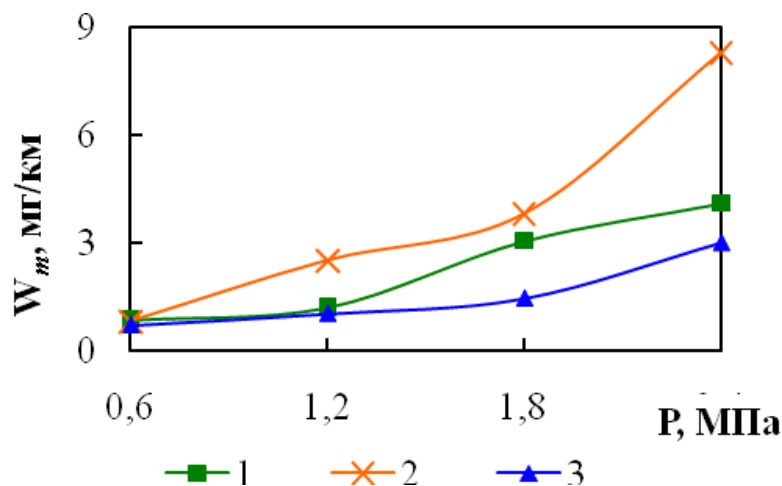


Рисунок 7 – Залежність масового W_m (мг/км) зносу від навантаження спечених при 1250 °С карбідосталей: X13M2-15% об. Cr_3C_2 (1); X13M2-22,5% Cr_3C_2 (2); X13M2-30 % об. Cr_3C_2 (3)

Таблиця 1 – Корозійна стійкість спечених карбідосталей

Номер зразку	Склад, %		Відносна густина ρ , %	Корозійні властивості					
				30% – ний NaOH		3 % – ний NaCl		20% – ний HNO_3	
	сталь	Cr_3C_2		П, мм/рік	Бал*	П, мм/рік	Бал	П, мм/рік	Бал
1	X13M2	15	0,93	-	10	0,33	3	0,11	4
2	X13M2	22,5	0,95	0,41	3	-	10	0,06	4
3	X13M2	30	0,97	0,03	4	0,59	2	0,31	2
4	X17H2	7,5	0,99	0,00	10	0,14	3	0,81	2

(* – за десятибальною шкалою)

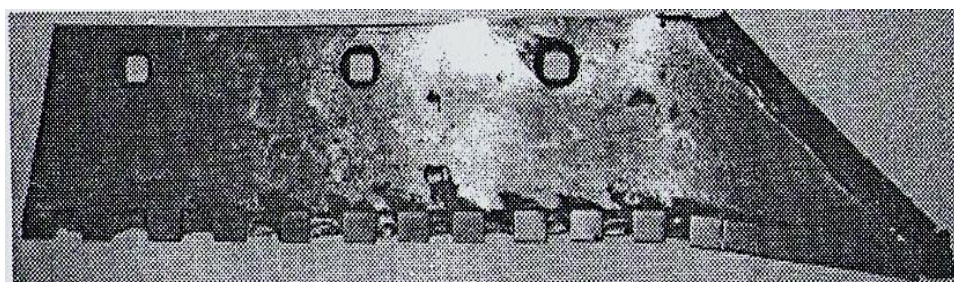


Рисунок 8 – Леміш плуга армований металокерамічними пластинами із карбідосталі X13M2-30% з їх суцільним і переривчастим розташуванням

Карбідосталі на основі X13M2 мають зносостійкість в 1,5-3 рази вищу, порівняно з карбідосталлю X17H2- Cr_3C_2 . Це можна пояснити наявністю 2% молібдену, який підвищує дифузійну рухливість хрому і призводить до збільшення його концентрації у приповерхневих шарах, що, як відомо, підвищує зносостійкість (рис.6, 7).

Порошкові тверді сплави є композиційними гетерогенними матеріалами, які складаються з твердих тугоплавких сполук розподілених в пластичній матриці з металів тріади заліза. Карбідосталі за своїми властивостями є проміжними між твердими сплавами і інструментальними сталями. Нами запропоновано карбідосталь, в

якості основи якої використані хромисті сталі феритного і ферито-мартенситного класів з відносно невеликим вмістом карбідної складової (7,5-30% об.) корозійностійкого вищого карбіду хрому Cr_3C_2 . Для їх отримання, поряд з рідкофазним спіканням, можуть бути використані альтернативні методи – гаряче штампування та імпульсне гаряче пресування у вакуумі. В результаті аналізу впливу вмісту компонентів на структуру спеченої карбідосталі виявлено ефект подрібнення мікроструктури при збільшенні кількості карбіду хрому від 7,5 до 30% об., що дозволяє керувати структуроутворенням для досягнення необхідних властивостей карбідосталей (рис.5). Встановлено, що гарячештампована карбідосталь має анізотропію зерен металу-основи в напрямку, перпендикулярному зусиллю штампування. Особливістю структури гарячештампованої карбідосталі є відсутність перехідної зони в місці контакту карбідного зерна з металом основи. Це в деяких випадках сприяє підвищенню міцності карбідосталі, що загалом забезпечує зростання механічних властивостей матеріалу [11]. Корозійна стійкість карбідосталей (табл. 1) значною мірою визначається вибірковою здатністю зовнішньої дії на складові компоненти матеріалу. В умовах, коли стійкість фази карбіду перевищує стійкість сталевій зв'язки до дії реагентів, загальна стійкість сплавів карбід-сталь збільшуватиметься зі зниженням вмісту сталі. Корозійна стійкість карбідосталей, отриманих гарячим штампуванням, в 30% - розчині NaOH сягає 10 балів (повністю стійкий) до вмісту карбіду хрому 15% включно, але при подальшому підвищенні вмісту Cr_3C_2 корозійна стійкість падає до 4-х балів (понижено стійкий).

Результати досліджень абразивної зносостійкості зразків зі сталі X17H2 показали, що в них спостерігається катастрофічне зношування вже при навантаженні 0,6 МПа. Введення в шихту карбідних домішок суттєво змінює характер зносостійкості, підвищуючи її в 50 разів. Порівняння зносостійкості карбідосталей показує, що інтенсивність зношування карбідосталі з Cr_3C_2 в 13,5 разів менше ніж карбідосталі з TiC. Це може бути пов'язано з вищою концентрацією Cr в металевій складовій карбідосталі з Cr_3C_2 або, можливо, з малою інтенсивністю взаємодії TiC зі сталевією основою та слабким адгезійним зв'язком між частинками карбіду титану і матрицею.

Збільшення вмісту карбіду призводить до росту зносостійкості, що викликано збільшенням частки твердої складової за рахунок гетерофазної взаємодії з основою та подрібненням розміру металевої фази, що в умовах абразивного зношування по закріпленим частинкам призводить до підвищення зносостійкості. Запропонована технологія відновлення і зміцнення забезпечує міцне з'єднання металокерамічних пластин і леза лемеша (рис.8), що збільшує його ресурс. Використання для зміцнення лемеша зносостійких пластин з карбідосталей конструкційного призначення дозволяє тривало зберігати вихідну долотоподібну геометрію лемеша.

Висновки.

1. При наплавленні наморожуванням оптимально поєднуються конструктивні і технологічні фактори підвищення довговічності деталей машин, і, як наслідок, їх надійності.

2. Ресурс роботи наплавлених наморожуванням деталей робочих органів ґрунтообробних машин (лапи культиватора) в 2-4 рази більше ресурсу серійних виробів.

3. Запропонована технологія відновлення і зміцнення лемешів плугів модульними пластинами з порошкових карбідосталей значно розширює межу зношування леза лемеша по ширині та суттєво збільшує його ресурс і надійність плугів.

Список літератури

1. Хрущов М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию структурно-неоднородных материалов./М. Хрущов, М. Бабичев.-М.: Трение и износ в машинах. 1958.-(вып. XII).
2. Хрущов М.М. Исследование изнашивания металлов / М.Хрущов., М.Бабичев.-М.: Изд-во АН СССР. 1960.-351 с.
3. Хрущов М.М. Классикация условий и видов изнашивания деталей машин. / Хрущов М.М.-М.: Изд АН СССР. В сб.: Трение и износ в машинах, 1953.- С.5-17.
4. Хрущов М.М. Исследование влияния твердости абразива на износ металла. / М.Хрущов, М.Бабичев.- М.: Изд АН СССР., 1956.- вып.ХІ.
5. Ткачев В.Н. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин /Ткачев В.Н.-М.: Машиностроение, 1971.- 264 с.
6. Ткачев В.Н. Высокочастотная наплавка сплавом сормайт самозатачивающихся лемехов / В.Н. Ткачев., Н.В. Казинцев.- Сварочное производство.- 1963.- №1.
7. Поверхностная прочность материалов при трении/[Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Караулов А.К. и др.]; под ред.Б.И.Костецкого.-К.:Техника, 1976.- 296 с.
8. Костецкий Б.И. Износостойкость и антифрикционность деталей машин. /Б. Костецкий, И. Носовский.-К.: Техника, 1965.- 206 с.
9. Пашечко М.И. Формирование и фрикционная стойкость эвтектических покрытий / Пашечко М.И. Голубец В.М., Чернец М.В.: - К.: Наукова думка, 1993.- 343 с.
10. Голубец В.М. Износостойкие покрытия из эвтектики на основе системы Fe-Mn-C-V/W. Голубец, М. Пашечко.-К.: Наукова думка, 1989.- 160 с.
11. Патент №46567 Україна, МПК (2009), В22/F 7/02. Молоток для кормодробарок / В.Д. Войтюк, М.І. Денисенко, О.О. Котречко, В.А. Маслюк, Р.В. Яковенко, Т.В.Олійник; заявл.17.07.2009; опубл.25.12.2009, Бюл. №24.

N. Denisenko, V. Rublev

National university of life and environmental sciences of Ukraine

Technological methods to ensure the longevity and reliability of working agricultural machinery

Purpose of the work. Increase in the service life of plowshare as the index of longevity and reliability of plow, by the technological methods of strengthening.

Brief description of the executed work. Are analyzed the contemporary methods of increasing the components of the operating units of agricultural machines by surface hardening. Reliability and technical perfection of machines is determined by the quality of their completion units and components. The technology of repair and strengthening of the plowshares of plows proposed by modular plates from the powder carbide steels considerably enlarges the boundary of the wear of plowshare along the width and substantially increase its resource and reliability of plows.

Conclusions. The technology of restoration and strengthening of the plowshares of plow proposed by the modular plates of powder carbide steels enlarges the zone of the wear of plowshare along the width, increase resource and reliability of plows.

abrasive wear, blade share, blade cultivator tor tooth, operating longevity, method hardening, carbidesteel constructional purposes

Одержано 18.11.13

УДК 62-294.4

В.М. Бакалова, доц., канд. техн. наук, А.Г. Козловський, студ., Г.В. Баскова, ст.викл.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

Конструювання універсального пристрою грунтообробного знаряддя

У роботі розглянуто спосіб обробки присадибної ділянки за допомогою універсального пристрою. Наведено основні переваги, які дозволяють високоефективно та якісно обробляти ґрунт. **універсальний пристрій, присадибна ділянка, обробка, маркування, аграрний виріб, культиватор, ефективність, якість, обробка, ґрунт**

В.М. Бакалова, А.Г. Козловський, Г.В. Баскова

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

Конструирование универсального устройства почвообрабатывающего орудия

В работе рассмотрен способ обработки приусадебного участка с помощью универсального устройства. Приведены основные преимущества, которые позволяют высокоэффективно и качественно обрабатывать почву.

универсальное устройство, приусадебный участок, культиватор, обработка, ґрунт, ефективність

Постановка проблеми. На весні, коли вже сніг повністю розтанув, господарі готуються до проведення першої обробки ґрунту та посадки овочевих культур. Значну допомогу в розпушуванні та прополці землі може надати універсальний пристрій для обробки присадибної ділянки.

Тому одним із найважливіших завдань сучасної малої аграрної економіки є підвищення урожайності завдяки різноманітним способам обробки присадибної ділянки на дачі, біля будівель і навіть на клумбі.

Саме це досягається при використанні даного розробленого виробу дякуючи новій формі його складових частин, що полегшує процес обробки та робить пристрій багатofункціональним, універсальним та зручним у використанні[1].

Аналіз останніх досліджень. На даний час існує надзвичайно багато пристроїв аналогічної будови в аграрному застосуванні. Оскільки їх розробляють, то це свідчить що вони є ефективними. Перші пристрої для обробки ґрунту були примітивними і малоефективними. Та з інтенсивним розвитком сучасних електро- та бензомоторних пристроїв обробки вони стала ефективними, сам процес виконується швидше і без зусиль, але вартість і затрати значно виросли.

Пропонується універсальний пристрій, призначення якого допомагати людям обробляти саме присадибні ділянки. Він значно відрізняється від своїх попередників побудовою та ефективністю.

Формулювання цілей. Вирішення проблеми підвищення урожайності – задача не з простих. Та навіть вона може бути реалізована різним чином, а саме: підживленням ґрунту, покращенням обробки, вчасним висіванням чи висадкою культур. В даному випадку універсальний пристрій максимально підходить для другого пункту, тому що має переваги у будові та формі елементів. Він спеціально розроблений та практично перевірений у роботі на присадибній ділянці. Тому він є актуальний

на ринку, оскільки унікально підходить для вирішення багатьох фермерських та господарських проблем, а саме – орання та багатьох видів обробка земельних ділянок на будь-яких територіях.

Основна частина. Основна мета механічної обробки гранту – створення найбільш сприятливих умов для росту і розвитку культурних рослин і підвищення його родючості. Це може бути досягнуто шляхом виконання таких основних технологічних операцій: обертання, розпушення, різання, перемішування, ущільнення, вирівнювання поверхні, підрізування і висмикування бур'янів, утворення гребенів, борозен, лунок та ін.

На характер явищ, як відбуваються в ґрунті внаслідок дії робочого органа ґрунтообробного знаряддя, впливають його геометрична форма і механіко-технологічні властивості ґрунту (крихкість, твердість, пластичність, пружність, в'язкість та інші характеристики).

Геометрично інструменти пристрою мають різні форми, але за побудовою нагадують форму клина. За геометричною формою робочої поверхні клини поділяються на плоскі (лапи культиваторів, зуби борів) і криволінійні (полиці корпусів, підгортальники). А залежно від кількості граней, що складають різальний інструмент, розрізняють на одно-, дво- і тригранні плоскі клини.

Ґрунтообробний пристрій розпушує ґрунт для посадки огородніх культур, прополює, маркерує, культивує, тобто обробляє землю різними способами. Ним можна виконати в 10 раз швидше перелічені операції, ніж вручну. Пристрій є досить ефективним на малих городніх та присадибних ділянках, на яких використовувати моторну техніку немає сенсу.

Оданий пристрій є сільськогосподарським обладнанням для обробки ґрунту до і після посіву, який за побудовою та функціями схожий на культиватор універсального типу.

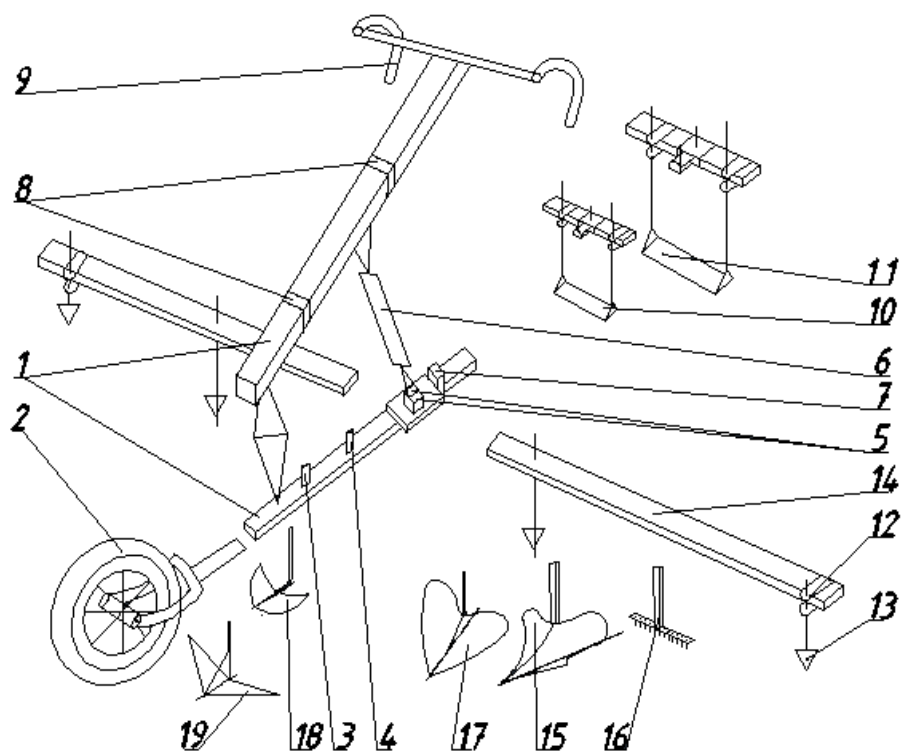
У роботі розглянуто процес виготовлення агротехнічного виробу, опис, принцип дії та використання його для обробки присадибної ділянки (рис. 1).

Розглянемо основні переваги розробленого аграрного виробу. Висока швидкість та глибина земельної обробки досягається завдяки розробленій формі рала. Пристрій легко проникає в ґрунт, що значно полегшує процес обробки землі. Безпека при експлуатації, компактність та легкість пристрою досягається завдяки знімній конструкції. Швидко і без зусиль можна замінити і прикріпити багато видів робочих інструментів. Завдяки наявності декількох гнізд, інструменти легко приєднуються і надійно закріплюються відповідними болтами. Виріб є міцним, надійним та практичним у використанні.

Розроблений універсальний пристрій має велику ефективність завдяки низці переваг у виготовленні та розробці нової форми елементів аграрного виробу. Догляд за пристроями не потребує надзвичайних зусиль, лише тільки очистити його від ґрунту після виконання роботи і зберігати у відповідно сухому місці.

Даний пристрій складається з: рами (1) – це основа, що спереду приєднана до колеса (2), з боків приєднують дві штанги (14) і закінчується рукоятками (9). Пересувається пристрій за допомогою колеса (2) по будь-якій твердій поверхні. Штанги (14) можуть мати розмах 1340 мм, на кінцях яких розміщений хомут (12), що слугує для кріплення лап маркера (13), ножів (10,11) та насічки для установки лап на визначений розмір (400-500-550-600 мм).

Штанга кріпиться до рами завдяки двом гніздам (5). У маркера є 5 лап (13): 4 бічні і одна центральна, на яких пристрій опирається і не падає на землю. А центральна слугує для маркування борозен (500-550-600 мм).



1 – рама; 2 – колесо; 3,4,8 – отвори; 5,7 – гнізда; 6 – регульовальна тяга; 9 – рукоятки; 10,11 – ножі; 12 – хомут; 13 – центральна лапа маркера; 14 – штанги; 15 – підгортальник; 16 – граблі; 17 – плужок; 18 – перепідгортальник; 19 – плоскоріз

Рисунок 1 – Складові деталі універсального пристрою

Ніж (10) довжиною 320 мм слугує для обробки міжрядь пасльонових та бобових культур. А ніж (11) завдовжки 500 мм призначений для обробки міжрядь огірків, баштанових культур та ін., а також у післязбиральний період для очищення ділянки від бур'янів. Отвір (3) діаметром 12,2 мм служить для установки перепідгортальника (18) і сівалки. Перепідгортальник розпушує землю попереду підгортальника (15). Отвір (4) діаметром 12,2 мм - для установки центральної лапи маркера (13) та іншого начіпного обладнання (17,18,19).

Регульовальна тяга (6) (з лівою і правою різьбою) слугує для установки кута атаки різального інструменту і для припасування ручок (9) за ростом працюючих. Гніздо (7) для кріплення підгортальника (15), граблів (16) та іншого начіпного обладнання (17,18,19). Плоскоріз (19) довжиною 270 мм прополює і культивує міжряддя всіх культур. При експлуатації гострих робочих інструментів використовують начіпні наконечники та розміщують відповідним чином[2].

Підгортальник (15) має унікальну об'ємну форму: лезо нахилено під кутом 70-75° до горизонталі. Різальна кромка загострена під спеціальним кутом γ , що коливається в межах від 25° до 60°. Кут нахилу дуги дотичної до обводу спинки становить близько 70°.

Така робоча поверхня буде функціональною, тому що виконуватиме наступні операції:

- раціонально діяти на ґрунт відносно гвинтової кінематичної траєкторії та створювати тиск на бокову форму підгортальника, але мінімізувати його в носовій частині ґрунтообробного знаряддя;

- активно входити в ґрунт завдяки своїй конічній поверхні та покращити взаємодію поверхні знаряддя з ґрунтом.

Воно повинне бути міцним, нержавіючим та термічно обробленим металом, щоб протистояти фрикційним властивостям ґрунту – зношуваності різальних інструментів та деталей[3].

Взимку пристрій також стане в пригоді: ним можна зчищати сніг та розбивати лід на дорогах.

Створений виріб може широко використовуватися для обробки ділянки біля хати, на дачі чи на клумбі.

Умови зберігання пристрою не потребують великої уваги, головне очистити його від ґрунту та зберігати в сухому приміщенні з вологістю не більше 75%. При довгому невикористанні необхідно змастити мінеральним маслом. Пам'ятайте, щоб збільшити довговічність використання пристрою, необхідно ставитись до нього відповідно бережливо та використовувати за призначенням.

Висновки. За допомогою розробленого пристрою можна виконувати такі роботи:

1. Маркерувати ділянку на міжряддя різних розмірів;
2. Нарізання борозен будь-якої глибини для посіву насіння;
3. Прополювати бур'яни на ділянці до і після збирання врожаю;
4. Культивувати міжряддя всіх культур;
5. Підгортати рядки картоплі.

За даними дослідження подано заявку на отримання патенту України на корисну модель «Універсальний пристрій для присадибної ділянки».

Список літератури

1. Горячкин В.П. Земледельческая механика. Сбор. Соч. В 3 т. М.: Колос, 1965.-282с.
2. Войтюк Д.Г., Яцун С.С., Довжик М.Я. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: Навч. Посібник. За ред. Д.Г. Войтюка. – Суми: ВТД Університетська книга, 2006. – 450 с.: іл., 95-106с.
3. Юрчук В.П., Болдирева Л.В. До питання геометричного моделювання робочих поверхонь ротаційних органів сільськогосподарських машин – К.:КНУБА, 2007.

V. Bakalova, A. Kozlovsky, G. Baskova

National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"

Construction of universal device tillage tools

Development of a universal device for treatment of many types of land is relevant in the market. In this work the method of processing the infield with a universal device. The basic advantages that enable highly effective and efficiently cultivate the soil.

The universal unit has a high efficiency due to technological processes of production and development of new form elements of agricultural products . The process of making crop product description worktop elements in geometric form, the principle of action and use it to treatment infield . Soil unit loosens the soil for planting Ogorodnyi crops, weed , markeruye , cultivate , cultivate land that is different posobamy. According to a study presented an application for a patent of Ukraine for useful model « Universal device for infield ."

universal device smallholding , processing, markeruvannya , agricultural product , cultivator , efficiency , quality, treatment, soil

Одержано 17.11.13

УДК 536.423

П.А. Барабаш, ст.научн.сотр, канд. техн. наук, А.Б. Голубев, ст.научн.сотр, канд. техн. наук, Я.Е. Трокоз, научн. сотр., В.В. Горин, ст. научн. сотр., канд. техн. наук
Національний технічний університет України «КПІ»

Разработка установки для опреснения воды методом вымораживания

В работе представлена установка, предназначенная для опреснения воды методом вымораживания с деформируемой льдогенерирующей поверхностью теплообмена.
установка, опреснение, льдогенератор, деформируемая поверхность теплообмена

П.О. Барабаш, О.Б. Голубев, Я.Е. Трокоз, В.В. Горин
Національний технічний університет України «КПІ»
розробка установки для опреснення води методом виморожування

В роботі наведена установка, яка призначена для опреснення води методом виморожування з деформуючою льдогенерируючою поверхнею теплообміну.
установка, опреснення, льдогенератор, поверхня теплообміну, що деформується

Дефицит чистой воды требует разработки эффективных и экономичных новых методов ее получения или совершенствования уже известных. Решение комплексной проблемы экономии энергетических ресурсов предприятий, имеющих холодильное оборудование, в сочетании с задачей получения чистой воды, может быть обеспечено за счет использования недорогих и эффективных установок для опреснения воды методом вымораживания.

Метод очистки воды вымораживанием основан на эффекте понижения температуры замерзания растворов по сравнению с чистой водой. При охлаждении растворов солей вначале образуются кристаллы льда, обедненные примесями. Проводя удаление кристаллов льда из раствора, с последующим их оттаиванием и повторным замораживанием, можно удалить большую часть солей. Установка, основанная на методе вымораживания, может быть реализована в следующих вариантах:

- при помощи холодильных машин с использованием теплопередающей поверхности;
- отбора тепла кипящими жидкостями (фреоном, углеводородами и т. д.) непосредственно в воде;
- отбором тепла, идущего на парообразование в условиях вакуума.

Однако, наличие на предприятиях пищевой промышленности традиционного холодильного оборудования является определяющим фактором в выборе варианта для реализации поставленной задачи при помощи холодильных машин с использованием теплопередающей поверхности.

Использование фреонов или углеводородов в качестве замораживающего агента, вводимого непосредственно в очищаемый раствор, предполагает использование вращающегося льдогенератора.

Разработанная установка УОВВ-100 предназначена для опреснения воды методом вымораживания с деформируемой льдогенерирующей поверхностью теплообмена. Производительность установки – 100 л/ч воды с содержанием солей

0,001...0,5 г/л (исходная \approx 0,5...30 г/л). Установка предназначена для применения в медицинской, пищевой и мясомолочной промышленности.

Основным элементом опреснительных установок такого вымораживающего типа является льдогенератор (ЛГ). От эффективности работы ЛГ зависит эффективность работы всей установки для опреснения воды методом вымораживания.

В настоящей работе представлены технические решения, необходимые для проектирования льдогенератора (ЛГ), в частности:

- выбор вида деформируемой поверхности и, в связи с этим, определение удельных характеристик по льдопроизводительности УОВВ-100, которые по своим значениям должны быть не хуже характеристик существующих льдогенераторов;

- определение геометрических размеров ЛГ УОВВ-100 в соответствии с полученной льдопроизводительностью для выбранного вида деформируемой поверхности;

- выбор способа осуществления деформации рабочей поверхности ЛГ УОВВ-100.

Описание вариантов изделия

В настоящее время известен ряд опреснительных установок, работающих на принципе вымораживания.

Очищаемая вода подается в льдогенератор, где она охлаждается хладагентом, подаваемым холодильной машиной. При замерзании воды, в условиях непрерывного перемешивания, образуются мелкие кристаллы льда, которые поступают на транспортер и в камеру таяния. Часть льда тает над сборником рассола, промывая лед от рассола. Основная часть пресного льда тает над сборником пресной воды, используя обдув льда воздухом, подаваемым вентилятором. В итоге из 1 м³ воды с содержанием солей 32 г/л получается около 0,2 м³ опресненной воды с содержанием солей 0,5 г/л.

Основным элементом опреснительных установок такого вымораживающего типа является льдогенератор (ЛГ). От эффективности работы ЛГ зависит эффективность работы всей установки для опреснения воды методом вымораживания.

В табл. 1 для сравнения приведены краткие характеристики некоторых льдогенераторов и ЛГ в разрабатываемой УОВВ-100. По удельным характеристикам разрабатываемый льдогенератор превосходит характеристики аналогов.

Таблица 1 - Краткая характеристика некоторых льдогенераторов, работающих на фреоне-22 (аммиаке)

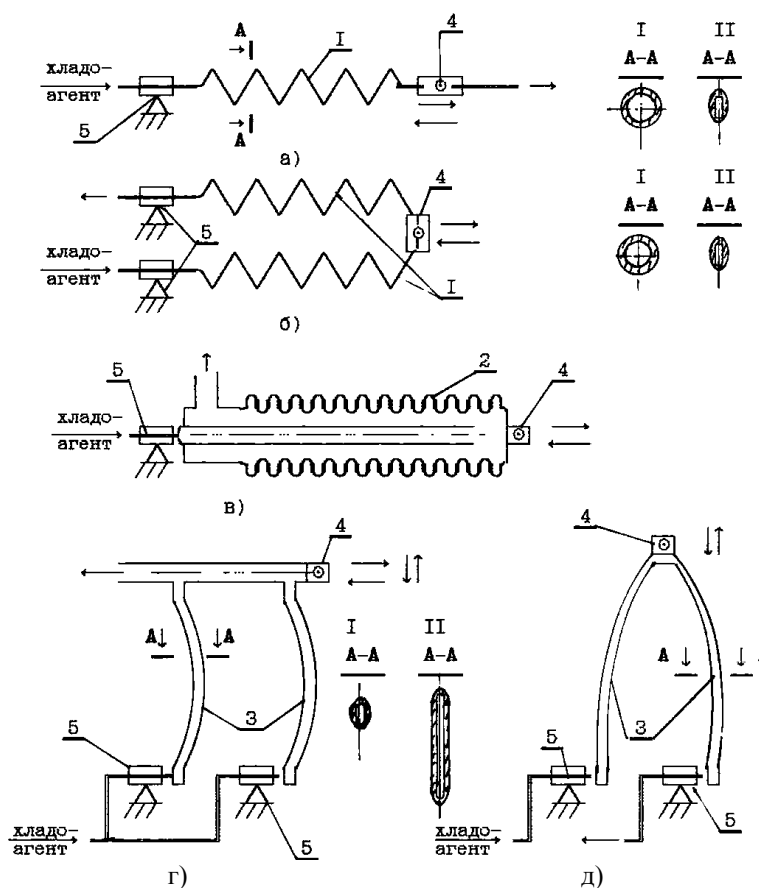
Характеристики	ИЛ-500	ИЛ-300 "Пингвин"	Л-200 "Амур"	Фил 50/100	ЛГ УОВ- 100
Производительность при темп. замораж. воды 28 °С и помещения 10...28°С, кг/ч	500-800	300-500	200-250	150-240	100
Темп-ра кипения хладагента, °С	-22...-40	-22...-25	-22...-25	-18...-40	-18...-40
Темп-ра льда из пресной воды, °С	- 4...-6	- 4 ...-6	- 4 ...-6	- 4 ...-8	0
Расход воды без рециркуляции, м ³ /ч	до 1,1	до 0,5	до 0,4	до 0,4	до 0,11
Рабочая поверхность льдогенератора, м ²	4,75	2,55	1,6	1,0	0,5
Съем льда с 1 м ² площади рабочей поверхности льдогенератора, кг/ч	168	137	156	240	240...260
Мощн. эл. двигателя устройства для отделения льда от рабочей поверхности, кВт	2,0	2,2	1,5	0,45	0,1
Масса, кг	1600	630	520	240	80
Способ съема льда	ножевой	ножевой	ножевой	ножевой, фрезерный	деформ. рабочей пов-сти

Разнообразие вариантов технического решения поставленной задачи обусловлено возможностью применения в разрабатываемом льдогенераторе УОВВ-100 различных видов льдогенерирующих поверхностей, способов осуществления деформации поверхности и вариантов применения хладоносителя.

Виды деформируемой льдогенерирующей поверхности теплообмена

Применение деформируемой поверхности теплообмена для получения льда обусловлено использованием различий в механических свойствах теплообменной поверхности и ледяной корки для отделения льда от поверхности теплообмена.

На рис.1 приведены различные варианты применения деформируемых поверхностей для получения льда. На рис.1,а показана трубчатая пружина с жесткой заделкой одного ее конца (входного патрубка) и свободным другим концом (выходным патрубком), соединенным с механизмом, периодически перемещающим свободный конец пружины (сжимая и растягивая ее относительно ненагруженного состояния) вдоль оси пружины. Сечение трубчатой пружины может иметь форму круга, эллипса и др.



1 - трубчатая пружина; 2 - сильфон; 3 - щелевидный канал; 4 - место жесткого соединения с кривошипно-шатунным механизмом; 5 - место жесткого соединения с корпусом

Рисунок 1 – Виды деформируемых поверхностей

На рис.1б показана трубчатая пружинная поверхность П-образной формы (по оси пружины), состоящая из двух пружин, которые имеют жесткую заделку входного патрубка у I-ой пружины и выходного патрубка у II-ой, а соответственно выходной патрубком I-ой пружины и входной патрубком II-ой соединены перемычкой, которая соединена с механизмом, периодически перемещающим ее (сжимая и растягивая обе пружины относительно ненагруженного состояния) вдоль осей пружин.

На рис.1в показана сильфонная поверхность, которая со стороны входного и выходного патрубков имеет жесткую заделку, а другой конец ее соединен с механизмом, периодически перемещающим сильфон (сжимая и растягивая его относительно ненагруженного состояния) вдоль его продольной оси.

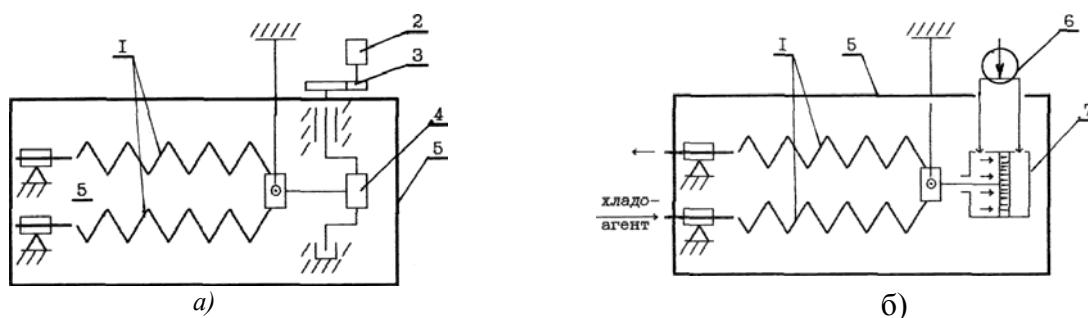
На рис.1г и рис.1д показаны варианты применения щелевых каналов в качестве льдогенерирующих поверхностей. Сечение каналов имеет эллипсовидную форму, причем длина большой оси эллипса может достигать до 20-ти и более диаметров малой оси.

Следует отметить, что во всех приведенных на рис.1 вариантах применения льдогенерирующих поверхностей, возможно осуществление деформации поверхности за счет периодического изменения рабочего давления теплоносителя (хладоагента). Так, при изменении давления теплоносителя, например его увеличении, как трубчатая пружина, так и изогнутый щелевой канал (рис.1 а,б,г,д) имеющие эллипсовидные сечения, стремятся распрямиться вследствие деформации их поперечных сечений, которые стремятся принять форму круга. По той же причине, за счет распрямления поверхности в продольном направлении, происходит деформация сильфонной поверхности (рис.1в).

Варианты исполнительного механизма и применения хладоносителя

В качестве устройств, осуществляющих деформацию льдогенерирующей поверхности, возможно применение следующих:

- а) кривошипно-шатунный механизм (рис.2а);
- б) пневматический (рис.2б);
- г) гидравлический (рис.2б);
- в) устройство, осуществляющее изменение (пульсацию) давления хладоносителя.



1- трубчатая пружина; 2- привод (электродвигатель); 3- редуктор; 4- кривошипно-шатунный механизм; 5- корпус ЛГД; 6- золотник; 7- цилиндр с поршнем

Рисунок 2 – Варианты исполнительного механизма

Подвод холода к льдогенерирующей поверхности может осуществляться как испарением жидкого аммиака (фреона), так и циркуляцией рассола.

Описание и обоснование выбранной конструкции льдогенератора опреснительной установки

Из рассмотренных вариантов применения льдогенерирующих поверхностей, представленных на рис.1, был выбран вариант, показанный на рис.1б – трубчатая пружинная поверхность (поперечное сечение в форме круга) П-образной формы.

Основными преимуществами выбранного варианта по сравнению с другими являются:

- простота в изготовлении и низкая стоимость;
- наличие надежной методики расчета допустимой максимальной нагрузки на пружину и соответствующего ей максимального допустимого осевого перемещение пружины (круглого сечения);

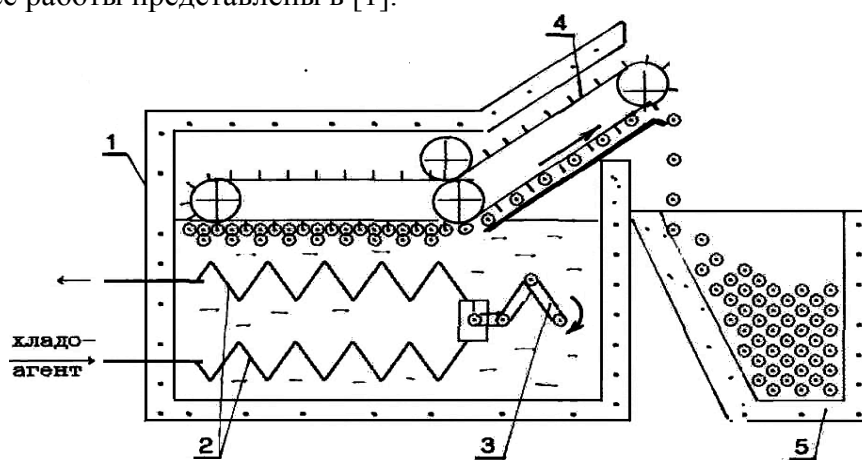
- отсутствует необходимость (по сравнению с вариантами рис.1а и г) в наличии узлов, обеспечивающих подвод хладагента к движущимся (отводящим или подводящим) патрубкам;

- по сравнению с сифонной поверхностью (вариант рис.1в) отсутствует опасность быстрого вмораживания льдогенерирующей поверхности в сплошной лед при нарушении оптимальной частоты деформаций. Предлагается использовать трубчатые змеевики из коррозионностойких материалов, применяемых при работе в таких средах как вода, рассолы, аммиак и т.д.

В качестве устройства, осуществляющего деформацию льдогенерирующей поверхности применяется кривошипно-шатунный механизм.

Для достижения максимальных значений удельной льдопроизводительности, при подводе холода к льдогенерирующей поверхности, выбран вариант испарения жидкого аммиака (фреона).

Принципиальная схема ЛГ установки (рис. 3), реализующая выбранный вариант и принцип ее работы представлены в [1].



1- бак; 2- поверхность теплообмена; 3- кривошипно-шатунный механизм; 4- транспортер; 5- бункер-накопитель

Рисунок 3 – Схема ЛГ УОВВ-100

Следует отметить, что в ЛГ УОВВ-100 процесс льдообразования более интенсивный по сравнению с известными в настоящее время ЛГ – аппаратами, в которых лед с теплообменной поверхности срезается ножами, фрезами или удаляется в результате оттаивания пристенного слоя. Это объясняется тем, что в известных в настоящее время ЛГ аппаратах теплопередача осуществляется либо через постоянно нарастающий слой льда, имеющего довольно низкий коэффициент теплопроводности – 2,2 Вт/(м·град) (аппараты с периодическим удалением льда), либо через малоизменяющийся, но достаточно толстый $\delta > 0,5$ мм (по сравнению с толщиной намораживаемого льда в зазоре между коркой льда и деформируемой поверхностью в ЛГ) слой льда (аппараты со срезанием льда).

В разработанном ЛГ УОВВ ледяной слой постоянно растрескивается, вода через образовавшиеся трещины подсасывается непосредственно к поверхности теплообмена, где превращается в лед, отдавая теплоту кристаллизации частью поверхности теплообмена, а частью охлажденному до минусовой температуры льду, отслоившемуся от змеевика. Кроме того, затраты энергии на срезание льда существенно выше затрат энергии на деформацию льдообразующей поверхности.

Выводы:

1. Конструкция ЛГ учитывает технические новшества, совокупность применения которых дает новый технико-экономический эффект.

2. Затрати енергії на деформацію льдообразуючої поверхності суттєво нижче затрат енергії на срезання льда.

3. Проведені випробування доказали работоспособність пропонованої конструкції льдогенератора і дозволили визначити орієнтовне значення частоти деформацій ($\omega = 20 \text{ min}^{-1}$) для отримання максимальної удельної продуктивності льдогенератора $g = 260 \text{ кг/м}^2\text{ч}$.

Список літератури

1. Барабаш П. А., Голубев А. Б., Трокоз Я. Е., Горин В.В. // Установка для опреснения воды методом вымораживания с деформируемой льдогенерирующей поверхностью теплообмена.// - Зб. тез IX-ї Міжнародної науково-практичної конференції "Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки". – Кіровоград. – 2013. – С. 223-225.

Petr Barabash, Aleksey Golubev, Yaroslav Trokoz, Vadim Gorin

National technical University of Ukraine «KPI»

Development of the installation for water desalination method of freezing

This work presents a plant intended for desalination method of freezing with deformable ice generating heat exchange surface.

Developed by installing YOBB-100 is intended for desalination method of freezing with deformable льдогенерирующей surface heat transfer. Plant capacity - 100 l/h water with salt content 0,001...0,5 g/l (initial ≈ 0.5 to 30 g/l). Installations are intended use in medical, food, meat and dairy industries.

The main element of desalination plants such freezing type is ice (LH). The efficiency of the LH depends on the efficiency of operation of the plant for desalination method of freezing.

Design LH takes into account technical innovations, a set of applications which gives a new technical and economic effect.

Energy cost deformation льдообразуючої surface significantly lower the energy cost cutting ice.

Tests proved the capacity of the proposed design ice machine and allowed to determine the approximate value of the frequency of deformations ($\omega = 20 \text{ min}^{-1}$) to obtain the maximum specific performance ice machine $g = 260 \text{ кг/м}^2\text{ч}$.

installation, desalination, ice machine, deformed surface of heat exchange

Одержано 26.10.13

УДК 629.3.017

В.В. Біліченко, проф., д-р техн. наук, О.Л. Добровольський, доц., канд. техн. наук

Вінницький національний технічний університет

Перспективи використання активного рульового керування

В статті висвітлено основні проблеми стійкості та керованості легкових автомобілів, а також підвищення параметрів ходової частини за рахунок встановлення систем активного керування. Запропоновано для покращення експлуатаційних властивостей автомобіля в рульове керування ввести додатковий коливальний контур за допомогою якого зменшується крен автомобіля при його русі на повороті. Поєднання запропонованого пристрою з стандартними засобами активної безпеки дозволить обійти обмеження які існують в сучасних системах активної безпеки.

активне рульове керування, рульовий механізм крен автомобіля, активна безпека

В.В. Биличенко, А.Л. Добровольский

Винницький національний технічний університет

Перспективи використання активного рульового керування

В статье показаны основные проблемы устойчивости и управляемости легковых автомобилей, а также повышение параметров ходовой части за счет установки систем активного управления. Предложено для улучшения эксплуатационных свойств автомобиля в рулевое управление ввести дополнительный колебательный контур с помощью которого уменьшается крен автомобиля при его движении на повороте. Объединение предложенного устройства со стандартными средствами активной безопасности позволит обойти ограничения существующие в современных системах активной безопасности.

активное рулевое управление, рулевой механизм крен автомобиля, активная безопасность

Метою активної системи керування, в першу чергу, є отримання компенсуючого моменту для зниження зносу і крену. Методи за допомогою яких це досягається можуть бути різними, але в кінці активна система повинна бути надійною та ефективною. Однією з перших активних систем контролю стійкості, яка була представила на автомобільному ринку і використовується у всіх легкових автомобілях на сьогоднішній день є антиблокувальна система (ABS). ABS запобігає блокуванню коліс транспортного засобу, даючи імпульсні сигнали. Це дозволяє водієві тримати рульове управління під контролем, а в деяких випадках скоротити гальмівний шлях. Хоча ABS отримала світове визнання і сьогодні вважається обов'язковою опцією в транспортних засобах, її вплив охоплює невелику частину всіх випадків нестабільності руху автомобіля.

Електронна система контролю стійкості (ESC) також була однією з перших активних систем забезпечення стабілізації руху автомобіля. Ця система контролю положення автомобіля не вимагає серйозних змін апаратного забезпечення оскільки вона використовує компоненти ABS. Система ESC працює видаючи незалежні сигнали гальмування для кожного колеса, а також керує дроселем двигуна, щоб компенсуючий крутний момент використовувався для контролю зносу. Ця система показала позитивні результати в зменшенні схильності автомобіля до перекидання при екстремальному виконанні маневрів.

Система активної безпеки при управлінні автомобіля широко відома як активне рульове керування. Активне керування було вперше представлено в кінці 1960-х. Д. Кассельман і Т. Керанен [1] розробили активну систему управління, яка вимірює швидкості відхилення по гіроскопу і використовує пропорційний зворотній зв'язок щоб створити додаткові входи управління для всіх чотирьох коліс. Хоча це перше дослідження було зроблено на повнопривідному автомобілі, інші дослідження в подальшому фокусувалися на рульовому управлінні задньо і передньо-привідних автомобілів. Ці дослідження показали, що активне рульове керування буде мати позитивний вплив як на стабільність руху автомобіля на повороті так і на зменшення крену.

В роботі [2] представлено порівняльний аналіз між активним заднім рульовим керуванням, активним переднім рульовим керуванням та чотириколісними системи (4КС). Крім того, інші автори, такі як Т. Фукао, С. Місака ті ін. [3], провели дослідження стійкості автомобілів обладнаних електронними комплексами стабілізації, так обома активними системами разом. Незважаючи на те, що ESC дійсно показує відмінні результати в підтримці і стабільності руху транспортного засобу на поворотах і крені, додавання активного рульового керування лише підвищить ефективність систем активної безпеки.

Постійні дослідження впливу електронної системи управління на транспортний засіб, динамічну стійкість і контроль руху має вирішальне значення для таких

характеристик транспортного засобу як динаміка, стійкість і керованість. Проказниками стійкості автомобіля при криволінійному русі є критичні швидкості по бічному ковзанню і бічному перекиданню, критичні кути косоугру (кут поперечного ухилу дороги) по бічному ковзанню і по бічному перекиданню.

Існуючі методи зниження перекидання транспортних засобів в цілому можна розділити на три категорії:

- активна система рульового керування, в якій кут повороту рульового колеса активно коректується для того, щоб змінити стійкість автомобіля. Ця система вже реалізована в BMW з метою забезпечити зміну передаточного відношення рульового керування, і забезпечити маневрування автомобіля та стійкість.
- створення поворотного моменту, який функціонує шляхом застосування гальм, щоб створити додатковий момент для зміни курсової стійкості;
- активне рульове керування на задньопривідних автомобілях. Це не тільки переваги в маневреності автомобіля, але і стабільність рульового керування, при використанні асиметричної гальмівної системи;

Існують різні комбінації цих систем. Всі три системи мають свої переваги та недоліки. Найбільш перспективною вважається система активного рульового керування, яка призначена для забезпечення стійкості проти перекидання шляхом активного регулювання кута повороту рульового колеса і застосування гальм, з метою зниження перекидання транспортних засобів і досягання бажаної траєкторії.

Проте існують такі умови руху, коли використання ESC не буде ефективним. Д. Аккерман [4] показав переваги використання активного рульового керування, і що воно може запропонувати, те, що ESC не в змозі. Він представив можливі випадки, коли ESC не перешкоджатиме автомобілю втратити контроль, тоді як активне рульове керування буде. Але при використанні ESC і активного рульового керування транспортного засобу його рух буде більш стабільним і можливість ковзання керованих коліс знижується.

Активне рульове управління [5] (рис. 1) регулює кут повороту рульового колеса транспортного засобу шляхом додавання контрольованого кута повороту рульового колеса на керовані колеса.

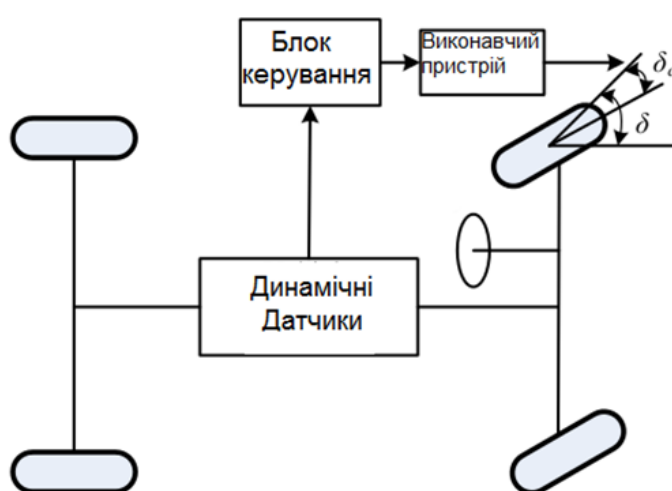


Рисунок 1 - Система активного рульового керування

Активна система буде працювати тільки в екстремальних умовах, щоб запобігти нестабільності руху автомобіля. Системи активного рульового керування вже встановлені на деяких легкових автомобілях, таких як BMW 5-ої серії, хоча вони

використовуються для інших цілей, наряду з стійкістю транспортного засобу (такі, як змінна відношення рульового управління). У контексті динамічної стійкості транспортного засобу активне рульове управління призначене для запобіганням фатальних випадків перекидання автомобіля, а також для зменшення відхилення автомобіля від заданої траєкторії.

В імпульсному активному керуванні вводяться нові фактори, які вимагають оцінки. Що стосується величини імпульсу, то ним можна керувати різними способами, можна керувати змінюючи його частоту ($1/T$), амплітуду (A), та / або форми імпульсу (симетричні або асиметричні). Рисунок 2 показує різницю між симетричним та асиметричним пульсом [6].

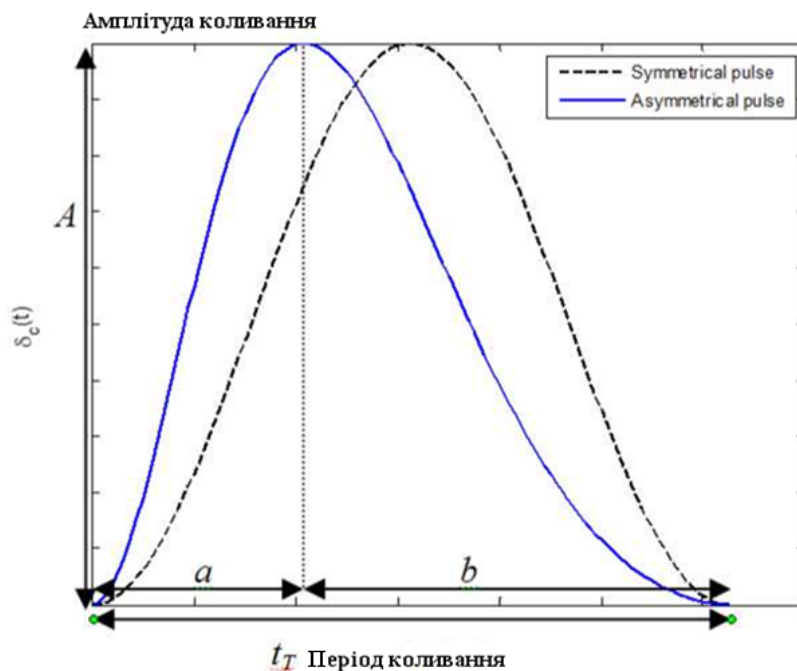


Рисунок 2 - Параметри імпульсу

Розглянемо роботу додаткової системи, яка використовується для попередження перекидання і заносу автомобіля. Додатковий привід, що підключається до рульового механізму генерує синусоїдальні пульсації в рульовому механізмі, коли автомобіль досягає встановленого порогу по заносу. Частота і амплітуда імпульсу вибирається на основі динамічних характеристик автомобіля. В результаті використання описаного вище методу та обладнання, запас стійкості транспортного засобу збільшується так як крен автомобіля зменшується за рахунок динамічної зміни радіуса повороту в визначених межах для конкретного транспортного засобу. При цьому контролер налаштовується до дороги і дорожніх умов і не втручається в управління автомобілем. Пульсація на рульовому колесі може відчуватися водієм і може бути інтерпретована як попередження небезпечного становища.

В імпульсних системах рульового керування кут повороту рульового колеса регулюється таким же чином, як гальмівне зусилля регулюється при гальмуванні з ABS: імпульс додається або віднімається з датчиків рульового механізму, що робить внесок у забезпечення стійкості автомобіля. При симетричному імпульсі збільшується коефіцієнт перекидання. Несиметричні імпульси однак показують кращі результати [1]. Контроль частоти а також амплітуда імпульсу є важливими параметрами управління і вибирається на основі динамічних характеристик автомобіля.

В запропонованому методі додатковий привід підключений до рульового механізму, який генерує синусоїдальні певної частоти та амплітуди пульсації в рульовому механізмі, коли автомобіль досягне встановленого порогу по заносу.

Підводячи підсумок, можна зробити висновок, що об'єднання використання активного рульового управління і електронного комплексу стабілізації перевищить обмеження, які з'являються, якщо одна з двох згаданих активних систем використовуються окремо. Використання інтегральної системи дає можливість підвищити стійкість і поліпшити керованість автомобіля шляхом регулювання поточних бічних сил, що діють на колеса. Також динаміка автомобіля може бути значно поліпшена, так як запропонована система дозволяє підвищити стійкість автомобіля як при прямолінійному так і криволінійному русі автомобіля по горизонтальній поверхні, на косогорі, під дією бічного вітру, при русі накатом, гальмуванні або тязі.

Список літератури

1. Kasselmann J., Keranen T. Adaptive steering / J. Kasselmann, T. Keranen // Bendix Technical Journal, 2:26–35, 1969.
2. Lee S., Lee U., Ha S., Han C. Four-wheel independent steering (4wis) system for vehicle handling improvement by active rear toe control / S. Lee, U. Lee, S. Ha, C. Han. // JSME Int.J.Ser.C, volume 42, pages 947–956, 1999.
3. Fukao T., Miyasaka S., Mori K., Adachi N., Osuka K. Active steering systems based on model reference adaptive nonlinear control / T. Fukao, S. Miyasaka, K. Mori, N. Adachi, K. Osuka. // IEEE Intelligent Transportation Systems Proceedings, pages 502–507, 2001.
4. Ackermann J., Bunte T., Sienel W., Jeebe H., Naab K. Driving safety by robust steering control. / J. Ackermann, T. Bunte, W. Sienel, H. Jeebe, K. Naab. // In Int. Symposium on Advanced Vehicle Control, 1996.
5. Kuo C. C. Sports utility vehicle rollover control with pulsed active steering control strategy. / C. C. Kuo. // Master's thesis, University of Waterloo, 2005.
6. Horiuchi S., Okada K., Nohtomi S. Effects of integrated control of active four wheel steering and individual wheel torque on vehicle handling and stability - a comparison of alternative control strategies. / S. Horiuchi, K. Okada, S. Nohtomi. // Vehicle System Dynamics, 33:680–691, 2000.

V. Bilichenko, A. Dobrovolsky

Vinnitsa National Technical University

Perspectives of active steering

In the article the basic problems of stability and cars controllability and increase options undercarriage by installation of active control was shown. In the article the basic problems of stability and cars controllability and increase options undercarriage by installation of active control was shown. Proposed to improve the performance properties of car steering introduce additional resonant circuit by which reduced roll a car when it moves in a curve. The combination of the proposed device with the standard of active safety will allow to bypass restrictions that exist in modern systems of active safety.

active steering management, steering gear, heel of car, active safety

Одержано 15.11.13

УДК 631.3:62-192

А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук, А.В. Новицький, доц., канд. техн. наук, О.О. Банний, асист.

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ

Оцінка надійності системи «людина-машина» в умовах зниження рівня її працездатності й удосконаленні складової «людина-оператор»

Розроблена стохастична модель і проведено аналіз системи «Людина-Машина». Отримана модель для визначення ймовірності безвідмовної роботи системи для умови підвищення професійного та психофізіологічного рівня оператора.

надійність, система, модель, машина, оператор, відмова, відновлення

А.И. Бойко, А.В.Новицкий, А.А. Банний

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г. Киев

Оценка надёжности системы «человек-машина» в условиях снижения уровня её работоспособности и совершенствования составляющей « человек-оператор»

Разработана стохастическая модель и проведён анализ системы «Человек-Машина». Получена модель для определения вероятности безотказной работы системы для условия повышения профессионального и психофизиологического уровня оператора.

надёжность, система, модель, машина, оператор, отказ, восстановление

Постановка проблеми. В реальних умовах експлуатації змінюється технічний стан складної сільськогосподарської техніки, як системи «людина-машина» («ЛМ»). При встановленні надійності системи «ЛМ» розглядається вплив на ймовірність безвідмовної роботи системи двох складових: «Людина-оператор» і «Машина». В процесі експлуатації системи «ЛМ» змінюються показники надійності машини та настає її «старіння», вона проходить періоди «припрацювання», «нормальної роботи» та «граничного стану», які обумовлені процесами зношування, кородування, деформування, старіння та інші. Складова системи «ЛМ» «Людина-оператор» також не залишається без зміни, оскільки змінюються характерні показники її надійності [11]: ймовірність безпомилкової роботи «Людини-оператора», своєчасність вирішення завдання та ймовірність виправлення помилки «Людиною-оператором».

Тобто, постає необхідність проведення досліджень впливу на надійність системи «ЛМ» не лише технічного стану техніки, але й професійно-психофізіологічного рівня «Людини-оператора» (персоналу).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На думку вчених і спеціалістів різних галузей економіки [6, 9, 10, 12], для забезпечення надійності систем «ЛМ» заводи і підприємства-виготовлювачі техніки повинні вирішувати не лише питання забезпечення своїх виробів нормативно-технічною документацією, запасними частинами, післягарантійним обслуговуванням, але й навчання кваліфікованих кадрів. Підвищення ефективності системи забезпечення надійності сільськогосподарських машин в значній мірі залежать від підготовленості керівників і фахівців до сучасних,

новітніх технологій технічного обслуговування, ремонту і тенденцій розвитку економіки. В останні роки в наукових виданнях України з'явилися дослідження [1, 4, 5], в яких розглядаються питання забезпечення надійності сільськогосподарської техніки, як складних систем. В представлених статтях об'єктами досліджень виступали машини або ж системи «Машина-база ТО».

В роботах [1, 3] показано, що одним з перспективних напрямків розвитку системи «Машина-база ТО», коли проходить старіння техніки і досягнуто певний рівень ремонтно-обслуговуючої бази, є резервування. Разом з тим, взаємозв'язок рівня експлуатації складної сільськогосподарської техніки з рівнем кваліфікації операторів (персоналу), в Україні ще недостатньо вивчено. Як показує аналіз, стався розрив між рівнем конструктивної складності, технічної досконалості сучасних сільськогосподарських машин і рівнем кваліфікації операторів та спеціалістів технічного сервісу, рівнем організації технічного сервісу та роботи інженерної служби підприємств. Практика використання систем «ЛМ» показує, що одним із резервів підвищення професійно-психофізіологічного рівня складової «Людина-оператор» є підвищення кваліфікації працівників.

Постановка завдання. Метою представленої статті є проведення теоретичних досліджень, які направлені на встановлення закономірностей зміни ймовірності безвідмовної роботи систем «ЛМ», рівень надійності яких можна підвищити шляхом удосконалення складової «Людина-оператор».

Виклад основного матеріалу. Дослідження надійності системи «ЛМ» в умовах зниження рівня працездатності складової «Машина» й удосконаленні складової «Людина-оператор» можна представити у вигляді графа стану і переходів системи (рис. 1). Проаналізуємо можливі стани системи: «0» – працездатний стан; «1» – непрацездатний стан (усунення відмов оператора та усунення відмов машини); «0'» – проміжний (фіктивний стан) «старіння» машини; «0''» – проміжний (фіктивний стан) «старіння» оператора; «1'» – проміжний (фіктивний стан) підвищення свого професійно-психофізіологічного рівня оператором; $\lambda_0, \lambda_0', \lambda_0'', \lambda_1, \lambda_1''$ – інтенсивності відмов; μ – інтенсивність відновлень. Для представленої системи «ЛМ» напрацювання на відмову зменшується, а інтенсивність відмов відповідно збільшується, переводячи систему з працездатного стану в непрацездатний.

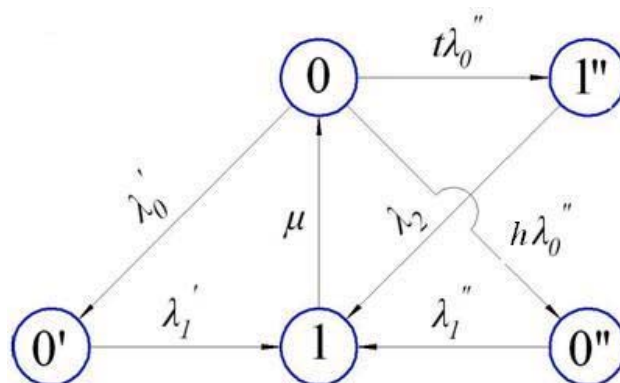


Рисунок 1 – Граф станів і переходів системи «ЛМ» для «старіючих» машин і операторів, які підвищують свій професійно-психофізіологічний рівень

На підставі побудованого графу станів і переходів складені диференційні рівняння динамічного балансу для ймовірностей станів системи «ЛМ» [13]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} P_0(t) = \mu P_1(t) - \lambda'_0 P_0(t) - h\lambda''_0 P_0(t) - t\lambda''_0 P_0(t); \\ \frac{d}{dt} P'_0(t) = \lambda'_0 P_0(t) - \lambda'_1 P'_0(t); \\ \frac{d}{dt} P''_0(t) = h\lambda''_0 P_0(t) - \lambda''_1 P_1(t); \\ \frac{d}{dt} P_1(t) = \lambda'_1 P'_0(t) + \lambda_2 P''_1(t) + \lambda''_1 P''_0(t) - \mu P_1(t); \\ \frac{d}{dt} P''_1(t) = t\lambda''_0 P_0(t) - \lambda_2 P''_1(t). \end{array} \right. \quad (1)$$

де $P_0(t)$ - ймовірність перебування системи в працездатному стані;

$P'_0(t)$ - ймовірність перебування системи в проміжному стані (фіктивному стані) – «старінні» машини;

$P''_0(t)$ - ймовірність перебування системи в проміжному стані (фіктивному стані) – «старінні» оператора;

$P_1(t)$ - ймовірність перебування системи в непрацездатному стані;

$P''_1(t)$ - ймовірність перебування системи в проміжному стані (фіктивному стані) – для умови підвищення свого професійно-психофізіологічного рівня оператором.

Для представленої системи (1) запишемо нормувальну умову, яка представляє суму ймовірностей станів системи «ЛІМ»:

$$P_0(t) + P'_0(t) + P''_0(t) + P_1(t) + P''_1(t) = 1.$$

Накладемо умову, що в початковий період експлуатації представлена система працездатна, і може виконувати задані функції згідно вимог нормативно-технічної і конструкторської документації. Тобто, для системи (рис. 1) можна записати:

$$P_0(t) = 1; P'_0(t) = 0; P''_0(t) = 0; P_1(t) = 0; P''_1(t) = 0.$$

На основі перетворень Лапласа, систему диференціальних рівнянь (1) можна представити у вигляді системи алгебраїчних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} S\varphi_0(S) = -t\lambda''_0 P_0(S) - \lambda'_0 P_0(S) - h\lambda''_0 P_0(S) + \mu P_1(S) + 1; \\ S\varphi'_0(S) = \lambda'_0 P_0(S) - \lambda'_1 P'_0(S); \\ S\varphi''_0(S) = h\lambda''_0 P_0(S) - \lambda''_1 P_1(S); \\ S\varphi_1(S) = \lambda'_1 P'_0(S) + \lambda''_1 P''_0(S) - \mu P_1(S) + \lambda_2 P''_1(S); \\ S\varphi''_1(S) = t\lambda''_0 P_0(S) - \lambda_2 P''_1(S). \end{array} \right. \quad (2)$$

У відповідності до отриманої системи (2), згідно перетворень Лапласа, нормувальна умова прийме наступний вигляд:

$$S\varphi_0(S) + S\varphi'_0(S) + S\varphi''_0(S) + S\varphi_1(S) + S\varphi''_1(S) = 1.$$

З аналізу системи (2) бачимо, що найбільш раціонально для подальшого розв'язку можна провести заміну першого рівняння нормувальною умовою:

$$\begin{cases} S\varphi_0(S) + S\varphi_0'(t) + S\varphi_0''(t) + S\varphi_1(S) + S\varphi_1''(t) = 1; \\ S\varphi_0'(S) = \lambda'_0\varphi_0(S) - \lambda'_1\varphi_0'(S); \\ S\varphi_0''(S) = h\lambda''_0\varphi_0(S) - \lambda''_1\varphi_1(S); \\ S\varphi_1(S) = \lambda'_1\varphi_0'(S) + \lambda''_1\varphi_0''(S) - \mu\varphi_1(S) + \lambda_2\varphi_1'''(S); \\ S\varphi_1''(S) = t\lambda''_0\varphi_0(S) - \lambda\varphi_1''(S). \end{cases} \quad (3)$$

Далі, проведемо групування членів рівнянь системи (3) у відповідності з визначенням невідомих ймовірностей перебування системи «ЛМ» в одному із станів $\varphi_i(S)$. Виходячи з цього, після ряду перетворень система (3), сформуємо детермінант, який представляє собою коефіцієнт при невідомих у вигляді матриці:

$$\Delta = \begin{vmatrix} S & S & S & S & S & 1 \\ -\lambda'_0 & (S + \lambda'_1) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -h\lambda''_0 & 0 & 0 & (S + \lambda''_1) & 0 & 0 \\ 0 & -\lambda'_1 & -\lambda''_1 & (S + \mu) & -\lambda_2 & 0 \\ -t\lambda''_0 & 0 & 0 & 0 & (S + \lambda_2) & 0 \end{vmatrix}. \quad (4)$$

Як видно з (4), детермінант представляє собою квадратну матрицю п'ятого порядку. Для вирішення даної матриці застосуємо метод Гауса. Реалізація методу Гауса може бути виконана на протязі кількох етапів перетворень матриці (4) шляхом перемноження лівих і правих сторін рівнянь на одне і теж число і відрахування від одного рівняння другого. Представлені перетворення не змінять рішення початкової матриці, але дадуть можливість поступового виключення невідомих з окремих рівнянь. Розглянемо основні етапи розрахунків:

1.1а. Визначимо множник, як $\frac{-\lambda'_0}{1} = -\lambda'_0$.

1.1б. Помножимо перший рядок матриці (4) на отриманий множник. Після перемноження отримаємо:

$$[-\lambda'_0]; [-\lambda'_0]; [-\lambda'_0]; [-\lambda'_0]; [-\lambda'_0]; [-\lambda'_0].$$

1.1в. Вирахуємо від другого рядка матриці (4) рядок, який отримано в п.1.1б:

$$[(-\lambda'_0 - (-\lambda'_0))]; [(S + \lambda'_1 - (-\lambda'_0))]; [(0 - (-\lambda'_0))]; [(0 - (-\lambda'_0))]; [(0 - (-\lambda'_0))]; [(0 - (-\lambda'_0))].$$

Після виконання дій можемо записати:

$$[0]; [(S + \lambda'_1 + \lambda'_0)]; [\lambda'_0]; [\lambda'_0]; [\lambda'_0]; [\lambda'_0]$$

Отриманий рядок задає друге рівняння нової перетвореної системи рівнянь в наступному вигляді:

$$0 + (S + \lambda'_1 + \lambda'_0)P'_0 + \lambda'_0P''_0 + \lambda'_0P_1 + \lambda'_0P''_1 = \lambda'_0. \quad (5)$$

Другий крок перетворень початкової матриці (4) проводимо для першого і третього рядків аналогічно 1.1а – 1.1в.

1.2а. Визначимо множник $\frac{-h\lambda''_0}{1} = -h\lambda''_0$.

1.2б. Помножимо першу строчку матриці (5) на отриманий множник:

$$[-h\lambda''_0]; [-h\lambda''_0]; [-h\lambda''_0]; [-h\lambda''_0]; [-h\lambda''_0]; [-h\lambda''_0]$$

1.2в. Вирахуємо від третього рядка матриці (4) ряд, який отримано в пункті 1.2б. Виходячи з цього, можемо записати:

$$[(-h\lambda_0'') - (-h\lambda_0'')] \quad [0 - (-h\lambda_0'')] \quad [0 - (-h\lambda_0'')] \quad [(S + \lambda_1'') - h\lambda_0''] \quad [0 - (-h\lambda_0'')] \quad [0 - (-h\lambda_0'')]$$

Після спрощення запишемо:

$$[0] \quad [h\lambda_0''] \quad [h\lambda_0''] \quad [(S + \lambda_1'' + h\lambda_0'')] \quad [h\lambda_0''] \quad [h\lambda_0'']$$

Звідси, можемо записати третє рівняння нової перетвореної системи в наступному вигляді:

$$0 + h\lambda_0''P_0' + h\lambda_0''P_0'' + (S + \lambda_1'' + h\lambda_0'')P_1 + h\lambda_0''P_1'' = h\lambda_0''. \quad (6)$$

Третій крок перетворень початкової матриці Δ (4) є повторення попередніх дій, але для першого і четвертого рядків.

1.3а. Визначимо множник: $\frac{0}{1} = 0$.

1.3б. Помножимо перший рядок матриці (5) на знайдений множник:

$$[0] \quad [0] \quad [0] \quad [0] \quad [0] \quad [0]$$

1.3в. Вирахуємо від четвертого рядка матриці (4) рядок, який отримано в пункті 1.3б:

$$[0] \quad [-\lambda_1' - 0] \quad [-\lambda_1'' - 0] \quad [(S + \mu) - 0] \quad [-\lambda_2] \quad [0]$$

Після спрощення отриманих значень, можемо записати:

$$[0] \quad [-\lambda_1'] \quad [-\lambda_1''] \quad [(S + \mu)] \quad [-\lambda_2] \quad [0]$$

Запишемо рядок коефіцієнтів, який задає четверте рівняння нової перетвореної системи:

$$0 - \lambda_1'P_0' - \lambda_1''P_0'' + (S + \mu)P_1 - \lambda_2P_1'' = 0. \quad (7)$$

Четвертий крок перетворень початкової матриці Δ також є повторенням початкових дій, але по відношенню до першого і п'ятого рядків.

1.4а. Визначимо множник для представлених рядків: $\frac{-t\lambda_0''}{1} = -t\lambda_0''$.

1.4б. Також помножимо першу строчку матриці (4) на отриманий множник:

$$[-t\lambda_0''] \quad [-t\lambda_0''] \quad [-t\lambda_0''] \quad [-t\lambda_0''] \quad [-t\lambda_0''] \quad [-t\lambda_0'']$$

1.4в. Вирахуємо від п'ятого рядка матриці (4) рядок, який отримаємо в пункті 1.4б:

$$[(-t\lambda_0'') - (-t\lambda_0'')] \quad [0 - (-t\lambda_0'')] \quad [0 - (-t\lambda_0'')] \quad [(0 - (-t\lambda_0''))] \quad [(S + \lambda_2) - (-t\lambda_0'')] \quad [(0 - (-t\lambda_0''))]$$

Використовуючи отриману стрічку коефіцієнтів, запишемо п'яте рівняння для нової перетвореної системи:

$$0 + t\lambda_0''P_0' + t\lambda_0''P_0'' + t\lambda_0''P_1 + (S + \lambda_2 + t\lambda_0'')P_1'' = t\lambda_0''. \quad (8)$$

Враховуючи, що перше рівняння в новій системі зберігається, як і в матриці (4), а наступні рівняння визначаються отриманими залежностями (5 - 8), можемо записати нову перетворену систему. Отримана нова система рівнозначна по вирішенню:

$$\begin{cases} P_0 + P_0' + P_0'' + P_1 + P_1'' = 1; \\ 0 + (S + \lambda_1' + \lambda_0')P_0' + \lambda_0'P_0'' + \lambda_0'P_1 + \lambda_0'P_1'' = \lambda_0'; \\ 0 + h\lambda_0''P_0' + h\lambda_0''P_0'' + (S + \lambda_1'' + h\lambda_0'')P_1 + h\lambda_0''P_1'' = h\lambda_0''; \\ 0 - \lambda_1'P_0' - \lambda_1''P_0'' + (S + \mu)P_1 - \lambda_2P_1'' = 0; \\ 0 + t\lambda_0''P_0' + t\lambda_0''P_0'' + t\lambda_0''P_1 + (S + \lambda_2 + t\lambda_0'')P_1'' = t\lambda_0''. \end{cases} \quad (9)$$

Для вирішення отриманої приведенної системи (9) також можемо використати метод Гаусса. Для другого етапу розрахунків із системи (9) отримуємо розширену матрицю Δ' .

$$\begin{array}{cccccc|c} a'_{11} = 1 & a'_{12} = 1 & a'_{13} = 1 & a'_{14} = 1 & a'_{15} = 1 & b'_1 = 1, \\ a'_{21} = 0 & a'_{22} = (S + \lambda'_1 + \lambda'_0) & a'_{23} = \lambda'_0 & a'_{24} = \lambda'_0 & a'_{25} = \lambda'_0 & b'_2 = \lambda'_0, \\ a'_{31} = 0 & a'_{32} = h\lambda''_0 & a'_{33} = h\lambda''_0 & a'_{34} = (S + \lambda''_1 + h\lambda''_0) & a'_{35} = h\lambda''_0 & b'_3 = h\lambda''_0, \\ a'_{41} = 0 & a'_{42} = -\lambda'_1 & a'_{43} = -\lambda''_1 & a'_{44} = (S + \mu) & a'_{45} = -\lambda_2 & b'_4 = 0, \\ a'_{51} = 0 & a'_{52} = t\lambda''_0 & a'_{53} = t\lambda''_0 & a'_{54} = t\lambda''_0 & a'_{55} = (S + \lambda_2 + t\lambda''_0) & b'_5 = t\lambda''_0 \end{array} \quad (10)$$

Після цілого ряду перетворень і використання представленої вище методики, отримуємо залежності для визначення ймовірностей перебування системи «ЛМ» в різних станах:

$$P_1 = \frac{(-h\lambda''_0\lambda''_1(1 + \lambda'_1 + 2\lambda'_0))(S^4 + 2S^3\lambda'_1 + 2S^3\lambda'_0 + 2S^3\lambda_2 - 2S^3t\lambda''_0)}{(S^2h\lambda''_0 - S^2\lambda''_1 + h\mu\lambda''_0)(S^4 + 2S^3\lambda'_1 + 2S^3\lambda'_0 + 2S^3\lambda_2 - 2S^3t\lambda''_0) + S^2h\lambda''_0(\lambda_2 + \lambda''_1)}. \quad (11)$$

$$P_1'' = -\frac{(-St\lambda''_0)(-Sh\lambda''_0\lambda''_1(1 + \lambda'_1 + 2\lambda'_0))}{(S^2h\lambda''_0 - S^2\lambda''_1 + h\mu\lambda''_0)(S^4 + 2S^3\lambda'_1 + 2S^3\lambda'_0 + 2S^3\lambda_2 - 2S^3t\lambda''_0) + S^2h\lambda''_0(\lambda_2 + \lambda''_1)}. \quad (12)$$

$$P_0' = \frac{h\lambda''_0(S + \lambda'_1) - ((S + \lambda'_1 - \lambda'_0)(S + \lambda''_1 + h\lambda''_0) - \lambda'_0h\lambda''_0)P_1 + h\lambda''_0(S + \lambda'_1)P_1''}{h\lambda''_0(S + \lambda'_1)}. \quad (13)$$

$$P_0'' = \frac{\lambda'_0(1 - P_0' - P_1 - P_1'')}{(S + \lambda'_1 - \lambda'_0)}. \quad (14)$$

На основі отриманих аналітичних залежностей (11) – (14) для встановлення ймовірностей перебування системи в станах P_0' , P_0'' , P_1 , P_1'' ймовірність перебування системи «ЛМ» в стані P_0 буде становити:

$$P_0 = 1 - (P_0' + P_0'' + P_1 + P_1''). \quad (15)$$

Висновки. Оскільки представлена система «Людина-Машина» є такою, що відновлюється при втраті працездатності, її надійність найкраще характеризується ймовірністю безвідмовної роботи. Завданням подальших дослідження представленої системи є спрощення отриманих аналітичних залежностей (11-15) та встановлення невідомих, якими є ймовірнісні характеристики станів. Завдяки їх визначенню відкривається можливість виявлення основних показників надійності, а також їх зміни в процесі експлуатації.

Список літератури

1. Anatoliy Boyko. Теоретические исследования надёжности кукурузоуборочной техники при использовании резервирования / Anatoliy Boyko, Oleksandr Bondarenko, Kostyantyn Dumenko // Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, 2011. – Vol. 13A. – С. 131 – 138.
2. Бойко А.І. Математичне моделювання системи «людина-машина» при накопиченні відмов/ А.І. Бойко, А.В. Новицький // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, ХНТУСГ, 2013. – Вип. 134. – С. 75 - 79.

3. Бойко А.И. Математическая формализация описания состояний и переходов пассивно резервируемых технических систем / А.И. Бойко, А. В. Бондаренко, В.Н. Савченко // Вестник ХНТУСХ им. П. Василенка. - Выпуск №133. - Харьков, ХНТУСГ, 2013. - С. 216-220.
4. Бойко А.И. Стохастическое моделирование работы пневмомеханической высевающего аппарата / А.И. Бойко, А.А. Банний // Научный вестник НАУ, серия «Техника и энергетика АПК» - К., 2011. - Выпуск 166, часть 1. - С. 112 - 118.
5. Бойко А.И. Установление функции восстановления подсистем зерноуборочных комбайнов в условиях развития сферы технического обслуживания / А.И. Бойко, К.Н. Думенко // Вестник ЛНАУ. Агроинженерного исследования - Львов, 2010. - Т.1, № 14. - С. 12-20.
6. Бойко А.И. Вплив оператора на надійність систем «людина-машина-середовище» (на прикладі засобів для приготування і роздавання кормів) / А.І. Бойко, А.В. Новицький, З.В. Ружи́ло, А.З. Ружи́ло // ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, ХНТУСГ, 2011. – Вип. 114. – С. 103 – 108.
7. Бойко А.И. Математичне моделювання системи «людина-машина» при накопиченні відмов/ А.І. Бойко, А.В. Новицький // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, ХНТУСГ, 2013. – Вип. 134. – С. 75 - 79.
8. Дружинин Г.В. Надёжность автоматизированных систем / Г.В. Дружинин. Изд. 3-е перераб. и доп. - М., «Энергия», 1977. – 536 с.
9. Крайнік О.М. Оцінка надійності управлінського персоналу / О.М. Крайнік // Всеукраїнський науково-виробничий журнал Університету економіки і підприємництва. – Хмельницький, - 2012. – С. 62-64.
10. Лехман С.Д. Методологія дослідження небезпечних процесів при функціонуванні ергативних систем аграрного виробництва / С.Д. Лехман, М.В. Панфілова // Техніка та енергетика АПК: збірник наукових праць НУБіПУ. – К.: НУБіПУ, 2011. – Вип. 166, ч. 1. – С. 294–301.
11. Новицький А.В. Методичні підходи оцінки надійності людини-оператора, як складової систем «людина-машина-середовище»/ А.В. Новицький, З.В. Ружи́ло, О.А.Новицька // ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, ХНТУСГ, 2013. – Вип. 132. – С. 103 – 108.
12. Роговський І.Л. Вплив показників надійності на періодичність технічного обслуговування сільськогосподарських машин / І.Л. Роговський // Motrol, motoryzacja i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin, 2011. – Vol. 13В. – С. 92 – 97.
13. Ушаков А.И. Курс теории надёжности систем / А.И. Ушаков // - М., ДРОФА, 2008. - 239 с.

A. Boyko, A. Novitskiy, O. Bannyi

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev

Assessment of system reliability «human-machine», when accumulation failures

The aim of the presented paper is to elucidate the changes in the probability of failure-free operation of the "human-machine".

A stochastic model and carried out a systematic analysis of the "human-machine" the accumulation of failures. The resulting differential equations of dynamic balance of probabilities states of the system.

An analytical dependence for the determination of the probability of system failure in the process of "aging" of the machine and the professional and psycho-physiological level operator.

reliability, system, model, machine, operator, failure, restoration

Одержано 17.11.13

УДК 631.312

В.Н. Борзилов, асп.

Луганский национальный аграрный университет

Устройство для измерения пространственных координат отвальной поверхности плуга с использованием компьютерной графической программы

Статья посвящена разработке устройства для определения формы рабочих поверхностей существующих отвалов с применением современного программного обеспечения на базе компьютерных технологий.

Разработанный прибор определяет координаты точек отвальной поверхности плуга. Для измерения координат X , Y и Z в направляющих движутся каретки, на которых установлены оптронные датчики.

Применение разработанного устройства позволяет определить координаты любой точки, лежащей на рабочей поверхности отвала.

отвальный плуг, измерение пространственных координат, профилограф, трехмерное пространство

В.М. Борзілов

Луганський національний аграрний університет

Пристрій для вимірювання просторових координат відвальної поверхні плуга з використанням комп'ютерної графічної програми

Стаття присвячена розробці пристрою для визначення форми робочих поверхонь існуючих полиць із застосуванням сучасного програмного забезпечення на базі комп'ютерних технологій.

Розроблений прилад визначає координати точок полицевої поверхні плуга. Для виміру координат X , Y і Z в спрямовуючих рухаються каретки, на яких установлені оптронні датчики.

Використання розробленого пристрою дозволяє визначити координати будь-якої точки, лежачої на робочій поверхні полиці плугу.

полицевий плуг, вимірювання просторових координат, профілограф, трьохмірний простір

Постановка проблемы. Отвальная поверхность плуга служит для крошения и оборачивания пласта почвы. Имеющиеся графические методы измерения пространственных координат отвальной поверхности морально устарели. Существует необходимость в разработке устройства для определения формы рабочей поверхности отвала плуга с применением современного программного обеспечения на базе компьютерных технологий.

Анализ последних исследований. Метод графического анализа конкретного вида плуга заключается в определении формы поверхности по кривым сечения отвала параллельными плоскостями. При изучении рабочих поверхностей отвалов плугов используются профилограф В.П. Горячкина конструкции ВИСХОМ, профилограф системы М.К. Пигулевского, профилограф конструкции завода сельскохозяйственных машин им. «Октябрьской революции», которые позволяют непосредственно по отвальной поверхности плуга построить на бумаге в натуральную величину различные профильные кривые и контур его рабочей поверхности [1,2].

Существующие профилографы позволяют определить три координаты относительно трех взаимно перпендикулярных плоскостей для любой точки, лежащей на рабочей поверхности корпуса. По записанным координатам точек строится чертеж рабочей поверхности в трех проекциях в масштабе 1:2 или 1:5.

После построения контура рабочей поверхности следует нанести в двух-трех проекциях следы сечения поверхности горизонтальными, поперечно-вертикальными и продольно-вертикальными секущими плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии 75—100 мм. Следы продольно-вертикальных секущих поверхностей в вертикальной боковой проекции отражают характер изменения угла, определяющего крошащую способность поверхности.

Далее необходимо сравнивать различные кривые одного и того же отвала между собой. С этой целью достаточно начертить на кальке, какую-нибудь кривую сечения и сравнить ее наложением с остальными. Если начертить, кроме того, основную горизонтальную линию и перемещать кальку так, чтобы прямая на кальке не сходила с горизонтальной линии на чертеже, то для разных поверхностей с осью, параллельной дну борозды, можно наблюдать полное совпадение всех кривых на чертеже с одной и той же кривой на кальке.

На рис. 1 приведен пример вычерчивания при помощи профилографа рабочей поверхности плуга ПЛН-5-35М.

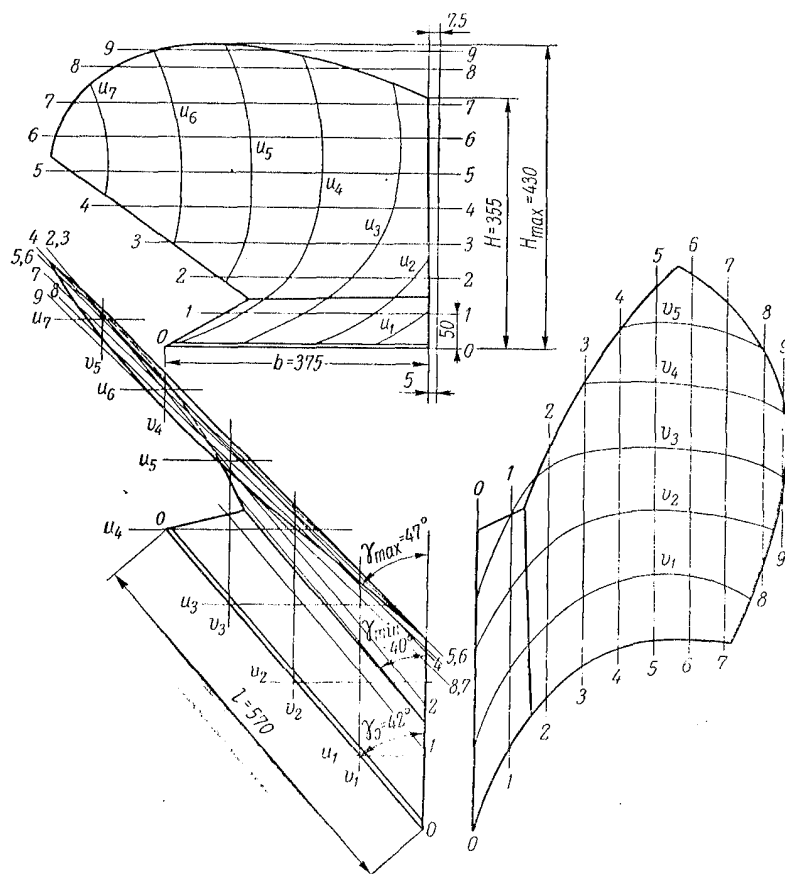


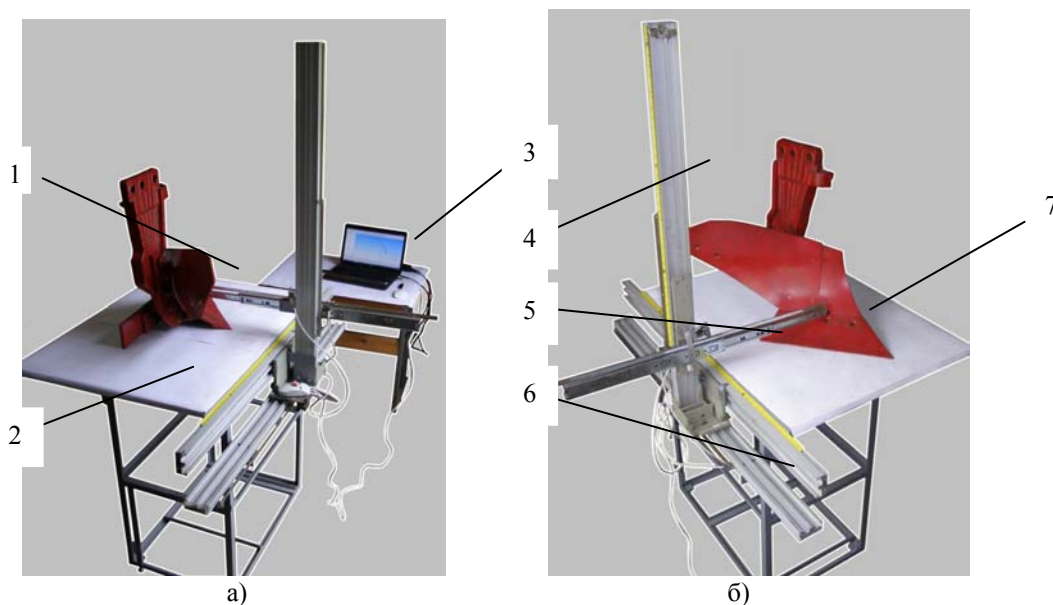
Рисунок 1 - Рабочая поверхность корпуса плуга ПЛН-5-35М

Цель статьи. Предлагается профилограф, принцип действия которого основан на современных компьютерных методах снятия координат отвальной поверхности.

Изложение основного материала. Характеристики отвальной поверхности могут быть получены с помощью предложенного нового профилографа. Принцип действия устройства состоит в измерении пространственных координат отвала, в

результате чого в комп'ютерному окні графічної програми вычерчивается отвальная поверхность.

Прибор выполнен из горизонтальной направляющей (ось Y), вертикальной направляющей (ось Z) и поперечной направляющей (ось X). Каждая направляющая представляет собой квадратный профиль с упорами, по которому на роликах перемещается каретка. В каретку горизонтальной направляющей вставлена вертикальная направляющая, а в каретку последней вставлена поперечная направляющая. На краю поперечной направляющей установлен щуп, который служит измерителем координат отвала (рис. 2).



а) – вид сзади; б) – вид спереди;
 1 – отвальная поверхность плуга; 2 – стол; 3 – персональный компьютер; 4 – направляющая оси Z;
 5 – направляющая оси Y; 6 – направляющая оси X; 7 – щуп

Рисунок 2 - Общий вид профилографа

Для определения координат на каждой каретке установлены оптопарные (оптронные) датчики. Таким образом, мы получаем от датчиков координаты X, Y и Z конца щупа (рис. 3).

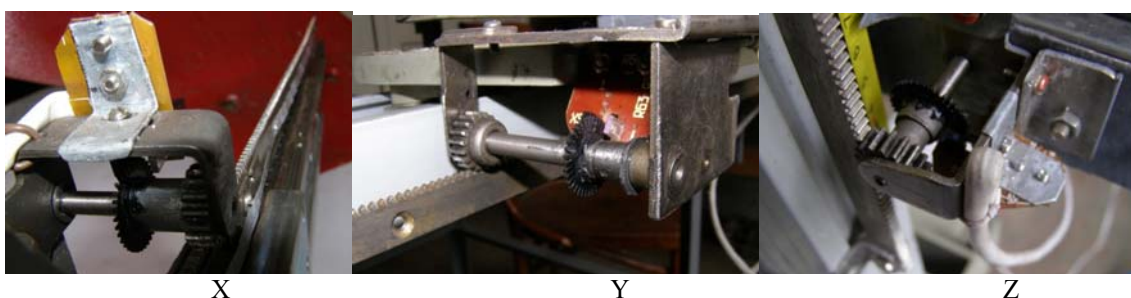


Рисунок 3 - Датчики координат X, Y, Z

Основываясь на известном способе графического построения проекций отвалов, мы разработали новую методику определения проекции отвальной поверхности [3]. Для измерения координат отвала необходимо установить корпус плуга так, чтобы носок лемеха и задний конец полевой доски располагались на линии параллельной оси X. Затем совместить конец щупа с носком лезвия лемеха. Передвигая щуп от носка к концу лезвия, получим его горизонтальную проекцию. Поднимем поперечную

направляющую со щупом на 25 мм по оси Z, совместив его конец с полевым обрезом отвала, и проведем линию, которая является горизонтальной проекцией образующей, расположенной выше лезвия лемеха на 25 мм по вертикали.

Повторяя указанные действия, вычертим горизонтальные проекции всех образующих, расположенных на поверхности отвала через каждые 25 мм по высоте в координатах X и Y.

Для построения вертикальных проекций в координатах Y и Z мы будем передвигать через каждые 25 мм по оси X каретку с вертикальной стойкой. Поперечную направляющую со щупом необходимо подводить к лезвию лемеха снизу и поднимать вверх до конца обреза отвала. Оптимизация полученных вертикальных проекций производится на персональном компьютере при помощи графических редакторов (рис. 4).

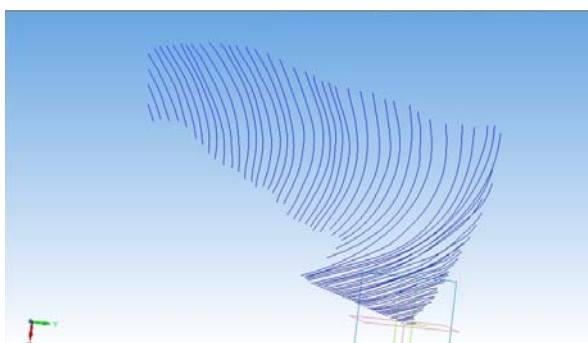


Рисунок 4 - Экспериментальные кривые отвальной поверхности

Вывод. Использование разработанного устройства позволяет определить координаты любой точки, лежащей на рабочей поверхности отвала. По координатам точек можно вычертить проекции отвальной поверхности в плоскостях XOY, XOZ, YOZ и определить тип отвала. Полученные данные позволяют построить график углов наклона образующих к стенке борозды и крошащую параболу исследуемого отвала.

Список литературы

1. Крутиков Н.П. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Н.П. Крутиков и др., т.1 Машины и орудия для обработки почвы, посева и защиты растений. – М.:Машгиз, 1951. – 579с.
2. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины. – Л.: Сельхозгиз, 1955. – 764 с.
3. Любимов А.И. Практикум по сельскохозяйственным машинам / А.И. Любимов, Б.С. Ставицкий и др. – М.: Колос, 1971. – 207 с.

Vladimir Borzilov

Lugansk national agrarian university

Device for measuring of spatial co-ordinates of dump surface of plough with the use of the computer graphic program

It is proposed profiler, the principle of operation is based on modern methods of removing the computer coordinates moldboard surface.

Details of the moldboard surface can be obtained by the proposed new profiler. The principle of the device consists in measuring the spatial coordinates of the blade, resulting in a computer graphics program box drawn moldboard surface.

Using the developed device to determine the coordinates of any point on the working surface of the blade. The coordinates of points can be drawn moldboard projection surface in the plane XOY, XOZ, YOZ and determine the type of blade. The obtained data allow us to plot the angles forming the wall of the groove and the crumbling parabola test dump.

dump plough, measuring of spatial co-ordinates, profiler, three-dimensional space

УДК 631.363.285

В.В. Братішко, ст. наук. співроб., канд. техн. наук

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства», смт. Глеваха

Аналіз продуктивності гвинтового гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами гвинта за його довжиною

В статті наведено результати теоретичних досліджень руху кормової маси в каналі гвинта гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами гвинта за його довжиною. На основі розв'язання рівняння Нав'є-Стокса для умов ньютонівської в'язкої рідини було отримано вираз продуктивності гранулятора кормів з гвинтом відповідної конструкції.

гвинт, гранулятор, канал, продуктивність, швидкість

В.В. Братішко

Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства», пгт. Глеваха

Анализ производительности винтового гранулятора кормов с изменяемыми геометрическими параметрами винта по его длине

В статье приведены результаты теоретических исследований движения кормовой массы в канале винта гранулятора кормов с изменяемыми геометрическими параметрами винта по его длине. На основе решения уравнения Навье-Стокса для условий ньютоновской вязкой жидкости было получено выражение производительности гранулятора кормов с винтом соответствующей конструкции.

винт, гранулятор, канал, производительность, скорость

Постановка проблеми. За даними низки дослідників [1, 2] для підвищення ефективності технологічного впливу на матеріал гвинтовими робочими органами застосовують гвинти різного конструкційного виконання. На наш погляд, з огляду на технологічність виготовлення та якість виконання робочого процесу, найбільш ефективними для приготування повнораціонних гранульованих кормів є гранулятори з циліндричним корпусом (робочою камерою) та гвинтом з геометричними параметрами, які змінюються за його довжиною, де параметри ширини та висоти каналу гвинта залежать від його довжини.

Очевидно, що для забезпечення квадратичного (або лінійного) характеру зміни параметрів гвинта, а саме площі перерізу каналу гвинта, площі та об'єму каналу за довжиною гвинта l , достатньо забезпечити лінійну зміну двох геометричних параметрів гвинта, а саме – ширини каналу гвинта W та його глибини H , тобто

$$W = f(l) = W_0 - k_W l, \quad (1)$$

$$H = f(l) = H_0 - k_H l, \quad (2)$$

де W_0 – початкове значення кроку гвинта, м;

H_0 – початкове значення глибини каналу гвинта, м;

k_W – коефіцієнт зміни ширини каналу гвинта за довжиною гвинта;

k_H – коефіцієнт зміни глибини каналу гвинта за довжиною гвинта.

Лінійний характер зміни геометричних параметрів гвинта гранулятора пов'язаний також із технічними можливостями верстатного обладнання – програми керування сучасних автоматизованих верстатів [3] базуються на нормах стандарту [4] та передбачають встановлення типу подачі однією з таких функцій: подача в функції оберненій часу, подача за хвилину або подача на оберт.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Більшість дослідників [1, 5, 6, 7, 8] при аналізі об'ємної продуктивності роботи одногвинтових машин (пресів, екструдерів, грануляторів тощо) використовують залежність, отриману в результаті вирішення рівнянь Нав'є-Стокса для ньютонівської рідини, у вигляді:

$$Q = \frac{V_z WH}{2} + \frac{WH^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial l}, \quad (3)$$

де V_z – швидкість руху сировини вздовж осі каналу гвинта, м/с;

μ – в'язкість сировини, Па·с;

$\partial P/\partial l$ – градієнт тиску за довжиною каналу гвинта, Па/м.

Як зазначає [9] рівняння (3) може використовуватись для оцінки впливу геометричних параметрів та умов роботи гвинтових машин на їх продуктивність, проте, наявність припущень та спрощень не дозволяють використовувати цю залежність у наведеному вигляді при проектуванні нових машин без встановлення низки емпіричних коефіцієнтів. До того ж очевидно, що ця залежність не враховує зміни геометричних параметрів гвинта за його довжиною

Формулювання цілей. Метою цієї роботи є аналітичне встановлення впливу конструкційно-режимних параметрів гвинта гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами за довжиною гвинта та фізико-механічних властивостей кормової сировини на продуктивність гвинтового гранулятора кормів.

Виклад основного матеріалу. З урахуванням припущень, що канал гвинта гранулятора можна представити у вигляді розгортки, а рух кормової суміші у каналі гвинта відбувається за рахунок відносного руху внутрішньої поверхні робочої камери гранулятора і може бути описаний за допомогою рівняння Нав'є-Стокса, запишемо вираз рівняння руху кормосуміші для умов ньютонівської в'язкої рідини [10, 11]:

$$\frac{\partial V_i}{\partial \tau} + V_k \frac{\partial V_i}{\partial x_k} = f_i + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_{ik}}{\partial x_k}, \quad (4)$$

де ρ – щільність матеріалу, кг/м³;

f_i – напруженість або щільність i -х масових сил, Н/кг;

V_k – швидкість руху матеріалу в напрямку k , м/с;

$\partial V_i/\partial \tau$ – градієнт об'єму матеріалу за час τ ;

$\partial V_i/\partial x_k$ – градієнт об'єму матеріалу в напрямку x_k ;

$\partial p_{ik}/\partial x_k$ – градієнт тиску в напрямку x_k .

Для знаходження закономірності руху кормосуміші в каналі гвинта гранулятора розглянемо переріз каналу, зображений на рис. 1.

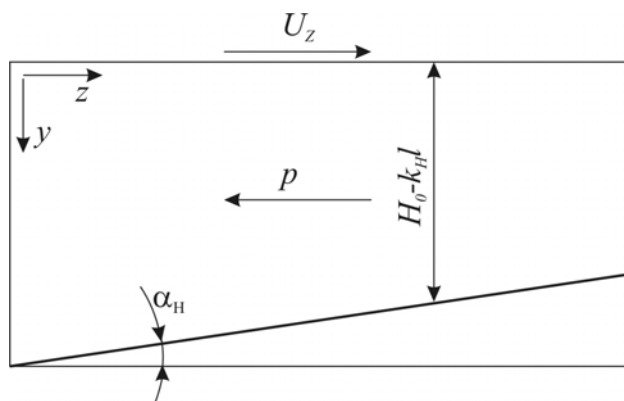


Рисунок 1 – Схема перерізу каналу гвинта гранулятора (вздовж осі розгортки каналу гвинта)

На рис. 1 зроблено такі позначення: U_z – відносна швидкість внутрішньої стінки робочої камери гранулятора відносно каналу гвинта, м/с; p – тиск у каналі гвинта гранулятора, Па; α_H – кут нахилу основи каналу гвинта гранулятора, рад.

Для складання рівняння руху кормової маси припустимо, що рух маси плоский та стаціонарний, а швидкість часточок кормової маси спрямована тільки вздовж осі z та залежить тільки від координати y .

Отже, умови для вирішення рівняння (4) запишуться так:

$$\begin{cases} \frac{\partial v}{\partial t} = 0, \\ f = 0, \\ V_z = V_z(y), \\ V_x = V_y = 0, \\ \rho = \text{const.} \end{cases} \quad (5)$$

За таких умов рівняння (4) в компонентах згідно декартової системи координат запишеться так [11]:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \\ \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \\ -\frac{\partial p}{\partial z} = \eta \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2}, \end{cases} \quad (6)$$

де щільність ρ та в'язкість η пов'язані коефіцієнтом кінематичної в'язкості $\nu = \eta / \rho$.

Оскільки в залежності (6) тиск p є функцією лише однієї змінної можна зробити висновок про те, що тиск є лінійна функція від координати z , та записати вираз швидкості кормової маси в каналі гранулятора на основі [11] таким чином:

$$V_z = -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y^2 + a_z y + b_z, \quad (7)$$

де a_z, b_z – деякі постійні.

Для знаходження цих постійних з аналізу рисунка 1, розглядаючи рух кормосуміші в каналі гвинта гранулятора, як поєднання випадків течії Куетта [12, 13] та плоскої течії Пуазейля [14, 15], запишемо граничні умови:

$$V_z \Big|_{y=0} = U_z, \quad (8)$$

$$V_z \Big|_{y=H_0 - k_H l} = 0. \quad (9)$$

Підставляючи граничні умови до залежності (7) отримаємо:

$$b_z = U_z, \quad (10)$$

$$a_z = \frac{1}{H_0 - k_H l} \left(\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} (H_0 - k_H l)^2 - U_z \right), \quad (11)$$

звідки після перетворень запишемо:

$$a_z = \frac{H_0 - k_H l}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{U_z}{H_0 - k_H l}. \quad (12)$$

З урахуванням (10) та (12) залежність (7) набуде вигляду:

$$V_z = -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y^2 + \left(\frac{H_0 - k_H l}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{U_z}{H_0 - k_H l} \right) y + U_z. \quad (13)$$

Після розділення складових у правій частині рівняння (13) запишеться так:

$$V_z = -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} (y^2 - y[H_0 - k_H l]) + U_z \left(1 - \frac{y}{H_0 - k_H l} \right). \quad (14)$$

У свою чергу, для знаходження середнього значення швидкості запишемо:

$$\bar{V}_z = \frac{1}{H_0 - k_H l} \int_0^{H_0 - k_H l} \left[-\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} (y^2 - y[H_0 - k_H l]) + U_z \left(1 - \frac{y}{H_0 - k_H l} \right) \right] dy. \quad (15)$$

Розв'язання цього інтегралу дозволяє записати вираз середньої швидкості руху кормосуміші у каналі гвинта гранулятора зі змінною висотою каналу:

$$\bar{V}_z = \frac{(H_0 - k_H l)^2}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{2} U_z. \quad (16)$$

Для знаходження відносної швидкості U_z внутрішньої поверхні робочої камери гранулятора в напрямку осі каналу гвинта скористуємось способом, наведеним у [16] та використаємо авторами [17] при дослідженні впливу кута при вершині гребня витка на працездатність шнека екструдера.

Для цього побудуємо схему розгорток гвинтових ліній гвинта (рисунок 2).
З рисунку 2 можемо записати вирази кроку гвинта b :

$$b = \pi D t g \gamma = 2 \pi y_c t g \gamma_s = \pi d t g \gamma_d, \quad (17)$$

де γ – кут нахилу гвинтової лінії по зовнішньому діаметру гвинта, град.;
 γ_s – кут нахилу гвинтової лінії, яка відповідає положенню центру мас перерізу каналу гвинта, град.;
 γ_d – кут нахилу гвинтової лінії по основі гвинта, град.;
 d – діаметр основи гвинта, м;
 D – зовнішній діаметр гвинта, м;
 n – частота обертання гвинта, с^{-1} ;
 y_c – координата центру мас перерізу каналу гвинта, м.

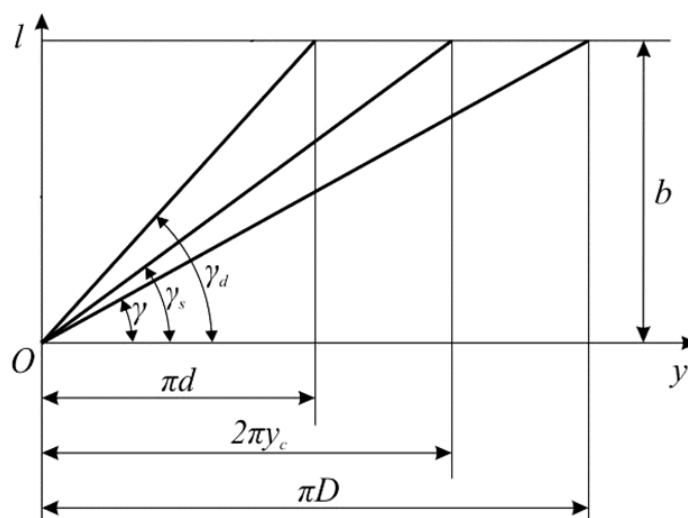


Рисунок 2 – Схема розгорток гвинтових ліній гвинта

Після перетворень із залежності (17) запишемо:

$$U_z = \frac{\pi D n}{\sqrt{1 + \frac{(W_0 - k_w l - t)^2}{\pi^2 D^2}}}, \quad (18)$$

де t – ширина витка гвинта, м.
Тоді вираз (16) набуде вигляду:

$$\overline{V}_z = \frac{\pi D n}{2 \sqrt{1 + \frac{(W_0 - k_w l - t)^2}{\pi^2 D^2}}} + \frac{(H_0 - k_H l)^2}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (19)$$

Перша складова правої частини залежності (19) характеризує швидкість руху матеріалу в каналі гвинта гранулятора, яка набувається під дією відносного руху гвинта та робочої камери, друга складова – швидкість, яка втрачається через наявність опору руху матеріалу, створюваному при проходженні матеріалу по каналу гвинта та формувальним пристроєм гранулятора (матрицею).

Знаючи середню швидкість руху матеріалу та геометричні параметри каналу гвинта гранулятора можемо записати шуканий вираз продуктивності гвинта гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами гвинта за його довжиною:

$$Q = \frac{\pi D n (W_0 - k_w l)(H_0 - k_H l)}{2 \sqrt{1 + \frac{(W_0 - k_w l - t)^2}{\pi^2 D^2}}} + \frac{(W_0 - k_w l)(H_0 - k_H l)^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (20)$$

Як видно, отримана залежність (20) відповідає фізичному змісту процесу руху матеріалу у каналі гвинта гранулятора (3) і є поєднанням двох складових продуктивності гвинтової машини – *вимушеного потоку* (перша складова у правій частині рівняння), що за своєю суттю є максимальною продуктивністю гвинта за умови відсутності матриці для формування матеріалу, проковзування матеріалу та відповідної подачі сировини, та *протитоку* (друга складова правої частини залежності), викликаного наявністю пристрою для формування матеріалу на виході з робочої камери – матриці гранулятора.

Висновок. В результаті теоретичних досліджень руху кормової маси в каналі гвинта гранулятора кормів на основі розв'язання рівняння Нав'є-Стокса для умов ньютонівської в'язкої рідини було отримано вираз продуктивності гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами гвинта за його довжиною.

Список літератури

1. Extrusion-Cooking Techniques: Applications, Theory and Sustainability : [edited by Leszek Moscicki]. – Weinheim: WILEY-VCH, 2011. – 234 p.
2. A review of fundamental and engineering aspects of extrusion of biopolymers in a single screw extruder / S. Bruin, D.J. van Zuilichem, W Stolp // J. Food Process Eng. – 1978. – Vol. 2. – P. 1-37.
3. Сосонкин В.Л., Мартинов Г.М. Системы числового программного управления. – М.: Логос, 2005. – 296 с.
4. ГОСТ 20999-83 Устройства числового программного управления для металлообрабатывающего оборудования. Кодирование информации управляющих программ
5. Martin Gale Mixing in single screw extrusion. – Shrewsbury: Smithers Rapra, 2009. – 286 p.
6. Машины и аппараты пищевых производств. В 2 кн. Кн. 1 / С.Т. Антипов, И.Т. Кретов, А.Н. Остриков и др.; Под ред. акад. РАСХН В.А. Панфилова. – М.: Высш. шк., 2001. – 703 с.: ил.
7. Автоматизированное проектирование и расчет шнековых машин: Монография / Соколов М.В., А.С. Клинков, О.В. Ефремов, П.С. Беляев, В.Г. Однолько. – М.: «Издательство Машиностроение-1», 2004. – 248 с.
8. Handbook of Food Engineering, Second Edition // Edited by Dennis R. Heldman and Daryl B. Lund // CRC Press, 2007. – 1040 p.
9. Zeki Berk Food process engineering and technology. – Burlington: Elsevier, 2009. – 605 p.
10. Механика жидкости и газа: Учебное пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. / Под ред. В.С. Швыдкого. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2003. – 464 с.
11. Черняк В.Г., Суетин П.Е. Механика сплошных сред: Учеб. пособ.: Для вузов. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 352 с. – ISBN 5-9221-0714-3.
12. Проектирование экструзионных машин с учетом качества резинотехнических изделий : монография / М.В. Соколов, А.С. Клинков, П.С. Беляев, В.Г. Однолько. – М.: «Издательство Машиностроение-1», 2007. – 292 с.
13. Мингалёв К.В., Мингалёв О.В., Мингалёв А. С. Обобщенная ньютоновская реологическая модель для ламинарных и турбулентных течений // Математическое моделирование. – Том 11, № 11. – 1999. – С. 39-63.
14. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1987. – 840 с.
15. Аристов С.Н. Влияние теплообмена на паузейлевское течение термовязкой жидкости в плоском канале/ Аристов С.Н., Зеленина В.Г.// Механика жидкости и газа 2000.- № 2 - С. 75-80.
16. Раувендааль К. Экструзия полимеров / Пер. с англ. под ред. А.Я. Малкина. – СПб.: Профессия, 2008 – 768 с., ил.

17. Барсуков, В.Г. Влияние угла при вершине гребня витка на работоспособность шнека экструдера / В.Г. Барсуков, Е.В. Грахольская, О.С. Волк // Вестник Брестского государственного технического университета. – Машиностроение. – 2009. – № 4 (58). – С. 87-91.

Vyacheslav Bratishko

National scientific center "Institute for agricultural engineering and electrification"

Analysis of productivity of screw pellet mill with variable geometrical parameters screws of its length

The paper presents the results of theoretical studies of motion feed supply in the channel screw pellet mill with variable geometrical parameters screws of its length. Based on solving the Navier-Stokes equations for Newtonian viscous fluid conditions were the expression efficiency pellet mill screw of appropriate design.

channel, pellet mill, productivity, screw, speed

Одержано 18.09.13

УДК 62-192: 620.177

А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

О.В. Бондаренко, доц., канд. техн. наук

Миколаївський національний аграрний університет

В.М. Савченко, доц., канд. техн. наук

Житомирський національний агроекологічний університет

Вирішення основної матриці математичної моделі надійності функціонування активно резервованої технічної системи

Описано математичну модель надійності функціонування активно резервованої технічної системи. Встановлено визначник Δ основної матриці для виявлення в подальших дослідженнях значень ймовірності станів системи, на яких ґрунтуються необхідні критерії надійності активно дубльованої системи.

технічна система, ймовірність станів системи, резервована система, критерії надійності

А.И. Бойко

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

А.В. Бондаренко

Николаевский национальный аграрный университет

В.М. Савченко

Житомирский национальный агроэкологический университет

Решение основной матрицы математической модели надежности функционирования активно резервированной модели

Описано математическую модель надежности функционирования активно резервированной модели. Установлено определитель основной матрицы для определения в последующих исследованиях вероятности состояний системы, на которых основаны необходимые критерии надежности дублированной системы.

техническая система, вероятность состояний системы, резервированная система, критерии надежности

При математичному описі поведінки систем застосовуються стохастичні диференціальні рівняння. Об'єднання цих рівнянь у відповідні системи в перетвореннях Лапласа дають матриці, вирішення яких є основою для встановлення критеріїв надійності технічної системи, що досліджується. Так, в роботі [1] показано, що при активному резервуванні, старіючій техніці і незмінній базі її технічного обслуговування розширена матриця набуває виду

$$\begin{array}{cccccc|c}
 \varphi_{00}(S) & \varphi_{00'}(S) & \varphi_{0'0'}(S) & \varphi_{01}(S) & \varphi_{01'}(S) & \varphi_{11}(S) & \text{вільні члени} \\
 \hline
 S + \lambda_{00} & 0 & 0 & 0 & 0 & -\mu_{11} & 1 \\
 S & S & S & S & S & S & 1 \\
 0 & -\lambda_{00'-0'0'} & S + \lambda_{0'0'} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -\lambda_{00'-01} & 0 & S + \lambda_{01} & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -\lambda_{0'0'} & -\lambda_{01} & S + \lambda_{0'1} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -\lambda_{0'1} & S + \mu_{11} & 0
 \end{array} \quad (1)$$

Необхідні для визначення критеріїв надійності ймовірності станів технічної системи встановлюються згідно правила Крамера

$$\varphi_{ij}(S) = \frac{\Delta_{ij}}{\Delta}, \quad (2)$$

де Δ_{ij} – визначник матриці, що відповідає ймовірності $\varphi_{ij}(S)$ стану;

Δ – основна матриця досліджуємої системи рівнянь

Виходячи з означеного для розрахунку ймовірності будь-якого із станів, що представляють інтерес в дослідженні, необхідно вирішити основну матрицю Δ . Вона формується з розширеної матриці шляхом виключення вільних членів.

$$\Delta = \begin{array}{cccccc|c}
 S + \lambda_{00} & 0 & 0 & 0 & 0 & -\mu_{11} \\
 S & S & S & S & S & S \\
 0 & -\lambda_{00'-0'0'} & S + \lambda_{0'0'} & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -\lambda_{00'-01} & 0 & S + \lambda_{01} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -\lambda_{0'0'} & -\lambda_{01} & S + \lambda_{0'1} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -\lambda_{0'1} & S + \mu_{11}
 \end{array} \quad (3)$$

Отримана матриця має шостий ранг і для подальшого вирішення потребує понижень. Для цього розкладемо матрицю по елементам першого рядка.

$$\Delta = (S + \lambda_{00})(-1)^{1+1} \underbrace{\begin{vmatrix} S & S & S & S & S \\ -\lambda_{00'-0'0'} & S + \lambda_{0'0'} & 0 & 0 & 0 \\ -\lambda_{00'-01} & 0 & S + \lambda_{01} & 0 & 0 \\ 0 & -\lambda_{0'0'} & -\lambda_{01} & S + \lambda_{0'1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\lambda_{0'1} & S + \mu_{11} \end{vmatrix}}_{\Delta^{(1)}} + \quad (4)$$

$$+ (-\mu_{11})(-1)^{1+6} \underbrace{\begin{vmatrix} S & S & S & S & S \\ 0 & -\lambda_{00'-0'0'} & S + \lambda_{0'0'} & 0 & 0 \\ 0 & -\lambda_{00'-01} & 0 & S + \lambda_{01} & 0 \\ 0 & 0 & -\lambda_{0'0'} & -\lambda_{01} & S + \lambda_{0'1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\lambda_{0'1} \end{vmatrix}}_{\Delta^{(6)}}$$

Ввівши скорочене позначення отриманих нових матриць запишемо

$$\Delta = (S + \lambda_{00})\Delta^{(1)} + \mu_{11}\Delta^{(6)} \quad (5)$$

Наступним кроком потрібно понизити ранг матриць $\Delta^{(1)}$ і $\Delta^{(6)}$.

Для зменшення обчислювальних операцій розкладемо $\Delta^{(1)}$ по елементах другого рядка.

Тоді запишемо

$$\Delta^{(1)} = (-\lambda_{00'-0'0'})(-1)^{(2+1)} \underbrace{\begin{vmatrix} S & S & S & S \\ 0 & S + \lambda_{01} & 0 & 0 \\ -\lambda_{0'0'} & -\lambda_{01} & S + \lambda_{0'1} & 0 \\ 0 & 0 & -\lambda_{0'1} & S + \mu_{11} \end{vmatrix}}_{\Delta^{(1.1)}} + \quad (6)$$

$$+ (S + \lambda_{0'0'})(-1)^{(2+2)} \underbrace{\begin{vmatrix} S & S & S & S \\ -\lambda_{00'-01} & S + \lambda_{01} & 0 & 0 \\ 0 & -\lambda_{01} & S + \lambda_{0'1} & 0 \\ 0 & 0 & -\lambda_{0'1} & S + \mu_{11} \end{vmatrix}}_{\Delta^{(1.2)}}$$

Скорочено маємо

$$\Delta^{(1)} = \lambda_{00'-0'0'}\Delta^{(1.1)} + (S + \lambda_{0'0'})\Delta^{(1.2)} \quad (7)$$

Повертаючись до матриці $\Delta^{(6)}$ по аналогії з попереднім виконаємо пониження її рангу використовуючи другий рядок

$$\Delta^{(6)} = (-\lambda_{00'-0'0'})(-1)^{2+2} \begin{vmatrix} S & S & S & S \\ 0 & 0 & S + \lambda_{01} & 0 \\ 0 & -\lambda_{0'0'} & -\lambda_{01} & S + \lambda_{0'1} \\ 0 & 0 & 0 & -\lambda_{0'1} \end{vmatrix} +$$

$$+ (S + \lambda_{0'0'})(-1)^{2+3} \begin{vmatrix} S & S & S & S \\ 0 & -\lambda_{00'-01} & S + \lambda_{01} & 0 \\ 0 & 0 & -\lambda_1 & S + \lambda_{0'1} \\ 0 & 0 & 0 & -\lambda_{0'1} \end{vmatrix}$$

В скороченому вигляді запишемо

$$\Delta^{(6)} = (-\lambda_{00'-0'0'})\Delta^{(6.2)} - (S + \lambda_{0'0'})\Delta^{(6.3)} \quad (9)$$

Для подальшого вирішення матриці $\Delta^{(1.1)}$, $\Delta^{(1.2)}$, $\Delta^{(6.2)}$ і $\Delta^{(6.3)}$ потребують ще одного кроку в пониженні рангу. Так для $\Delta^{(1.1)}$ можна записати

$$\Delta^{(1.1)} = (S + \lambda_{01})(-1)^{2+2} \begin{vmatrix} S & S & S \\ -\lambda_{0'0'} & S + \lambda_{0'1} & 0 \\ 0 & -\lambda_{0'1} & S + \mu_{11} \end{vmatrix} \quad (10)$$

$\underbrace{\hspace{10em}}_{\Delta^{(1.1.2)}}$

Використовуючи до матриці $\Delta^{(1.1.2)}$ правило Саррюса маємо її рішення

$$\begin{aligned} \Delta^{(1.1.2)} &= S(S + \lambda_{0'1})(S + \mu_{11}) + S(-\lambda_{0'0'})(-\lambda_{0'1}) - (S + \mu_{11})(-\lambda_{0'0'})S = \\ &= S(S + \lambda_{0'1})(S + \mu_{11}) + S\lambda_{0'0'}\lambda_{0'1} + (S + \mu_{11})\lambda_{0'0'}S \end{aligned} \quad (11)$$

Відповідно матриця $\Delta^{(1.2)}$ вирішується наступним чином

$$\Delta^{(1.2)} = (-\lambda_{00'-01})(-1)^{2+1} \begin{vmatrix} S & S & S \\ -\lambda_{01} & S + \lambda_{0'1} & 0 \\ 0 & -\lambda_{0'1} & S + \mu_{11} \end{vmatrix} +$$

$$+ (S + \lambda_{01})(-1)^{2+2} \begin{vmatrix} S & S & S \\ 0 & S + \lambda_{0'1} & 0 \\ 0 & -\lambda_{0'1} & S + \mu_{11} \end{vmatrix}$$

$\underbrace{\hspace{10em}}_{\Delta^{(1.2.2)}}$

Отримані матриці $\Delta^{(1.2.1)}$ і $\Delta^{(1.2.2)}$ допускають вирішення, які представляються наступними рівняннями

$$\begin{aligned} \Delta^{(1.2.1)} &= S(S + \lambda_{0'1})(S + \mu_{11}) + S(-\lambda_{01})(-\lambda_{0'1}) - \mu_{11}(-\lambda_{01})S = \\ &= S(S + \lambda_{0'1})(S + \mu_{11}) + S\lambda_{01}\lambda_{0'1} + \mu_{11}\lambda_{01}S \end{aligned} \quad (13)$$

$$\Delta^{(1.2.2)} = S(S + \lambda_{0'1})(S + \mu_{11}) \quad (14)$$

По аналогії для матриць $\Delta^{(6.2)}$ і $\Delta^{(6.3)}$ маємо

$$\begin{aligned} \Delta^{(6.2)} &= (S + \lambda_{01})(-1)^{2+3} \begin{vmatrix} S & S & S \\ 0 & -\lambda_{0'0'} & S + \lambda_{0'1} \\ 0 & 0 & -\lambda_{0'1} \end{vmatrix} = \\ &= -(S + \lambda_{01})S(-\lambda_{0'0'})(-\lambda_{0'1}) = -(S + \lambda_{01})S\lambda_{0'0'}\lambda_{0'1} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \Delta^{(6.3)} &= (-\lambda_{0'1})(-1)^{4+4} \begin{vmatrix} S & S & S \\ 0 & -\lambda_{00'-01} & S + \lambda_{01} \\ 0 & 0 & -\lambda_{01} \end{vmatrix} = \\ &= -\lambda_{0'1}(S(-\lambda_{00'-01})(-\lambda_{01})) = -\lambda_{0'1}S\lambda_{00'-01}\lambda_{01} \end{aligned} \quad (16)$$

Таким чином усі проміжні рішення для встановлення основної матриці, що представляє знаменник виразу (1) отримані. Виконаємо операції по узагальненню результатів виконаних обчислень Підставляючи з (11) в (10) маємо

$$\Delta^{(1.1)} = [S(S + \lambda_{0'1})(S + \mu_{11}) + S\lambda_{0'0'}\lambda_{0'1} + (S + \mu_{11})\lambda_{0'0'}S](S + \lambda_{01}) \quad (17)$$

Відповідно, використовуючи результат (13 і 14) і підставляючи його у (12), запишемо

$$\begin{aligned} \Delta^{(1.2)} &= [S(S + \lambda_{0'1})(S + \mu_{11}) + S\lambda_{01}\lambda_{0'1} + \mu_{11}\lambda_{01}S]\lambda_{00'-01} + \\ &+ S(S + \lambda_{0'1})(S + \mu_{11})(S + \lambda_{01}) \end{aligned} \quad (18)$$

Отримані дані (17 і 18) входять складовими у (6), що дає

$$\begin{aligned} \Delta^{(1)} &= \lambda_{00'-0'0'} [S(S + \lambda_{0'1})(S + \mu_{11}) + S\lambda_{0'0'}\lambda_{0'1} + (S + \mu_{11})\lambda_{0'0'}S](S + \lambda_{01}) + \\ &+ (S + \lambda_{0'0'}) \{ [S(S + \lambda_{0'1})(S + \mu_{11}) + S\lambda_{01}\lambda_{0'1} + \mu_{11}\lambda_{01}S]\lambda_{00'-01} + \\ &+ S(S + \lambda_{0'1})(S + \mu_{11})(S + \lambda_{01}) \} \end{aligned} \quad (19)$$

Результат рішення $\Delta^{(6)}$ (8) формується з рішень (15, 16). Тому можна записати

$$\Delta^{(6)} = \lambda_{00'-0'0'}(S + \lambda_{01})S\lambda_{0'0'}\lambda_{0'0'-0'1} + (S + \lambda_{0'0'})\lambda_{0'1}S\lambda_{00'-01}\lambda_{01} \quad (20)$$

Сумуючи визначник (19 і 27) отримаємо результат вирішення основної матриці Δ . Для цього підставимо складові у вираз (6)

$$\begin{aligned} \Delta = & (S + \lambda_{00}) \lambda_{00'-0'0'} \left[S(S + \lambda_{01})(S + \mu_{11}) + S \lambda_{0'0} \lambda_{01} + (S + \mu_{11}) \lambda_{0'0} S \right] \cdot \\ & \cdot (S + \lambda_{01}) + (S + \lambda_{00})(S + \lambda_{0'0'}) \left\{ \left[S(S + \lambda_{01})(S + \mu_{11}) + S \lambda_{01} \lambda_{0'0} + \mu_{11} \lambda_{01} S \right] \cdot \right. \\ & \cdot \lambda_{00'-01} + S(S + \lambda_{01})(S + \mu_{11})(S + \lambda_{01}) \left. \right\} + \\ & + \mu_{11} \left[\lambda_{00'-0'0'} (S + \lambda_{01}) S \lambda_{0'0} \lambda_{0'0'-01} + (S + \lambda_{0'0'}) \lambda_{01} S \lambda_{00'-01} \lambda_{01} \right] \end{aligned} \quad (21)$$

Встановлення визначника Δ основної матриці є важливим для виявлення в подальших дослідженнях значень ймовірності станів системи, на яких ґрунтуються необхідні критерії надійності активно дубльованої системи.

Список літератури

1. Бойко А.І. Графоаналітичний аналіз станів і переходів в можливі стани активно резервованої технічної системи / А.І. Бойко, О.В. Бондаренко, В.М. Савченко // Механізація та електрифікація сільського господарства. Випуск 98. Т2.- Глеваха, 2013 - С. 396-402

A. Boyko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

A. Bondarenko

Mykolayiv National Agrarian University

V. Savchenko

Zhytomyr National Agroecological University

The mathematical model's fundamental matrix of active redundant model's reliability derivation

The reliability of the active redundant model's mathematical model described. The main determinant of the matrix to determine in future studies the probability of the system states upon which the necessary criteria of reliability redundant system was definite.

technical system, the probability of the system, redundant system, reliability criteria

Одержано 18.11.13

УДК 658.51:631.172

В.Д. Войтюк, д-р техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Визначення техніко-технологічних параметрів сервісних центрів

Приведено результати наукових досліджень впливу агрометеорологічних умов на темпи виконання обслуговуючо-ремонтних робіт. На основі проведених досліджень розроблено віртуальна модель системи технічного обслуговування і ремонту тракторів впродовж року для узгодження техніко-технологічні параметрів сервісних центрів із потоком замовлень тракторів на виконання обслуговуючо-ремонтних робіт. Сформульовані техніко-технологічні параметри сервісних центрів.

сервісний центр, технічне обслуговування, ремонт, агрометеорологічні умови, потік замовлень

В.Д. Войтюк

Національний університет біоресурсів і природопольовання України

Определение технико-технологических параметров сервисных центров

Приведены результаты научных исследований влияния агрометеорологических условий на темпы выполнения ремонтно-обслуживающих работ. На основании проведённых исследований разработана виртуальная модель системы технического обслуживания и ремонта тракторов на протяжении года для согласования технико-технологических параметров сервисных центров с потоком заказов тракторов на выполнение ремонтно-обслуживающих работ. Сформулированы технико-технологические параметры сервисных центров.

сервисный центр, техническое обслуживание, ремонт, агрометеорологические условия, поток заказов

Постановка проблеми. Коефіцієнт технічної готовності залежить від рівня узгодження виробничих програм сервісних центрів (СЦ) M_o з попитом на виконання сервісних втручань A . З цією метою були розглянуті [1-3] питомі затрати коштів на виконання технологічного процесу $Z_{\text{тех}}$, питомі транспортні затрати $Z_{\text{тр}}$, а також питомі втрати B сільськогосподарських підприємств (СГП) від простоїв техніки на обслуговуванні. Визначено, що виробнича програма M_o вважається узгодженою з попитом A у тому разі, коли питомі сумарні затрати та втрати СГП будуть мінімальними

$$(M_o \leftrightarrow A) = f(Z_{\text{тех}} + Z_{\text{тр}} + B) \rightarrow \min. \quad (1)$$

Аналізуючи попит A на виконання технічного обслуговування і ремонту (ТОР) енергонасиченої сільськогосподарської техніки, з огляду на зміни на регіональному рівні, закупівлю ними різномарочної СГТ, впровадженням нових технологій вирощування сільськогосподарських культур, узгодження між M_o і A можна досягти лише на певний період часу t_y , після якого слід коригувати структурно-функціональну будову системи ТОР шляхом зміни кількості структурних складників системи або ж зони її дії. Кількісне значення кожної c -ї структурної складової системи ТОР N_{cr} визначається відповідною виробничою програмою M_{or} , що входить до складу загальної програми M_o .

Доведено, що збитки через призупинення механізованих сільськогосподарських процесів можна звести до мінімуму за умов резервування енергонасиченої техніки у СГП; наявності енергонасиченої техніки у системі ТОР, яка має надаватися на прокат СГП в обмін на техніку, яка зупинилася через потребу виконання ТОР. Вибір стратегії ТОР S_{ρ}^{eff} енергонасиченої ρ -ї техніки визначається із умови:

$$S_{\rho}^{eff} \leftarrow f(R_{\rho}, Z_{\rho}^e, Z_{\rho}^o, \Delta t_{\rho}, \Delta M_{\rho}), \quad (2)$$

де R_{ρ} - повнота використання технічного ресурсу ρ -ї техніки;

Z_{ρ}^e, Z_{ρ}^o - відповідно резервування ρ -ї техніки у сферах її використання та ТОР;

Δt_{ρ} - своєчасність виконання механізованих сільськогосподарських процесів ρ -ю технікою;

ΔM_{ρ} - резервування потужності центра (станції) ТО.

Складові цієї залежності належать до двох згаданих сфер експлуатації техніки: $R_{\rho}, \Delta t_{\rho}, Z_{\rho}^e$ - сфери використання; $Z_{\rho}^o, \Delta M_{\rho}$ - сфери ТОР. Доведено, що узгоджена взаємодія між цими сферами за ринкових умов досягається гарантійними зобов'язаннями суб'єктів.

Між тим, при визначенні взаємодії між вказаними системами не були враховані такі фактори, як вимоги механізованих сільськогосподарських процесів до темпів виконання обслуговуючо-ремонтних робіт і агрометеорологічні умови їх виконання.

Мета досліджень. Підвищення ефективності механізованих сільськогосподарських процесів шляхом визначення техніко-технологічних параметрів сервісних центрів із врахуванням вимог до темпів виконання обслуговуючо-ремонтних робіт при певних агрометеорологічних умовах.

Результати досліджень. Вилучення енергонасиченої техніки із сфери використання характеризується допустимою тривалістю Δt_{pj}^d перебування її в сфері (системі) ТОР [4,5]. У j -й момент часу в неявному вигляді допустиму тривалість виконання обслуговуючо-ремонтних робіт, за визначених параметрів елементарної системи “поле – сільськогосподарська культура – машинний агрегат – технологічний процес – агрометеорологічні умови”, можна записати у вигляді

$$\Delta t_{pj}^d = f(Q_{vj}, q_v, T_{vj}, A_m), \quad (3)$$

де Q_{vj} – обсяг механізованих робіт, що слід виконати машинним агрегатом на v -й технологічній операції, починаючи з j -го моменту часу, га;

q_v – продуктивність машинного агрегату на v -ї операції, га/год;

T_{vj} – тривалість часу від j -го моменту до завершення агротехнічно оптимального терміну виконання v -ї операції, год;

A_m – агрометеорологічні умови у період виконання v -ї технологічної операції.

Аналіз статистичної моделі виконання механізованого сільськогосподарського процесу і розроблений метод визначення допустимої тривалості Δt_{pj}^d перебування її в сфері ТОР дають змогу визначити умови, за якими виникають втрати врожаю від несвоєчасного виконання механізованої операції (рис.1).

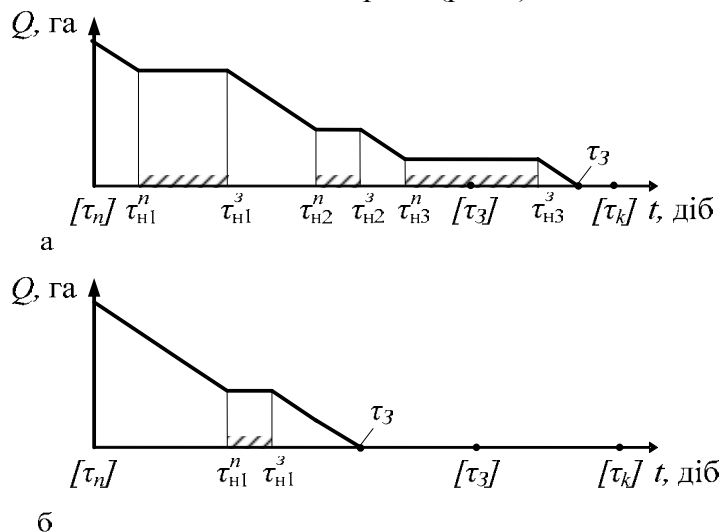


Рисунок 1 - Графічна інтерпретація статистичної моделі виконання механізованого процесу (роботи) за “дошових” (а) та “сухих” (б) агрометеорологічних умов

Якщо темп виконання механізованого процесу розраховано таким чином, що обсяг механізованих робіт буде виконано завчасно ($\tau_3^p < [\tau_3]$, де τ_3^p, τ_3^n $[\tau_3]$ – ранні, пізні та допустимі терміни завершення механізованого процесу), то виникає технологічно допустимий проміжок часу на виконання згаданих робіт. При цьому $\Delta t_p^d = [\tau_3] - \tau_3^p$. Якщо ж $\tau_3^p > [\tau_3]$, то механізований процес у системі “поле – культура –

машинний агрегат – технологічний процес – агрометеорологічні умови” виконуватиметься з втратами потенційного врожаю, а агротехнічно допустима тривалість виконання обслуговуючо-ремонтних робіт буде рівною нулю.

Термін виконання механізованого сільськогосподарського процесу за вказаною системою однозначно визначається за допомогою імовірнісної (статистичної) моделі, коли достеменно відомі такі її початкові умови, як агрометеорологічно зумовлений час початку механізованого процесу, повторюваність та тривалість кожного непогожого проміжку (рис. 1).

З огляду на те, що в даній реалізації процесу (рис. 1,а) $\tau_3 > [\tau_3]$, зупинка агрегату з технічних причин у будь-який погожий (робочий) проміжок часу буде зумовлювати втрати врожаю. Якщо у механізованому процесі виникатиме ситуація, за якої $\tau_3 > [\tau_3]$, то у цьому разі технологічно допустимі простой агрегату під час виконання відповідних робіт становитимуть $\Delta t_p^d = [\tau_3] - \tau_3$. Окрім того, простой агрегату допускаються, якщо він зупиниться у момент, за якого виконуватиметься умова $\tau_{n1}^3 - t_{po}^d = \tau_{n1}^3 - \tau_{n1}$. В разі зупинки агрегату в інтервалах часу $[\tau_n] \dots \tau_{n1}^n$ та $\tau_{n1}^3 \dots \tau_3$, допустимі простой агрегату будуть різні. За умови, якщо зупинка настає у першому робочому проміжку, допустимі простой становитимуть – $\Delta t_{po}^d = (\tau_{n1}^3 - \tau_{n1}^n) + ([\tau_3] - \tau_3)$, у другому, $\Delta t_{po}^d = [\tau_3] - \tau_3$.

Таким чином, допустима тривалість перебування машинно-тракторних агрегатів у сфері ГОР обумовлюється: агрометеорологічно визначеним часом початку весняно-польових робіт ($[\tau_n]$); агрометеорологічними умовами цього періоду впродовж того чи іншого року (Δt_n); календарним часом виникнення технічних відмов (τ_g); площею γ -о поля ($S_{\gamma k}$) під k -ю культурою; добовим темпом (W_s) виконання робіт.

Розроблено метод визначення потреби СЦ у пересувних ремонтних майстернях (ПРМ) для виконання обслуговуючо-ремонтних робіт на основі статистичного імітаційного моделювання відповідної системи.

Розроблена імітаційна модель складається із таких блоків: формування початкових даних для моделювання; моделювання потоку замовлень на поточний ремонт; моделювання потоку замовлень, що вимагають одночасного проведення ГОР; моделювання потоку замовлень на ГО; моделювання роботи ПРМ.

Процес моделювання потоку замовлень на виконання поточних ремонтів представлено у вигляді графічної моделі на рис. 2.

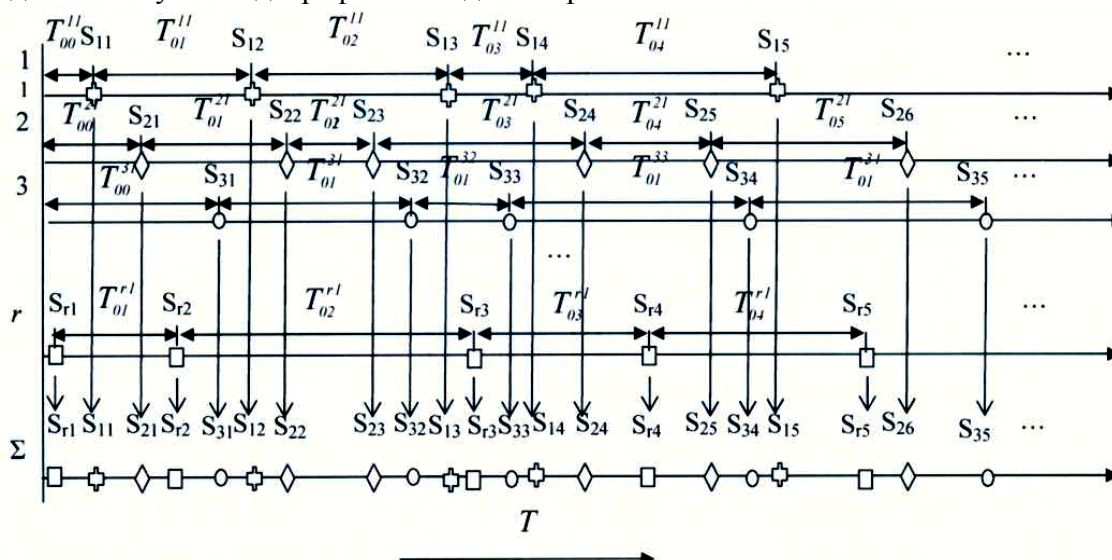


Рисунок 2 - Модель формування вхідного потоку замовлень на ремонт

Вектори 1, 2, 3, ..., r відтворюють вхідні потоки тракторів $S_{i,j}$ із i -х господарств та j -х марок. Вхідні потоки формуються шляхом послідовного відкладання випадкових значень інтервалів часу між надходженнями замовлень. Після проектування даних потоків на єдину календарну вісь отримується сумарний потік замовлень. Для кожного трактора потік замовлень на ремонт визначається напрацюванням від останньої обслуговуючо-ремонтної роботи на початок календарного року. Встановлюються замовлення, для яких потрібно одночасно виконати ТОР. Якщо напрацювання трактора є більше як 90% від регламентованого, то із замовленням на ремонт виконується одночасно і ТО.

Моделювання роботи ПРМ розпочинається із систематизації трудомісткості кожного замовлення. Трудомісткість виконання поточних ремонтів для тракторів встановлюється на підставі методу експертних оцінок. В моделі присвоєння трудомісткості кожному із замовлень на виконання поточних ремонтів відбувається шляхом генерування її випадкового значення. Що стосується трудомісткості виконання ТО для тракторів, то вона є регламентованою. Таким чином в моделі створюється масив трудомісткості ТО тракторів. Знаючи марку трактора, який потребує виконання ТО, із масиву трудомісткості обирається його регламентоване числове значення і присвоюється замовленню.

Замовлення на обслуговуючо-ремонтні роботи виконуються в порядку їх надходження (рис. 3).

Попередньо у моделі задається кількість ПРМ та чисельність виконавців, які виконують обслуговуючо-ремонтні роботи для тракторів. Із практичних міркувань приймаємо, що кожна із ПРМ комплектується двома виконавцями. Окрім того, задається умова, що тракторист також бере участь в проведенні обслуговуючо-ремонтних робіт.

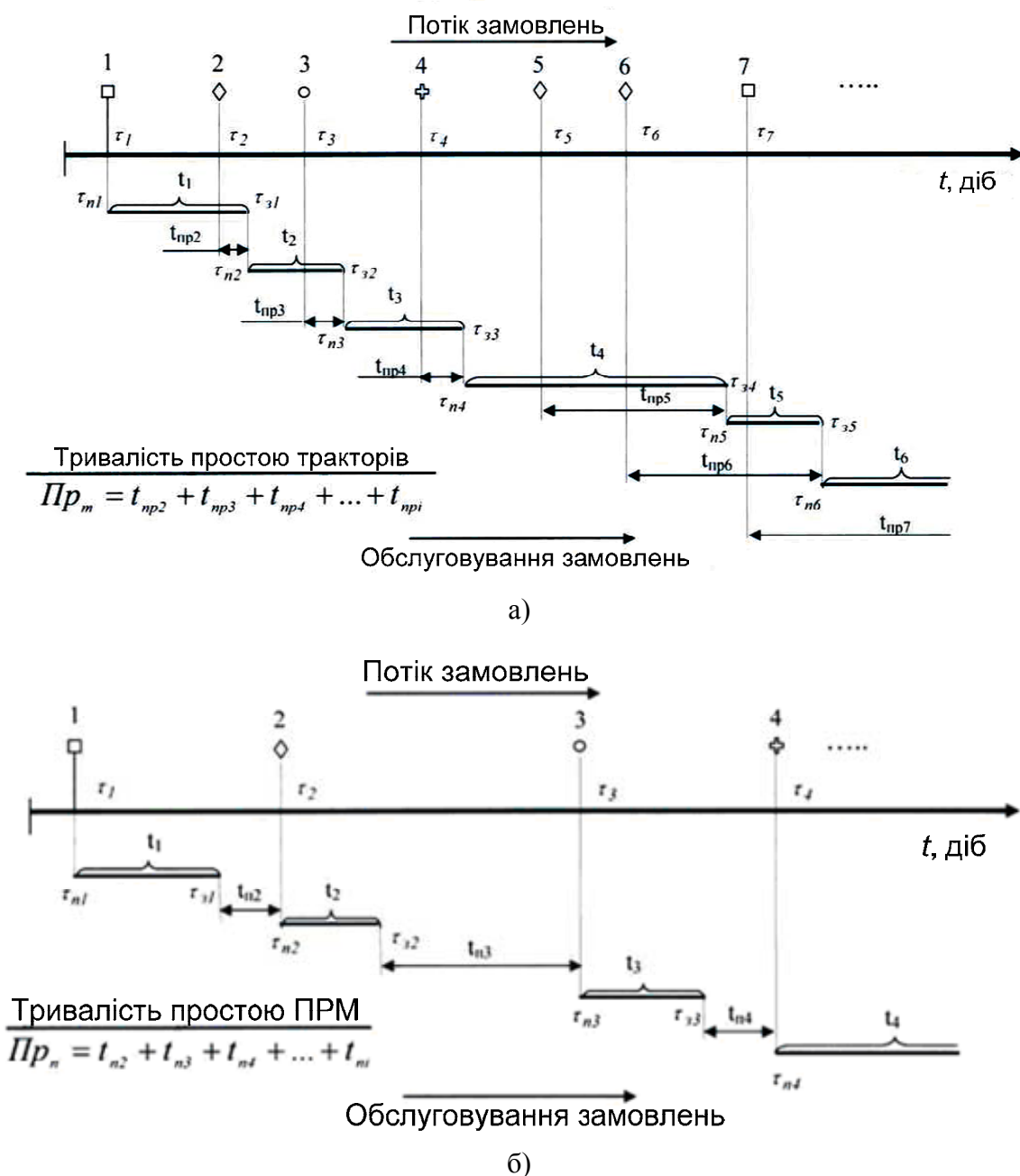
Під час функціонування системи ТОР тракторів можуть виникнути такі часові ситуації: ПРМ зайняті; їх частина зайнята, інша частина вільна; ПРМ вільні. Якщо з'явилося замовлення, коли ПРМ зайняті, то визначається тривалість простою тракторів у черзі на обслуговування $\sum t_{np}$ (рис. 3, а)

$$\sum t_{np} = t_{np2} + t_{np3} + t_{np4} + \dots + t_{npi} \quad (4)$$

Якщо виникло замовлення коли частина ПРМ зайнята, інша частина вільна, то проводиться розрахунок тривалості переїзду кожної із вільних ПРМ до господарства, де з'явилося замовлення, яке описується залежністю

$$t_{di}^{jm} (t_{d2}^{jm}) = \frac{L_{1,j}}{V}, \quad (5)$$

де $L_{1,j}$ - відстань від СЦ до j -го господарства (відстань між господарствами), км;
 V - швидкість руху ПРМ, км/год.



де t_i - тривалість обслуговування i -о замовлення; t_{npi} - тривалість простою i -го замовлення в черзі; t_{np} - тривалість простою ПРМ, що очікує i -е замовлення; τ_{ni} , τ_{3i} - відповідно час початку та закінчення обслуговування i -го замовлення

Рисунок 3 - Графічне відображення потоку тракторів на обслуговування-ремонт та функціонування ПРМ за умови інтенсивного (а) і неінтенсивного (б) потоку замовлень

За умови, що виникло замовлення, коли всі ПРМ вільні, то для його обслуговування залучають ту ПРМ, яка найближче розташована до місця замовлення. При цьому тривалість простою ПРМ (рис.3, б) визначається із виразу

$$\sum t_n = t_{n2} + t_{n3} + t_{n4} + \dots + t_{ni} \quad (6)$$

Після завершення моделювання віртуальної системи ТОР тракторів впродовж року розраховуються функціональні показники даної системи: обсяг замовлень,

тривалість простою ПРМ, тривалість простою виконавців, тривалість очікування тракторами обслуговуючо-ремонтних робіт, кількість замовлень, які не встигли обслужити і витрата палива на переїзди ПРМ. На їх основі узгоджуються техніко-технологічні параметри СЦ із потоком замовлень тракторів на виконання обслуговуючо-ремонтних робіт.

Висновки. З метою підвищення ефективності механізованих сільськогосподарських процесів шляхом визначено техніко-технологічні параметри сервісних центрів із врахуванням вимог до темпів виконання обслуговуючо-ремонтних робіт при певних агрометеорологічних умовах.

В роботі визначена допустима тривалість перебування СГТ в сфері ТОР, що дає змогу визначити умови, за якими виникають втрати врожаю від несвоєчасного виконання механізованої операції.

Розроблена статистична модель виконання механізованого процесу за “дощових” та “сухих” агрометеорологічних умов.

На основі запропонованої моделі віртуальної системи ТОР тракторів впродовж року стає можливим розраховувати функціональні показники системи технічного сервісу і узгодження її техніко-технологічні параметри із потоком замовлень тракторів на виконання обслуговуючо-ремонтних робіт.

Список літератури

1. Сидорчук О.В. Обоснование стратегии фирменного технического обслуживания энергонасыщенных тракторов / О.В.Сидорчук, В.Д. Войтюк// Доклады Междун. науч.-практ. конференции «Опыт, проблемы и перспективы развития технического сервиса в АПК» Ч.1., Минск, 2009. – С 157–162.
2. Наукові основи інженерного менеджменту технічного сервісу рільництва /Сидорчук О.В., Сенчук С.Р. – Львів: Львівський ДАУ, 2001. – 172 с.
3. Інженерія машинних систем /Сидорчук О.В. – Київ: ННЦ «ІМЕСГ», 2007. – 263 с.
4. Сидорчук О.В. Визначення технологічно допустимої тривалості виконання обслуговуючо-ремонтних втручань при виконанні ґрунтообробно-посівних процесів / О.В. Сидорчук, В.Д. Войтюк // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2012. – Вип. 112. – С. 188–197.
5. Луб П.М. Обґрунтування параметрів комплексу ґрунтообробних машин сільськогосподарського підприємства : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 „Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва” / П. М. Луб. – Львів, 2006. – 20 с.

Valeriy Voytiuk

Head of the Department of Technical service in the name of N.P.Momotenko

Determination technical and technological characteristic of system of service center

The thesis is devoted to theoretical negotiation and solution of scientifically-applied problems of improving the efficiency of mechanized agricultural processes based on scientific studies and practical realization of improved system of machinery service adapted to the modern state of agricultural production, which it is characterized by a wide range of technical-technology parameters of its enterprises. The method and scientifically-methodical principles of defining of technological needs of agricultural production in energy saturated agricultural machinery are improved. The scientific and methodological basis are developed, the initial data are collected, the requirements of mechanized agricultural processes to the length of serving-repair works are modelled and defined, also the parameters of technical centres for their using according to tractors based on statistical imitation modelling.

agricultural machinery, technical service, mechanized agricultural processes

Одержано 07.11.13

УДК 631.313

О.І. Гапоненко, мол. наук. співр., асп.

Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Леоніда Погорілого, смт Дослідницьке, Київська обл.

Експериментальні дослідження роботи сферичного диска на пружному кріпленні

Для об'єктивної оцінки ефективності застосування пружних ланок кріплення робочих органів дискаторів виконано дослідження в польових умовах.

Описані умови і методи експериментальних досліджень, лабораторного пристосування та польового агрегату. Виявлено приховані вібраційні процеси з частотами 2 – 9 Гц. Вплив зростання поступальної швидкості агрегату (від 10 до 11,5 км/год), задає тенденцію до збільшення тягового опору (2%) та середньоквадратичного відхилення коливань (на 20%). Рекомендовано додавати 40 мм для врахування величини пружних зміщень при регулюваннях глибини обробітку.

Пружність кріплення спричиняє значні пружні зміщення, які надають динамічний характер руху робочого органу в ґрунті.

пружне кріплення, сферичний диск, зовнішня дія, динамічні ефекти, середньоквадратичне відхилення

А.И. Гапоненко

Украинский научно-исследовательский институт прогнозирования и испытаний техники и технологий для сельскохозяйственного производства имени Леонида Погорелого, пгт Доследницькое, Киевская обл.

Экспериментальные исследования работы сферического диска на упругом креплении

Для объективной оценки эффективности применения упругих звеньев в креплении рабочих органов дискаторов выполнены исследования в полевых условиях.

Приведено описание условий и методов экспериментальных исследований, лабораторного приспособления и полевого агрегата. Обнаружены скрытые вибрационные процессы с частотами 2 – 9 Гц. Влияние возрастания поступательной скорости агрегата (от 10 до 11,5 км/ч), обуславливает тенденцию роста тягового сопротивления (2%) и среднеквадратического отклонения (20%). Дана рекомендация учитывать величину упругих смещений при настройке глубины обработки, необходимо добавлять 40 мм.

Упругость крепления вызывает значительные упругие смещения, что придают динамический характер движению рабочего органа в почве.

упругое крепление, сферический диск, внешнее действие, динамические эффекты, среднеквадратическое отклонение

Постановка проблеми. Розвиток сільського господарства визначається рівнем його технічного потенціалу, що є сукупністю технічних засобів здатних виконувати певні обсяги робіт за відповідними технологіями. В сучасному землеробстві широко застосовуються ґрунтообробні агрегати з дисковими робочими органами. Динаміка руху сферичного диска в ґрунті залежить від конструкційного виконання його кріплення. При застосуванні пружних елементів виникають інтенсивні деформації вібраційного характеру, що знижують тяговий опір, але тільки правильний вибір параметрів пружних ланок дозволяє використати їх в повній мірі. Поза увагою дослідників лишилося питання теоретичного обґрунтування конструкційних та динамічних параметрів пружної ланки в кріпленні сферичних дисків.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Експлуатаційні дослідження дискових ґрунтообробних агрегатів з пружними кріпленням робочих органів розглядають ефективність їх застосування. Знаряддя оцінюються за ступенем зниження тягового опору, по відношенню до агрегатів з жорстким кріпленням, зв'язок технологічних властивостей з параметрами пружних ланок не встановлювався [1 — 3]. Як наслідок — незадовільна робота знаряддя при застосуванні підходів до проектування машин, як прямого копіювання закордонних зразків техніки.

Необхідність та особливості нового підходу врахування жорсткості кріплення диска, розглянуто раніше [4, 5]. Формалізована схема процесу встановлює структурні взаємозв'язки між якісними показниками роботи та параметрами пружної ланки [6]. Взаємозв'язки у вигляді математичних залежностей розкриває розроблена нелінійна динамічна модель руху пружного кріплення, що дозволяє обґрунтувати конструкційні параметри [7]. На наступному етапі необхідно провести експериментальну перевірку.

Метою експериментальних досліджень було визначення динамічних характеристик пружно закріпленого сферичного диска в польових умовах.

Виклад основного матеріалу. Для досягнення поставленої мети сформульовано завдання експериментів:

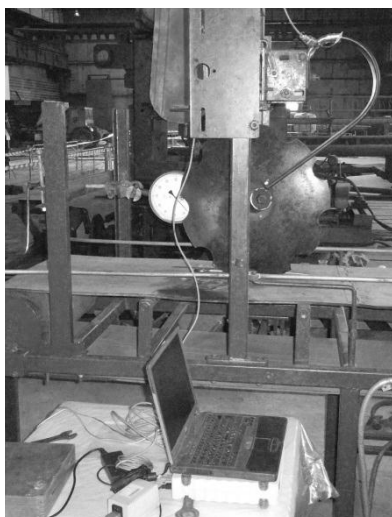
- дослідити вплив конструкційних параметрів пружної ланки на якісні та енергетичні показники процесу при наявних властивостях оброблюваного ґрунту;
- вплив швидкості руху агрегату на енергетичні показники роботи пружної ланки;
- встановлення оптимальних режимів роботи дискатора з пружними ланками в умовах типових для півночі України.

Методика досліджень. У відповідності з поставленою метою і завданнями програмою експериментальних досліджень передбачено:

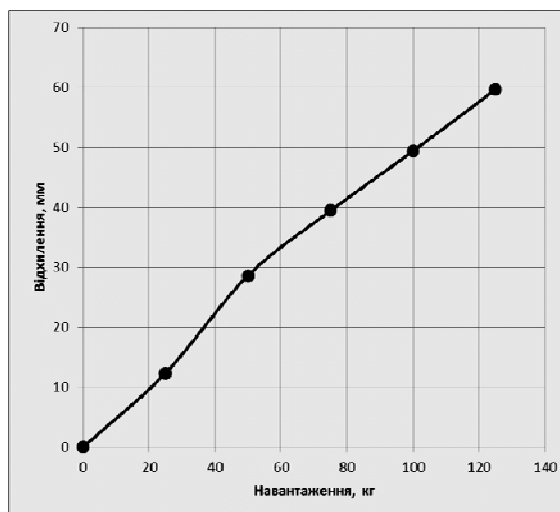
- визначення фізико-механічних властивостей оброблюваного ґрунту та особливостей поля;
- аналіз власних частот вільних коливань у вільному стані, вимірювання при робочих заїздах, отримання середніх значень, середньоквадратичних відхилень (СКВ);
- дослідження якісних та енергетичних показників процесу взаємодії пружно закріпленого сферичного диска з ґрунтом при різних швидкостях руху агрегату.

За основу методики дослідження якісних показників узято галузевий нормативний документ СОУ 74.3-37-155:2004 [8].

Визначення характеристик жорсткості проводилося на спеціально спроектованому і виготовленому пристосуванні з механізмом статичного навантаження. Сила вимірювалася динамометром; одночасно вимірювалися зміщення підшипникового вузла (рис. 1, а). За результатами вимірювань побудовано графіки залежності відхилення робочого органу від навантаження, жорсткість пружної ланки складає 2 кг/мм (рис. 1, б).



а



б

Рисунок 1 – Пристосування для дослідження властивостей пружного кріплення сферичних дисків (а), графік залежності відхилення від навантаження (сила зовнішньої дії) (б).

Структуру інформаційного потоку динамічних навантажень вимірювалася способами тензометрування. Прийняття методики дозволяє уникнути застосування спеціальних ланок між рамою і кріпленням, які б спотворили характеристики жорсткості. Тарування тензорезисторів проводилося статичним навантаженням. Датчики з'єднувалися за схемою «повний міст» і підключалися до входу програмно-апаратного комплексу SPIDER-8 з програмним забезпеченням CatMan 4.5. Комплекс здійснює опитування датчиків з частотою 250 Гц, аналогово-цифрове перетворення сигналів та формування цифрового масиву в форматі *.xls.

Умови досліджень. Експериментальні дослідження проводилися в польових умовах під час знищення сходів падалиці зернових культур. Досліджувана пружна ланка кріпилася до рами агрегату ДЛ-2,5 і з'єднувалася з апаратурою поміхо-захисним кабелем (рис.2).



Рисунок 2 – Пружна ланка на дискаторі під час польових випробувань

Тип ґрунту — чорнозем глибокий середньо суглинковий мало гумусний. Твердість ґрунту середня по шарах 0,6 МПа, вологість ґрунту по відповідним шарам складала 17%, що відповідає умовам північної зони землеробства України.

Результати досліджень показують, що рух пружно закріпленого диска під зовнішньою дією змінних природних характеристик ґрунту (твердості, вологості та ін.) має коливальний характер, що визначає величину тягового опору (рис.3).

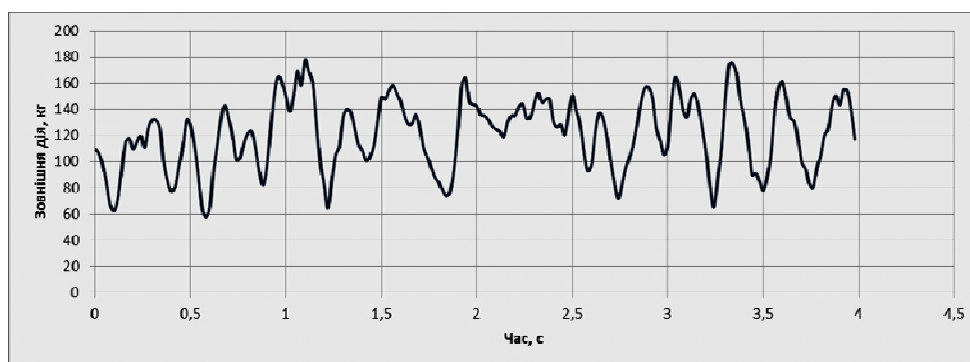


Рисунок 3 – Перебіг процесу реакції пружної ланки на зовнішню дію

Аналізуючи дані (рис. 3) можна сказати, що коливальний процес здійснюється навколо положення динамічної рівноваги вираженої середнім за час дослідження значенням 120 кг, розподіл відносно середнього має стохастичний характер, середньоквадратичне відхилення (СКВ) 27 кг.

Результати експериментів оброблено з використанням програмних пакетів Microsoft Excel та Stat Soft Statistica.

Розподілу величини зовнішньої дії відносно середнього у розгляді гістограми відмінний від нормального закону (близький до розподілу Вейбула - Гнеденко), що свідчить про наявність прихованих періодичностей і підтверджується характером автокореляційної функції процесу (рис. 4).

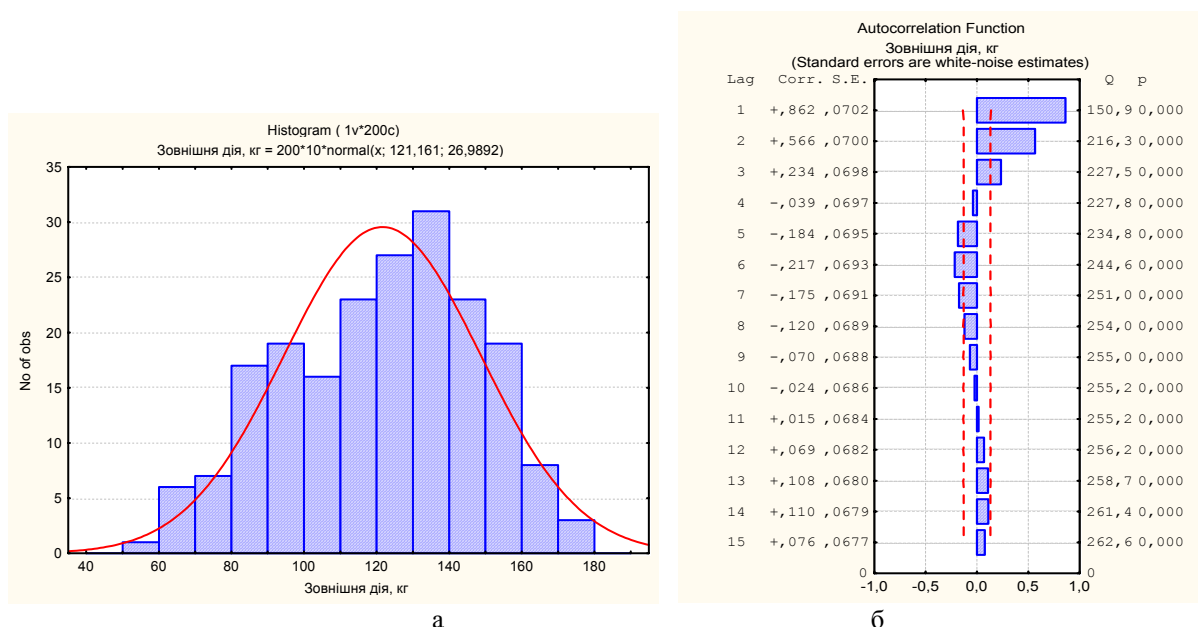


Рисунок 4 – Характеристики кількісних показників процесу: гістограма (а); автокореляційна функція (б)

Виокремлення прихованих періодичностей із спектру процесу і їх розгляд за потужністю коливань виконується швидким перетворенням Фур'є. Спектральний аналіз коливань пружної ланки, у порівнянні з коливаннями у вільному стані, показує зменшення власної частоти коливань від 4,3 до 3,5 Гц (головна частота), появу коливань від взаємодії суміжних робочих органів та динаміки руху агрегату (рис. 5).

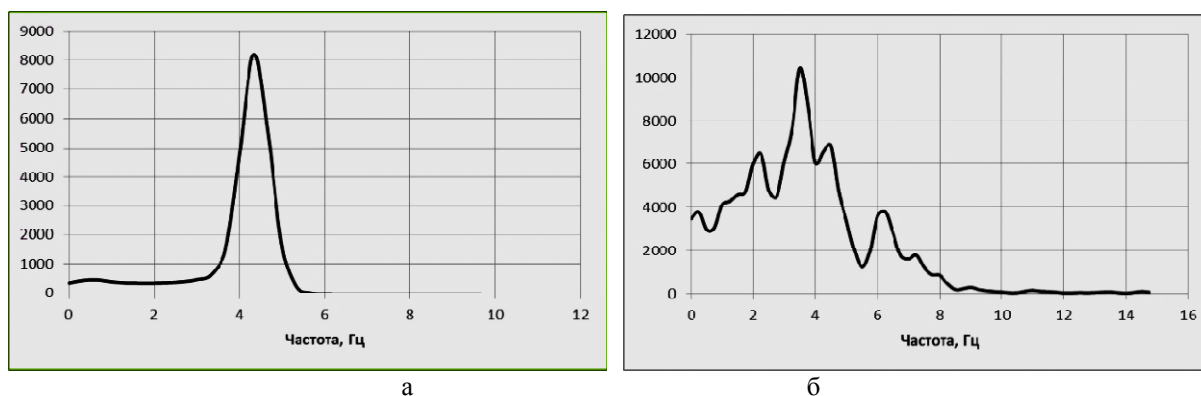
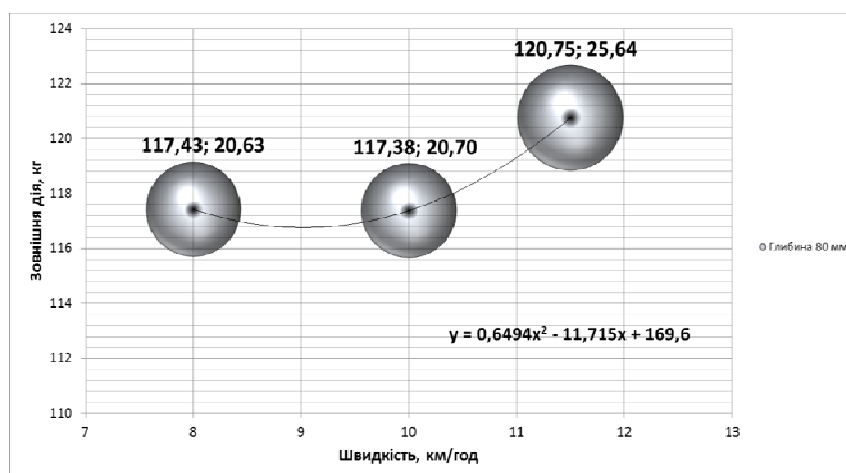


Рисунок 5 – Спектральний аналіз вільних коливань пружної ланки (а) та коливань під час польових досліджень (б)

В результаті експериментальних досліджень встановлено, що при підвищенні робочої швидкості руху до 10 км/год тяговий опір не змінюється. При подальшому підвищенні швидкості збільшується СКВ коливань (на 20 %), внаслідок чого проявляється тенденція зростання тягового опору (рис. 6). Тобто, енергоефект залежить не тільки від середнього значення, а й від середнього квадратичного відхилення (СКВ).

Зростання зовнішньої дії ґрунтового середовища на пружно закріпленій сферичний диск викликає його відхилення і призводить до зменшення дії, в свою чергу відновлюючи сила пружності повертає робочий орган. Наявність такого зворотного зв'язку пояснює енергетику технологічного процесу обробітку ґрунту робочими органами з пружним кріпленням та відкриває перспективи для розв'язання оптимізаційної задачі.



значення над бульбашками: перша цифра – середнє значення; друга — СКВ; розмір бульбашки пропорційний СКВ

Рисунок 6 – Залежність зовнішньої дії (тягового опору) та параметра коливального процесу від поступальної швидкості агрегату

Висновки. Експериментально встановлено, під час роботи пружність кріплення спричиняє значні пружні зміщення, які надають динамічний характер руху робочого органу в ґрунті утворюючи вібраційні процеси на частотах 2 – 9 Гц, внаслідок чого їх можна вважати істотним енергетичним фактором. Збурення коливань від демфуючих властивостей ґрунту відбувається на частотах близьких до власної частоти системи і взаємодіють з вимушеними.

Аналіз впливу швидкості руху агрегату на енергетичні показники роботи пружної ланки показує тенденцію до зростання та залежність від параметра коливань – середньоквадратичного відхилення.

За результатами експериментальних досліджень рекомендовані такі основні раціональні параметри: жорсткість стійки – 2 кг/мм, глибина обробітку – 80 мм, швидкість руху агрегату – до 11,5 км/год. Для практичного втілення слід враховувати величину пружних зміщень при регулюваннях глибини обробітку, до визначеної величини додавати 40 мм.

Список літератури

1. Гриненко О., Маринін С. Доцільність використання ґрунтообробних агрегатів з гнучким кріпленням робочих органів // Техніка і технології АПК, №2(17), 2011. – С. 32 – 33.
2. Гриненко О. Дослідження впливу гнучкого кріплення робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь на глибину їх роботи // Техніка і технології АПК, №8(23), 2011. – С. 19.
3. Гриненко О., Лебедєв С. Дослідження коливань дискових ґрунтообробних знарядь // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. пр. Українського науково дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва (УкрНДІПВТ). – Дослідницьке, 2011. – Вип. 15 (29). – С. 50 – 53.
4. Гапоненко О.І. Аналіз конструкції пружних стійок сферично-дискових робочих органів: матеріали VIII-ї міжнародної науково-практичної конференції молодих учених, аспірантів і студентів [«Перспективна техніка і технології -2012»], (м. Миколаїв, 19-22 вересня 2012р.) / М-во аграр. пол. та прод. України, Миколаївський держ. аграр. ун-т; редкол.; В.І. Гавриш [та ін.]. — Миколаїв: Миколаївський держ. аграр. ун-т, 2012. – С. 73.
5. Гапоненко О.І. Визначення параметрів пружинної стійки дискового робочого органу: Матеріали XX Міжнародної науково-технічної конференції «Технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві» та VII Всеукраїнської конференції-семінару аспірантів, докторантів і здобувачів у галузі аграрної інженерії 22-24 травня 2012року. Глеваха, 2012. – С. 19-20.
6. Гапоненко А. К формализации процесса взаимодействия сферического диска с почвой // An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery / MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture – Lublin – Rzeszow; 2012. – С. 45 – 49.
7. Гапоненко О. І. Теоретичне обґрунтування параметрів пружних стійок для сферичних дисків // Механізація та електрифікація сільського господарства: Міжвідомчий тематичний науковий збірник / ННЦ «ІМЕСГ» — Глеваха, 2013 — Випуск 100, т. 1, С. 187 – 192.
8. СОУ 74.3-37-155:2004 Випробування сільськогосподарської техніки. Машини і знаряддя для обробітку ґрунту. Методи випробувань. – Київ: Мінагрополітики України 2006р.

Aleksandr Haponenko

State scientific organization “Leonid Pogorilyy Ukrainian Scientific Research Institute of Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production” (L. Pogorilyy UkrNDIPVT), Doslidnitske, Kyiv region.

Experimental researches of the spherical disk on an elastic mount

The researches in the field, elastic links mounting the working bodies of disc harrows for an objective assessment of effectiveness of their use.

The description of the conditions and methods of experimental research. The characterization was carried out on the elasticity of the special device with a mechanism Static force application. An analysis of the histogram and the autocorrelation function of the workflow found hidden periodicity at 2 - 9 Hz. Found that the increase of forward speed of the unit (10 to 11.5 km / h), which tends increase tractive resistance (2%) and standard deviation (20%). Mean value of the external action of the soil environment by working body 118 kg with a standard deviation of 21 kg. The recommendation to consider the value of the elastic displacement when setting the working depth should to add 40 mm.

The elasticity of the elastic mounting causes significant bias that forms the a dynamic character the movement of the working body in the soil.

elastic mount; spherical disk, external action, the dynamic effects, the standard deviation

УДК 62-752+62-755

В.В. Гончаров, доц., канд. физ.-мат. наук, Г.Б. Филимоныхин, проф., д-р техн. наук
Кировоградский национальный технический университет

3D модель для исследования динамики центробежной соковыжималки с шаровым автобаланси́ром

Создана 3D модель центробежной соковыжималки с цилиндрическим ситом и шаровым автобаланси́ром для ее уравнивания на ходу в САПР SolidWorks. С использованием модуля Cosmos Motion проведена обработка, наладка и тестирование модели. Модель предназначена для исследования динамики машины, проведения виртуальных многофакторных экспериментов.

центробежная соковыжималка, динамика, компьютерное моделирование, автобаланси́р, дисбаланс, вибрации, уравнивание

В.В. Гончаров, Г.Б. Філімоніхін
Кіровоградський національний технічний університет

3D модель для дослідження динаміки відцентрової соковижималки з кульовим авто баланси́ром

Створена 3D модель відцентрової соковижималки з циліндричним ситом і кульовим автобаланси́ром для її зрівноваження на ходу в САПР SolidWorks. З використанням модуля Cosmos Motion проведено обробку, налагодження і тестування моделі. Модель призначена для дослідження динаміки машини, проведення віртуальних багатofакторних експериментів.

відцентрова соковижималка, динаміка, комп'ютерне моделювання, автобаланси́р, дисбаланс, вібрації, зрівноваження

Введение. В процессе работы электрических центробежных соковыжималок (соковыжималок) с цилиндрическим фильтром-ситом (ситом) [1,2], выпускаемых в соответствии с ДСТУ 3141-95 (ГОСТ 18199-95) и рассчитанных на непрерывную переработку большого количества сырья, отжатая масса (мезга) неравномерно распределяется по ситам, вследствие чего возникает значительный дисбаланс и появляются вибрации корпуса соковыжималки. Последнее приводит к снижению производительности соковыжималки и износу ее деталей. Поэтому целесообразно уравнивать сито на ходу, в процессе эксплуатации.

1. Анализ литературных данных и постановка проблемы. Для уравнивания на ходу быстровращающихся роторов нашли применение пассивные автобаланси́ры (автобаланси́ры) [3, 4]. Корректирующие грузы в таких устройствах (шары, ролики, маятники и т.п.) со временем сами приходят в то положение, в котором уравнивают ротор и далее вращаются с ним как одно целое, пока не начнет меняться дисбаланс или не появятся возмущения иного происхождения [3-6]. Конструктивно самыми простыми из них являются шаровые автобаланси́ры.

В работе [7] предложена модернизация широкого класса соковыжималок с цилиндрическим ситом, средней – СВСП и повышенной – СВПП производительности, отечественного и зарубежного производства. Модернизация состоит в замене серийной платформы, на которой устанавливается сито, платформой, совмещенной с шаровым автобаланси́ром.

Создание натурального стенда соковыжималки с автобалансиром и исследование на нем динамики машины (например, для нахождения оптимальных значений ее параметров) требует значительных временных и материальных затрат. Поэтому целесообразно провести исследование динамики соковыжималки с автобалансиром 3D моделированием.

В данной работе для 3D моделирования используется система автоматического проектирования SolidWorks [8, 9] и ее модуль Cosmos Motion, реализующий метод конечных элементов для моделирования динамики механических систем. Для моделирования процесса автобалансировки используется методика, разработанная и реализованная в работе [10]. Она может рассматриваться как стандартная при решении подобных задач.

2. Создание 3D модели соковыжималки

2.1. Создание 3D моделей деталей соковыжималки, объединение их в сборку. 3D модель соковыжималки создается на примере машины отечественного производства СВПП-201. На рис. 1, а показаны созданные с помощью стандартных наборов инструментов Solid Works 3D модели основных деталей соковыжималки: корпус соковыжималки 1 на четырех опорах 2; корпус автобалансира 3; нижняя крышка 4; сито 5; ротор 6; шары автобалансира 7; шар, моделирующий дисбаланс, 8; верхняя крышка 9.



а – 3D модели основных деталей соковыжималки и автобалансира; б – объединение деталей в сборку

Рисунок 1 - Компьютерная 3D модель соковыжималки с автобалансиром:

При этом:

- высота корпуса 1, геометрические размеры опор 2, сита 5, ротора 6, нижней 4 и верхней 9 крышки совпадают с соответствующими размерами СВПП-201;
- плотность каждой из моделируемых деталей выбрана такой, что ее масса равна массе соответствующей детали оригинала;
- внешние размеры корпуса автобалансира 3 совпадают с размерами серийной платформы;
- радиус беговой дорожки шаров 7 в корпусе автобалансира 3 не меньше суммы диаметра вала и диаметра шара 7 и не больше диаметра сита 5;
- высота беговой дорожки шаров 7 не превышает расстояния между нижней гранью сита 5 и верхней гранью корпуса 1;
- диаметр шаров 7 не превышает высоты беговой дорожки.

Созданные детали собираются в сборку (рис. 1, б) с использованием инструментов сопряжения - «Совпадение», «Концентричность», «Расстояние», «Параллельность» для соответствующих окружностей, поверхностей, плоскостей, осей и точек. На столе 10 с помощью инструмента сопряжения «Совпадение», дважды примененном к окружностям, фиксируется начальное положение корпуса соковыжималки 1. В корпусе 1 соковыжималки с помощью инструмента сопряжения «Совпадение» (совпадение окружностей) фиксируется начальное положение ротора 6. С помощью инструмента сопряжения «Концентричность», дважды примененном к цилиндрическим поверхностям, на корпусе соковыжималки 1 закреплена нижняя крышка 4 и на вал ротора 6 насажен корпус автобалансира 3. На корпус автобалансира 3 с помощью инструментов сопряжения «Концентричность» (для цилиндрических поверхностей) и «Совпадения» (для окружностей) закреплено сито 5. На внутренней боковой грани сита 5 с помощью инструмента сопряжения «Расстояние» (от точки до плоскости и от точки до оси) на определенном расстоянии от верхней кромки сита закреплен шар 8, моделирующий дисбаланс. В середину корпуса автобалансира 3 с помощью инструмента «Расстояние» (от точки до оси и от точки до плоскости) установлены шары автобалансира 7 таким образом, что они касаются боковой и верхней граней корпуса автобалансира 3. На нижней крышке 4 с помощью инструмента сопряжения «Совпадение» (для окружностей) и «Параллельность» (для цилиндрических поверхностей) закреплена верхняя крышка 9.

2.2. Обработка сборки модулем Cosmos Motion

Наложение кинематических связей

Неподвижные и подвижные детали. Стол 10 принят как неподвижная деталь (Ground Part), корпус 1, ротор 6 и шары автобалансира 7 – подвижные (Moving Part).

Фиксирование относительного положения деталей. Нижнюю 4 и верхнюю 9 крышки жестко присоединяем (Attach To) к корпусу соковыжималки 1, а корпус автобалансира 3, сито 5 и дисбаланс 8 - к ротору 6.

Cosmos Motion автоматически интерпретирует связи между подвижными деталями и способ их относительного движения. Каждую связь необходимо или принять или установить другую.

Движение ротора. Оставляем связь типа петля (Revolute Joint) ротора 6 с корпусом 1, которая дает возможность свободно вращаться ротору вокруг его продольной оси. Закон изменения угловой скорости вращения ротора моделируем трапецеидальной функцией: на участке разбега (первые 2 с) скорость возрастает от 0 до крейсерской скорости 3000 об/мин; на участке крейсерского движения она постоянна; на участке выбега (последние 10 с) - убывает от 3000 об/мин до 0.

Движение шаров. Возможны различные подходы к моделированию движения шаров в корпусе автобалансира. Мы используем усовершенствованный подход работы [10], обеспечивающий высокую скорость расчетов и достаточно точное моделирование процесса автобалансировки. Оставляем связи, интерпретированные Cosmos Motion (расстояние от точки до оси и до плоскости), которые дают возможность двигаться шарам 7 внутри корпуса автобалансира 3 по беговой дорожке, касаясь дна корпуса автобалансира. Шары в начальном положении касаются беговой дорожки.

Добавление силовых взаимодействий между телами системы

Моделирование опор. Силовое воздействие каждой из четырех упруго-вязких опор 2 корпуса соковыжималки 1 моделируется с использованием инструмента «Втулка» («Bushing»). При этом предварительно удалены связи (совпадение окружностей) фиксирующие положение корпуса 1 относительно стола 10.

Моделирование сил вязкого сопротивления, препятствующих относительному движению шаров. В работе [11] для каждого шара данные силы моделируются с помощью двух поступательных демпферов (Translational Damper) с линейными

характеристиками. Демпферы связывают центры шаров с неподвижными относительно корпуса автобалансира точками, расположенными диаметрально противоположно на траектории движения центров шаров.

В данной работе силы вязкости моделируются с использованием инструмента «Втулка» («Bushing») с изотропными свойствами.

Моделирование дисбаланса сита. Дисбаланс сита смоделирован с помощью шара малого радиуса 8 (рис. 1, а), жестко закрепленного на боковой грани сита. При этом можно изменять как массу шара 8, так и его расстояние до верхней кромки сита.

3. Выбор критериев качества работы автобалансира

Критериями качества работы автобалансира выбраны:

- модуль остаточного виброускорения (m/c^2) точки D на горизонтальной поверхности верхней крышки (см. рис. 1, б) в случае фиксированного дисбаланса;
- время (c), в течение которого движение модели соковыжималки устанавливается - шары приходят в автобалансирировочное положение и становятся неподвижными относительно сита;
- среднее интегральное (за время работы модели соковыжималки) модуля виброускорения (m/c^2) точки D на горизонтальной поверхности верхней крышки в случае изменения дисбаланса в процессе работы модели соковыжималки.

Числовые значения критериев определяются: с графика модуля виброускорения; с графика угла между шарами в двухшаровом автобалансире; интегрированием по времени модуля виброускорения и т.д. Графики, табличные значения величин модуля виброускорения, углов между шарами и др. выдает Cosmos Motion при моделировании динамики соковыжималки.

4. Наладка и тестирование модели

4.1. Идентификация параметров модели и ее наладка

Выбираем параметры инструмента «Втулка» («Bushing») для опор корпуса:

- начальное напряжение опор (Force) вертикальное и оно уравнивает силу тяжести модели соковыжималки;
- силы упругого и вязкого сопротивления имеют поступательные свойства (Translational Properties) и изотропны (Isotropic);
- значение линейного коэффициента упругости (Stiffnes) принято равным жесткости одной опоры натурной соковыжималки, найденной экспериментальным путем по «проседанию» корпуса от тестовой вертикальной нагрузки;
- значение коэффициента вязкости (Damping) такое, что при тестовом отклонении корпуса от положения равновесия его колебания затухают за минимальное время (находится методом последовательных проб).

Выбираем параметры инструмента «Втулка» («Bushing») для шаров:

- постоянные силы (Force) и моменты (Torque), а также коэффициент задающий упругий момент (Stiffness в Torsional Properties) принимаются равными нулю;
- коэффициент, задающий линейные упругие силы (Stiffness в Translational Properties) принимается равным 10000 (Н/мм), а - линейные вязкие силы (Damping в Translational Properties) – 3 (Н сек/мм) (такие силы удерживают шар на беговой дорожке);
- величина коэффициента, задающего момент вязкого сопротивления (Damping в Torsional Properties) подбирается такой, что в вертикально расположенном корпусе автобалансира шар при тестовом отклонении от положения равновесия возвращается в него за минимальное время (находится методом последовательных проб).

Выбираем параметры моделирования («Options»):

- а) в меню «World» устанавливаем направление действия силы тяжести (Direction) – параллельно оси вала ротора от ротора к столу;
- б) в меню «Simulation» задаем общее время процесса моделирования (Duration)

T и количество кадров или шагов моделирования K (Number of Frames).

Рассмотрим некоторые соотношения между T и K .

Для исследования переходных процессов рекомендуется принимать $K = k \cdot v \cdot T$, где $v = 50 \text{ c}^{-1}$ - частота вращения ротора на крейсерской скорости, k - натуральное число, задающее число равномерно распределенных замеров изучаемых величин на одном обороте. При $k \geq 10$ по полученным данным можно строить синусоидальные зависимости.

Для моделирования стробоскопического эффекта, используемого при изучении относительного движения шаров, следует рассматривать частный случай - $K = v \cdot T$ ($k = 1$). При этом:

- на каждом обороте производится один замер изучаемых величин при одном и том же угловом положении ротора;

- время проведения эксперимента уменьшается в k раз.

Для исследования установившихся режимов движения рекомендуется принимать $K = T \cdot N / (1 + 1/k)$ или $K = T \cdot N / (1 - 1/k)$. При этом:

- на каждых k оборотах для изучаемых величин производится k равномерно распределенных по окружности замеров - по одному на каждом обороте;

- по полученным замерам при $k \geq 10$ можно строить синусоидальные зависимости

- время проведения эксперимента может даже уменьшиться по сравнению с предыдущим случаем.

4.2. Тестирование модели. Проверяем работоспособность модели соковыжималки на простых тестах, качественные результаты которых известны.

Тест 1. При отсутствии дисбаланса. В этом случае автобалансировка должна всегда наступать и шары в автобалансире должны расположиться таким образом, чтобы не создавать дисбаланс - два шара должны занять диаметрально противоположные положения, три - образовать правильный треугольник, а четыре - прямоугольник.

Результаты тестирования для разного количества шаров показаны на рис. 2, а-в.

Тест 2. При наличии дисбаланса. Тест проводится при двух шарах в автобалансире. При увеличении массы дисбаланса должна увеличиваться балансирующая емкость, используемая автобалансиrom для его уравнивания и поэтому шары в автобалансире должны сближаться, выстраиваясь напротив дисбаланса.

На рис. 3 показаны положения двух шаров (4,2 гр) при наступлении автобалансировки в зависимости от массы m_s дисбаланса (темный шар) - $m_s = 2,5 \text{ гр}$ (рис. 3, а); $m_s = 3,0 \text{ гр}$ (рис. 5, б); $m_s = 3,5 \text{ гр}$ (рис. 3, в).

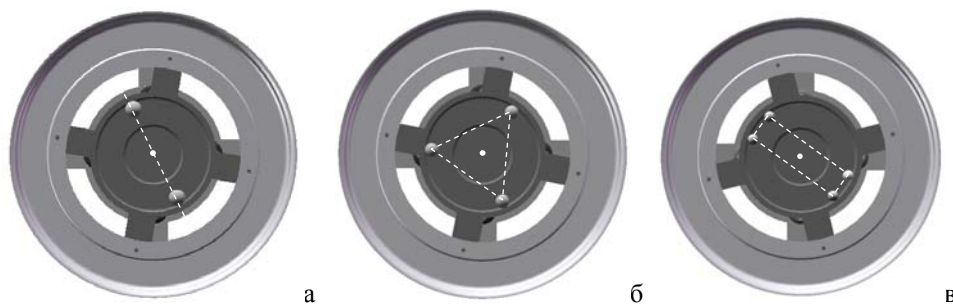


Рисунок 2 - Автобалансирующие положения шаров при отсутствии дисбаланса и разном количестве шаров в автобалансире

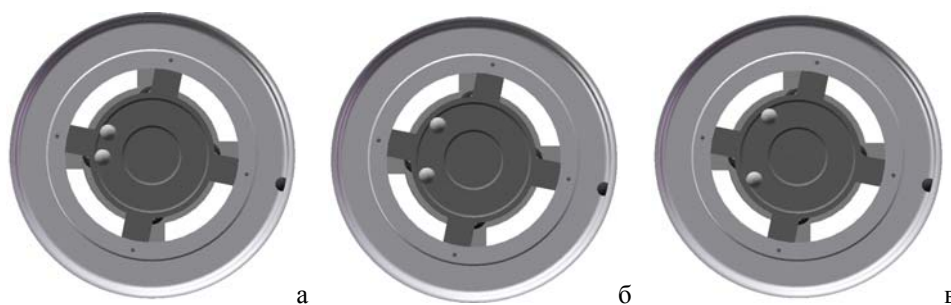


Рисунок 3 - Автобалансирующие положения шаров в двухшаровом автобалансире в зависимости от массы m_s дисбаланса

Следует отметить, что примененный подход к моделированию процесса автобалансировки обеспечил большую скорость расчетов, позволяющую проводить за короткий промежуток времени большое число виртуальных экспериментов. При этом созданная модель достаточно точно моделирует процесс автобалансировки – процессы разгона и выбега ротора и шаров, приход шаров в автобалансирующее положение, реакцию шаров на дисбаланс и т.д.

Выводы.

1. Используемая методика 3D моделирования динамики центробежной соковыжималки с автобалансиром обеспечивает высокую скорость расчетов и может рассматриваться как стандартная при моделировании процесса автобалансировки в различных роторных системах.

2. Созданная 3D модель центробежной соковыжималки с автобалансиром работоспособна и ее основные параметры соответствуют модернизированной соковыжималке отечественного производства СВПП-201.

3. С помощью созданной 3D модели можно проводить полнофакторные и многофакторные эксперименты, в частности – 2-х и 3-х уровневые, для поиска оптимальных значений параметров 3D модели и модернизированной соковыжималки.

Список литературы

1. Летаев Д.А. Бытовые электроприборы для кухни. Справ. пособие. – Москва: Легпромбытиздат, 1992. – 96 с.
2. Партала О.Н. Справочник по ремонту бытовых электроприборов. - СПб: Наука и техника, 2010. – 400 с.
3. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия / Гусаров А.А. – М.: Наука, 2002. – 119 с.
4. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами / Філімоніхін Г.Б. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
5. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы. – Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1985. – 84 с.
6. Rodrigues, D.J.; Champneys, A.R.; Friswell, M.I.; Wilson, R.E. Automatic two-plane balancing for rigid rotors. International Journal of Non-Linear Mechanics vol. 43 issue 6 July, 2008. – p. 527-541.
7. Пат. 77192 України, МПК G01M 1/32 Електрична центрифужна напівавтоматична соковыжималка / Філімоніхін Г.Б., Гончаров В.В.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – № u201203340; заявл. 20.03.2012; опубл. 11.02.2013, Бюл.№3.
8. Коваленко О.В. Числове моделювання процесу зрівноваження кульовими автобалансирами дисків ручних шліфувальних машин / О.В. Коваленко, Г.Б. Філімоніхін // Вісник гірничого університету. – 2009, №10. – С. 72–77.
9. Алямовский А.А. COSMOSWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 784 с.
10. Kuang-Hua Chang. Motion Simulation and Mechanism Design with COSMOSMotion 2007. Paperback: 142 pages. Publisher: Schroff Development Corporation (July 14, 2008). ISBN–10: 1585034827.
11. Гончаров В.В. 3D моделирование динамики центробежной соковыжималки с шаровым автобалансиром / В.В. Гончаров, Г.Б. Филимонихин // “Технологічний аудит та резерви виробництва”, 2013, т.6, №. 1 (14).- С. 15–18.

Valeriy Goncharov, Gennady Filimonikhin

Kirovograd national technical university

3D model to study the dynamics of the centrifugal juicer with ball autobalancing

In the process of work of electric centrifugal juicers (juicers) with the cylindrical sieve the pulp is distributed non-uniformly on a sieve which causing a significant imbalance and vibration of machine case.

To balance these juicers on the go in the operation the authors propose their modernization which consists in replacing the standard platform for mounting the sieve by platform combined with ball auto-balancer.

In order to study the process of balancing by auto-balancer of juicer's cylindrical sieve created its 3D model with using the CAD system SolidWorks and its module Cosmos Motion. The simulation was performed in a technique that can be adopted as the standard for modeling process-balancing in rotor systems. It includes the steps of:

- 1) creation of models of details of a juicer in SolidWorks;
- 2) union of details in assembly;
- 3) kinematic and power processing of assembly by the Cosmos Motion module;
- 4) choice of criteria of quality of operation of the auto-balancer and juicer (the value of the module of residual acceleration of the case, time of onset of auto-balancing etc.);
- 5) adjustment of the model (the values of its parameters are selected in maximum accordance with the real machine);
- 6) the choice of model parameters;
- 7) test of the model of elementary tasks, the results of which are known or can be easily interpreted.

The model of a juicer created by the offered technique is efficient and provides high speed of calculations. Its key parameters correspond to a natural juicer with the ball-type auto-balancer. By means of the created model it is possible to make fully - factorial and multiple-factorial experiments, in particular – with 2-levels, 3-levels, for search of optimum values of parameters of a juicer with the auto-balancer.

centrifugal juicer, dynamics, computer modeling, auto-balancer, imbalance, vibrations, balancing

Отримано 23.11.13

УДК 631.331.5

В.П.Горобей, канд. техн. наук

Науково-виробниче об'єднання «Селта» Національного наукового центру «Інститут механізації і електрифікації сільського господарства» НААН

М.А.Литвиненко, д-р с.-г. наук, акад. НААН

Селекційно-генетичний інститут – національний центр насіннізнавства та сортовивчення НААН

Дослідження експериментальної селекційної сівалки СЦН-10 в польових умовах

Приведено конструкційні схеми селекційної сівалки СЦН-10 та комбінованого дводискового сошника та якісні показники роботи сівалки.

сівалка, селекція, етап, розсадник, порційний висівний апарат, комбінований сошник, агроформи
В.П.Горобей, канд.т ехн. наук

Научно-производственное объединение «Селта» Національного наукового центра «Інститут механізації і електрифікації сільського господарства» НААН

Н.А.Литвиненко доктор с.-г. наук, академик НААН,

Селекційно-генетичний інститут- національний центр семеноведення і сортоизучения НААН

Исследования экспериментальной селекционной сеялки СЦН-10 в полевых условиях

Приведены конструкционные схемы селекционной сеялки СЦН-10 и комбинированного двухдискового сошника и качественные показатели работы сеялки.

сеялка, селекція, етап, питомник, порціонний высеваючий апарат, комбінований сошник, агропотребування

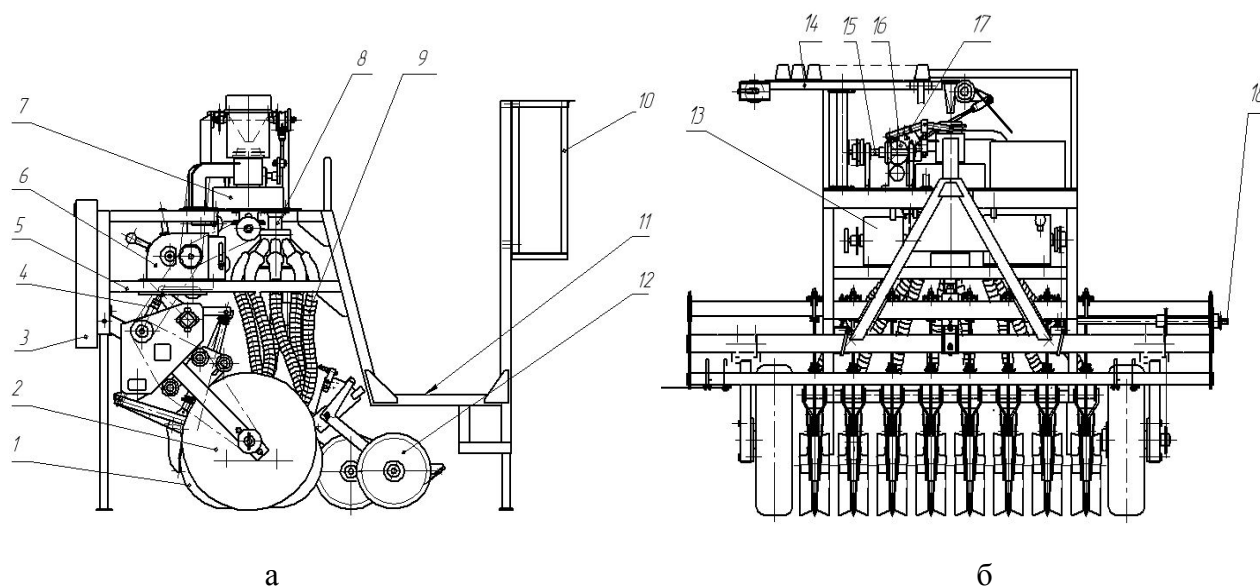
Постановка проблеми. Селекційні сівалки касетні автономного висіву для другого етапу та касетні централізованого висіву для третього етапу селекційно-насінницьких робіт з порційним висівним апаратом вироблялись Московським заводом дослідних конструкцій Всеросійського інституту механізації і поставлялись багато років тому назад централізовано в селекційні центри. До сьогодні вони є найбільш розповсюдженими в селекційній роботі установ, підвідомчих НААН. Сівалки фірми Wintershteiger (Австрія) та аналоги інших іноземних виробників впроваджуються у вітчизняних селекційних центрах обмежено. Дослідження, розробка та впровадження касетних селекційних сівалок на сучасній елементній базі з новими технічними рішеннями в конструкціях висівних апаратів є актуальними.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Селекційні сівалки розподілені на чотири групи у відповідності з етапами селекційно-насінницького процесу. За етап приймається стадія селекційно-насінницького процесу, що характеризується відповідним комплексом технологічних прийомів. Таким чином, групуючи сівалки за етапами їх співвідносять не з видами розсадників, а з варіантами технології виконання робіт на дослідних ділянках [1,2]. В попередні роки поставлені на вітчизняне виробництво сівалки для 2-го та 4-го етапів, в 2010р. виготовлений дослідний зразок сівалки СЦН-10 для третього етапу та переданий в Селекційно-генетичний інститут на господарчі випробування. До третього етапу відносяться розсадники попереднього і конкурсного сортовипробування, що складаються з багаторядних ділянок, при цьому кожна ділянка засівається насінням різних сортів чи селекційних ліній. Сівалки обладнуються апаратами порційного типу, що висівають завантажену в них порцію насіння повністю на ділянці заданої довжини. Площа ділянки обумовлена стандартом, тому норма висіву залежить від маси порції насіння, що завантажується у висівний апарат сівалки. Глибина закладання насіння всіма селекційними сівалками 2...8см. Кількість зразків, що висіваються по кожній культурі в межах навіть одного розсадника може досягати декількох десятків тисяч [3]. Конструкція базової сівалки для третього етапу з порційним висівним апаратом, що нерідко використовується у вітчизняних селекційних центрах з радянських часів до сьогодні, передбачає максимальне число рядків, що засіваються дводисковими сошниками [2]. Модернізація сівалки в частині висівного апарату повинна включати і сошники, що в дослідних значно покращували якість розподілу насіння по глибині в тому числі при підвищених швидкостях руху висівного апарату [4,5].

Мета роботи. Модернізація сівалки в частині висівного апарату з сошниками, що покращують якість розподілу насіння по глибині в тому числі при підвищених швидкостях руху висівного апарату.

Матеріали досліджень. Сівалка у відповідності з рисунками 1 а і б складається з рами 5, сошників 1, опорних коліс 2, прикочувальних котків 12, коробки передач 6, програмної коробки 13, висівного апарату, який складається з дозатора 7, розподільника насіння 8, насіннепроводів 9, транспортера касет 14, вала кулачкового 16, вала проміжного 15, механізму завантаження дозатора насінням 17 і електрообладнання.

Рама призначена для кріплення всіх частин сівалки і має замок автозчіплювача 3, майданчик для оператора 11 і контейнер для касет з насінням 10. Опорні колеса закріплені на поперечній балці рами з можливістю регулювання ширини колії (відстані між колесами) переміщенням їх по балці. Від лівого колеса приводяться в дію всі механізми сівалки через ланцюгові передачі.



1-сошник; 2- опорні колеса; 3 – замок автозчіплювача; 4-гвинтовий механізм заглиблення сошників; 5- рама; 6-коробка передач; 7- дозатор; 8-розподільник насіння; 9-насіннепроводи; 10-контейнер для касет з насінням; 11- майданчик для оператора; 12 –прикочувальні котки; 13- програмна коробка; 14- транспортер касет; 15- вал проміжний; 16- вал кулачковий; 17- механізм завантаження дозатора насінням; 18- привідний вал

а-вигляд збоку; б – вигляд спереду

Рисунок 1 – Схема сівалки

Сошники закріплені на сошниковому брусі рами і мають можливість регулювання висоти відносно рами за допомогою гвинтового механізму 4. Відстань між сусідніми сошниками також може регулюватися переміщенням їх по сошниковому брусу. Конструкцією сівалки передбачена можливість використання дводискових, анкерних або кілевидних сошників.

Прикочувальні котки застосовуються при використанні дводискових сошників. Вони шарнірно кріпляться до корпусів сошників і мають можливість регулювання висоти відносно сошників.

При використанні кілевидних або анкерних сошників замість прикочувальних котків використовуються ланцюгові шлейфи, які додаються до сівалки.

Коробка передач призначена для установа довжини висіву, яка здійснюється зміною зчеплення трибових коліс коробки, які передають обертання від опорного колеса на дозатор. Коробка передач має дві ступені регулювання.

Програмна коробка призначена для формування між'ярусної доріжки. Установлення ширини між'ярусної доріжки здійснюється зміною зчеплення трибових коліс, які передають обертання від коробки передач на кулачковий вал.

Сівалка вкомплектована дводисковим сошником з кілеподібною частиною, шарнірно прикріпленою між дисками до корпусу сошника, на відміну від технічного рішення [5], що забезпечує підвищення рівномірності глибини закладення насіння шляхом унеможливлення підйому нижньої частини наральника на висоту, що не перевищує величину агротехнічного допуску $<\Delta_{agr}$ [6].

Вирішення поставленої задачі здійснюється таким чином, що дводисковий комбінований сошник, що вміщує встановлені з можливістю обертання кутом вперед по ходу руху сошника два плоскі диски і розташовану між дисками кілеподібну частину, прикріплену до корпусу за допомогою додатково встановленої шарнірної підвіски і пружини, яка має розтруб і наральник. Згідно конструкції шарнірна підвіска прикріплена до сполученого з корпусом сошника тримача, що складається з двох щік,

утворюючих порожнину, в яку вставлена кілеподібна частина таким чином, що вісь шарнірної підвіски кілеподібної частини розташована ззаду неї по ходу руху сошника, а проекція осі на дно насінневої борозенки збігається із зоною контакту нижньої частини наральника і дна насінневої борозенки, при цьому відстань від осі шарнірної підвіски до дна насінної борозенки вибрана із співвідношення:

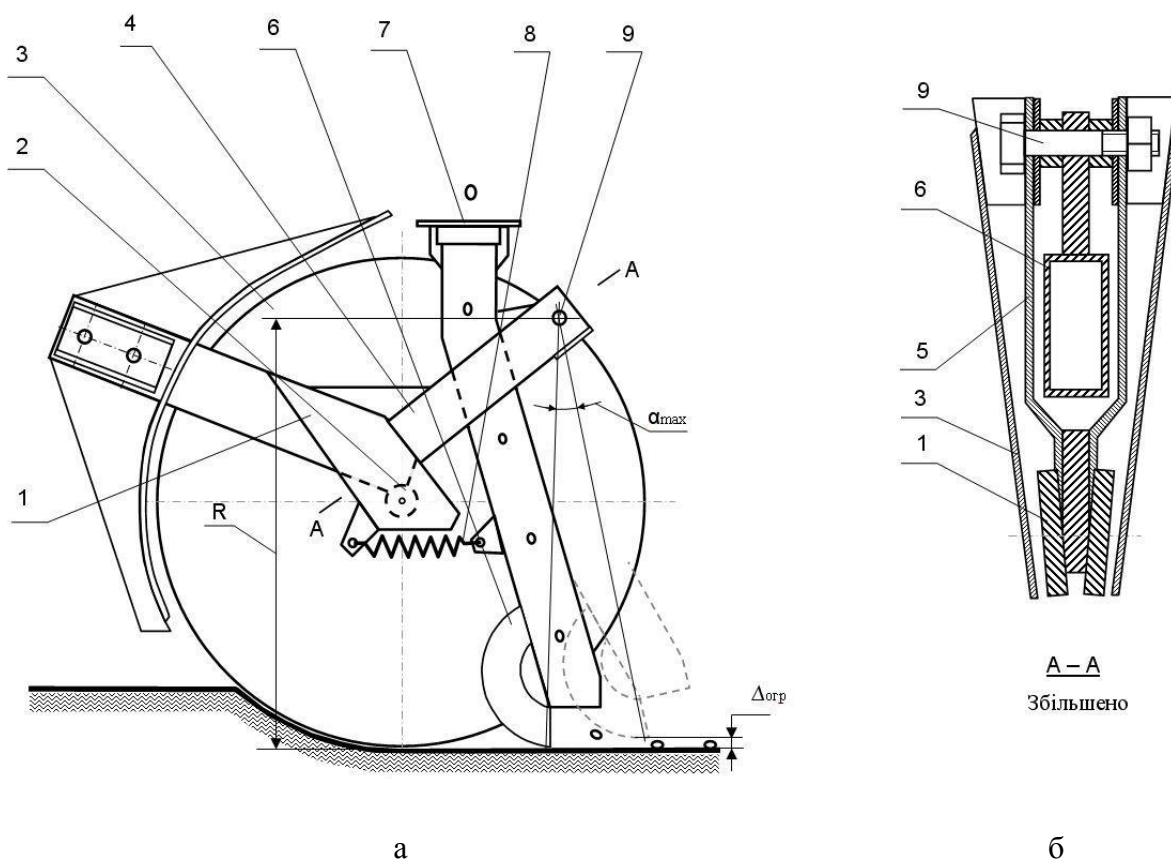
$$R \times (1 - \cos \alpha_{\max}) < \Delta_{agr} , \quad (1)$$

де R – відстань від осі шарнірної підвіски до дна насінної борозенки;
 α_{\max} – максимальний кут відхилення кілеподібної частини від осі шарнірної підвіски;

Δ_{agr} – величина агротехнічного допуску на глибину закладення насіння.

Кріплення шарнірної підвіски до сполученого з корпусом сошника тримача дозволяє зменшити підйом нижньої частини наральника над дном насінневої борозенки при відхиленні кілеподібної частини відносно осі шарнірної підвіски.

Дводисковий комбінований сошник зображений на кресленнях рис.2, де на рис.2,а - представлений вигляд збоку при знятому лівому диску, на рис.2,б – перетин по А-А в збільшеному вигляді.



1-корпус; 2- вісь; 3- диск; 4- тримач; 5-щока; 6- наральник; 7-розтруб; 8-пружина; 9- шарнірна підвіска;
 а - вигляд збоку при знятому лівому диску, б – перетин по А-А

Рисунок 2 – Схема дводискового комбінованого сошника

Сошник складається з корпусу 1, в якому на осях 2 встановлені з можливістю обертання кутом вперед по ходу руху сошника два плоскі диски 3. Між дисками з корпусом сполучений тримач 4, що складається з двох щік 5. У порожнину, утворену

шоками, вставлена кілеподібна частина комбінованого сошника, що має розтруб 7 і наральник 6, і прикріплена до корпусу 1 пружиною 8, а до щік тримача – за допомогою шарнірної підвіски 9, яка розташована відносно ходу сошника ззаду кілеподібної частини.

Працює дводисковий комбінований сошник таким чином.

При русі сошника диски 3, обертаючись на осях, відкривають насінневу борозенку. Вставлена в порожнину тримача 4, утворену шоками 5, і підвішена до нього за допомогою шарнірної підвіски 9 кілеподібна частина сошника пружиною 8 прижмається нижньою частиною наральника 7 до dna насінневої борозенки і ущільнює його.

Насіння, падаючи з висівного апарату посівної машини, приймається розтрубом 7 кілеподібної частини сошника і прямує по ньому на дно борозенки.

Польові дослідження сівалки з комбінованим дводисковим сошником проведені в умовах розсадників СГП. Сівалкою навішеною на трактор Т-25А з шириною колії 2,0м, з встановленими комбінованими сошниками з міжряддям 0,15м, шириною захвату 1,5м засіяні ділянки довжиною від 2 до 20м ярого ячменю, озимого ячменю та озимої пшениці нормою висіву 3,5;4,0;4,5;5,0 млн.шт./га, глибина загортання 40; 60;80мм. Довжина міжярусної доріжки від 0,35до 0,65м. Нерівномірність висіву вздовж рядка 4%, нерівномірність висіву між сошниками – 3%, подрібнення насіння до 1%. Місткість касети, см³ - 250, кількість касет в блоці, що висівається без зупинки-10.

Висновки. Польовими дослідженнями конструкції сівалки селекційної СЦН-10 встановлена її здатність виконувати технологічний процес у відповідності до агрономічного третього етапу селекційно-насінницьких робіт. Застосування в конструкції сівалки комбінованого дводискового сошника забезпечує можливість більш рівномірного розподілу і висіву насіння в ґрунт.

Основним недоліком дводискового сошника, яким вкомплектовані як правило сівалки, є підвищена нерівномірність глибини закладання насіння, особливо на підвищених швидкостях сівби. Насіння, що падає в борозенку, що відкривається поблизу обертаючихся дисків, викидається в її верхню частину і на ложе не попадає. В комбінованому сошнику падаюче насіння не контактує з дисками і падає в очищену і додатково ущільнену полозовидною частиною сошника борозенку безпосередньо на ложе. В процесі обробки ґрунту створюється щільне ложе на глибині закладання насіння, яке до моменту сівби, навіть в достатньо суху осінь, залишається вологим. Насіння, що попало на таке ложе, швидко проростає.

Список літератури

1. Гайфуллин А.Х. Унификация размеров и других параметров деленок для механизации селекционных работ/Селекция и семеноводство.1974. №5 .- С.51-57.
2. Руководство по механизации селекционно-семеноводческих процессов/Г.А.Гоголев отв.за выпуск. М.ВИМ.1988.-145 с
3. Дунаевский Д.Б. Механизация опытных работ в растениеводстве/Д.Дунаевский, Е.Конюшков, Н.Филенков, В.Пьяных м.ВНИИТЭИсельхоз МСХ СССР. 1971. -125 с.
4. Сисолін П. Нові сошники для якісної сівби зернових культур/ П.Сисолін, А.Бойко//Техніка АПК. 2005. - № 3-4. – С.6-7.
5. Горобей В.П.Дослідження дводискового комбінованого сошника для смугового висіву зернових культур/В.Горобей, В.Лузін// Вісник аграрної науки.2010.- Спец.випуск.- С. 74-76.
6. Патент України № 93837 С2 А01С 7/00 Дводисковий комбінований сошник Горобей В.П., Лузін В.А., Красніченко О.Л. 10.0-3.2011. Бюл.№5. - 2011

Vasiliy Gorobey

Scientific-manufacturing association «Selta» of National scientific center «Institute of agriculture mechanization and electrification»of NAAN

Nikolay Litvinenko

Selection-genetic institute - National center of seed-growing and sorting (sort-testing) of NAAN
Investigation of experimental selection seeder СЦН-10 in field conditions

It is demonstrated that field investigation of selection seeder construction СЦН-10 showed ability to made technological process in dependence from agrodemands on the third stage of selection seed-growing works.

The use in construction of seeder combined twodisks ploughshare provides possibility more uniform seed sowing into soil. Principle defect twodisks ploughshare which is in complaction of seeders is raized depth uniform of seed sowing especially with raised sowing velocity. Seeds which drop in furrow near adjustable disks throw out in its upper part and they do not hit on the couch.

In combined ploughshare falling seeds do not contact with disks and drop in clean and in additionally narrowed by ploughshare runner part of the furrow spontaneously on the couch.

In soil cultivation process narrow couch is formed on the depth of seeds laying which before sowing moment is humid even in dry autumn. Seeds which dropped on that couch quickly germinate.

seeder, selection, stage, plot, portion sowing apparatus, combined ploughshare, agrodemands

Одержано 10.10.1

УДК 631.331.92:635.646

К.М. Думенко, доц., д-р техн. наук, К.С. Шевченко, інж.

Миколаївський національний аграрний університет

Аналіз проблематики виділення насіння в Україні та особливості побудови лінії для виділення насіння з баклажанів

У статті наведено проблеми та потребу України в якісному насіннєвому матеріалі, яка особливо гостро постала на Півдні України, також запропоновано лінію для виділення насіння баклажанів, яка б відповідно дозволила вирішити проблему в повній мірі.

мацерований насінник, технологічна лінія, статистичні дані

К.Н. Думенко, Е.С. Шевченко

Николаевский национальный аграрный университет

Анализ проблематики выделение семена в украине и особенности построения линии для выделения семян из баклажанов

В статье приведены проблема и потребность Украины в качественном семенном материале, которая особенно остро ощущается на юге Украины и предложена линия для выделения семян баклажанов, которая согласно удовлетворит эти потребности в полной мере.

мацерований семенники, технологическая линии, статистические данные

Постановка проблеми. Виробництво насіннєвого матеріалу пасльонових культур – одна з найважливіших проблем, що склалася в галузі переробки овоче-баштанної продукції. Якісний насіннєвий матеріал – це одна з головних умов, що дозволяє підвищити врожайність і знизити собівартість вирощуваної продукції, а якісно організоване виробництво насіння в господарствах – виробниках товарної продукції, підвищує продуктивність виробничих посівів на 20...25%.

Метою даної галузі є розмноження сортового насіння, забезпечення збереження всіх його морфологічних ознак, біологічної чистоти (відсутність домішок інших сортів та видів), врожайності та сортових якостей, які є характерними лише для даного сорту.

Потреба населення України в продукції пасльонових культур, а відповідно в насінневому матеріалі баклажанів, залежить від обсягів посіву даних культур. Відповідну залежність можна простежити дослідивши усереднені статистичні показники посівних площ південного регіону України за 2010 – 2013 рр. (табл.1). Основними областями, які займаються вирощуванням баклажанів є: АР Крим, Херсонська, Миколаївська та Одеська. Для забезпечення сільськогосподарських підприємств використовують валютні запаси для закупівлі основного насінневого матеріалу за кордоном: Угорщина, Болгарія, США, Голандія тощо. Решту насіння власноруч забезпечують дрібні господарства, витрачаючи на отримання 1 кг насіння 16...20 люд.-год. [12, 13].

Таблиця 1 – Зведені середні статистичні дані посіву баклажанів на Півдні України

Область	Площа посівів, га	Валовий збір, тис. ц.	Врожайність, ц/га	Норма насіння, кг/га	Потреба в насінниках, тис.ц	Потреба в насінні, кг	Площа під насінниками, га
Миколаївська	812,3	57708	71,0	0,4	2,1	325	30,51
Херсонська	3119,2	398634	127,8	0,4	8,3	1248	65,00
Одеська	2111,7	174005	82,4	0,4	5,6	845	68,34
АР Крим	1372,7	100345	73,1	0,4	3,6	549	50,08

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогодні кількість овоче-баштанного насіння, що ввозиться із-за кордону сягає 70-80% від загальної потреби Півдня України. Проблема невирішеною залишається і на сьогодні. Проведена сільськогосподарська реформа у 1999 році лише ускладнила ситуацію. Великі господарства були розбиті на малі, що знищило дану галузь взагалі, так як виробником насіння має бути велике господарство з потужністю державних масштабів.

З 2000 року починають з'являтися публікації та роботи, які присвячені дослідженню механізації виділення насіння овоче-баштанних культур: солодкого то гострого перецю, огірка та дині. Але проблема виділення насіння баклажанів механізованим шляхом досі є невирішеною. Адже, насінник (плід) баклажана є досить складним за своєю будовою, тому процес виділення потребує індивідуального підходу і використання особливої технології, яка буде враховувати його фізико-технологічні властивості та біологічні особливості будови плоду.

Постановка завдання. Для вирішення поставленої задачі на факультеті механізації сільського господарства МНАУ було розроблено лінію з технологією виділення насіння баклажанів. Метою даної лінії є подрібнення мацерованого насінника баклажана з одночасним промиванням водою, що дає можливість якісно вимивати насіння.

Виклад основного матеріалу. Для повного вирішення задачі в технологічній лінії встановлено допоміжні агрегати: транспортер та гідропневматичний сепаратор насіння.

На рис. 1 наведено конструктивну схему лінії для виділення насіння баклажанів з використанням планетарної машини.

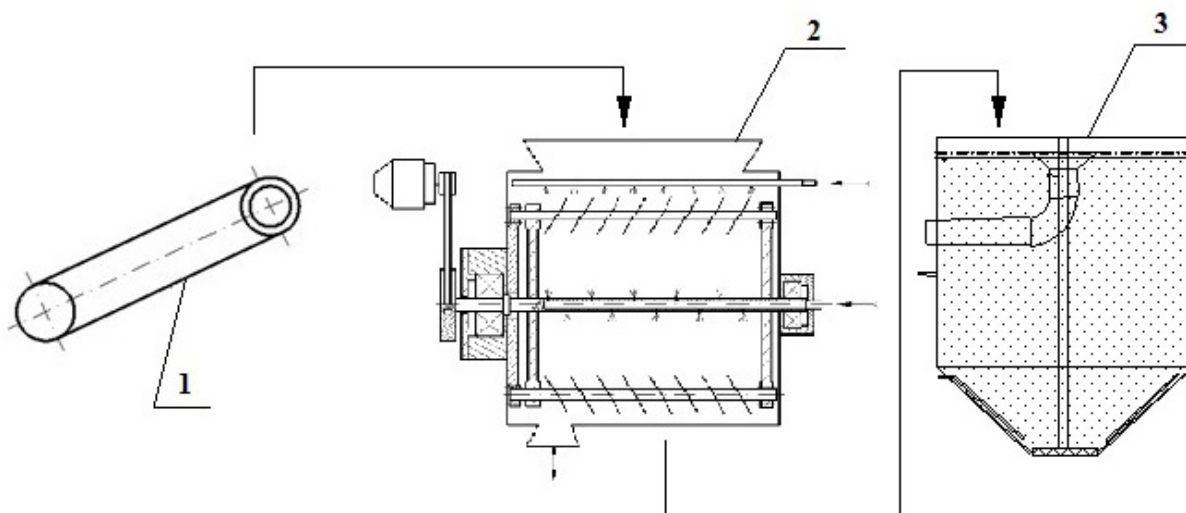


Рисунок 1 – Конструктивна схема лінії для виділення насіння з використанням планетарної машини

Технологічний процес виділення насіння в запропонованій лінії відбувається наступним чином.

Мацеровані насінники подаються транспортером 1 в завантажувальну горловину планетарної машини 2, де вони інтенсивно перетираються в зазорі між сітчастою частиною барабану та ножовими пластинами. Під час перетирання до середини машини подається під тиском вода, що промиває мацеровану масу, вимиває насіння з насінників та не дозволяє налипати насіннєвій масі на робочі органи машини. Насіння з водою виводять через дно машини і подається до гідропневматичного сепаратору 3. До сепаратору також подається під тиском вода, яка за рахунок барботації прискорює вимивання слизу та дрібних домішків та піднімає їх на поверхню, при цьому виводить з сепаратору разом з пустотілим насінням. А чисте, відмите насіння залишається на дні машини та виводиться назовні.

Висновок. Лінія для виділення насіння баклажана з використанням планетарної машини дає можливість якісно та інтенсивно перетирати мацеровані насінники баклажанів та промивати перетерту масу водою, внаслідок чого можна отримувати насіння баклажанів механізованим шляхом, що раніше було неможливим.

Список літератури

1. Деклараційний патент Україна, МПК А23N15/00. Лінія для виділення насіння овоче-баштаних культур / К.М.Думенко, С.І.Пастушенко, М.М.Огієнко, О.А.Горбенко, Г.О.Іванов.– № 34921; Заявл. 04.04.2008; Опубл. 26.08.2008, Бюл. № 16. – 4 с.
2. Анисимов И.Ф. Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур / И.Ф. Анисимов.- Кишинев: Штиинца, 1987. – 292 с.
3. Медведев В.П. Механизация производства семян овощных и бахчевых культур / В.П. Медведев, Дураков А.В - М.: Агропромиздат, 1985. – 320 с.
4. Думенко К.М. Перспективи розвитку обладнання для отримання насіння пасльонових культур на Півдні України // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв, 2002. – Вип. 6(20). – С. 237-242.
5. Іванов Г.О., Галєєва А.П., Думенко К.М. Шляхи вдосконалення технологічного обладнання отримання насіння овочевих культур // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв, 2002. – Вип. 2(16). – С. 243-249.
6. Патент на корисну модель України, МПК А23N 4/00. Лінія для виділення насіння томатів та баклажанів / К.М. Думенко, К.С. Шевченко, Є.Ю. Безуглий. - № u 2011 13284; Заявл. 11.11.2011; Опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8.
7. Лудилев В.А. Семеноводство овощных и бахчевых культур / В.А. Лудилев – М.: Агропромиздат, 1987. – 222 с.

8. Прохоров И.К. Селекция и семеноводство овощных культур / И.К. Прохоров – М.: Колос, 1997. – 478 с.

K. Dumenko, K. Shevchenko

Mykolayiv National Agrarian University

Analysis of problems release seeds in ukraine and features construction lines for allocation of seeds of eggplant

In this article the problem and the need for Ukraine to quality seed, which is particularly acute in the South of Ukraine. To solve this problem at the Faculty of Agricultural Mechanization MNAU line was developed with technology selection eggplant seeds. The purpose of this line is crushing macerated testes eggplant while washing with water, enabling high quality flush seeds. Line selection eggplant seeds using a planetary machine enables high quality and intensely grind macerated testes mashed eggplant and rinse water weight. The result is that you can get seeds of eggplant mechanized way that was not previously possible.

macerated testes , technological line statistics

Одержано 17.11.13

УДК 631.3.004

**В.Ю.Ільченко, проф., канд. техн. наук, Р.Г.Пономаренко, пров. фак.,
Н.О.Пономаренко, асп., В.В.Ісак, магістр**

Дніпропетровський державний аграрний університет

Енергетична оцінка роботи розкидачів мінеральних добрив відцентрового типу

Викладено методику і результати розрахунку енергетичної оцінки розкидачів мінеральних добрив.
енергетика, оцінка, розкидачі, добрива, диск, робочі органи

В.Ю.Ильченко, Р.Г.Пономаренко, Н.А.Пономаренко, В.В.Исак

Днепропетровский государственный аграрный университет

Энергетическая оценка работы разбрасывателей минеральных удобрений центростремительного типа

Изложена методика и результаты расчета энергетической оценки разбрасывателей минеральных удобрений.

енергетика, оцeнка, разбрасыватели, удобрения, диск, рабочие органы

В сільськогосподарському виробництві знаходять свою нішу такі типи машин для внесення мінеральних добрив у ґрунт[1]:

- а) для внесення добрив в період обробки ґрунту та підготовки його до сівби;
- б) для внесення добрив одночасно з сівбою насіння;
- в) для підживлення рослин в період вегетації.

Машини для внесення мінеральних добрив в період обробки та підготовки ґрунту до сівби розділяють на наступні:

- для поверхневого внесення добрив з наступним їх загортанням (тукові розкидні сівалки, вапно-розкидачі);

- для внесення добрив під час основного обробітку ґрунту (тукові пристосування до плуга);

- для внесення добрив на деяку глибину (тукові пристосування на чизель, культиватор і т.д.).

Машини для суцільного внесення добрив комплектуються такими робочими органами [2]:

- живильні ємності для добрив;
- дозувальні пристрої для подачі заданої кількості добрив;
- пристрої для розподілення добрив по поверхні поля.

Заробка і перемішування добрив з кореневмісним шаром ґрунту виконується робочими органами ґрунтообробних машин.

Енергетична оцінка роботи розкидачів не проводилась. Поставлена задача полягає в оцінці розкидачів мінеральних добрив різних типів за енергоємністю.

Метою даної роботи було обґрунтування енергоємності машин для суцільного внесення добрив з відцентровими робочими органами.

Первинними даними для обґрунтування складу МТА, оскільки ми розраховуємо енергоємність приведених варіантів, є змінні норми виробітку ($W_{зм}$) та витрати палива ($g_{га}$).

Всі розрахунки ведуть на 1 га

Розрахунки проведені для кожного складу агрегату з метою виконання операції основного внесення мінеральних добрив.

Результати досліджень. Енергоємності операції основного внесення мінеральних добрив приведені в таблиці та на рисунках 1, 2.

Порівняння енергоємності технологічних операцій розкидання мінеральних добрив з механізованим і ручним завантаженням мінеральних добрив показало, що при механізованому завантаженні розкидачів енергоємність складає 124 МДж/га, а при ручному завантаженні енергоємність складає 130 МДж/га. Тобто механізоване навантаження практично не впливає на енергоємність операції.

Структура затрат енергії при внесенні мінеральних добрив розподіляється таким чином: затрати енергії на трактори складає 13%, на розкидачі – 3%, на паливо – 70% і на працю людини – 14%. Аналіз даних дозволяє зробити висновок, що 70% всіх витрат енергії припадає на паливо, тому орієнтовно за витратою палива можна оцінювати енергоємність розкидання добрив.

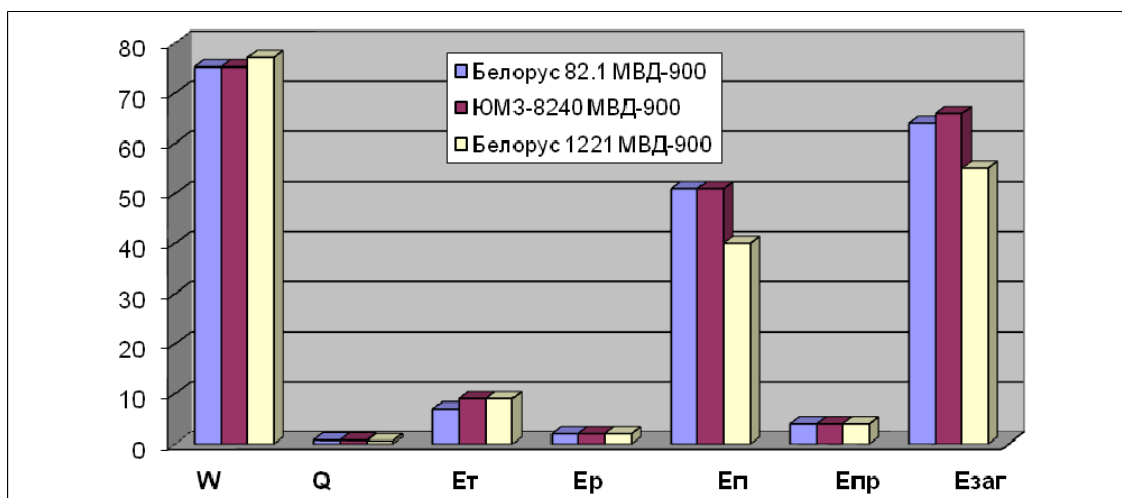


Рисунок 1 – Результати досліджень енергоємності операції основного внесення гранульованих добрив (механізований спосіб завантаження)

Аналіз енергоємності операцій розкидання різних мінеральних добрив (табл.1) показав, що найменші затрати енергії відбуваються при внесенні добрив розкидачами МВД-900 – 76 МДж/га, дещо зростають вони у розкидача МВСУ-0.6АГ – до 175 МДж/га, а у розкидача МВУ-100 до 178. Найбільше зростають затрати у розкидача «Amazone»ZA-MCompact» – до 297 МДж/га.

Найменші затрати енергії відбуваються при внесенні гранульованих добрив. Так при внесенні добрив розкидачем МВД-900 енергоємність операції складає 62 МДж/га, при внесенні гранульованих добрив розкидачем МВД-0.5 – 89 МДж/га (рис.2); при внесенні гранульованих добрив розкидачами МВСУ-0.6АГ – 123 МДж/га, а розкидачем МВУ-100 – 137 МДж/га. Найбільша енергоємність внесення гранульованих добрив розкидачем «Amazone»ZA-MCompact» – 197 МДж/га.

Дещо більші затрати енергії при внесенні кристалічних добрив. При внесенні кристалічних добрив розкидачем МВД-900 енергоємність операції складає 63 МДж/га. Дещо вища енергоємність внесення кристалічних добрив при використанні розкидача МВД-0.5 – 119 МДж/га. Ще вища енергоємність внесення кристалічних добрив при використанні розкидача МВСУ-0.6АГ – 175 МДж/га. При використанні розкидача МВУ-100 енергоємність складе – 152 МДж/га.

Найбільші затрати енергії при внесенні кристалічних добрив відбуваються при використанні розкидачів «Amazone»ZA-MCompact» – 226 МДж/га.

Найбільша енергоємність операції при внесенні порошко- та пилоподібних добрив, за використання розкидача МВД-900, енергоємність складає 93 МДж/га, а при використанні розкидача МВСУ-0.6АГ – 260 МДж/га. При використанні розкидача МВУ-100 енергоємність операції дорівнюватиме 170 МДж/га. Лідером з усіх машин при розкиданні порошко- та пилоподібних добрив є розкидач «Amazone»ZA-MCompact» – 287 МДж/га.

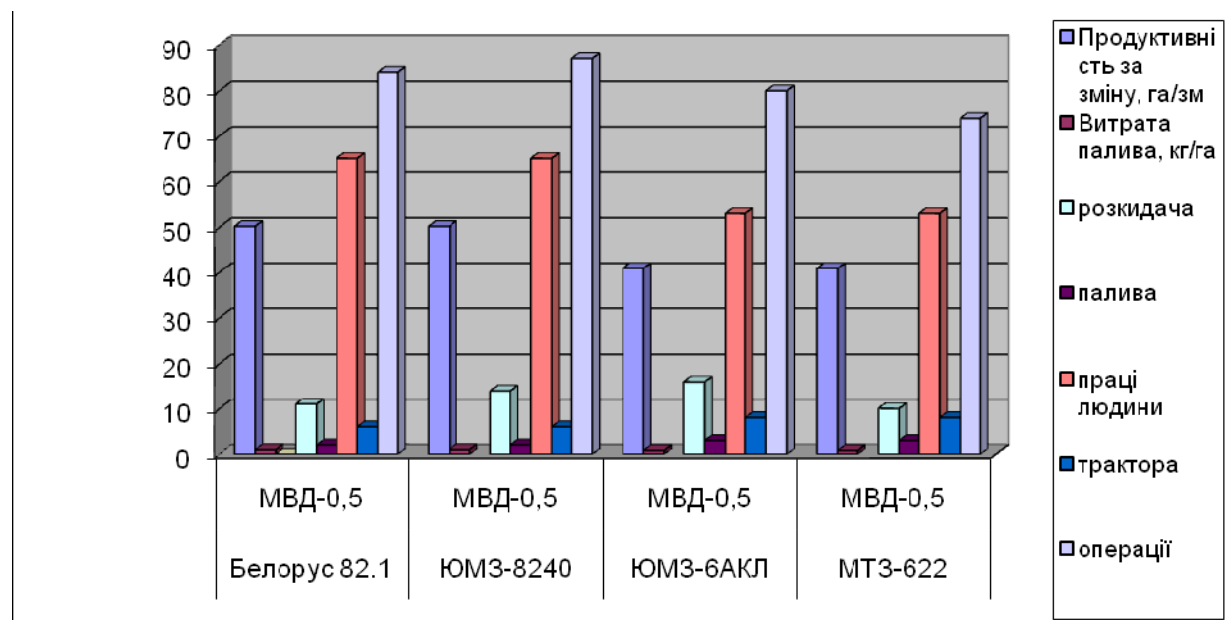


Рисунок 2 – Результати досліджень енергоємності операції основного внесення гранульованих добрив с.-г. машиною МВД-0,5 з різними тракторами

Таблиця 1 - Дослідження енергоємності операції розкидання мінеральних добрив

Варіант	Марка трактора	Марка розкидача	Продуктивність за зміну, га/зм	Витрата палива, кг/га	Спосіб завантаження	Енергоємність, МДж/га				
						трактора	палива	праці людини	операції	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Гранульовані добрива										
1.	Белорус 82.1	МВД-900	75,2	0,77	механізований	7	2	51	4	64
2.	ЮМЗ-8240	МВД-900	75,2	0,77		9	2	51	4	66
3.	Белорус 1221	МВД-900	77,1	0,61		9	2	40	4	55
Кристалічні добрива										
4.	Белорус 82.1	МВД-900	62,1	0,96	механізований	9	3	63	3	78
5.	ЮМЗ-8240	МВД-900	62,1	0,96		11	3	63	5	82
6.	Белорус 1221	МВД-900	68,0	0,72		11	2	47	5	65
Порошко- та пилоподібні добрива										
7.	Белорус 1221	МВД-900	54,5	0,94	механізований	13	3	62	6	84
Гранульовані добрива										
8.	Белорус 82.1	МВД-900	66,9	0,71	вручну	11	2	47	11	71
9.	ЮМЗ-8240	МВД-900	70,9	0,82		10	2	54	10	76
10.	Белорус 1221	МВД-900	73,5	0,61		10	2	40	10	62
Кристалічні добрива										
11.	Белорус 82.1	МВД-900	59,2	0,97	вручну	9	3	64	12	88
12.	ЮМЗ-8240	МВД-900	59,2	0,97		12	3	63	12	90
13.	Белорус 1221	МВД-900	73,5	0,64		10	2	42	10	64
Порошко- та пилоподібні добрива										
14.	Белорус 82.1	МВД-900	52,5	0,95	вручну	14	3	62	18	97
15.	ЮМЗ-8240	МВД-900	49,1	0,97		15	3	64	14	96

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Гранульовані добрива										
16.	MT3-80	«Amazone» ZA-M «Compact»	29,1	2,45	механізо ваний	19	6	161	11	197
Кристалічні добрива										
17.	MT3-80	«Amazone» ZA-M «Compact»	24,9	2,84	механізо ваний	22	6	186	12	226
Порошко- та пилоподібні добрива										
18.	MT3-80	«Amazone» ZA-M «Compact»	19	3,69	механізов аний	28	5	242	12	287
Гранульовані добрива										
19.	T-012-02	МВУ-100	10,9	1,06	вручну	12	3	70	50	135
20.	T-012-02	МВУ-100	10,1	1,09		12	3	72	51	138
Кристалічні добрива										
21.	T-012-02	МВУ-100	8,6	1,12	вручну	14	3	74	60	151
22.	T-012-02	МВУ-100	8,4	1,13		15	3	74	61	153
Порошко- та пилоподібні добрива										
23.	T-012-02	МВУ-100	7,7	1,27	вручну	16	4	83	66	169
24.	T-012-02	МВУ-100	7,6	1,28		16	4	84	67	171
Гранульовані добрива										
25.	Белорус 82.1	МВД-0,5	50,2	0,99	механізований	11	2	65	6	84
26.	ЮМЗ-8240	МВД-0,5	50,2	0,99		14	2	65	6	87
27.	ЮМЗ-6АКЛ	МВД-0,5	40,9	0,8		16	3	53	8	80
28.	MT3-622	МВД-0,5	40,9	0,8		10	3	53	8	74
Кристалічні добрива										
29.	Белорус 82.1	МВД-0,5	41,4	1,23	механізо ваний	13	3	67	7	90
30.	ЮМЗ-8240	МВД-0,5	41,4	1,23		17	3	81	7	108

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
31.	ЮМЗ-6АКЛ	МВД-0,5	33,7	0,99	механізо ваний	19	3	65	9	96
32.	МТЗ-622	МВД-0,5	33,7	0,99		12	3	65	9	89
Гранульовані добрива										
33.	Белорус 82.1	МВД-0,5	47,3	1,05	вручну	11	3	69	15	98
34.	ЮМЗ-8240	МВД-0,5	47,3	1,05		15	3	69	15	102
35.	ЮМЗ-6АКЛ	МВД-0,5	38,6	0,85		17	3	56	19	95
36.	МТЗ-622	МВД-0,5	38,6	0,85		11	3	56	19	89
Кристалічні добрива										
37.	Белорус 82.1	МВД-0,5	39,5	1,24	вручну	14	3	81	18	116
38.	ЮМЗ-8240	МВД-0,5	39,5	1,24		18	3	81	18	120
39.	ЮМЗ-6АКЛ	МВД-0,5	32,2	1,00		21	3	66	22	112
40.	МТЗ-622	МВД-0,5	32,2	1,00		13	3	66	22	104
Гранульовані добрива										
41.	Белорус 82.1	МВСУ-06АГ	37,9	1,31	механізований	14	3	86	8	111
42.	ЮМЗ-8240	МВСУ-06АГ	37,9	1,31		19	4	86	8	117
43.	ЮМЗ-8240	МВСУ-06АГ	37,9	1,31		14	4	86	8	112
Кристалічні добрива										
44.	Белорус 82.1	МВСУ-06АГ	26,5	1,95	механізований	20	4	128	12	164
45.	ЮМЗ-8240	МВСУ-06АГ	26,5	1,95		27	6	128	12	173
46.	ЮМЗ-8240	МВСУ-06АГ	26,5	1,95		20	6	128	12	166
Порошко- та пилоподібні добрива										
47.	Белорус 82.1	МВСУ-06АГ	20,3	2,58	механізовані	27	5	169	15	216

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Гранульовані добрива										
48.	Белорус 82.1	МВСУ-06АГ	36	1,38	вручну	15	3	91	14	123
49.	Белорус 82.1	МВСУ-06АГ	34,2	1,45		16	3	95	15	129
50.	ЮМЗ-8240	МВСУ-06АГ	36,0	1,38		20	5	91	20	136
51.	ЮМЗ-8240	МВСУ-06АГ	36,0	1,38		15	5	91	20	131
Кристалічні добрива										
52.	Белорус 82.1	МВСУ-06АГ	25,5	1,96	вручну	21	4	129	20	174
53.	Белорус 82.1	МВСУ-06АГ	24,6	1,98		22	4	130	21	177
54.	ЮМЗ-8240	МВСУ-06АГ	25,5	1,96		28	6	129	28	191
55.	ЮМЗ-8240	МВСУ-06АГ	25,5	1,96		21	6	129	28	184
Порошко- та пилоподібні добрива										
56.	Белорус 82.1	МВСУ-06АГ	19,8	2,60	вручну	27	5	171	26	332
57.	Белорус 82.1	МВСУ-06АГ	19,2	2,62		28	5	172	27	232

Аналіз енергоємності агрегату для розкидання добрив від енергетичного засобу і розкидача показав, що витрати енергії найбільші у агрегаті, складеного із трактора МТЗ-80 і розкидача «Амаzone»ЗА-МСcompact», та залежить від добрива, яке розкидається: для гранульованих добрив енергоємність складає 197 МДж/га, для кристалічних добрив – 226 і для порошко- та пилоподібних добрив – 287 МДж/га.

Для агрегату, складеного із трактора Беларус 82.1 і розкидача МВСУ-0.6АГ, на внесенні різних добрив енергоємність розкидання добрив складе: для гранульованих добрив – 129 МДж/га, для кристалічних добрив – 177, для порошко- та пилоподібних – 332 МДж/га.

Енергоємність внесення добрив агрегатом ЮМЗ-8240 і МВСУ-0.6АГ не суттєво відрізняється від попереднього агрегату і складає: для гранульованих добрив – 136 МДж/га, для кристалічних добрив – 191 і для порошко- та пилоподібних добрив – 232 МДж/га.

Найменшу енергоємність складають агрегати:

- Беларус 82.1 з МВД-900: енергоємність для гранульованих добрив – 64 МДж/га, кристалічних – 78 МДж/га.

- ЮМЗ-8240 з МВД-900: енергоємність для гранульованих добрив – 66 МДж/га, кристалічних – 82 МДж/га.

-Белорус 1221 з МВД-900: енергоємність для гранульованих добрив –55 МДж/га, кристалічних – 65 МДж/га, для порошко- та пилоподібних добрив – 84 МДж/га.

Не суттєво відрізняються за енергоємністю від наведених вище і агрегати Беларус 82.1 з МВД-0.5 (84 МДж/га), ЮМЗ-8240 з МВД-0.5 (87 МДж/га), а також МТЗ-622 з МВД-0.5 (74 МДж/га).

Висновки. Затрати енергії при розкиданні міндобрив розподіляються так: трактори – 13%, розкидачі – 3%, паливо – 70%, праця людини – 14%.

Порівняння технологічних процесів розкидання міндобрив з механізованим завантаженням (енергоємність 124 МДж/га) і ручним завантаженням (130 МДж/га) показало, що енергоємність механізованого завантаження зменшується лише на 4%.

Найменші витрати енергії відбуваються при внесенні гранульованих добрив, дещо більші – кристалічних добрив, а значно зростає енергоємність при внесенні порошко- та пилоподібних добрив.

Найбільша енергоємність відбувається при використанні розкидача «Amazon»ЗА-МСomраст», енергоємність знижується при використанні МВСУ-0.6АГ. Ще більше знижується енергоємність при використанні розкидача МВД-900. Максимальні показники зниження енергоємності відбуваються при використанні розкидача МВД-0.5.

Список літератури

1. Адамчук В.В. Підсумки створення технологічних комплексів для застосування твердих мінеральних добрив і хіммеліорантів // Техніка АПК, №3, 2000. – С. 10-12.
2. Дипломне проектування з машино використання у рослинництві: навчальний посібник / Кобець А.С., Ільченко В.Ю., Бутенко В.Г. та ін. / за ред. А.С.Кобця. – Дніпропетровськ: РВВ ДДАУ, 2007. – 288 с.
3. Практикум з використання машин в рослинництві / В.Ю.Ільченко, А.С.Кобець, В.П.Мельник та ін. / – Дніпропетровськ: РВВ ДДАУ, 2002. – 212 с.
4. Пастухов В.І. Енергетична оцінка механізованих технологій рослинництва. Методи і результати. – Харків: «Ранок НТ», 2003. – 100 с.
5. Енергетичний аналіз інтенсивних технологій в сільськогосподарському виробництві / О.В. Медведовській, П.І. Іваненко. – К.: Урожай, 1991. – 217 с.
6. Козаченко О.В. Проблеми ресурсозбереження сільськогосподарських агрегатів. Харків: Торнадо, 2008. – 272 с.

V.IIchenko, R.Ponomarenko, N.Ponomarenko, V.Isak

Dnepropetrovsk state agrarian university

Power estimation of work of throwing about of mineral fertilizers

A method and results of calculation of power estimation of throwing about of mineral fertilizers is expounded.

The obtained formulae allow to determine the absolute velocity fat disk and angle of departure required for determining the width of the lens cover. On the basis of analysis of motion of financial particle for the blades of centrifugal working organ along a sending rib structural descriptions of the fourblade throwing about are grounded.

Withdrawn simple enough for engineering application of the formula, giving an opportunity to substantiate the design of the disk diffuser fertilizers, which is guaranteed to improve scattering.

energy, evaluation, spreaders, fertilizer, disc, working bodies

Одержано 8.10.13

УДК 631.312

М.І. Ікальчик, інж.

ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут», м. Ніжин

Обґрунтування впливу конструктивних параметрів на продуктивність удосконаленої скреперної установки для прибирання гною

Теоретично обґрунтовано вплив зміни конструктивних параметрів на продуктивність удосконаленої скреперної установки. Визначені раціональні параметри скрепера при яких продуктивність набуває максимального значення.

скрепер, скребок, гній, конструктивні параметри, продуктивність

Н.И. Икальчик

ОП НУБіП України «Нежинский агротехнический институт», г. Нежин

Обоснование влияния конструктивных параметров на производительность усовершенствованной скреперной установки для уборки навоза

Теоретически обосновано влияние изменения конструктивных параметров на производительность усовершенствованной скреперной установки. Определены рациональные параметры скрепера, при которых производительность принимает максимальное значение.

скрепер, скребок, навоз, конструктивные параметры, производительность

Постановка проблеми. Видалення гною є одним з найскладніших процесів при утриманні ВРХ. Санітарний стан приміщення ферми і тварин залежить від своєчасного і повного видалення гною [1]. Суттєвий вплив на продуктивність скреперної установки мають її конструктивні та технологічні параметри. Під час роботи скреперної установки має місце не повне прилягання скребоків до dna гнойового каналу що приводить до зменшення продуктивності, і це спонукає до розробки нових конструкцій. Для покращення продуктивності скреперної установки рекомендується дослідити та привести до оптимального значення кут нахилу, кут розкриття скребоків та швидкість руху скрепера.

Аналіз останніх досліджень. Досліджуючи механізм розкриття скребоків штангових транспортерів Колде О.Ф. встановив [2], що тривалість розвороту скребка на холостому ході залежить від вихідного кута установки скребка. Левчикова М.В. встановила, що при збільшенні відношення висоти скребка скреперних установок до його довжини опір руху гною зростає, а при збільшенні кількості скреперів збільшується споживана потужність двигуна [3]. Роговий В.Д., Брагінець А.М. обґрунтовували параметри і розробили конструкцію установки для очистки стійл [4]. Нами була запропонована скреперна установка для прибирання гною [5], у якій пропонується робочу фронтальну поверхню скребоків виконано у вигляді відвала зі змінним радіусом кривизни. В результаті покращується якість прибирання гною та зменшується число робочих проходів скреперного пристрою. Така конструкція потребує проведення експериментальних досліджень для визначення конструктивних параметрів скреперного пристрою.

Мета досліджень. Обґрунтувати вплив кута нахилу, кута розкриття скребоків та швидкості скрепера на продуктивність удосконаленої скреперної установки для прибирання гною.

Результати досліджень. Для встановлення взаємозв'язку впливу кута розкриття скрепера X_1 (град.), кута нахилу скребоків скрепера X_2 (град.) та швидкості руху скрепера X_3 (м/с) на продуктивність удосконаленої скреперної установки $W_{СК}$ (кг/год.) у виробничих умовах було проведено експерименти за планом Бокса-Бенкіна. При цьому незмінними були розміри гноевого каналу та об'єм прибраного гною. За результатами багатфакторних експериментів було отримано математичну модель у вигляді поліномів другого порядку.

Аналіз залежностей (рис.1) показує, що зі збільшенням кута розкриття скрепера X_1 продуктивність $W_{СК}$ змінюється за параболічною функцією і має максимальне значення продуктивності при куті розкриття скребоків скрепера 70° та дорівнює 1950; 1900, та 1750 кг/год., для відповідних значень кута нахилу скребоків скрепера 30° ; 60° та 90° . Це пояснюється тим, що при куті розкриття 70° скрепер притискається до дна гноевого каналу з найбільшою силою за рахунок збільшення його довжини, а отже й маси. Це змушує скребок зануритись в гній на більшу глибину. При куті розкриття 120° скрепер притискається до дна гноевого каналу з найменшою силою. А при куті розкриття 170° продуктивність в незначній мірі підвищується за рахунок збільшення кута між напрямком руху скрепера та площиною передньої стінки скребка, відсутність ковзного підрізання гною занурює скребок в гній з більшим зусиллям.

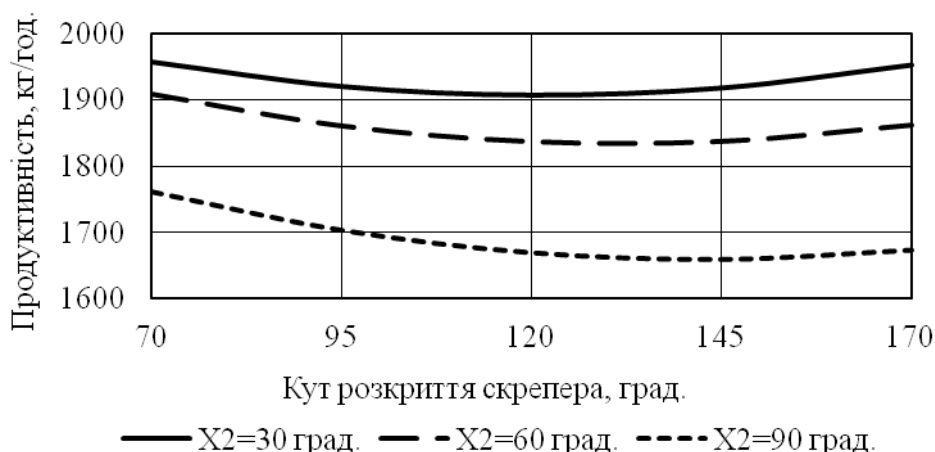


Рисунок 1 –Залежність продуктивності удосконаленої скреперної установки від кута розкриття скрепера при швидкості руху 0,11 м/с

Було встановлено (рис. 2), що збільшення продуктивності $W_{СК}$ відбувається при зменшенні кута нахилу скребоків скрепера X_2 . Це пояснюється руйнуванням зв'язків між шарами гною. Зокрема, при зменшенні кута нахилу скребоків скрепера з 90° до 30° спостерігається збільшення продуктивності скреперної установки на 8,8% для скрепера з кутом розхилу скребоків 120° , 8,5% для скрепера з кутом розхилу скребоків 170° і на 9% для скрепера з кутом розхилу скребоків 70° . Тому, що при куті нахилу 90° скребок загрибає не всю масу гною, а лише верхню її частину, яка не має зчеплення з дном гноевого каналу. При зменшенні кута нахилу передньої стінки в нижній частині утворюється гостра кромка, яка занурюється в гній. Також частина гною наповзає на поверхню самого скребка і притискає його до дна гноевого каналу, отже скребок буде захоплювати більший об'єм гною, що збільшує продуктивність скреперної установки.

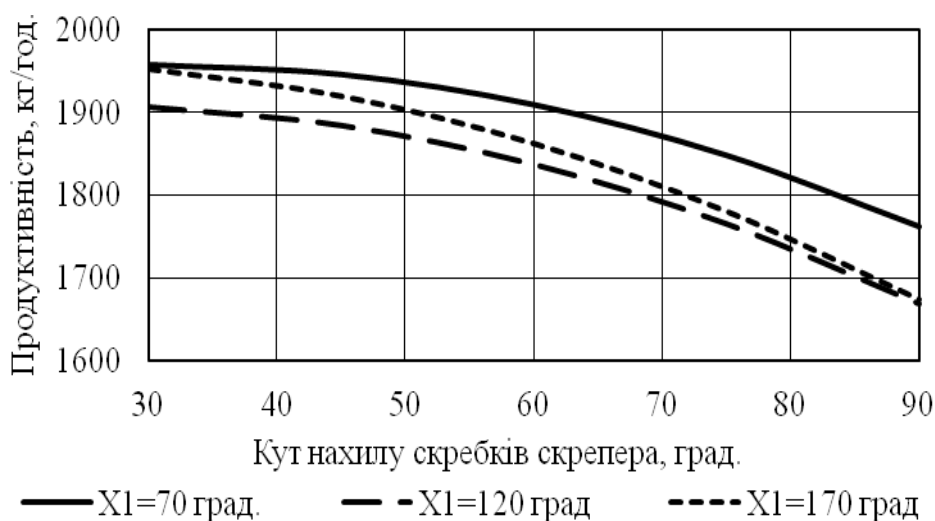


Рисунок 2 –Залежність продуктивності удосконаленої скреперної установки від кута нахилу скребків скрепера при швидкості руху 0,11 м/с

Аналіз взаємного впливу кута розкриття та кута нахилу скребків скрепера (рис.3) показав, що максимальне значення продуктивності удосконаленої скреперної установки дорівнює 1950 кг/год. для відповідного кута нахилу скребків скрепера 30° .

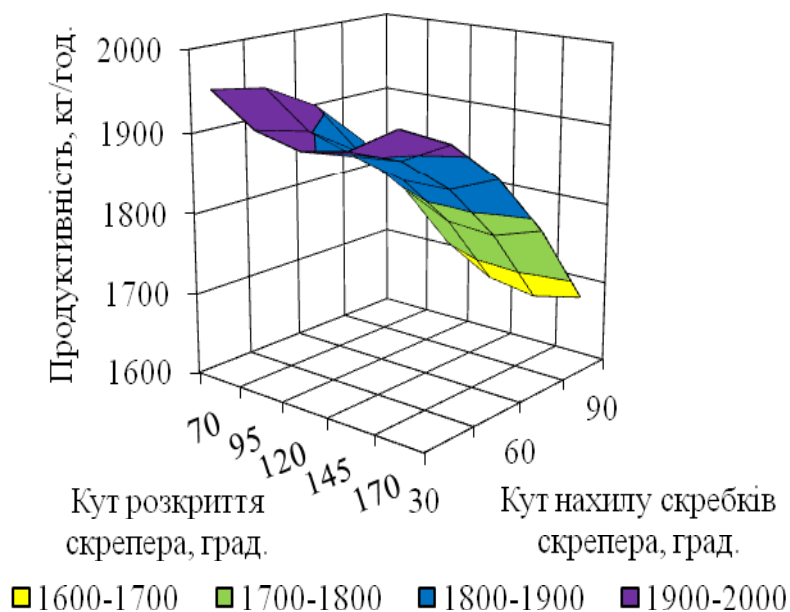


Рисунок 3 –Залежність продуктивності удосконаленої скреперної установки від кута розкриття та кута нахилу скребків скрепера

Аналіз залежностей (рис. 4) показує, що зі зміною кута розкриття скрепера X_1 продуктивність $W_{СК}$ залишається практично незмінною та дорівнює 700; 1900 та 3050 кг/год. для відповідних значень швидкості руху скрепера 0,04; 0,11 та 0,18 м/с, що вказує на недоцільність в подальшому врахування впливу даного фактору.

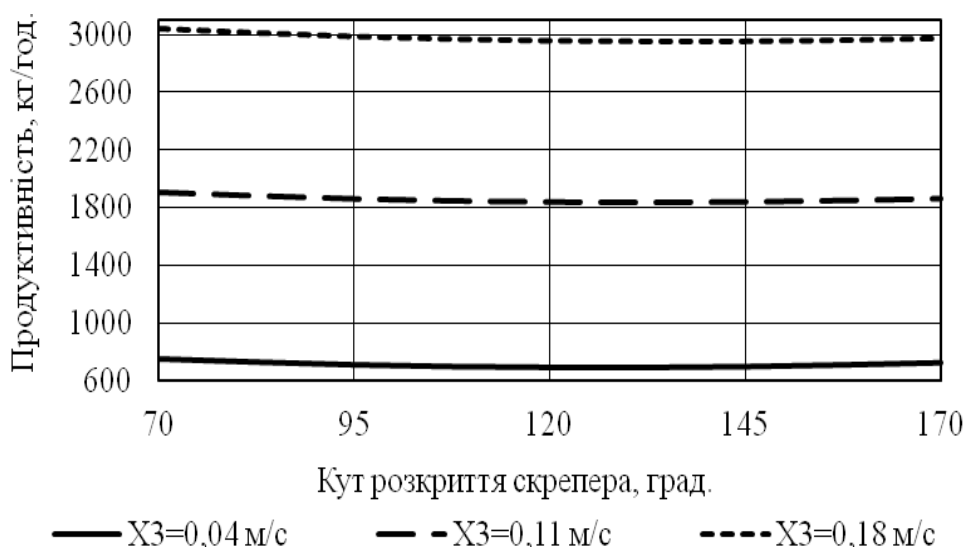


Рисунок 4 – Залежність продуктивності удосконаленої скреперної установки від кута розкриття скрепера при куті нахилу скребків скрепера 60 град

Встановлено (рис. 5), що зі збільшенням швидкості руху скрепера X_3 від 0,04 до 0,18 м/с продуктивність $W_{СК}$ зростає на 400%. Максимальне значення продуктивності при швидкості 0,18 м/с становить 3000 кг/год. для відповідних значень кута розкриття скрепера від 70° до 170° , що пояснюється проходженням скрепером довжини гнойового каналу за менший час.

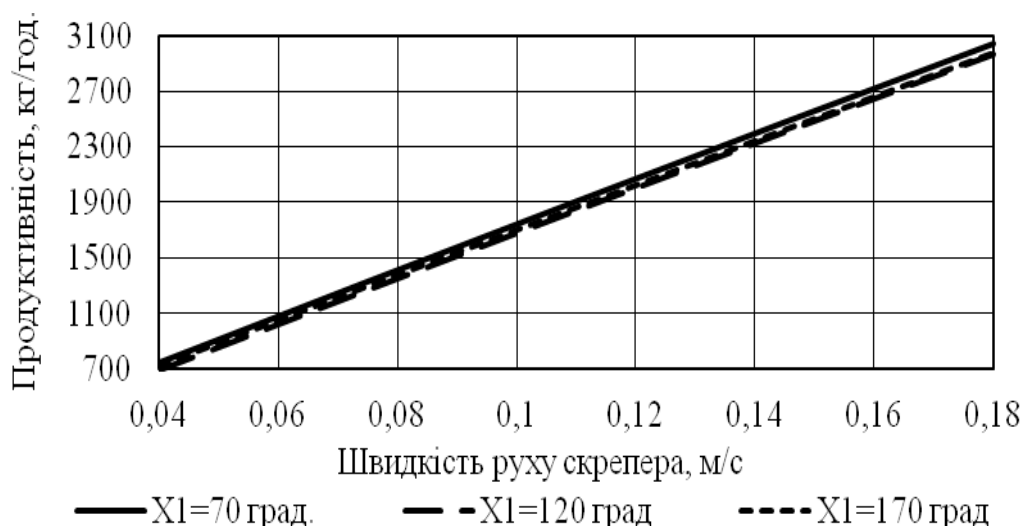


Рисунок 5 – Залежність продуктивності удосконаленої скреперної установки від швидкості руху скрепера при куті нахилу скребків скрепера 60 град

Аналіз взаємного впливу швидкості руху та кута розкриття скрепера (рис. 6) показав, що максимальне значення продуктивності удосконаленої скреперної установки дорівнює 3050 кг/год. для відповідного значення швидкості руху скрепера 0,18 м/с, при цьому кут розкриття скрепера на продуктивність установки впливу не має.

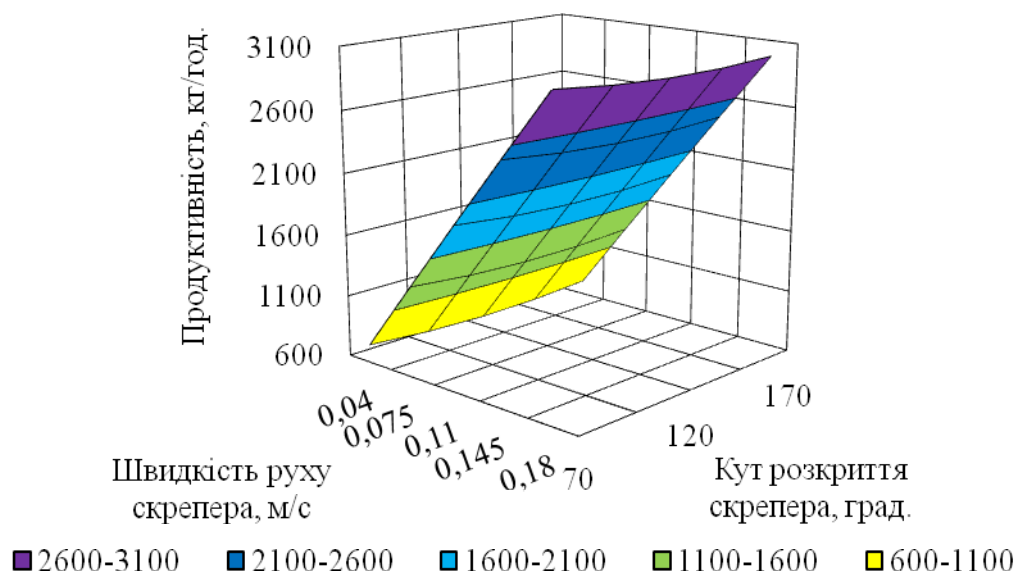


Рисунок 6 – Залежність продуктивності удосконаленої скреперної установки від швидкості руху та кута розкриття скрепера

Аналіз залежностей (рис. 7) показує, що кут нахилу скребків скрепера X_2 в незначній мірі, порівняно зі зміною швидкості руху скрепера, впливає на продуктивність удосконаленої скреперної установки $W_{СК}$. При куті нахилу скребків скрепера 30°; 60°; та 90°, продуктивність зменшувалась з 700 до 500 кг/год.; з 1900 до 1700 кг/год.; та з 3100 до 2700 кг/год., при відповідній швидкості скрепера 0,04; 0,11 та 0,18 м/с, що пояснюється незначним впливом сили протидії руху скрепера порівняно з силою тертя гною по робочій поверхні скребків.



Рисунок 7 – Залежність продуктивності удосконаленої скреперної установки від кута нахилу скребків скрепера при куті розкриття скребків скрепера 120 град

Встановлено (рис. 8), що зі збільшенням швидкості руху скрепера X_3 від 0,04 до 0,18 м/с продуктивність $W_{СК}$ при куту нахилу в 30° зростає з 750 до 3100 кг/год.; при куту нахилу в 60° зростає з 750 до 2950 кг/год., та при куту нахилу в 90° зростає з 600 до 2800 кг/год., що пояснюється проходженням скрепером довжини гнойового каналу за менший час.

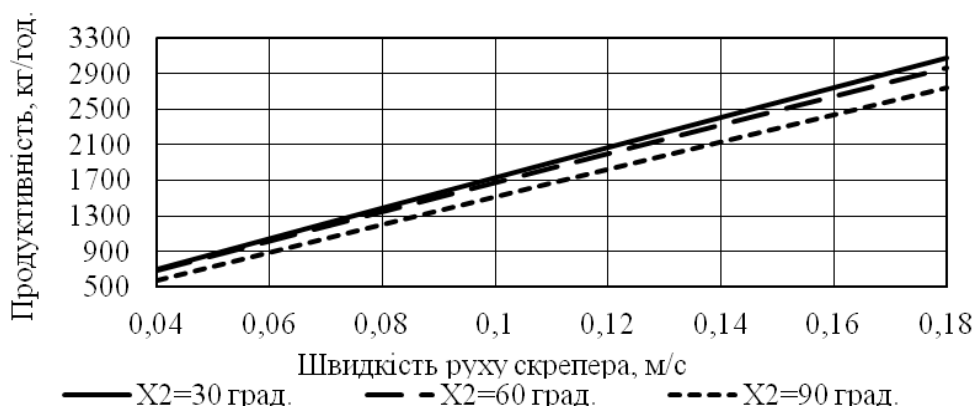


Рисунок 8 – Залежність продуктивності удосконаленої скреперної установки від швидкості руху скрепера при куті розкриття скребків скрепера 120 град

Аналіз взаємного впливу кута нахилу та швидкості руху скребків скрепера (рис.9) показав, що зі збільшенням швидкості руху скрепера продуктивність зростає і набуває максимальної величини 3100 кг/год. для відповідного значення швидкості руху скрепера 0,18 м/с, при цьому кут нахилу скребків скрепера на продуктивність установки має незначний вплив.

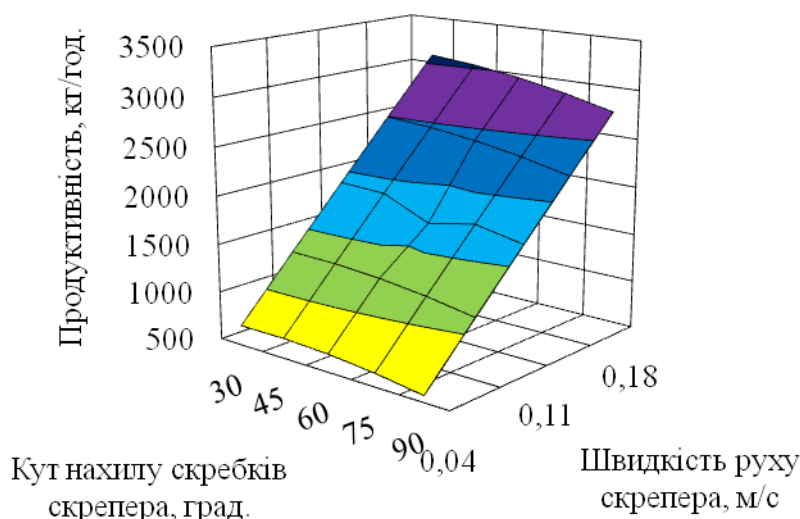


Рисунок 9 –Залежність продуктивності удосконаленої скреперної установки від кута нахилу та швидкості руху скребків скрепера

Рівняння регресії залежності продуктивності скреперної установки $W_{СК}$ (кг/год.) від зміни кута розкриття скрепера X_1 (град.), кута нахилу скребків скрепера X_2 (град.), та швидкості руху скрепера X_3 (м/с) за результатами проведеного ПФЕ 3^3 має вигляд:

$$W_{СК} = 96,1236 - 3,9807X_1 + 6,9367X_2 + 18623,6109X_3 + 0,0194X_1^2 - 0,0547X_2^2 - 2787,3432X_3^2 - 0,0140X_1X_2 - 2,7188X_1X_3 - 23,9166X_2X_3 .$$

Статистичне оцінювання отриманих результатів включало перевірку на однорідність дисперсій за критерієм Кохрена. Адекватність отриманої математичної моделі та її придатність для опису досліджуваного процесу перевіряли за критерієм Фішера. Визначення значущості коефіцієнтів регресії проводили за критерієм Стьюдента. Гіпотеза про адекватність рівняння підтверджується і його можна використовувати для опису процесу.

На основі експериментальних досліджень було встановлено, що продуктивність змінюється від 550 до 3100 кг/год. Із збільшенням швидкості руху скрепера від 0,04 до 0,18 м/с спостерігається збільшення продуктивності на 490%, в той же час зі зменшенням кута нахилу скребка скрепера від 90° до 30° збільшується значення продуктивності удосконаленої скреперної установки на 117%.

Висновки. Застосування методики планування багатофакторного експерименту дало можливість встановити взаємозв'язок основних параметрів скреперної установки і режимів її роботи в вигляді рівняння регресії. На основі аналізу цього рівняння, було встановлено, що продуктивність видалення гною має максимальне значення 3000 кг/год. при встановленні кута розкриття скрепера $X_1 = 70^\circ$; кута нахилу скребоків скрепера $X_2 = 30^\circ$, та швидкості руху скрепера $X_3 = 0,18$ м/с.

Список літератури

1. Ревенко І.І. Машини та обладнання для тваринництва: підручник / Ревенко І.І., Брагінець М.В., Ребенко В.І. – К. : Кондор, 2009. – 731 с.
2. Колде О.Ф. Исследование рабочего процесса штангового транспортера для уборки навоза в коровнике: автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.20.01 "Механизация сельскохозяйственного производства" / Колде Оскар Фридрихович ; Центральный научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства нечерноземной зоны СССР. - Минск, 1981. - 16 с.
3. Левчикова М.В. Исследования и обоснование параметров и режимов работы скреперных установок для уборки навоза на фермах крупного рогатого скота : автореф. дисс. ... спец 05.20.01 – механизация сельскохозяйственного производства / Левчикова Маргарита Владимировна ; Всесоюзный научно-исследовательский институт электрификации сельского хозяйства. – Москва, 1980. – 15 с.
4. Брагінець А.Н. Обоснование параметров и разработка конструкции установки для очистки стойл : автореф. дисс. ... канд. техн. наук : спец. 05.20.01 – механизация сельскохозяйственного производства / Брагінець Андрей Николаевич ; Таврическая государственная агротехническая академия. - Мелитополь, 1996. - 25 с.
5. Ікальчик М.І. Розробка скрепера скреперної установки для прибирання гною / М.І. Ікальчик // Тези доповідей XIII всеукраїнської конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників і аспірантів. - Київ, 2013. –С.45

М. Ікальчик

IS of NULES of Ukraine "Nizhyn Agrotechnical Institute", Nizhyn

Justification of influence of constructive parameters on the productivity of improved scraper plant for manure cleaning

The purpose of research. The influence of the slope angle, opening angle of scrapers and scraper speed for productivity of the improved scraper plant for manure cleaning.

Theoretically, substantiates the effect of changing design parameters on the productivity of the improved scraper plants. Were held experimental studies of improved scraper plant. The results are processed by the method of Box-Benkin. Rational parameters of scraper with the maximum value of output are determined.

Conclusions. It was found that the performance of manure has a maximum value of 3 tons per hour in determining scraper opening angle is 70°; scraper scratchers slope angle is 30° and speed of the scraper is 0.18 meters per second.

scraper, scratcher, manure, construction parameters, productivity

Одержано 14.11.13

УДК 515.2+563.3

Н.П. Исмаилова, доц., канд. техн. наук

Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса

Разработка компьютерной программы в системе Matlab графоаналитического метода построения поверхностей

Геометрическое и математическое моделирование поверхностей криволинейным преобразованием включает круговое и винтовое преобразование исходной криволинейной поверхности. **геометрическое моделирование, криволинейные поверхности, сопряженные винтовые поверхности**

Н.П. Ісмаїлова

Одеська державна академія будівництва та архітектури, м. Одеса

Розробка комп'ютерної програми в системі MatLAB графоаналітичного методу побудови поверхонь

Геометричне і математичне моделювання криволінійних поверхонь перетворенням включає круговий і гвинтове перетворення вихідної криволінійної поверхні. **геометричне моделювання, криволінійні поверхні, зв'язані гвинтові поверхні**

Постановка проблемы. Одно из основных направлений начертательной геометрии – формирование сложных криволинейных поверхностей – неразрывно связано с рядом отраслей и видов.

Анализ последних исследований. Внедрение более современной технологии обработки изделий в гибких автоматизированных производствах, на обрабатывающих модулях, в свою очередь, требует разработки эффективных методов геометрического и математического моделирования криволинейных поверхностей с применением современных компьютерных технологий.

Формирование цели статьи (постановка задания). Постоянное возрастание требований к качеству изделий, развитие компьютерных технологий и создание нового производственного оборудования являются объективными факторами, стимулирующими совершенствование методов исключения интерференции сопряженных поверхностей изделий.

Основная часть: В системе Mat LAB создана программа построения кинематических поверхностей изделий машиностроения для повышения производительности инженерного труда, существенного повышения точности проектирования и, следовательно, существенного повышения качества изготавливаемых изделий.

До разработки программы эта задача решалась вручную, что требовало значительных трудозатрат при построении поверхностей сложных форм.

В качестве примера рассмотрим решение в системе Mat LAB для двух сопряженных винтовых поверхностей с различными параметрами.

а) построим винтовую поверхность сопряженного геликоида, заданную параметрическим уравнением (1) для следующих значений: $h_A = 80.93$ мм, $r_A = a = 119.012$ мм, $\alpha_A = 66.47^\circ$, $0 \leq \delta \leq 100$.

Для подобной поверхности с осью i система параметрических уравнений описана в [1] и имеет вид.

$$\begin{cases} x_A = \delta \cdot \sin \alpha_A \cdot \sin \varphi + r_A \cdot (1 - \cos \varphi) \\ y_A = \delta \cdot \sin \alpha_A \cdot \cos \alpha_A (1 - \cos \varphi) - r_A \cdot \cos \alpha_A \cdot \sin \varphi + c_A \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_A, \\ z_A = \delta [\cos^2 \alpha_A (1 - \cos \varphi) + \cos \varphi] + r_A \cdot \sin \alpha_A \cdot \sin \varphi + c_A \cdot \varphi \cdot \cos \alpha_A \end{cases} \quad (1)$$

Это уравнение дает требуемый результат для рассматриваемой винтовой поверхности при учете выражения (2), предложенного автором

$$c_A = \frac{h_A}{2\pi}; \quad (2)$$

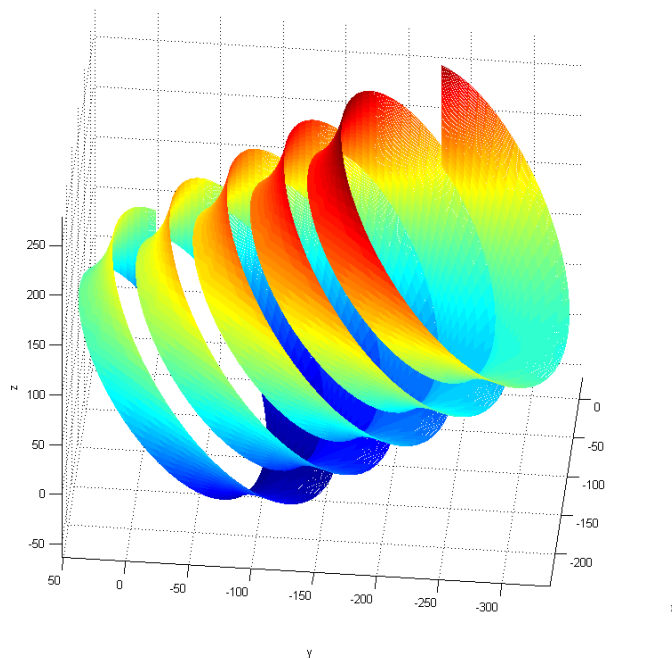


Рисунок 1 - Винтовая линия, построенная по формуле (1) с учетом формулы (2)

б) аналогично построим винтовую поверхность осью j , заданную системой параметрических уравнений (3) для следующих значений: $h_B = 56.08$ мм, $r_B = b = 107.628$ мм, $\alpha_B = 54.53^\circ$, $0 \leq \delta \leq 100$, $0 \leq \psi \leq 10\pi$.

$$\begin{cases} x_B = \delta \cdot \sin \alpha_B \cdot \sin \psi - r_B \cdot (1 - \cos \psi) \\ y_B = -\delta \cdot \sin \alpha_B \cdot \cos \alpha_B (1 - \cos \psi) - r_B \cdot \cos \alpha_B \cdot \sin \psi + c_B \cdot \psi \cdot \sin \alpha_B, \\ z_B = \delta [\cos^2 \alpha_B (1 - \cos \psi) + \cos \psi] - r_B \cdot \sin \alpha_B \cdot \sin \psi - c_B \cdot \psi \cdot \cos \alpha_B \end{cases} \quad (3)$$

Это уравнение дает требуемый результат при учете выражения (4), которое также предложено автором.

$$c_B = \frac{h_B}{2\pi}. \quad (4)$$

Построенная поверхность приведена (рис. 2).

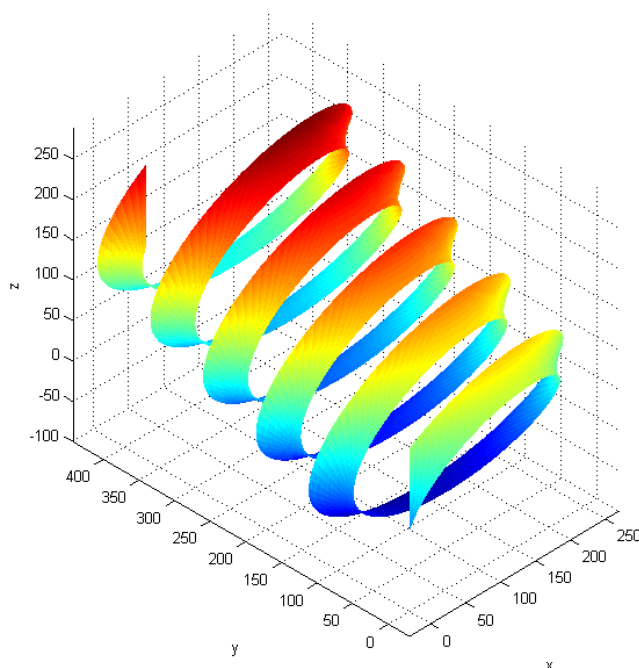


Рисунок 2 - Винтовая линия, построенная по формуле (3) с учетом формулы (4)

в) в системе Mat LAB построена диаграмма кинематического винта (рис.3) для двух сопряженных конволютных геликоидов [2], по параметрам, приведенным в таблице 1 в разделе «Исходные параметры». В результате получены вспомогательные параметры (таблица 1 раздел «Полученные параметры»), и на основе заданных и полученных параметров была построена трехмерная модель диаграммы кинематического винта (рис. 4), показывающая пространственное расположение осей i и j сопряженных геликоидов и мгновенной оси m .

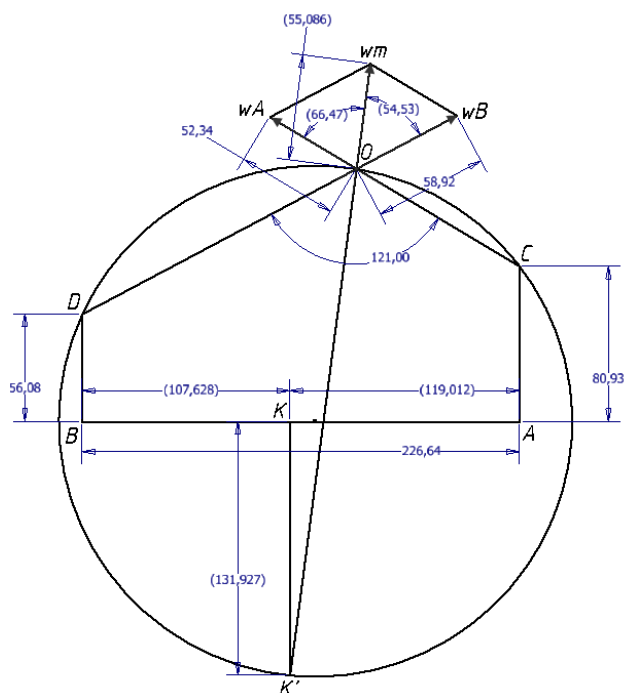


Рисунок 3 - Диаграмма кинематического винта для сопряженных конволютных геликоидов

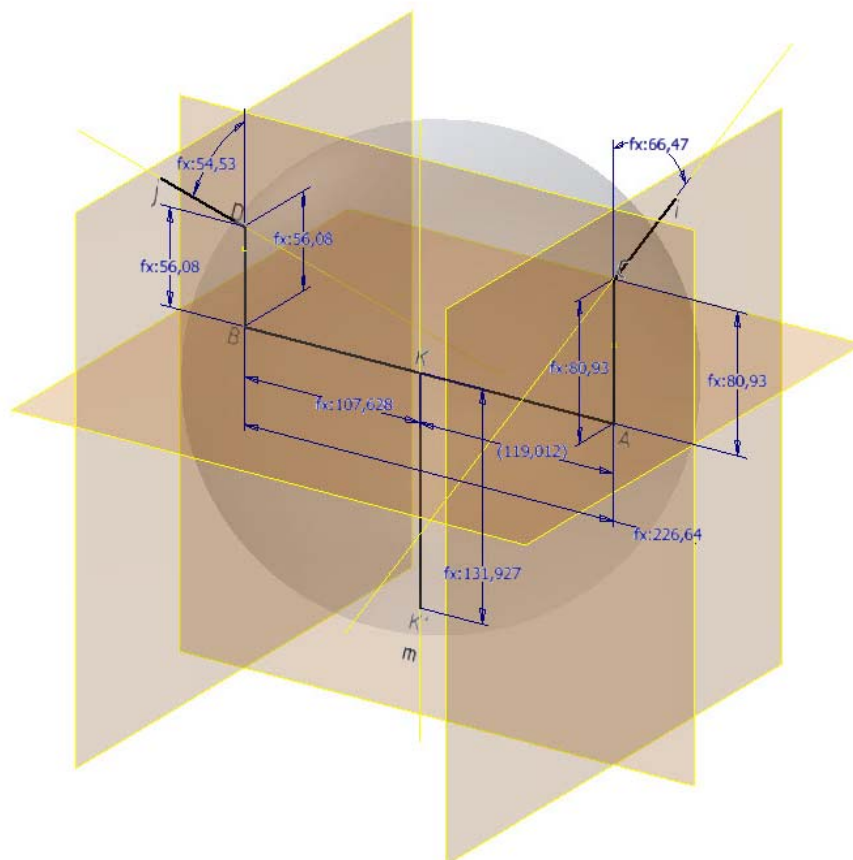


Рисунок 4 - Трехмерная модель диаграммы кинематического винта для сопряженных конволютных геликоидов

Таблица 1 - Параметры кинематического винта для сопряженных конволютных геликоидов

Исходные параметры			Полученные параметры		
Параметр	Обозначение на рис.3	Значение	Параметр	Обозначение на рис.3	Значение
AB	AB	226.64 мм	α	$\angle wAOwm$	66.47°
h_1	AC	80.93 мм	β	$\angle wBOwm$	54.53°
h_2	BD	56.08 мм	ω_m	wm	55.086 мм
γ	$\angle COD$	121°	a	AK	119.012 мм
ω_A	wA	52.34 мм	b	BK	107.628 мм
ω_B	wB	58.92 мм	h_m	KK'	131.927 мм

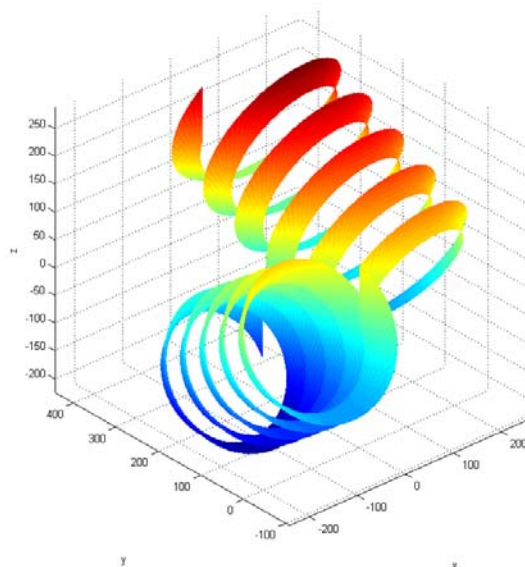
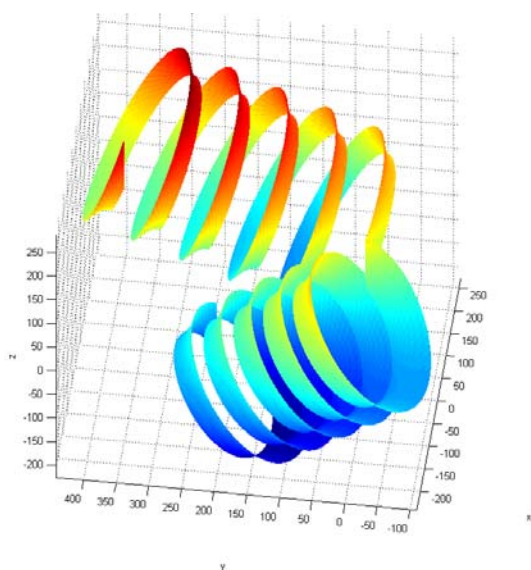


Рисунок 5 - Сопряженные конволютные геликоиды Рисунок 6 - Сопряженные конволютные геликоид

Вывод. В данном случае в отличие от a и b рассмотрена геометрическая реализация аналитического построения на базе параметрического кинематического винта.

Графоаналитический метод позволяет непосредственно по чертежу определять форму и размеры образующей поверхности.

Список литературы

1. A.N.Podkorutov, D.Malcev. Scientific basics and methods of geometry modelling of conjugated curved surfaces fair manyways wormy mills excluding interference. / Proceedings of the eight international conference on engineering design graphics and descriptive geometry, vol.2, 1998. Austin, Texas, USA.
2. Ісмаїлова, Н.П. Параметричне геометричне моделювання спряжених поверхонь черв'ячних фрез для обробки робочих органів гідравлічних машин [Текст]: дис... к-та техн. наук : 05.01.01 / Н.П. Ісмаїлова. – Одеса, 2009. – 151 с.

Nelly Ismailova

Академія building and engineering and architecture, m odesa

Development of a computer program in MatLAB graphic-analytical method for constructing surfaces

Computer technologies development and creation of new production equipment are objective factors, stimulating the improvement of the methods of exclusion of the interference of the mating surfaces of the products

In the system of Mat LAB created a program for building up kinematic surfaces of machine-building products, to improve the performance of engineering work, significant improvement in the accuracy of designing and therefore considerable improvement of quality of manufactured products.

Nodal method allows directly on the drawing to determine the form and the sizes of forming surface. keywords – geometric.

modeling, curved surfaces, paired helical surface

Получено 18.09.13

УДК 631.17

**В.Ю. Ільченко, проф., канд. техн. наук, Н.О. Пономаренко, асп.,
Р.Г. Пономаренко, пров.фах., Д.М. Бутенко, магістр**
Дніпропетровський державний аграрний університет

Переваги та недоліки NO-TILL системи

Детально описана NO-TILL система. Обґрунтовано всі недоліки та переваги системи нульового обробітку ґрунту.

система, NO-TILL, технологія, обробіток, сільське господарство, ґрунт, мінімалізація, поживні рештки, хімічний захист

В.Ю. Ильченко, Н.А. Пономаренко, Р.Г. Пономаренко, Д.М. Бутенко
Днепропетровский государственный аграрный университет
Преимущества и недостатки NO-TILL системы

Подробно описана NO-TILL система. Обоснованно все недостатки и преимущества системы нулевой обработки почвы.

система NO-TILL, технология, обработка, сельскохозяйственное, почва, минимализация, поживные остатки, химическая защита

Протягом останнього десятиліття в структурі сільського господарства відбуваються суттєві зміни і кожен аграрій відчув цю хвилю на власному досвіді і кишені [1].

У процесі розвитку й освоєння систем безполіцевого обробітку ґрунту здійснено колосальний обсяг науково-дослідних робіт. Одночасно державними службами впровадження проводилась роз'яснювальна й освітня робота серед фермерів. Останні не були пасивними споживачами інформації. Варто лише згадати прізвисько американського фермера Е. Фолкнера і його відому книгу «Безумие пахаря», видану 1942 р., яка мала істотний вплив на суспільну думку щодо проблем обробітку ґрунту не лише у Сполучених Штатах, але й усьому світі [3].

Нині землеробство увійшло в наступний період кардинальних змін. Найпереконливішими і найпомітнішими серед них є освоєння технологій «прямої» сівби («нульовий» «обробіток, NO-TILL системи») та поява генетично модифікованих культурних рослин. Ці досягнення наукової думки і практики достатньо обґрунтовано відносять до найвагоміших надбань біологічної, агрономічної та інженерної наук другої половини двадцятого сторіччя.

NO-TILL - скорочена назва нульової технології в рослинництві, при якій проводиться посів насіння в ґрунт, яка не піддавалася ніякій обробці.

При виборі параметрів технологічних рішень, безпосередньо задіяних у сільськогосподарському виробництві, де одним із компонентів природно-агромеліоративної геосистеми є ґрунт, дуже важливо суворо дотримуватися технологічної дисципліни мінімізації. NO-TILL складається з умов для збереження родючості ґрунту:

- правильне рішення при посіві, технічне рішення проблеми технології NO-TILL. Незадовільні сходи сільськогосподарських культур у більшості випадків не можна компенсувати, навіть, ефективною боротьбою з бур'янами;

- для технології NO-TILL трактор повинен мати потужний мотор, а звідси і сильну гідравліку (ХТЗ-17021, ХТЗ-150-05-09), щоб забезпечити комбіновані машини для суцільного посіву підйомним зусиллям не менше 2100-2800 кг і при цьому не завдаючи великої шкоди ґрунту ходовими частинами;
- хімічні рішення в технології NO-TILL включають в себе проведення заходів (боротьба з бур'янами) для заміни відсутності механічної обробки ґрунту.
- при NO-TILL обробку ґрунту в процесі комбайнування на полі рівномірно залишаються подрібнені пожнивні залишки, ґрунт є недоторканим до сівби наступної культури, що дає можливість зберегти більше пожнивних залишків у порівнянні з іншою мінімальною обробкою.



Рисунок 1 – Загальний вигляд поля при вирощуванні культур за системою NO-TILL

Велику роль рослинні залишки відіграють при диференціації ґрунтових показників за профілем: вміст органічної речовини (накопиченням якого в ґрунті є самі рослини з кореневими та пожнивними залишками). У звичайних умовах у ґрунт надходить в 1,5-2 рази більше органічної речовини, ніж з органічними добривами, рухомих форм NPK. Це характерно як для NO-TILL, так і мінімальної обробки. Тому, що багаторічне застосування мінімізації обробки ґрунту сприяє збільшенню ступеня диференціації, особливо фосфору і калію, які по ґрунтовому профілю переміщуються повільно і концентруються у верхньому шарі, сприяючи збіднення нижнього.

Землеробство в степовій зоні при системі обробки в технології NO-TILL спеціалізується на виробництві зерна озимої пшениці, ячменю, кукурудзи та насіння соняшнику. Тому зона степу є одним з найбільш важливих районів виробництва продовольчого і фуражного зерна, а також насіння соняшника. Так за такої стратегії потрібно грамотно і зважено підійти до питання сівозміни.

Проблеми нульової технології

Закономірно виникає запитання - а чи є недоліки у цієї технології? Звичайно, там, де є плюси, є і мінуси. Головне питання в тому, що переважає, чого більше. [2]. Крім того, впроваджуючи технологію важливо знати всі нюанси, як позитивні, так і негативні.

Практики, які застосовують нульову технологію, знають і попереджають про ці проблеми. Але успішне поширення цієї технології в усьому світі доводить, що ці проблеми можна вирішити. Особливо, враховуючи те, що переваги цієї технології набагато переважають недоліки [2].

Як показує досвід корпорації «Агро-Союз» для переходу до NO-TILL необхідно розробити оптимальну стратегію [3].

Стратегія оптимізації полягає в наступному:

По-перше, створення мульчуючого шару для збереження і накопичення вологи за рахунок залишення стерні, подрібнення і рівномірного розподілу незернової частини урожаю на поверхні поля.

По-друге, підвищення вмісту гумусу в ґрунті за рахунок розкладання рослинних залишків і кореневої системи рослин.

По-третє, зменшення ущільнення ґрунту за рахунок скорочення числа проходів техніки по полю.

По-четверте, скорочення витрати ГСМ за рахунок скорочення та поєднання технологічних операцій.

По-п'яте, підвищення продуктивності праці і зниження чисельності працівників за рахунок використання могутніх тракторів і широкозахватних посівних комплексів.

По-шосте, здешевлення вартості витрат на одиницю продукції і підвищення її конкурентоспроможності.

Впровадження одразу технології NO-TILL неможливо, для цього потрібно деякий перехідний період.

Перехідний період від традиційній обробці до мінімально-нульової продиктований наступними обставинами:

1. Забезпеченням вирівнювання поля;
2. Створенням поверхневого структурного шару ґрунту для кореневої системи рослин;
3. Зниженням чисельності бур'янів, шкідників і хвороб.
4. Забезпеченням для нульових технологій набором машин і знарядь;
5. Підготовкою кваліфікованих кадрів фахівців і механізаторів;
6. Розробкою технології і підбором асортименту засобів захисту від шкідливих організмів. Тому, коли ставлять питання, чи потрібен перехідний період на мінімалізацію обробітку ґрунту, ми завжди відповідаємо – так, потрібен.

Можливі короткострокові і довгострокові тенденції переходу від традиційних обробок до нульових:

Короткострокові:

- збільшення витрат на захист рослин;
- деяке зниження врожайності;
- застосування азотних добрив для забезпечення процесу нітрифікації.

Довгострокові:

- зниження матеріальних і трудових ресурсів з розрахунку на 1 га;
- поліпшення структури ґрунту;
- стабілізація врожайності;
- збільшення чисельності корисної мікрофлори в ґрунті;
- підвищення продуктивності праці.
- зниження чисельності шкідливих організмів.

Перші спроби запровадження в Україні цілісної системи землеробства без використання плуга пов'язані з ідеями і практичною діяльністю агронома, вченого і господарника Івана Євгеновича Овсінського [3]. Переїнявши багато ідей і практичного досвіду у китайців він один з перших у світі виявив негативні наслідки оранки і теоретично обґрунтував та втілював у життя поверхневий обробіток ґрунту. Глибокоаргументовані результати його досліджень і спостережень були опубліковані у Києві (1899) в монографії «Новая система земледелия» [3]. Деякопізніше у вітчизняній літературі пропонувався метод безполіцевого обробітку Жана (Франція) та Ахенбаха (Німеччина) [3], які активно обговорювались, але мало перевірялись на практиці. Вони не вплинули на загальноспрямованість розвитку систем обробітку ґрунту ні в наукових установах, ні у виробництві.

На даний час, як відомо, NO-TILL системи в ідеальному вигляді запроваджуються у Агро-Союзі Дніпропетровської області. Дійсно, ситуація на ринку енергоносіїв, матеріалів, робочої сили змінилась кардинально і відбувається активний пошук технологій, які б відповідали сучасним реаліям. У 2003 р. тут було встановлено

світовий рекорд. За добу посівним комплексом HORSH було засіяно з одночасним внесенням гранульованих добрив 571,9 га ячменю ярого.

Як і будь-яка інша глобальна технологічна система, одночасно пов'язана з природними, технічними і соціально-економічними чинниками, «нульовий» обробіток поряд з низкою незаперечних переваг має і негативні сторони. Аналіз досить обширної сучасної літератури і певного власного досвіду дав можливість окреслити їх число та співвідношення.

Таблиця 1 – Переваги і недоліки NO-TILL систем

Позитивні сторони	Застереження
1	2
1. Різке, у 3-5 разів підвищення продуктивності праці.	1. За наявності на поверхні ґрунту післяжнивних решток, особливо таких потужних, які залишаються після кукурудзи, спостерігається зниження температури ґрунту навесні на 2,8-5,0 ⁰ С. При цьому етапи органогенезу польових культур зміщуються на пізніші строки. Виникає потреба посилення фосфорного живлення рослин, зміни строків сівби ярих.
2. Можливість здійснення сівби польових культур у найкращі агротехнічні строки.	2. Можливість перезволоження орного шару на ґрунтах, що слабо дреноються, яке супроводжується різким зниженням їхньої біологічної активності. Компенсація цього недоліку досягається підвищенням дози азоту на 25-30 кг.
3. Скорочення витрат на оплату праці у 1,6 раза, придбання техніки - 1,5, паливе - у 2,2 раза. З урахуванням витрат на добрива, вапно, гербіциди та інсектициди, робочу силу, сушіння економія сукупних прямих витрат становить за даними зарубіжних країн 12%. На вітчизняному ринку ця структура витрат може бути іншою у зв'язку зі значно меншою ціною робочої сили та інших складових витрат.	3. Погіршення умов роботи дренажних систем на осушуваних землях.
4. Зниження рівня евтрофікації водойм завдяки обмеженню попадання в них елементів, які викликають бурхливий розвиток водоростей.	4. Із зменшенням глибини обробітку і переходом на технології „нульового” обробітку зростає негативний прояв мікропонижець («блюдець»), особливо у роки формування притертої льодової кірки на озимих. (Під „блюдцями” в зоні Лісостепу знаходиться 14 % території, у зоні Полісся - до 20 %).

Продовження таблиці 1

1	2
5. Захист ґрунтів від ерозії, дефляції і антропогенного переущільнення.	5. Можливість зниження польової схожості насіння внаслідок насичення посівного шару післяжнивними рештками, що супроводжується необхідністю підвищення норм висіву на 15-25%.
6. Можливість значного підвищення вмісту в ґрунті органічної речовини і гумусу.	6. За мінімального й „нульового" обробітку ґрунту контроль забур'яненості посівів є складнішим і дорожчим, ніж за загальноприйнятого обробітку на 15-100% залежно від культури і типу сівозміни.
7. В умовах достатнього зволоження підвищення коефіцієнтів використання елементів живлення рослин з мінеральних добрив, у першу чергу, фосфору (особливо за помірних доз внесення) завдяки локалізації добрив і кореневої системи у найбільш біологічно активному поверхневому шарі.	7. За систем мінімального і NO-TILL обробітку ґрунту погіршується дія ґрунтових гербіцидів у зв'язку з утриманням частини препаратів на після-післяжнивних рештках, а також посиленою детоксифікацією діючих речовин у біологічно активному поверхневому шарі. Іноді причиною послаблення токсичності ґрунтових гербіцидів є підкислення ґрунту у верхньому 10 см шарі.
8. Збереження ґрунтової вологи від втрат на фізичне випаровування (у степових провінціях Канади + 24 мм).	8. За інтенсивного захисту посівів від бур'янів за мінімального і NO-TILL обробітків посилюється ризик появи резистентних до гербіцидів популяцій бур'янової флори.
9. Зменшення емісії CO ₂ в атмосферу внаслідок зниження витрат пального у річному циклі польових робіт.	9. На фонах мінімального і NO-TILL обробітків ускладнюється боротьба з мишовидними гризунами.
10. Збагачення ґрунтів на мікро- і мезофауну зокрема на дощові черв'яки, які відіграють значну позитивну роль у формуванні родючості ґрунтів.	10. За мінімального і NO-TILL обробітків ґрунту створюються напружені умови для підтримки сприятливого фітосанітарного стану посівів. Це пов'язано з наявністю на поверхні ґрунту рослинних решток, на яких зберігаються джерела інфекції, залучаються шкідники, що відкладають на них яйця, створюються сприятливі умови для виживання шкідників у зимовий період.
11. Можливість вилучення сотень мільйонів CO ₂ з атмосфери і закріплення його у формі органічної речовини ґрунту.	11. За посушливих умов можливий недобір урожаю і зниження якості зерна пшениці озимої з причин збіднення на поживні речовини нижньої половини орного шару та їх позиційної недоступності за пересихання верхнього 10 см шару.

Продовження таблиці 1

1	2
12. Можливість за певних умов (але далеко не завжди) підвищення урожайності польових культур і зниження собівартості продукції рослинництва.	12. На фонах з великою кількістю на поверхні ґрунту рослинних решток знижується ефективність підкормок азотом розкидним методом. За попадання карбаміду на поверхню решток втрачається 1/3 азоту.
13. Вирівнювання поверхні полів унаслідок чого покращуються умови праці механізаторів і функціонування технічних засобів та зниження вібраційних навантажень на організм людини і метал.	13. За тривалого агрохімічного „навантаження” на поверхневий шар ускладнюється підтримка оптимальних фізико-хімічних параметрів родючості ґрунту. Їх корекція за рахунок вапнування має здійснюватись меншими дозами й удвічі частіше, ніж при загальноприйнятому обробітку.
	14. За значної виснаженості ґрунтів середнього і важкого гранулометричного складу при залишенні їх без обробітку у перші роки запровадження NO-TILL системи спостерігається явище сезонної цементації зі значним підвищенням щільності будови ґрунту та різким зниженням продуктивності агрофітоценозів. Відновлення оптимальних параметрів щільності ґрунту відбувається поступово протягом 3-4 років.
	15. Висока ціна основного технічного засобу для NO-TILL обробітку ґрунту - сівалок безпосередньої сівби, тому заміна наявної ґрунтообробної і посівної техніки, яка здебільшого відпрацювала амортизаційні строки, є серйозною фінансовою проблемою для будь-якого господарства. Ціна різних комплексів з різною шириною захвату і комплектом коливається у межах від 30 до 300 тис. у.о.
	16. Запровадження технологій NO-TILL обробітку ґрунту вимагає вищої кваліфікації агрономічного і технічного персоналу.
	17. Різка зміна технологій вирощування польових культур на значних площах може супроводжуватися загостренням проблем сільського безробіття.
	18. Ці ж самі проблеми можуть виявитись і в галузі сільськогосподарського машинобудування.
	19. Посіви за NO-TILL технологій можуть протягом певного часу бути пожежнебезпечними, особливо коли поля не є «закритими зонами», як у фермерів США і Канади, а вільними для доступу будь-кого.

Безумовно неможливо знайти аргументи, якими можливо було б заперечити різке (у рази) підвищення продуктивності праці, фактор часу, своєчасність проведення сівби у найкращі агротехнічні строки, скорочення витрат на придбання пального, ролі людського фактора. Останній не завжди буває позитивним.

Економія сукупних витрат за даними зарубіжних країн складає 12%.

Зведення до мінімуму ерозійних процесів, можливість значного підвищення вмісту у ґрунті органічної речовини і гумусу, скорочення витрат ґрунтової вологи на випаровування,

Це є далеко не всі переваги, але вони досить значимі.

Як відомо, формування і розвиток NO-TILL систем розпочались у Великій Британії після винаходу у 1955 р. біпіриділових гербіцидів суцільної дії, які-могли знищувати всі бур'яни, а також створення сівалки для сівби без попереднього обробітку ґрунту. Теоретичним підґрунтям були висновки авторитетного науковця Є. Рассела, який роль обробітку ґрунту здебільшого зводив до контролю забур'яненості [3]. Проте, першими зуміли скористатися цими винаходами американці. Батьком NO-TILL систем визнано фермера Гаррі Янга. У 1962 р. він першим у світі застосував англійську сівалку «прямої» сівби на своїй фермі. Відсутність плужного обробітку повністю компенсувалась застосуванням гербіцидів.

Нині у всьому світі площа ріллі становить 1 млрд. 317 млн. га. Статистика з поширення NO-TILL систем ведеться з 1982 р. Зведені дані обсягів використання «нульового» обробітку у всіх країнах світу за 2004 – 2005 рр. склали сумарно 95 млн. 480 тис. га. Таким чином, площа, на якій запроваджено NO-TILL системи, становить 6,8 % від світової. З цієї площі на шість країн: США, Канаду, Бразилію, Аргентину, Австралію, Парагвай припадає 94,7 %. На всі інші країни світу - відповідно 5,3 %. Частка європейського континенту включаючи і східну його частину не перевищує 2,5 – 3 %. Щорічно площа під NO-TILL системами зростає на 1 млн. га [3].

Кожна країна, в якій «нульовий» обробіток запроваджується у значних обсягах, має свої власні головні аргументи. Для Сполучених Штатів Америки – це підвищення продуктивності праці і ґрунтоохоронне значення «нульового» обробітку. Для Канади, де виробництво зерна зосереджено у степових провінціях, вагомим чинником є збереження вологи. Те ж саме слід відмітити для землеробства західних провінцій Австралії. Для тропіків Бразилії, де під рілля освоюються значні площі тропічних лісів і роль ґрунту фактично виконує лісова підстилка, яка раптово «згорає» при введенні в інтенсивну культуру, збереження ґрунтового покриву є серйозною державною проблемою, а основним шляхом – є запровадження «нульового» обробітку. Оцінюючи поширення NO-TILL систем на Європейському континенті, де безперечним лідером є Велика Британія, головним аргументом на користь запровадження „нульового” обробітку визначається можливість підвищення продуктивності праці на підготовці ґрунту і сівби озимих та ярих колосових у 4 рази [3].

Висновки

1. При впровадження «нульової технології» збільшується економія ресурсів (ПММ, добрив, витрат праці та часу, зниження амортизаційних та інших відрахувань).
2. Підвищення рентабельності сільськогосподарського підприємства.
3. Зберігання та відновлення родючості шару ґрунту (поліпшення його хімічних, фізичних та біологічних якостей, підвищення змісту органічних речовин у ґрунті).
4. Зменшення або усунення ерозії ґрунту (немає необхідності витрачати додаткові кошти на рішення цієї проблеми).
5. Екологічне керування бур'янами на посівах.
6. Накопичення та зберігання вологи у ґрунті.
7. Зниження залежності врожаю від погодних умов.
8. Збільшення врожайності культур.

Список літератури

1. Інтернет джерела
2. М. Драганчук. <http://cicer.ucoz.ua/>
3. В.Ф. Сайко, А.М.Малієнко, Системи обробітку ґрунту в Україні. - К.: ВД "ЕКМО", 2007. - 44 с.

V.IIchenko, N.Ponomarenko, R.Ponomarenko, D.Butenko

Dnepropetrovsk state agrarian university

Преимущества и недостатки NO-TILL системы

In the process of development and mastering of systems безотвального soil cultivation carried out a huge amount of research work.

Now farming entered the next period of radical changes. It was shown the advantages and disadvantages of NO-TILL. The main advantage of this technology is to reduce fuel consumption, and labor cost, soil compaction, enrichment of soils crop residues and wet. The main disadvantages of this technology is a decrease in yields, the use of pesticides that will promote the increase of nitrates in the finished product. Reasonably, what culture should be grown in a given technology.

These drawbacks and advantages of the proposed technology makes it possible to choose the way to the right decision, namely the choice of technology of cultivation of cultures.

**система NO-TILL, технологія, обробка, сільськогосподарство, ґрунт, мінімалізація, поживні
остатки, хімічна захиста**

Одержано 08.10.13

УДК 631.363.2

**Р.В. Кісільов, здобувач, К.Д. Матвєєв, доц., канд. техн. наук, П.Г. Лузан, доц., канд.
техн. наук**

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження технологічної ефективності змішування кормів двоступеневим одновальним комбінованим змішувачем періодичної дії

В статті експериментально обґрунтовано кінетику процесу змішування кормів та ефективність приготування повнораціонних сумішей для ВРХ двоступеневим одновальним змішувачем періодичної дії. Отримані залежності однорідності змішування кормів запропонованим змішувачем від тривалості часу приготування суміші.

**зоотехнічні вимоги, кормова суміш, змішувач, однорідність суміші, конвективне змішування,
дифузійне змішування**

Р.В. Кисилёв, К.Д. Матвеев, П.Г. Лузан

Кировоградский национальный технический университет

**Исследование технологической эффективности смешивания кормов двухступенчатым
одновальным комбинированным смесителем периодического действия**

В статье экспериментально обоснована кинетика процесса смешивания кормов и эффективность приготовления полнораціонных смесей для КРС двухступенчатым одновальным смесителем периодического действия. Получены зависимости однородности смешивания кормов предложенным смесителем от длительности времени приготовления смеси.

© Р.В. Кісільов, К.Д. Матвєєв, П.Г. Лузан, 2013

зоотехнические требования, кормовая смесь, смеситель, однородность смеси, конвективное смешивание, диффузионное смешивание

Постановка проблеми. Годівля великої рогатої худоби повноцінними сумішами у порівнянні з класичною технологією дозволяє одержати від неї максимум високоякісного молока, скоротити час споживання кормів тваринами в три рази (від 6-8 годин до 2,5 годин), зменшити втрати кормів до 20...30% і підвищити їх продуктивність в 1,5...2 рази [1, 2, 5, 11, 12].

Узагальнений аналіз технічних засобів для приготування кормових сумішей для ВРХ показав, що існуючі традиційні змішувачі кормів не в повній мірі забезпечують зоотехнічні вимоги підготовки кормів до згодовування і необхідну якість приготування вологих повнораціонних сумішей та мають ряд загальних конструктивних недоліків: велику метало- і енергомісткість [5, 10]. Тому питання розробки нових більш перспективних технічних рішень стосовно конструкцій мішалок і їх дослідження є актуальним.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Значний вклад у розвиток вирішення поставленої проблеми внесли чимало іноземних і вітчизняних вчених, серед них слід відзначити Г.М. Кукту, І.І. Фурсу, В.П. Гейфмана, Г.А. Лобановського, Ю.І. Макарова, М.В. Брагінця, С.В. Мельнікова, А.І. Завражнова, В.І. Сироватку, І.І. Ревенка.

Однак і до цього часу досить складним завданням залишається питання створення нових конструктивно-технологічних схем надійних технічних засобів для приготування повноцінних сумішей для ВРХ.

Постановка завдання. Виходячи із вищезазначеного, метою даної роботи є експериментальне підтвердження проведених теоретичних досліджень розробленого в Кіровоградському національному технічному університеті двоступеневого змішувача кормів періодичної дії і оцінка його ефективності роботи у порівнянні з одноступеневим.

Виклад основного матеріалу. Для вирішення поставленої проблеми було покладено робочу гіпотезу, яка передбачає інтенсифікацію процесів і підвищення ефективності приготування сумішей для ВРХ шляхом пошарового завантаження віддозованих компонентів у змішувач періодичної дії з застосуванням двоступеневої комбінованої стрічково-лопатевої мішалки та дослідженням впливу конструктивно-кінематичних параметрів її на технологічну ефективність змішування вологих кормів.

Після проведення теоретичних і експериментальних досліджень були обґрунтовані раціональні конструктивно-технологічні параметри та режими роботи мішалки з периферійними плоскими лопатями, які мають правий і лівий нахил та обладнані радіальними пальцями для розрихлення моноліту суміші [3, 4, 5, 8].

Для обґрунтування ефективності використання запропонованого двоступеневого змішувача періодичної дії і комплексної оцінки двоступеневої мішалки в процесі сумішоутворення була розроблена експериментальна лабораторна установка комбінованого стрічково-лопатевого двоступеневого змішувача кормів ЗКО-0,2, (рис. 1).

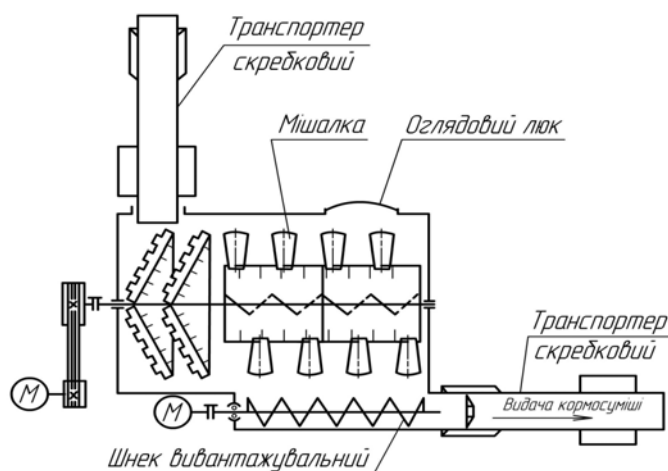


Рисунок 1 – Технологічна схема експериментального комбінованого стрічково-лопатевого двоступеневого змішувача кормів ЗКО-0,2

Двоступеневий змішувач ЗКО-0,2, складається з корпусу і завантажувальної горловини, периферійних гвинтових і плоских лопатей, які мають правий і лівий нахил, радіальних пальців, вала, рами, вивантажувального шнека, засувки і індивідуального механізму приводу, з технічною характеристикою (табл. 1).

Таблиця 1 – Технічна характеристика експериментального двоступеневого комбінованого одновального змішувача кормів ЗКО – 0,2

№ п/п	Найменування показників	Значення показників
1	Загальний об'єм бункера, м	0,197
2	Довжина бункера, м	0,8
3	Діаметр бункера, м	0,56
4	Параметри гвинтових периферійних лопатей: - довжина, мм - кут нахилу, град. - ширина лопаті, мм - кількість, шт.	430 20 100 2
5	Параметри плоских лопатей: - ширина, мм - висота, мм - кут нахилу, град. - кількість, шт.	112 140 45 8-16

Оцінку роботи одно- і двоступеневого змішувача кормів здійснювали перевіркою якості виконання процесу сумішоутворення, а кінетику процесу-середньоквадратичним відхиленням σ в залежності від тривалості процесу змішування кормів t .

Ступінь змішування кормів контролювали аналізом відібраних проб. Якість кормів визначали коефіцієнтом неоднорідності V_n за стандартною методикою [5, 6, 7, 9] шляхом розподілення контрольного компонента по завершенню процесу в 10 пробах, відібраних пробовідбірником, за формулою:

$$V_n = \frac{\sigma}{\bar{X}} \cdot 100 \%,$$

де σ - середньоквадратичне відхилення контрольного компонента по результатам дослідів;

\bar{X} - середньоарифметичне значення контрольного компонента всіх проб.

Фракційний склад кормів суміші відповідав стандартним вимогам для годівлі дійної групи корів (табл. 2). Співвідношення компонентів у суміші за масою в дослідах складало: силос - 32,5%, сінаж - 26,6%, солома - 29,5%, концентрати - 5,4% і коренеплоди - 6,0%.

Таблиця 2 – Фізико-механічні характеристики кормів і кормової суміші

Найменування кормів	Вологість, %	Щільність, кг/м ³	Середній розмір часток, мм	Коефіцієнт тертя		Кут природного відкосу, град.	Щільність, кг/м ³	
				зовнішній	внутрішній		до розривлення	після розривлення
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Концентрати	7,11	780	1,3	0,23 – 0,40	0,38 – 0,7	23 – 41	780	741,6
Сінаж	61,4	235	12,85	0,40 – 0,55	0,52 – 0,82	40	235	127,7
Силос	71	496	59,9	0,35 – 0,51	0,5 – 0,8	50	496	199,6
Кормові буряки	84	675	10,2	0,31 – 0,55	0,5 – 0,81	40	675	650
Солома	13,2	100,4	13,98	0,35 – 0,48	0,45 – 0,56	41	100,4	63,6
Кормова суміш	71	370	17	0,51 – 0,75	0,61 – 0,86	47	350	200

Експериментальні дослідження підтвердили, що кінетика процесу змішування кормів двоступеневим змішувачем вже на протязі перших 2...3 хв. забезпечує швидке прискорення конвективного і збільшення інтенсивності дифузійного змішування кормів в мікрооб'ємах моноліту (рис. 2 а), після чого ці процеси стабілізуються на рівні параметра неоднорідності суміші $V_0=95...98\%$ при тривалості часу змішування кормів 6...8 хв. (рис. 2 б).

При змішуванні кормів одноступеневим лопатевим змішувачем процес конвективного і дифузійного сумішоутворення відбувається повільніше ніж у двоступеневому змішувачі і стабілізується тільки через 4...6 хв., а однорідність суміші досягається на рівні $V_0=92...95\%$ при тривалості змішування 8...10 хв.

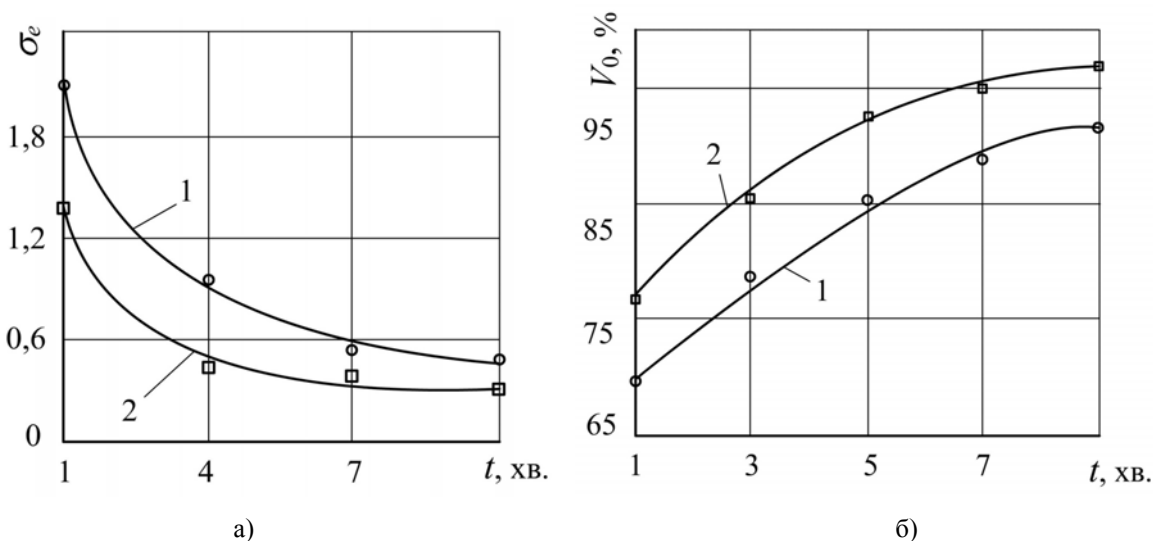


Рисунок 2 – Кінетика процесу а) та однорідність б) змішування кормів одноступеневою (1) і двоступеневою (2) мішалкою при частоті обертання вала $n=80$ об/хв.

Крім того, було визначено, що мінімальна питома енергоємність процесу приготування суміші двоступеневим змішувачем складає $E = 0,65$ кВт·год/т при тривалості змішування 5 хв., кутовій швидкості руху вала мішалки $\omega = 8,0c^{-1}$, кутові нахилу лопатей $\alpha = 50^\circ$ і ширині лопатей $b = 0,4R_n$, а максимальна - $E = 1,16$ кВт·год/т при кутовій швидкості руху вала мішалки $\omega = 9,0c^{-1}$, кутові нахилу лопатей $\alpha = 45^\circ$, ширині лопатей $b = 0,45R_n$ і тривалості змішування кормів 8 хв.

Список літератури

1. Богданов Г.А. Кормление сельскохозяйственных животных // Г.А. Богданов.- М. : Колос, 1981.- 432 с.
2. Боярский Л.Г. Производство и использование полнорационных кормовых смесей // Л.Г. Боярский, [и др.]- М.: Колос, 1976.- 200 с.
3. Кісільов Р.В. Аналіз конструктивно-технологічних і кінематичних параметрів змішування кормів для ВРХ / Р.В. Кісільов, К.Д. Матвеев, П.Г. Лузан // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. збірник.- Вип. 41, част. II.- Кіровоград: КНТУ, 2011.- С. 167-173.
4. Кісільов Р.В. Результати експериментальних досліджень приготування повноцінної кормосуміші для ВРХ вдосконаленим лопатевим змішувачем кормів / Р.В. Кісільов, К.Д. Матвеев, П.Г. Лузан, С.М. Лещенко // Науковий вісник ЛНАУ. Вип.41.- Луганськ: ЛНАУ, 2012.- С. 119-127.
5. Кукта Г.М. Технология переработки и приготовления кормов / Г.М. Кукта.- М.: Колос, 1978.- 240 с.
6. Кукта Г.М. Методика определения неравномерности смешивания кормов / Г.М. Кукта // Механизация и электрификация сельского хозяйства.- 1985.- №1.- С. 44-46.
7. Кукта Г.М. Оптимальная продолжительность смешивания комбикормов / Г.М. Кукта, А.И. Голосов // Механизация и электрификация сельского хозяйства.- 1971.- №11.- С. 12-14.
8. Матвеев К.Д. Обґрунтування параметрів лопатей комбінованого стрічково-лопатевого змішувача кормів / К.Д. Матвеев, П.Г. Лузан, Р.В. Кісільов // Сільськогосподарські машини: 36. наук. ст.- Вип. 21.- Том 1.- Луцьк: ЛНТУ, 2011.- С. 279-288.
9. Машини и оборудование для приготовления кормов. Программа и методика испытаний. ОСТ.70.19.2. - 83.- М.: В/О госкомсельхозтехника СССР, 1984. - 22 с
10. Ревенко С.В. Машини та обладнання для тваринництва / С.В. Ревенко, М.В. Брагінець, В.І. Ребенко.- К.: Кондор, 2009.- 730 с.
11. Сорокина Н.С. Кормление молочных коров на крупных фермах и комплексах.- М.: ВМИНТЭИ сельхоз ВАСХНИЛ, 1979.- 60 с.
12. Шацкий В.В. Динамичность плотности и качества кормовой смеси для крупного рогатого скота / В.В. Шацкий // Науковий вісник ТДАТУ.- Вип. 2.- Том 2.- Мелітополь: ТДАТУ, 2012.- С. 3-19.

R.Kisilyov, K.Matveev, P. Luzan

Kirovograd National Technical University.

Research of technological efficiency of mixing forage the two-stage single-shaft combined mixer of batch-type

The aim of work are experimental confirmation undertaken theoretical studies of the offered two-stage mixer of forage batch-type and estimation efficiency of his work in comparing to onedate.

In the article kinetics of process mixing of forage and efficiency preparation of fullration mixtures are experimentally reasonable for cattle by the two-stage single-shaft mixer of batch-type. Got dependences homogeneity of mixing forage by the offered mixer from duration time of preparation mixture.

Time during that kinetics of process mixing of forage provides a rapid acceleration a two-stage mixer convection and increase intensity of the diffusive mixing of forage in the monolith whereupon these processes are stabilized at the level of parameter homogeneity of mixture is certain.

zootechnical requirements, feed mix, mixer, blend uniformity, convective mixing, diffusion mixing

Одержано 17.11.13

УДК 662.76.035+662.63

В.В. Клименко, проф., д-р техн. наук, В.І. Кравченко, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Газифікація твердих біопалив та обґрунтування конструкції газогенераторів для її провадження

Проведено аналіз конструкцій газогенераторів твердих біопалив та обґрунтовано для умов роботи у складі автономних енергетичних установок вибір типу газогенератора та виду газифікуючого агента. Визначено та проаналізовано основні характеристики процесу газифікації твердих біопалив, зокрема у вигляді пелет, що впливають на якість та теплоту згоряння синтез-газу. Надано рекомендації для розрахунку основних конструктивних елементів газогенераторів з урахуванням особливостей процесу газифікації твердих біопалив та вимог до якості синтез-газу.

біопаливо, пелети, газифікація, газогенератор, синтез-газ, автономна енергетична установка

В.В. Клименко, В.И. Кравченко

Кировоградский национальный технический университет

Газификация твердых биотоплив и обоснование конструкции газогенераторов для ее осуществления

Проведен анализ конструкций газогенераторов твердых биотоплив и обосновано для условий работы в составе автономных энергетических установок выбор типа газогенератора и вида газифицирующего агента. Определено и проанализировано основные характеристики процесса газификации твердых биотоплив, в частности в виде пелет, которые влияют на качество и теплоту сгорания синтез-газа. Представлено рекомендации для расчета основных конструктивных элементов газогенераторов с учетом особенностей процесса газификации твердых биотоплив и требований к качеству синтез-газа.

биотопливо, пелеты, газификация, газогенератор, синтез-газ, автономная энергетическая установка

Вступ. Розвиток лісових, фермерських та інших господарств аграрної галузі неможливий без забезпечення їх енергією для досягнення високої продуктивності праці та нормальних умов життя. Створення автономних енергетичних установок (АЕУ) для виконання будь-яких технологічних процесів або операцій, які працювали б на місцевих біоресурсах (дерево, солома, торф, тощо) – є одним із шляхів для вирішення цього питання [1,2]. Така АЕУ повинна мати у своєму складі силовий агрегат, в якості якого найчастіше використовується тепловий двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ). Безпосередньо для його живлення використовувати тверде біопаливо неефективно, а в більшості випадків і неможливо. Тому виникає необхідність у газифікації твердого біопалива, що обумовлює застосування у складі АЕУ газогенератора.

Постановка проблеми. Технологія газифікації копалин, деревинних відходів та конструкції газогенераторів для продукування з них синтез-газу вже відомі, але на сучасному етапі виробляється велика різноманітність калорійного штучного брикетованого та гранульованого біопалива, з відмінними від традиційних місцевих палив властивостями. Тому відсутність ефективних конструкцій газогенераторів для термічної переробки біопалива у вигляді пелет обумовлює пошук раціональних рішень з цього питання.

Аналіз публікацій і досліджень. Теоретичне висвітлення й практичний розвиток газифікація рослинних відходів отримала в Радянському Союзі у 30–50-х роках минулого століття [3]. В той час були створені і використовувалися низка конструкцій транспортних газогенераторів, які переважно працювали на деревинних відходах [4,5].

На теперішній час розроблено велику кількість різних методів газифікації твердого палива і конструкцій газогенераторів в залежності від призначення синтез-газу, якості початкового палива, виду газифікуючого агента, тиску, тощо [6]. Особливість розробки конструкції газогенератора для АЕУ пов'язана з питаннями застосування виду палива, газифікуючого агента, вибором типу процесу газифікації палива і отриманням якісного синтез-газу для подальшого його використання в ДВЗ або менш якісного, наприклад у двигуні Стірлінга.

Крім деревини, в газогенераторах АЕУ може бути використано інший вид біомаси – відходи рослинництва (солома, лушпиння, тощо), які мають невисоку початкову вологість, а за теплою згоряння майже не поступаються деревинним відходам.

Вплив фізичних і теплотехнічних властивостей таких біопалив, спосіб їх газифікації та склад газифікуючого агента на ефективність процесу газифікації, конструкцію газогенератора остаточно ще не вивчено, тому доцільно продовжити дослідження в цьому напрямку.

Основні матеріали досліджень. Використання технології термохімічної газифікації, в результаті якої одержують синтез-газ, дозволяє більш ефективно використовувати енергоресурс твердих біопалив. За такої технології необоротні втрати при перетворенні енергії палива в теплоту завжди менші, ніж при спалюванні палива без попередньої термохімічної переробки. Так, ефективність перетворення енергії палива в теплоту при температурі 930 °С, яка запасена у СО, у порівнянні з перетворенням тієї енергії, яка запасена у вуглеці при його прямому окисненні, вище приблизно на 7% [7].

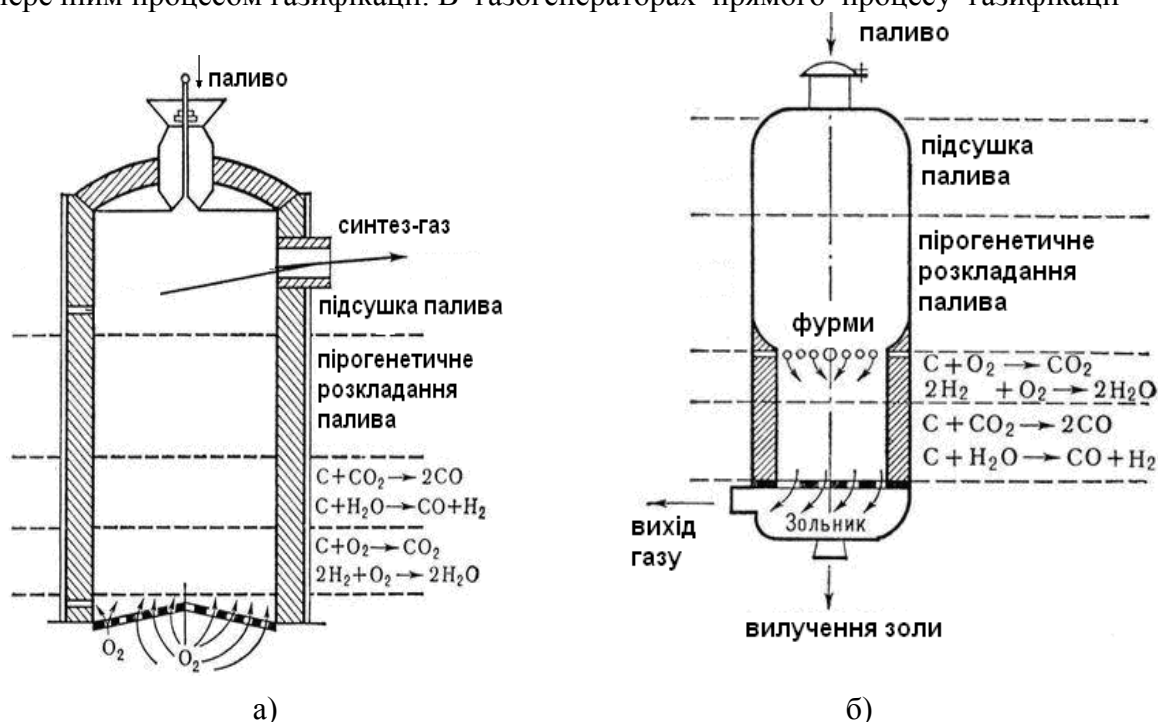
Склад синтез-газу, одержаного в результаті термічної газифікації, залежить від типу твердого біопалива, газифікуючого агента й умов проведення процесу. Синтез-газ після очистки від смол та домішок можна безпосередньо використовувати у теплових двигунах АЕУ.

Сьогодні на ринку палива крім необроблених деревинних відходів, соломи, лушпиння тощо, пропонується біопаливо у вигляді пелет і брикетів, отриманих з цих матеріалів, які мають інші фізико-механічні характеристики, ніж ці відходи, а за теплотворною здатністю наближаються до кам'яного вугілля. Використання такого палива при роботі газогенератора підвищить ККД процесу газифікації, оскільки у порівнянні з необробленим біопаливом його вологість менша, а теплотворна здатність вища. Енергетичні показники деяких видів твердого палива показані у табл. 1.

Таблиця 1– Порівняльні характеристики деяких твердих видів палив

Вид палива	Теплота згоряння МДж/кг	Зольність, %	Вихід летких, %
Кам'яне вугілля	20,9 – 30,1	10 – 35	9 – 50
Буре вугілля	10,5 – 15,7	10 – 35	40
Торф (20 % вологості)	15,1		70
Деревина (40 % вологості)	6,0 – 11,0	2,0	80 - 95
Пелети	17,0, – 21,0	0,5 – 9,0	75 - 90

Процес газифікації біомаси відбувається у газогенераторних апаратах. Для АЕУ доцільно застосовувати газогенератори, в яких щільний шар палива рухається зверху вниз. Їх можна поділити на апарати з прямим (рис. 1а), зворотним (рис. 1б) і поперечним процесом газифікації. В газогенераторах прямого процесу газифікації



а) прямого процесу газифікації; б) зворотного процесу газифікації

Рисунок 1 – Схеми газогенераторів для газифікації твердого біопалива

біомаса спочатку просушується генераторним газом, який рухається вгору, потім тверда сировина розкладається з утворенням вуглистої речовини, яка продовжує рухатися вниз і проходить стадію газифікації. Пароподібні продукти піролізу виносяться вгору гарячим генераторним газом. Смоли, що містяться в цих продуктах, частково конденсуються на холодній сировині, яка опускається, а частково виносяться з реактора виробленим синтез-газом. Концентрація смол при такій технології в газі збільшується і може досягати 10-100 г/м³. Внаслідок значного вмісту смол, без додаткової очистки такий газ може спалюватися тільки в топках котлів.

Характерною рисою зворотного процесу газифікації є рух газу вниз через щільний шар сировини. Така технологія забезпечує одержання відносно чистого генераторного газу з вмістом смол 50-500 мг/м³. Досвід свідчить, що такий газ може використовуватися у газодизельних електростанціях невеликої потужності [3].

Газогенератори з поперечним рухом газу в роботі схожі з газогенераторами зворотного процесу газифікації. Газифікуючий агент у них підводиться в реактор через бокову стінку в нижній частині корпусу, а синтез-газ відводиться з нього з протилежного боку. Широкого розповсюдження газогенератори такої конструкції не одержали через нестабільність процесу газифікації [3,4].

Склад газифікуючого агента та термодинамічні умови проведення процесу газифікації суттєво впливають на теплотворну здатність синтез-газу.

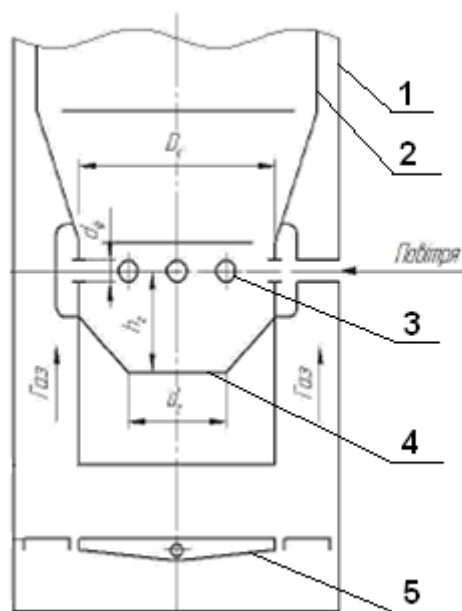
Газ, з низькою теплотою згорання (3,5...6,0 МДж/м³) утворюється при газифікації палива з застосуванням повітря або з суміші пари з повітрям при тиску, близькому до атмосферного. Такий газ характеризується високим вмістом баласту, а саме азоту до 40...50 %, що і обумовлює його низьку теплоту згорання.

Газ з середньою теплотою згоряння ($10 \dots 20 \text{ МДж/м}^3$) одержують в процесах газифікації палива з застосуванням пари або з парокисневої суміші під тиском до $2 \dots 2,5 \text{ МПа}$ або при аллотермічній греакції. За складом він являє собою суміш оксидів вуглецю і водню з невеликими кількостями метану та інших вуглеводнів. За економічною доцільністю гази з такою теплотою згоряння застосовують в обмежених масштабах як хімічну сировину та в металургії.

Гази з високою теплотою згоряння (більше 20 МДж/м^3), що наближаються за цим показником до природного газу, одержують за рахунок газифікації при підвищених тисках та технології вилучення зі складу синтез-газу CO_2 . Економічно обґрунтовано виробляти такий синтез-газ в стаціонарних установках великої продуктивності.

Оскільки технічна реалізація двох останніх способів одержання синтез-газу в газогенераторах АЕУ суттєво збільшує капітальні витрати на її спорудження і підвищує вимоги до кваліфікації персоналу, який її експлуатує, тому доцільним для газифікації твердого біопалива в цьому випадку є застосування повітряного газифікуючого агента, при тиску близькому до атмосферного.

Для забезпечення ефективної роботи теплового двигуна необхідно щоб синтез-газ містив мінімальну кількість смол та інших домішок. Це обґрунтовує застосування для його виробництва газогенераторів зі щільним шаром палива і зворотним процесом газифікації (рис.1б), схема камери газифікації якого показана на рис. 2. Такі апарати прості в конструктивному оформленні та більш надійні при експлуатації. Отриманий



1 – корпус газогенератора; 2 – внутрішній бункер; 3 – фурми; 4 – горловина;
5 – колосникова решітка

Рисунок 2 – Схема камери газифікації газогенератора зворотного процесу

в них синтез-газ хоч і має відносно низьку теплоту згоряння, але придатний, як показує досвід, для використання його у ДВЗ [3] та суттєво підвищує економічну і екологічну ефективність застосування твердого біопалива [4,5]. Для газифікації подрібненої соломи доцільно використати газогенератор зворотного процесу, в якому застосовано заглиблені у шар периферійні фурми, що подають повітря в центральну частину камери газогенератора [3].

Для більш повного розкладання смолистих речовин, отже і підвищення якості синтез-газу, в такій камері газифікації створюють місцеве звуження d_2 (горловина). За

такої форми камери потік повітря і гарячих газів спрямовується від фурм до її центру, внаслідок чого температура в ній підвищується, що сприяє більш повному розкладанню смол при проходженні їх через розжарений вуглець.

При газифікації соломи, в тому числі і у вигляді пелет та брикетів, значною проблемою є низька температура плавлення її золи, вміст якої складає 5,5...9,0 % (проти 0,5...2,0 % для деревини) [6]. Можливе утворення золошлакових агломератів, які перешкоджають горінню, також треба враховувати при виборі діаметра місцевого звуження горловини та розмірів інших конструктивних елементів камери газифікації. Враховуючи, що за фізико-механічними характеристиками пелети з соломи наближаються до торфобрикетів та відходів з деревини, для них орієнтовно можна прийняти такий же вираз для визначення діаметра горловини [5]:

$$d_z = \frac{D_k}{\sqrt{m}},$$

де D_k – діаметр камери газифікації;

m – показник, який враховує тип палива, для торфобрикетів $m=4$, для відходів з деревини $m=5$.

За аналогічними рекомендаціями відстань від фурменого пояса до горловини:

$$h_z = (0,4 \div 0,44)D_k.$$

Кількість фурм по периферії камери можна визначити за формулою [5]

$$n = \frac{\pi D_k}{l_\phi},$$

де l_ϕ - відстань між фурмами по периметру, що приймають звичайно 100–150 мм.

В камері газифікації рекомендується встановлювати кількість фурм в межах від 5 до 24 [5].

Площа перетину фурменого пояса камери газифікації визначається за формулою [5]:

$$F_k = \frac{Q_n^p \cdot G}{B},$$

де Q_n^p - нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;

G – годинна витрата палива, кг;

B – теплова напруга камери газифікації, кДж/(м²·год).

При виборі діаметру фурменого пояса потрібно враховувати, що для ефективної роботи камери газифікації її теплова напруга повинна бути в межах $(2,9 \dots 8,3) \cdot 10^6$ кДж/(м²·год) [4,5].

Діаметр фурменого пояса газогенератора для газифікації соломи-січки з периферійним підведенням повітря можна визначити за виразом [5]:

$$D_k = 1,13 \sqrt{F_k}.$$

Збільшення діаметра фурменого пояса підвищує потужність двигуна, але при цьому в синтез-газі зростає вміст смол і використання камери газифікації без горловини або підвищує навантаження на систему очистки газу або унеможливує одержання якісного кінцевого продукту в газогенераторі. Крім того, аналіз досліджень показує, що при збільшенні діаметра фурменого пояса в межах від 270 до 325 мм, тобто при зменшенні напруженості горіння, зростає годинне шлакоутворення [4,5].

Діаметр фурм для надходження повітря в зону горіння можна розрахувати за виразом [4]:

$$d_{\phi} = 18,85 \sqrt{\frac{V_n}{n\omega\phi}},$$

де ω – швидкість подачі газифікуючого агента (в газогенераторах зворотного процесу газифікації $\omega = 14\text{--}16$ м/с);

n – кількість фурм;

ϕ – коефіцієнт витікання повітря з фурм (для циліндричних фурм $\phi = 0,63$, для фурм, що звужуються, $\phi = 0,82$),

V_n – витрата повітря в газогенераторі, м³/год.

При підвищенні значення інтенсивності газифікації зростає температура в активній зоні камери газифікації, при цьому рівноважний склад газу зміщується в бік вмісту більшої кількості горючих компонентів СО і Н₂, в результаті чого зростає теплотворна здатність газу.

Кількість палива, яке може бути з достатньою ефективністю перетворене в якісний синтез-газ в камері газифікації, визначається її основними розмірами: діаметром фурменого поясу D_k (рис. 1), висотою камери H_k (висота активної зони) та інтенсивністю газифікації q , кг/(м²·год) [4]:

$$q = G / F_k.$$

При підвищенні інтенсивності газифікації зростає температура в активній зоні камери газифікації, при цьому рівноважний склад газу зміщується в бік вмісту більшої кількості горючих компонентів СО і Н₂, в результаті чого поліпшується якість та теплотворність синтез-газу.

Однак підвищення q збільшує швидкість проходження газу в шарі палива, в результаті чого посиляться опір газогенератора, а отже зменшиться тиск синтез-газу на вході в ДВЗ. Крім того, при використанні біопалив з високим вмістом золи підвищення q може призвести до надмірного утворення шлаку в камері газифікації, що негативно вплине на ефективність роботи двигуна. Тому необхідна оптимізація вибору q для певних конструкцій газогенераторів твердого біопалива.

Висновки.

1. Виконано аналіз конструкцій газогенераторів твердих біопалив за способом подачі газифікуючого агента та його складу.

2. Визначено та проаналізовано основні характеристики процесу газифікації твердих біопалив, зокрема соломи, що впливають на якість та теплотворну здатність синтез-газу.

3. Обґрунтовано вибір основних конструктивних елементів газогенераторів твердих біопалив та надано рекомендації для їх розрахунку, зокрема для умов застосування газогенераторів в складі автономних енергетичних установок.

Список літератури

1. Dinkelbach I. Gasification of biomass in Europe / I. Dinkelbach, M. Kaltschmitt //Proc. Of the 9th Europe. Bioenergy Conf., Copenhagen, 24-27 June, 1996, – Pergamon, 1996, – Vol. 2. – P. 1382-1387.

2. Клименко В.В. Підвищення ефективності використання місцевого палива автономною енергетичною установкою / В.В. Клименко, В.І. Кравченко, В.П. Солдатенко // Матеріали V-ої всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення». 22-23 травня 2013 року. – Первомайськ:ППП НУК, 2013. – С.250-253.
3. Колеров Л.К. Газомоторные установки / Л.К. Колеров. – М.: Машгиз, 1951. – 240 с.
4. Токарев Г.Г. Газогенераторные автомобили / Г.Г. Токарев. – М.: Машгиз, 1955. – 207 с.
5. Юдушкин Н.Г. Газогенераторные тракторы / Н.Г. Юдушкин. – М.: Машгиз, 1955. – 244 с.
6. Гелетуха Г.Г. Обзор технологий газификации биомассы / Г.Г. Гелетуха, Т.А.Железная. – Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1998. - №2. – С. 21-29.
7. Кравченко В.І. Підвищення ефективності використання місцевих видів палива в котельній техніці. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація /. – Вип. 25. Ч. II – Кіровоград: КНТУ, 2012. – С. 151-154.

Vasiliy Klymenko, Vladimir Kravchenko

Kirovograd National Technical University

Gasification of hard biofuels and ground of construction of gasogenes for his introduction

For work in work in forest, farms and other farms with production of heat and electric energy are required Autonomous energy installation. Such installations are composed of heat engine, running on local raised over the biological resources (wood, straw, etc), processed in the generator gas into synthesis gas. For creating the design of the gas generator analysis of gasification of pellets and briquettes of biofuel. The technology of gasification of solid biofuels in gas generators. Considered design of the gas generators, which ensure productivity and quality of synthesis-gas from solid fuel, as well as the conditions of slagging.

The influence of the construction elements of the gasification chamber on the productive and efficient operation of the gas generator and offered constructive parameters for the work of its pellet.

Found that the greatest impact on the quality of synthesis gas by such structural elements as the diameters of фурменного belt and neck, the number of lances and some others, which, depending on the type of biofuel can modify their settings.

Physical-mechanical and thermophysical characteristics of granular biofuels different from the usual, so it is reasonable to conduct a study to determine the structural elements of the gas generator, efficiency of the gasification and quality of synthesis gas, using new types of biofuel in the form of pellets and briquettes.

biofuels, pallets, gasification, gasogenes, synthetic gas, Autonomous energy installation

Одержано 20.11.13

УДК 631.361.22:001.891.5

А. В. Колесников, асп.

Луганский национальный аграрный университет, г. Луганск

К методике проведения экспериментальных исследований молотильно-сепарирующего устройства

Изложена часть методики экспериментальных исследований и описаны приборы и оборудование, необходимые для обоснования технологического процесса обмолота зернобобовых культур и подтверждения теоретических параметров и режимов работы молотильно-сепарирующего устройства с упругим элементом.

молотильно-сепарирующее устройство, зернобобовые, боб, обмолот, повреждения семян

© А. В. Колесников, 2013

О. В. Колесніков

Луганський національний аграрний університет, м. Луганськ

До методики проведення експериментальних досліджень молотильно-сепаруючого пристрою

Викладена частина методики експериментальних досліджень і описані прилади і устаткування, необхідні для обґрунтування технологічного процесу обмолоту зернобобових культур і підтвердження теоретичних параметрів і режимів роботи молотильно-сепаруючого пристрою з пружним елементом. **молотильно-сепаруючий пристрій, зернобобові, боб, обмолот, пошкодження насіння**

Основной задачей исследования молотильно-сепарирующего устройства (МСУ) является выбор оптимальных конструктивных параметров рабочих органов, учитывающих физико-механические свойства зернобобовых культур, в направлении на повышение эффективности технологического процесса выделения высококачественных семян при одновременном снижении энергетических затрат.

Разработана программа экспериментальных исследований МСУ основными задачами которой являлись:

- изучение влияния конструктивно-режимных параметров МСУ с упругим эластичным элементом на качественные показатели выполнения технологического процесса обмолота и количественные показатели повреждений обмолоченного зерна гороха и сои (показатель дробления и травмирования семян);

- оценка затрат энергии на технологический процесс обмолота зернобобовой массы (мощность, потребная на обмолот в зависимости от различных конструктивно-режимных параметров молотилки и состояния обмолачиваемого материала);

- определение конструктивно-режимных параметров МСУ, обеспечивающих минимальную энергоёмкость процесса обмолота при наивысшем качестве семян.

В задачу экспериментальных исследований входит разработка и применение приборов и оборудования, необходимых для замеров, при проведении экспериментов, проверка теоретических предпосылок и положений, выявление ряда физических величин и значений коэффициентов для обоснования условий работы рабочих органов МСУ.

В данной статье изложена часть методики подготовки и проведения опытов.

Проводимые исследования позволят выполнить проверку и уточнение теоретических предпосылок.

Испытание растений на прочность. Лабораторные данные о прочности растения позволяют делать прогноз о его поведении в процессе машинной уборки [1], Испытание семян стеблей сжатием проводят на экстензометре ЭТ-5.

В зависимости от степени сжатия образец может быть разрушен полностью, что вызывается разрушающей нагрузкой P_p . Под частичным разрушением понимается незначительное нарушение естественного строения тканей (вмятина, трещина и т.п.). Нагрузки меньше P_T называют допустимыми. Таким образом, $P < P_T < P_p$.

На семенах нагрузка P_p вызывает разрушения, что образец теряет полностью всхожесть и способность к длительному хранению; P_T почти не вызывает потери жизнеспособности (всхожести), но может вызвать осложнения при хранении семян. Нагрузка P_d на всхожесть семян влияния не оказывает.

Для фуражного зерна основным показателем следует считать P_p . Для его определения от среднего образца отбирают навеску (не менее 50 зерен). Каждое из них порознь сжимают на экстензометре до полного разрушения. Направление сжатия – по толщине образца. Сжатие проводят плоскими стальными пластинами толщиной не менее 5 мм, шириной и длиной больше образца в 3-4 раза.

Нагружают плавно, медленно (не более 20 мм/мин), с остановками для записей показаний индикатора, затем увеличивают нагрузку до полного разрушения образца. Результаты испытаний записывают в журнал наблюдений.

Показателем способности к обмолоту служит удельная работа, отнесенная к одному вымолоченному зерну. Чем она меньше, тем выше способность к обмолоту данной культуры, сорта, вида, образца. Прочность бобов и зерен в статических условиях определяют на экстензометре с реверсивным приспособлением. Показателем прочности служит усилие, соответствующее появлению трещины на створке боба или на зерне. Измеряют усилие с точностью до $\pm 0,1$ кг, направление нагрузки – по толщине боба.

Прочность зерна определяют сжатием по толщине, ширине, длине. Однако для основной оценки данного образца достаточно испытать 50 зерен в трехкратной повторности при сжатии только по толщине. Зерно для опытов берут в фазе полной спелости, при естественной влажности.

Динамическому воздействию подвергают бобы для определения их разрушаемости под действием удара. Для этой цели бобы в фазе полной спелости отделяют от 100 растений опытного участка. От них отбирают средний образец не менее 50 бобов, который и поступает на испытание ударом (сбрасыванием). Бобы по одному сбрасывают с высоты 2 м, исходное положение боба при этом – горизонтальное. Боб считают разрушенным, если имеем начало вымолота зерна или наблюдается трещина в створках. Если с первого удара боб не разрушен, то опыт повторяют до разрушения.

Стойкость удару измеряют и записывают в журнал наблюдений. Условиями сопутствующими опыту являются: вес боба, влажность створок, относительная влажность воздуха. Применяют для удара металлический лист толщиной 3 мм.

Засоренность семян определяют по двум навескам, взятым для каждой культуры в количестве: соя – 100 г; горох, фасоль, нут – 200 г.

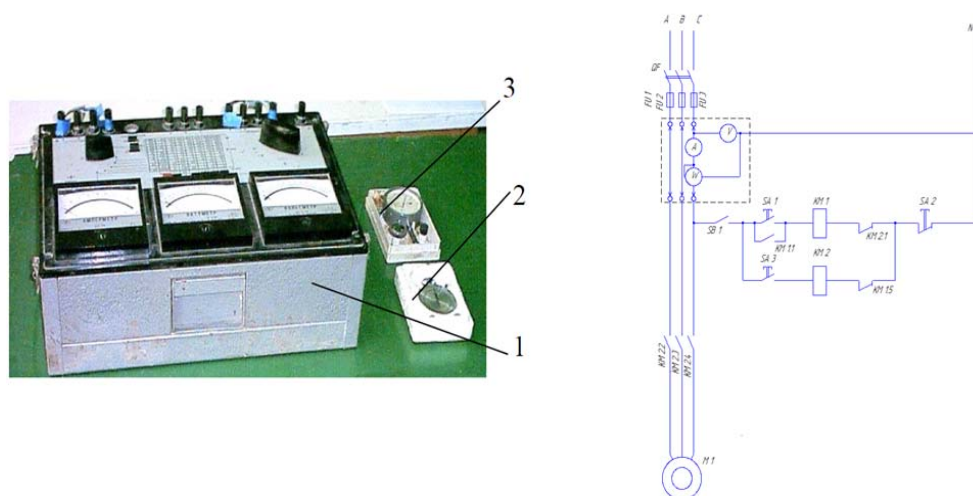
Экспериментальная установка с МСУ [2] имеет привод планетарного ротора через клиноременную передачу, огражденную защитным кожухом (рис. 1) от электродвигателя 1LA7164 – 2AA60 со следующей технической характеристикой:

- частота вращения выходного вала900 мин⁻¹;
- мощность двигателя4 кВт;
- масса двигателя48 кг;



Рисунок 1 - Общий вид привода планетарного ротора молотилки зернобобовых культур

В цепь электродвигателя для регистрации расхода мощности был подключен комплект измерительный К-505, состоящий из ваттметра, амперметра и вольтметра (рис. 2).



1 – комплект измерительный К-505 с электрической схемой подключения; 2 – секундомер СОСпр-26-2-00 «Агат» 4295Б ГОСТ 5072-79; 3 – тахометр часового типа Т410-Р

Рисунок 2 - Оборудование для определения мощности, потребной на обмолот

Техническая характеристика К-505:

1. Ваттметр ГОСТ 8476-76:

- класс точности0,5;
- напряжение75...600 В;
- класс точности1;
- напряжение30 В;
- пределы измерения0...24 кВт;
- номинальный ток параллельной цепи3 мА.

2. Амперметр ГОСТ 8711-76:

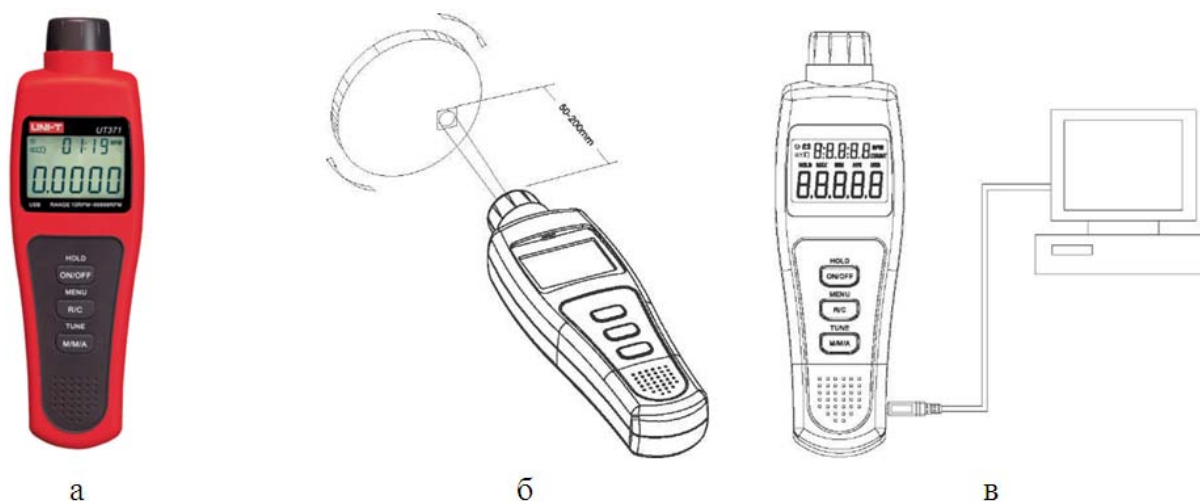
- класс точности0,5;
- пределы измерения0...100 А;
- частота тока40...65 Гц.

3. Вольтметр ГОСТ 8711-76:

- класс точности0,5;
- пределы измерения75...600 В;
- класс точности1;
- пределы измерения30...75 В;
- номинальный ток7,5 мА.

Транспортер обеспечивает равномерность подачи зернобобовой массы в молотилку. Он расположен горизонтально и состоит из рамы, электродвигателя и ленты, натянутой между двумя барабанами: ведущим и ведомым. Привод ведущего барабана осуществляется приводной станцией посредством двигателя постоянного тока. Изменение секундной подачи достигалось изменением скорости ленты транспортера и плотности укладки зернобобовой массы на определенном участке ее длины.

Частота вращения рабочих органов МСУ контролировалась цифровым бесконтактным тахометром UT372 с встроенным лазерным маркером и наличием USB-порта для подключения ПК (рис. 3).



а - общий вид прибора; б - процесс измерения; в - подключение UT372 к USB-интерфейсу ПК

Рисунок 3 - Прибор UT372 для определения частоты вращения рабочих органов МСУ

Прибор выполнен в компактном эргономичном корпусе со следующей технической характеристикой:

Число оборотов:

диапазон	разрешающая способность	погрешность
10~99.999 мин ⁻¹	0.001 мин ⁻¹	±(0.04% + 2)
100~999.99 мин ⁻¹	0.01 мин ⁻¹	±(0.04% + 2)
1000~9999.9 мин ⁻¹	0.1 мин ⁻¹	±(0.04% + 2)
10000~99999 мин ⁻¹	1,0 мин ⁻¹	±(0.04% + 2)

Режим счетчика:

диапазон	разрешающая способность	макс. входная частота
0-99999	1 цифра	10 кГц, импульс 5%.

Комплектность:

1. 4 батареи питания 1,5 В (LR6);
2. USB-кабель интерфейса;
3. Программное обеспечение;
4. Отражающая лента – 10 меток.

Для измерения частоты вращения на вращающийся элемент необходимо наклеить светоотражающую полоску. Нажимаем кнопку включения ON/OFF и прибор готов к работе. С помощью лазерного маркера, точно устанавливаем прибор напротив светоотражателя и проводим измерения. Для фиксации показаний на дисплее необходимо быстро нажать кнопку ON/OFF. Дисплей разделен на две части, вверху идет отсчет времени от начала измерения в секундах, а ниже – частота вращения вала.

Качество работы молотилки оцениваем не только количеством вымолоченного зерна, но и степенью его повреждений, для этого проведены исследования по определению макро- и микроповреждений зерна при обмолоте. Повреждения определялись методом просвечивания на диафаноскопе и осмотра под лупой 20-кратного увеличения окрашенных гистологическим красителем (тетразолом) зерен [3,4].

Диафаноскоп для определения количества травмированного зерна представлен на рис. 4.



Рисунок 4 - Диафаноскоп для определения количества травмированных бобов после обмолота

Испытание зернобобовых культур на прочность позволяет прогнозировать их поведение в процессе машинной уборки.

Для обоснования и оптимизации конструктивно-режимных параметров МСУ для зернобобовых культур (гороха и сои) изготовлена экспериментальная молотилка с декой и ротором планетарного типа с упругим эластичным элементом.

Для изучения влияния факторов на технологический процесс обмолота разработан план и представлена часть методики экспериментальных исследований.

При проведении экспериментов предусмотрено применение стандартного и специального оборудования, приборов.

Список литературы

1. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений [Текст] : учебник / Б. А. Воронюк, А. И. Пьянков, Л. В. Мильцева и др.; под ред. Б. А. Воронюк, А. И. Буянова. – М.: Колос, 1970. – 423 с.
2. Колесников А. В. Обоснование конструктивно-режимных параметров устройства для выделения и сепарации семян зернобобовых культур / А. В. Колесников. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. «Інноваційні напрямки розвитку технічного сервісу машин». Харків: Видавництво ХНТУСГ, 2013. Випуск №132. – С. 319-325.
3. Фирсова М.К. Оценка качества зерна и семян / Фирсова М.К., Попова Е.П. - М.: Колос, 1981. – 223 с.
4. Майсуриян Н.А. Практикум по растениеводству / Майсуриян Н.А. - М.: Колос, 1970. – 446 с.

Oleksiy Kolesnikov

Lugansk national agrarian university

To the methods of realization of experimental researches of threshing separating device

Part of methods of experimental researches is expounded and devices and equipment, necessary for the ground of technological process of threshing of leguminous crops and confirmation of theoretical parameters and modes of operations of threshing separating device with a resilient element, are described.

threshing and separating device, legumes, bean threshing, seed damage

Одержано 07.11.13

УДК 621.43.03

М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, И.В. Шепеленко, доц., канд. техн. наук, А.А. Матвиенко, доц., канд. техн. наук, Аль Соодани Салем М. Муташаир, доц., канд. техн. наук.

Кировоградский национальный технический университет

Исследование влияния загрязнений электромагнитных форсунок на параметры бензиновых двигателей

Приведены основные виды загрязнений электромагнитных форсунок бензиновых двигателей. Рассмотрен механизм образования разных видов загрязнений. Исследовано влияние загрязнений на параметры двигателей.

электромагнитная форсунка, загрязнения, двигатель

М.В. Красота, І.В. Шепеленко, О.О. Матвієнко, Аль Соодані Салем М. Муташаїр

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження впливу забруднень електромагнітних форсунок на параметри бензинових двигунів

Приведені головні види забруднень електромагнітних форсунок бензинових двигунів. Розглянуто механізм обробки різних видів забруднювань. Досліджено вплив забруднювань на параметри двигунів.

електромагнітна форсунка, забруднення, двигун

Постановка проблемы. В процессе эксплуатации техническое состояние форсунок, оцениваемое значением их рабочих показателей, неизбежно ухудшается из-за загрязнения элементов проточной части, износа запирающего элемента и седла, отклонения характеристик электромагнитной системы, засорения индивидуальных сетчатых фильтров и др. Эти эксплуатационные изменения рабочих показателей электромагнитной форсунки определяются качеством и составом применяемого топлива, условиями эксплуатации двигателя, особенностями изменения нагрузок при работе двигателя в составе транспортного средства, культурой технического обслуживания автомобильной техники и др.

Эксплуатационные изменения рабочих показателей форсунок (статической и динамической производительности, неравномерности подачи топлива в комплекте форсунок) оказывают сложное и взаимосвязанное влияние на экономические и экологические характеристики двигателя, его пусковые качества, на динамику транспортного средства.

Существующие способы очистки электромагнитных форсунок (химические, ультразвуковые) часто не дают желаемого эффекта и не позволяют в процессе эксплуатации восстановить их рабочие показатели до исходных значений.

Необходимость очистки форсунок возникает или по факту ухудшения характеристик двигателя, или после 20...30 тыс. км пробега при очередном ТО. Статистика показывает, что с необходимостью очистки инжекторов связано более половины всех ремонтов систем впрыска бензина, а с учётом планово-профилактических очисток это число достигает 80...85%. Такое частое обращение к инжекторам неизбежно требует их тщательной диагностики. Как правило, тестируются сопротивление обмотки, производительность, баланс, герметичность, факел.

Инерционность проверяют не всегда, и чаще всего из-за отсутствия нужной аппаратуры. Однако установить истинное состояние электромагнитного инжектора можно только по совокупности всех параметров, поэтому практика заставляет искать доступные диагностические методы.

На сегодняшний день все новые автомобили с бензиновым двигателем имеют системы распределенного впрыска. Однако при этом возникают специфические проблемы, связанные с эксплуатацией этих систем, в основном - из-за невысокого качества бензина (около 40 % выпускаемого топлива не соответствует действующим отечественным техническим регламентам) и недостаточно высокой культуры эксплуатации автомобильной техники. Во многом эти проблемы и определяют эксплуатационные изменения рабочих показателей электромагнитных форсунок.

Актуальность. Актуальность работы обусловлена широким распространением систем впрыскивания топлива и существующей проблемой поддержания заданных энергетических и экологических характеристик автомобильных бензиновых двигателей в условиях эксплуатации путем сохранения рабочих показателей электромагнитных форсунок.

Цель работы. Цель работы - исследовать влияние загрязнений электромагнитных форсунок на эксплуатационные и экологические показатели бензиновых двигателей.

Электромагнитная форсунка представляет собой быстродействующий гидравлический клапан с электромагнитным приводом запирающего элемента. В системах топливоподачи с электронным управлением форсунки выполняют две функции:

- дозируют топливо в соответствии с длительностью электрических управляющих импульсов, формируемых электронным блоком управления (контроллером) по определенному алгоритму в зависимости от режимных параметров работы двигателя;
- распыляют (диспергируют) топливо до частиц требуемых размеров для достижения необходимой степени гомогенизации топливовоздушной смеси.

Электромагнитная форсунка является последним и важнейшим звеном на пути бензина к цилиндру. Цикловая доза впрыскиваемого бензина 2-литрового двигателя в режиме частичной нагрузки составляет всего 0,03...0,04 мл. Строгая геометрия конструкции, миниатюрные размеры в сопряжении «запорный элемент – седло распылителя» и прецизионное изготовление обеспечивают точность дозы и мелкую дисперсность распыла бензина при номинальной инерционности подвижных частей. Однако это происходит только тогда, когда все внутренние детали инжектора идеально чисты.

Для оценки рабочих параметров форсунки используется ее рабочая (расходная) характеристика - зависимость величины цикловой подачи топлива q от длительности τ управляющего электрического импульса: $q=f(\tau)$.

Основной, и до сих пор нерешенной проблемой при эксплуатации электромагнитных форсунок в составе систем впрыскивания бензина, является их загрязнение, вызываемое целым рядом причин.

Механизм образования загрязнений на элементах электромагнитных форсунок изучен не полностью. Сами загрязнения имеют сложный физико-химический состав, свойства которого определяются строением молекул загрязняющих веществ и факторами их образования, а также физическими и химическими свойствами твердой поверхности. Известно, что в основе механизма различных загрязнений лежит явление адгезии.

В соответствии с общей классификацией загрязнений деталей поршневого двигателя, загрязнения электромагнитных форсунок можно подразделить на три вида:

нагары, лаки и осадки [1-3] (рис. 1). Каждое из них образуется по собственному механизму. По взаимодействию с поверхностью различные виды загрязнений принципиально можно разделить на три основные группы: слабосвязанные, умеренно связанные и прочно связанные.

Образуются отложения следующим образом. После остановки горячего двигателя из пленки топлива, оставшейся на штифтах и внутренних поверхностях распылителей, что ниже запорного клапана, испаряются легкие фракции. Тяжелые же остаются на деталях, так как смывать их в это время нечем – свежие порции топлива не поступают к распылителю, и запорные клапаны форсунок закрыты. К тому же, в этот момент отсутствует охлаждение топливом. Корпус форсунки дополнительно нагревается, получая тепло от горячей головки блока цилиндров через впускной коллектор, ускоряя процесс выпаривания. Из оставшихся тяжелых фракций и образуются смолистые отложения. Накапливаясь, они препятствуют запорному конусу плотно сесть на седло, вследствие чего нарушается герметичность форсунки.



а – лаковые отложения; б - смолистые отложения; в - нагар

Рисунок 1 – Загрязнения электромагнитных форсунок

Остаточное давление топлива в рампе после остановки мотора сохраняется. Оно потихоньку проталкивает бензин через негерметичный клапан, и процесс закоксовывания идет интенсивнее. Потеря герметичности осложняет запуск двигателя ввиду отсутствия давления в топливной магистрали и возможности образования паровых пробок. Кроме того, с потерей герметичности ухудшается отсечка топлива. Вместо того чтобы резко оборвать факел, отправив всю порцию во впускной канал, окончание впрыска происходит плавно. Последние капли его не могут "выстрелить" и стекают по распылителю.

Проходное сечение сопла форсунки – кольцевая щель, образованная корпусом распылителя и запорным клапаном. С появлением отложений просвет уменьшается (рис. 2). Соответственно уменьшается и количество топлива, дозируемого форсункой за каждый рабочий такт. Если система управления не имеет обратной связи, то изменение пропускной способности форсунок приведет к обеднению рабочей смеси. Последствия этого проявляются в снижении мощности, появлению детонации и т.д.

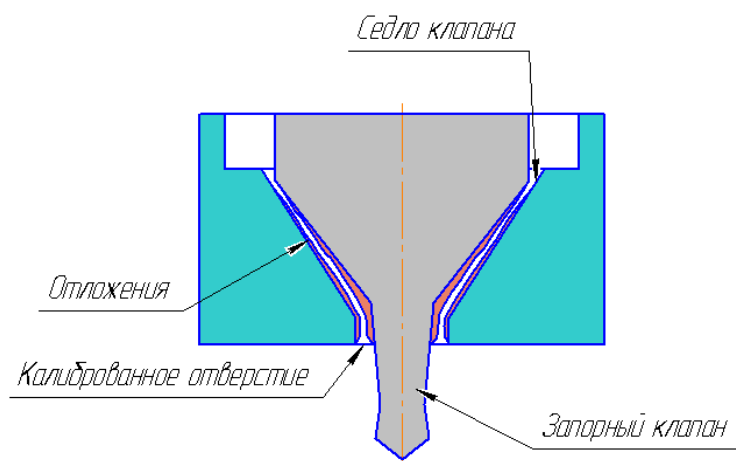


Рисунок 2 – Отложение загрязнений в кольцевой щели электромагнитной форсунки

Если на автомобиле установлена система с обратной связью по сигналу лямбда-зонда, то она сможет при небольшом изменении производительности скомпенсировать это изменение путем увеличения времени впрыска. Однако, у такого увеличения есть предел, называемый пределом регулировки. Более того, если даже средняя производительность комплекта форсунок снизится ненамного, но разница между отдельными форсунками будет значительна, это приведет к неудовлетворительной работе системы. В современных системах управления двигателем пока нет достаточно быстрой обратной связи, позволяющей корректировать время впрыска для каждой форсунки индивидуально. К тому же, многие системы применяют попарный или одновременный тип впрыска, при котором несколько форсунок управляются ECU одним выходным ключом.

Нарушается и форма факела – значит, часть топлива попадает не в просвет впускного канала, а, к примеру, на стенки впускного коллектора. Таким образом, топливо поступает в цилиндр не в виде однородной смеси, а в виде топливной пленки. Также, ухудшается однородность распыления. Из форсунок вылетают крупные капли, не успевающие испариться, перемешаться с воздухом и, следовательно, сгореть в цилиндрах [1-3].

Если в топливе присутствуют мелкодисперсные твердые частицы, проникающие через фильтр тонкой очистки (ржавчина, мелкий песок, некоторые порошкообразные присадки для повышения октанового числа и т.п.), то клапан подвергается абразивному воздействию. Вследствие этого – искажение геометрии дозирующего отверстия, нарушение формы факела топлива, нестабильная производительность инжектора.

В инжекторе накапливаются не только смолы, но и отложения коррозии (рис. 3). Для точного удержания запорного элемента относительно седла при продольных перемещениях, грани иглы и направляющая втулка выполнены в виде прецизионно прилегающей пары. Если смолы откладываются на запорном элементе, клапане и седле и, главным образом, нарушают производительность форсунки и конус распыла, то коррозия в сопряжениях пары увеличивает трение и становится основным фактором роста инерционности иглы в моменты открытия и закрытия инжектора. В зависимости от характера и степени загрязнения это может привести как к уменьшению, так и к увеличению дозы впрыснутого инжектором топлива, а также к ухудшению атомизации, частичному или полному переходу в капельный режим и нарушению герметичности.



1 – сердечник; 2 – направляющие грани; 3 – запорный элемент штока

Рисунок 3 - Игла, покрытая коррозией

Значительно реже встречается другая причина неудовлетворительной работы форсунок – загрязнение входных фильтров. Входные фильтры форсунок относительно небольших размеров и призваны лишь гарантировать чистоту топлива, поступающего в форсунки, отсекая особо мелкие включения, проникшие через магистральный фильтр тонкой очистки топлива. Поглощающая способность их невелика, а засорившись, они оставляют форсунки на голодном пайке. Чтобы этого не допустить, нужно внимательно следить за состоянием фильтра тонкой очистки топлива.

Диагностические признаки загрязненных инжекторов имеют одинаковый характер практически на всех моделях современных автомобилей:

- неустойчивый холостой ход автомобиля: двигатель "троит";
- затрудненный пуск двигателя: двигатель запускается с второго-третьего раза, трудно стабилизируются холостые обороты;
- провал при резком нажатии на педаль акселератора, некомфортное вождение;
- ухудшение разгона автомобиля и потеря мощности: автомобиль с акпп затягивает низшие передачи, вяло набирает скорость, слышны хлопки в выпускной системе;
- пропуски воспламенения топливной смеси: подергивания при разгоне, присутствуют коды ошибок по потери искрообразования (misfire), сопровождающиеся выходом из строя свечей зажигания, высоковольтных проводов, катушек зажигания;
- выход из строя кислородных датчиков (O_2 sensors) и каталитического нейтрализатора: сокращение ресурса обусловлено повышенной температурой выпускных газов и большим количеством несгоревших компонентов, которые осаждаются в выпускном тракте;
- постоянно увеличивающийся расход топлива: так как загрязнение инжекторов - постепенный процесс, то водитель обычно замечает это не сразу.

Последствия продолжительной работы двигателя с загрязненными форсунками, можно разделить по времени воздействия на III стадии:

I стадия возникает при пробегах 10 -30 тыс.км: потеря мощности и некомфортное вождение (вялый разгон, провалы при ускорении, повышенный расход топлива, некорректный режим переключения передач в акпп с электронным управлением, присутствие кодов ошибок в блоке управления двигателем, связанных с работой системы зажигания, кислородных датчиков и др.).

II стадия наступает от 30 тыс.км: на фоне резкой потери мощности, наступает повреждение узлов высоковольтной части системы зажигания (малый ресурс свечей, "пробой" высоковольтных проводов, выход из строя катушек зажигания), двигатель с трудом заводится (а иногда совсем отказывается заводиться) в условиях низких температур.

Накапливается нагар и шлаковые отложения на тарелках клапанов газораспределения, в камерах сгорания, поршнях двигателя. В связи с неэффективным

режимом сгорания воздушно-топливной смеси, накапливаются отложения сажи и шлаков на кислородных датчиках и в катализаторе выпускной системы двигателя. Кислородный датчик выходит из строя, не отработав положенный ресурс, катализатор перегревается и начинает разрушаться.

III стадия наступает всегда, если не будут приняты меры устранения последствий повреждений в I и II стадиях: перегрев и повреждение выпускных клапанов, "залегание" поршневых колец, как следствие этого, резкий износ цилиндров и в итоге - капитальный ремонт двигателя.

Анализ источников информации [1-4], выполненных в этой области, позволяет выделить ряд условий, влияющих на загрязнение электромагнитных форсунок для впрыскивания бензина. Их можно сгруппировать в виде трех основных факторов: температура деталей распылителя, свойства и качество применяемого бензина, время контакта частиц топлива и масла с поверхностью распылителя.

Известно [1-4], что способность системы управления двигателем компенсировать влияние загрязнения форсунок в значительной степени зависит от величины неравномерности подачи топлива форсунками в одном комплекте.

Техническое состояние форсунок, определяемое значением их рабочих показателей, оказывает существенное влияние на энергетические и экологические характеристики автомобильного бензинового двигателя. Загрязнение и износ элементов форсунки могут приводить к ухудшению топливной экономичности, изменению токсичных выбросов с отработавшими газами (ОГ), повышению склонности двигателя к детонации, затрудненному его пуску и ухудшению динамики автомобиля.

Очевидно, что указанные нарушения в работе двигателя требуют очистки или замены форсунок. С целью исследования влияния загрязнения форсунок на параметры двигателя были проведены исследования характеристик двигателей с разными пробегами.

Объектом исследования явились три однотипных комплекта электромагнитных форсунок производства фирмы R. Bosch. Первый комплект форсунок имел наработку 100 тыс. км пробега автомобиля, второй - 150 тыс. км. третий комплект составляли новые форсунки.

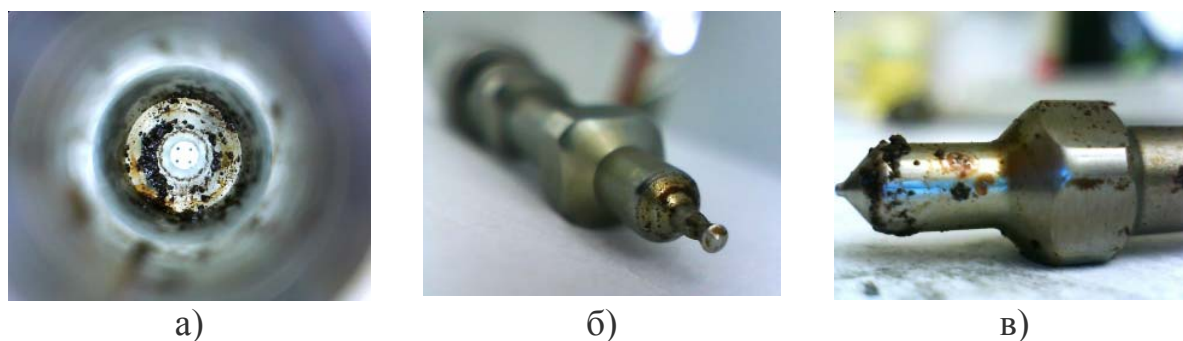
Результаты исследования количественных показателей 1-го и 2-го комплекта относительно величин 3-го (нового) показывают изменение статической производительности $q_{\text{стат}}$ в пределах 0,8... 1,5 % и - 0,5...2,3 % соответственно. Динамическая производительность $q_{\text{дин}}$ изменилась более значительно - на 1,8...5,8 % и 3,2... 12 %. При этом изменения величины неравномерности подачи топлива δ , в 1-ом и 2-ом комплектах форсунок составили 6,0 и 8,5 %.

Во всех случаях прослеживается однозначная тенденция к увеличению различий в количественных показателях с ростом наработки форсунок (пробега автомобиля), причем, чем дольше эксплуатировались форсунки, тем более значительны эти различия по отношению к новым форсункам.

При этом было установлено, что у форсунок со значительной наработкой увеличивается цикловая подача, несмотря на загрязнение ее проточной части.

Таким образом, как количественные, так и качественные показатели электромагнитных форсунок неизбежно изменяются в процессе эксплуатации, что вызывается разнонаправленным действием последствий загрязнения и износа элементов их проточной части.

Полученные микрофотографии показывают наличие как загрязнения элементов проточной части форсунки, так и износа иглы и седла (рис. 4)



а)

б)

в)

а – седло; б – запорный конус; в –запорная игла

Рисунок 4– Фотографии загрязнений элементов форсунки (x50)

Полученные фотографии (рис. 4) различных элементов форсунки свидетельствуют о том что, несмотря на различия составов отечественного и зарубежного бензинов, а также разные условия эксплуатации автомобильной техники в нашей стране и за рубежом, закономерности образования загрязнений в проточной части и их химический состав идентичны.

Анализ фотографий запирающего элемента (иглы) новой форсунки и форсунки с наработкой показывает заметные различия в расположении на поверхности иглы линии ее контакта с седлом. Так, линия контакта на игле у форсунки с наработкой располагается дальше от ее вершины, что свидетельствует о ее более глубокой посадке в седло. Следовательно, при более глубокой посадке иглы увеличивается и величина подъема иглы у форсунки с наработкой. Таким образом, на основе экспериментальных данных можно считать, что причинами изменения показателей форсунок являются как последствия загрязнения се проточной части, так и износа запирающего элемента и седла в процессе эксплуатации.

Были выполнены результаты исследования влияния эксплуатационных изменений показателей электромагнитных форсунок на энергетические и экологические характеристики автомобильного бензинового двигателя ВАЗ-2114.

Сравнительные испытания двигателя ВАЗ-2114 с комплектами форсунок, имеющими различную наработку, проводились на моторном стенде. Снимались внешняя скоростная характеристика, а также ряд нагрузочных характеристик двигателя в диапазоне частот вращения вала $n=1500...3500 \text{ мин}^{-1}$.

Проведенные эксперименты показали, что эксплуатационные изменения рабочих показателей электромагнитных форсунок существенно влияют на энергетические и экологические характеристики автомобильного бензинового двигателя. Так, с форсунками, имеющими наработку 150 тыс. км пробега автомобиля (при отсутствии их периодической очистки), эффективная мощность двигателя N_e , снижается на 3...9 %, а эффективный крутящий момент M_e падает на величину 4...6 % в диапазоне $n = 5500 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 5).

Удельный эффективный расход топлива возрастает на 6 % при одновременном увеличении выброса токсичных компонентов с отработавшими газами - оксида углерода CO на 15...25 %, углеводородов CH - на 15...40 % (рис. 6). Это может приводить к ухудшению динамики автомобиля и пусковых качеств двигателя.

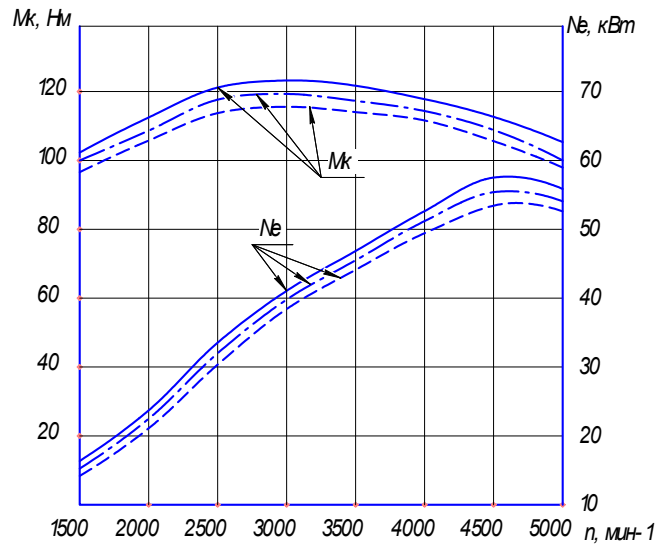
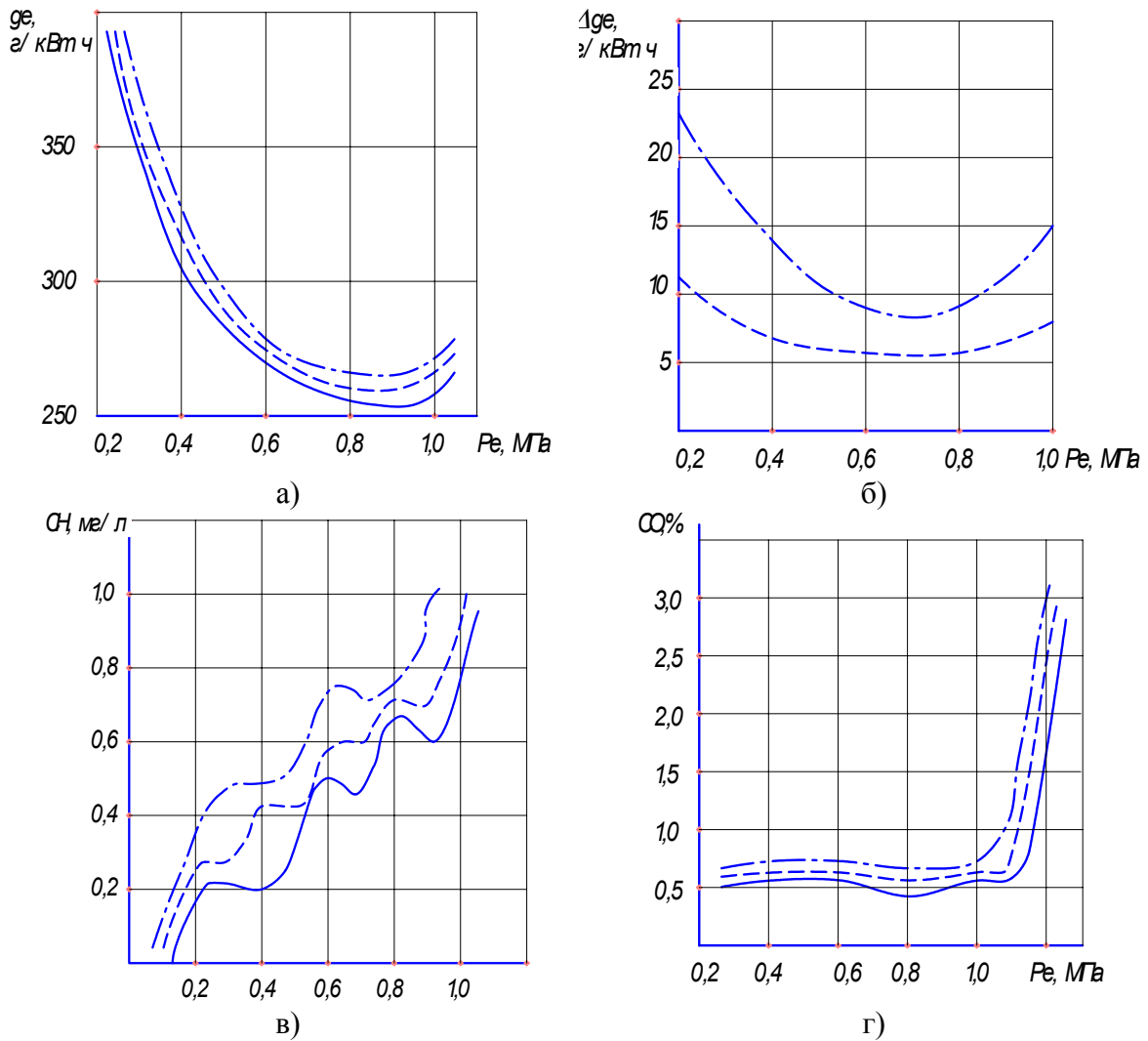


Рисунок 5 – Изменение показателей по внешней скоростной характеристике двигателя ВА3-2111



а - удельный эффективный расхода топлива g_e ; б - относительная разница по удельному расходу топлива Δg_e ; в - выбросы углеводородов СИ; г - выбросы оксида углерода СО

Рисунок 6 – Изменение показателей двигателя ВА3-2114 по нагрузочной характеристике (частота вращения вала $n=3000 \text{ мин}^{-1}$)

Основными причинами падения характеристик двигателя при эксплуатационном изменении рабочих показателей форсунок является ухудшение смесеобразования вследствие снижения качества диспергирования топлива и уменьшения угла конуса распыливания топлива при снижении завихренности потока в проточной части форсунок, а также возрастающая неравномерность цикловых подач топлива в их комплекте.

Следует отметить, что в системах управления двигателями с использованием контура обратной связи по сигналу λ -зонда, контроллер не может компенсировать возрастающую неравномерность цикловых подач в комплекте форсунок, поскольку корректирующая поправка для управляющего импульса форсунок определяется в целом для всего двигателя, а индивидуальные различия в дозировании топлива форсунками по отдельным цилиндрам учесть невозможно.

Выводы. Выполнен анализ процессов загрязнения и последствий износа элементов электромагнитной форсунки, выявлено их влияние на работу автомобильного бензинового двигателя.

Экспериментально полученные данные по эксплуатационным изменениям рабочих показателей электромагнитных форсунок свидетельствуют о том, что после наработки 150 тыс. км пробега автомобиля их рабочие характеристики могут существенно изменяться, причем, как в сторону увеличения, так и уменьшения динамической производительности. При этом наиболее критичным для двигателя является возрастающая неравномерность подачи топлива в комплекте форсунок, которую не может компенсировать микропроцессорная система управления двигателем.

Эксплуатационные изменения рабочих показателей электромагнитных форсунок существенно влияют на энергетические и экологические характеристики автомобильного бензинового двигателя. Так, после наработки форсунок 150 тыс. км пробега автомобиля (при отсутствии их периодической очистки) эффективная мощность двигателя снижается на 3...9 %, эффективный крутящий момент падает на величину 4...6 %. При этом возрастает удельный эффективный расход топлива на 2...6 % и увеличивается выброс токсичных компонентов с отработавшими газами - оксида углерода CO на 15...25 %, углеводородов CH - на 15...40 %. В целом это приводит к ухудшению динамики автомобиля и пусковых качеств двигателя.

Список литературы

1. Овчинников Г.В. Влияние загрязнения и износа элементов электромагнитных форсунок на характеристики автомобильного бензинового двигателя. Автореф. дис. канд. техн. наук/Овчинников Г. В. – Владимир, 2009. – 18 с.
2. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. — М.: За рулем, 1998.-440 с.
3. Системы управления бензиновыми двигателями. Пер. с нем. 1-е русское изд. М.: За рулем, 2005. - 432 с.
4. Ерохов В.И. Системы впрыска легковых автомобилей: эксплуатация, диагностика, техническое обслуживание и ремонт. — М.: Астрель-АСТ, 2003. — 159 с.
5. Ананьин А.Д. Диагностика и техническое обслуживание машин: учебник/А.Д. Ананьин и др. М.: Академия, 2008.
6. Автомобильный справочник Bosch/пер. С англ.. М.: За рулем, 2004.

Michael Krasota, Igor Shepelenko, Alexander Matvienko, Al Soodani Salem M. Mutashair

Kirovograd National Technical University

Investigation of the effect of contaminants on the parameters of electromagnetic injectors gasoline engines

Aim of work - to prospect influence of contaminations of electromagnetic sprayers on the operating and ecological indexes of petrol engines. The analysis of processes of contamination and consequences of wear of elements of electromagnetic sprayer is executed, their influence is educed on work of motor-car petrol engine.

Most critical for an engine is an increasing unevenness of serve of fuel in the complete set of sprayers, that the microsystem of management can not compensate by an engine. Exploitation of change of working indexes of electromagnetic sprayers substantially influence on power and ecological descriptions of motor-car petrol engine. After work of sprayers 150 thousand kilometre of run of car(in default of their periodic cleaning) effective engine power goes down on 3...9 an effective twisting moment falls on a size 4...6 Here the specific effective expense of fuel increases on 2...6 the troop landing of toxic components increases with by working gases - oxide of carbon With on 15...25 hydrocarbons of CH - on 15...40. On the whole it results in worsening of dynamics of car and starting internalss of engine.

omagnetic injector , contaminants motor

Одержано 21.10.13

УДК 621.644:621.833.15

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, К.Ю. Кулешкова, инж
Кировоградский национальный технический университет

Анализ экспериментальных исследований пульсации мгновенной подачи шестеренного насоса

В статье представлены результаты анализа результатов экспериментальных исследований пульсации мгновенной подачи и давления за рабочий цикл шестеренного насоса и сравнение их с результатами теоретических исследований.

шестеренный насос, мгновенная подача, пульсация

Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, К.Ю. Кулешкова

Кировоградський національний технічний університет

Аналіз експериментальних досліджень пульсації миттєвої подачі шестеренного насоса

В статті представлені результати аналізу результатів експериментальних досліджень пульсації миттєвої подачі та тиску за робочий цикл шестеренного насосу і порівняння їх з результатами теоретичних досліджень.

шестеренний насос, миттєва подача, пульсація

Актуальность. Шестеренный насос (НШ) имеет высокие удельные характеристики, малую зависимость работоспособности от запыленности и температуры окружающей среды, что позволило ему найти самое широкое распространение в гидроприводах машин разного назначения: начиная с сельскохозяйственных, горнодобывающих, дорожных и строительных машин и заканчивая авиационной техникой. Одним из недостатков в работе НШ является пульсация мгновенной подачи (МГП) и давления.

Разработка и исследование методов снижения пульсации МГП и давления НШ является актуальной научно-технической проблемой, которая имеет важное значение для развития насосостроения в Украине.

Постановка проблемы. В статье [1], посвященной анализу результатов известных теоретических исследований, отмечено, что проблема пульсации МГП и давления далека от своего решения, поскольку до сих пор нет понимания физических основ ее возникновения. Анализ публикаций по результатам экспериментальных исследований пульсации МГП и давления дает возможность устранить имеющиеся пробелы в теории и практике производства шестеренных насосов и достичь положительных результатов в решении сформулированной проблемы. Это позволит найти подходы для разработки новых методов снижения пульсации МГП и давления.

Связь проблемы с важными научными и практическими задачами. Рассматриваемая проблема связана с важными научными и практическими задачами развития отечественного насосостроения. Повышение технического уровня НШ будет способствовать повышению их конкурентоспособности и расширению области применения, а также развитию гидропривода в целом.

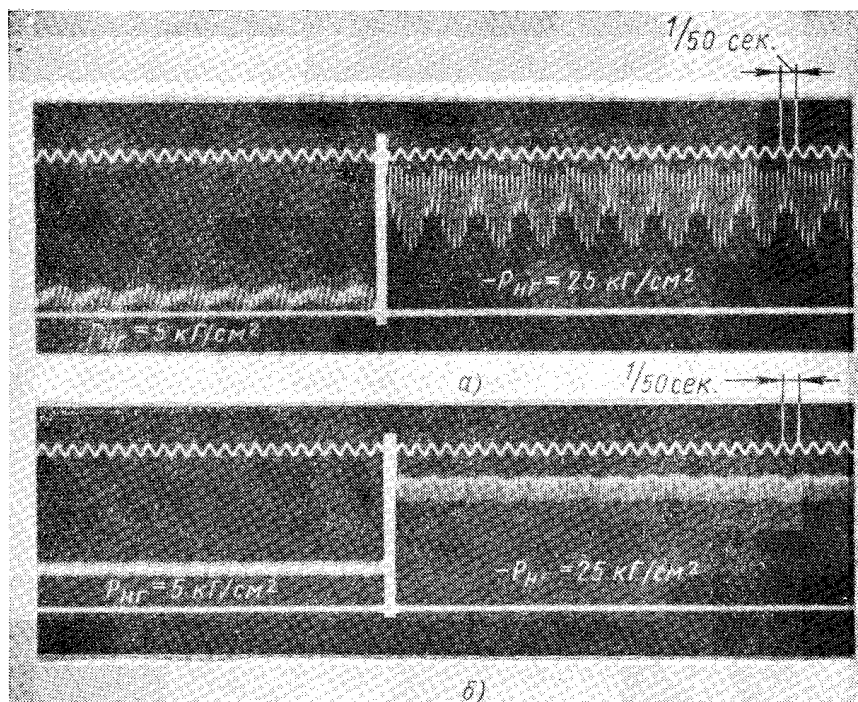
Анализ последних исследований и публикаций. Как отмечено выше, настоящая публикация непосредственно связана с предыдущей статьей [1], посвященной анализу результатов теоретических исследований проблемы пульсации МГП и давления НШ. В продолжение работы [1] сравнительный анализ результатов экспериментальных и теоретических исследований пульсации МГП и давления НШ, в конечном итоге, позволит установить физическую сущность проблемы.

Определение цели и задач исследований. Целью данной работы является анализ результатов известных экспериментальных исследований пульсации МГП и давления НШ, сравнение их с результатом анализа теоретических разработок [1] этой научно-технической проблемы для разработки физической и математические модели процесса МГП НШ.

Изложение материала с полным обоснованием полученных научных результатов.

При анализе литературных источников теоретические кривые пульсации МГП, построенные в соответствии с полученными авторами аналитическими зависимостями, встречаются практически во всех работах посвященных исследованию НШ [1]. Иное дело, результаты экспериментальных исследований. Как оказалось, результаты экспериментальных исследований пульсации МГП НШ представлены в единственной книге Е.А. Рыбкина и А.А. Усова, которая была опубликована еще в 1960 году [2]. В работе приведена осциллограмма пульсации давления в НШ. Анализ осциллограммы, представленной на рис. 1 [2] вызывает ряд вопросов, на которые на момент ознакомления с ней не удалось найти ответа.

Во-первых, в первоисточнике [2] не сказано ни слова о методике проведения экспериментальных исследований пульсации МГП, каким методом определялась пульсация, на каком оборудовании и с какой погрешностью.



а) $z = 8$; $\beta_0 = 9^\circ$ и б) $z = 12$; $\beta_0 = 0^\circ$ при оборотах $n = 1450$ об/мин

Рисунок 1 - Осциллограммы пульсации давления в процессе работы насосов по Е.А. Рыбкину и А.А. Усову [2]

Во-вторых, на правой части осциллограммы рис. 1 а четко видно, что продолжительность цикла работы НШ составляет $t_{цз} = 3/50 = 0,04$, в то время, как при частоте вращения $n = 1450$ об/мин $= 24,2$ об/с и числе зубьев $z = 8$ продолжительность цикла составляет $t_{цз} = \frac{1}{24,166 \cdot 8} = 0,00517$ с. Другими словами несоответствие данных - почти на порядок.

Вместе с тем, обращает внимание тот факт, что если продолжительность цикла $t_{цз}$ умножить на число зубьев $z = 8$, то получим продолжительность цикла, определенную на рис. 1. Таким образом, степень валидности известных результатов экспериментальных исследований пульсации МГП довольно низкая. Существующие теоретические исследования предполагают зависимость пульсации МГП от числа зубьев шестерен, однако, экспериментальные исследования показывают, что пульсация периодически изменяется, и этот период совпадает с частотой вращения шестерен НШ. Продолжительность цикла на остальных осциллограммах определить не удастся.

В-третьих, на осциллограмме а) при давлении 5 кг/см^2 степень неравномерности подачи (СНП), судя по диаграмме, достигает $\sigma = 100\%$, от номинального давления, а при давлении 25 кг/см^2 - $\sigma = 50\%$, что совершенно противоречит общепринятой теории [3]. Результаты расчета пульсации по теоретическим зависимостям при числе зубьев $z_1 = z_2 = 8$, составляют 23,4 %.

В-четвертых, на осциллограмме рис. 1 б при давлении 5 кг/см^2 пульсация достигает 30%, от номинального давления, что не соответствует теоретическим расчетам. При давлении 25 кг/см^2 пульсация, которая представлена в виде толстой белой полосы на черном фоне, составляет около 20% от номинального давления, что соответствует теоретическим расчетам при числе зубьев $z_1 = z_2 = 12$. Также, следует отметить, что саму СНП на диаграмме (рис. 1, б) различить по циклам практически не

удається даже при большом увеличении.

В этом же источнике [2] представлены и другие осциллограммы: для составных шестерен, изготовленных из двух венцов и смещенных по отношению друг к другу на половину углового шага. При этом автор утверждает, что насосы с такими шестернями обладают меньшей пульсацией, а для доказательства на рис. 2 представлена соответствующая осциллограмма [2], на которой пульсация изображена сплошной белой линией и что-то разобрать на этом графике не предоставляется возможным.

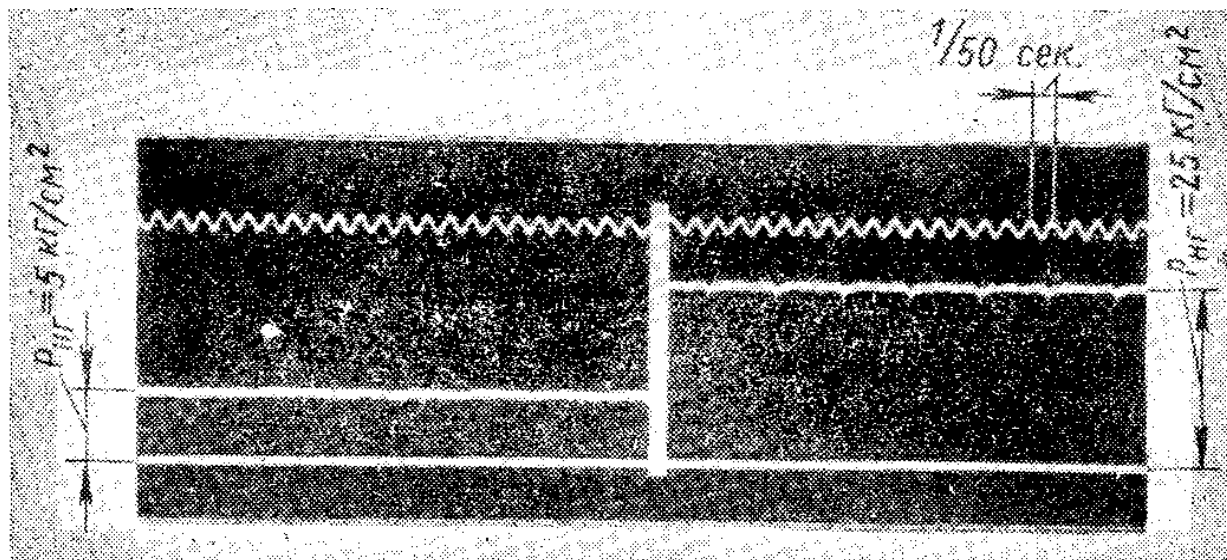


Рисунок 2 – Осциллограммы пульсации давления в процессе работы насосов для насосов с составными шестернями, сдвинутыми относительно друг друга на половину углового шага (по Е.А. Рыбкину и А.А. Усову [2])

На рис. 3 - представлена осциллограмма НШ с шевронными шестернями [2]. Из приведенных данных видим, что запись пульсации представлена в виде размытых белых линий, и, если их толщину сравнить с графиками на рис. 1, то действительно пульсация НШ с шевронными шестернями меньше. Помимо этого, на рис. 3 видим, что с ростом давления пульсация насоса возрастает[2].

На Кировоградском ПАО «Гидросила» в процессе исследования изменения давления в отсеченной полости проводили опыты по измерению давления по периметру корпуса НШ. В результате были получены осциллограммы, одна из которых представлена на рис. 4. Анализируя характер изменения давления, представленного на рис. 4 видим, что импульс давления в отсеченной полости НШ составляет 35% от номинального давления НШ. Пульсация давления на всем протяжении оборота шестерни колеблется в пределах 5...10%, что существенно ниже, чем расчетные значения в соответствии с предлагаемой теорией, в соответствии с которой пульсация должна составлять для насоса типа НШ-32 - 23,4 % [3].

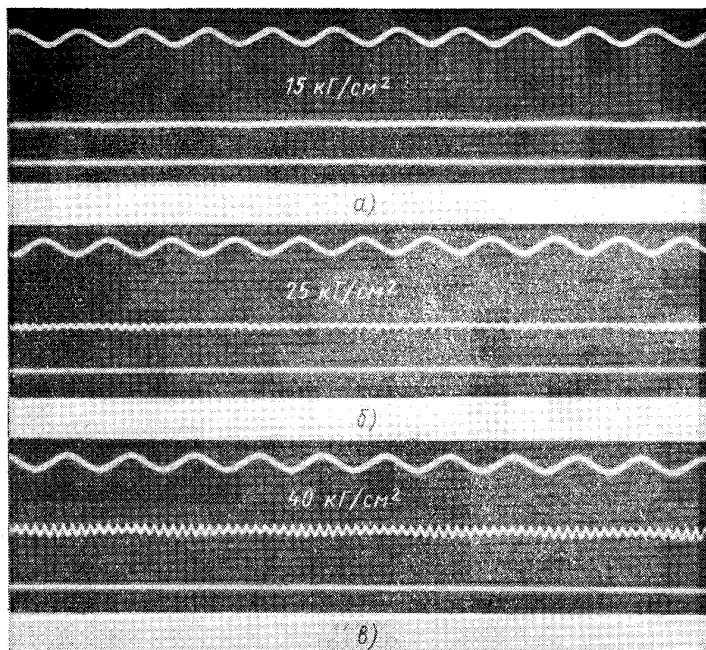


Рисунок 3 - Осциллограммы пульсации давления в НШ с шевронными шестернями по Е.А. Рыбкину и А.А. Усову [2]

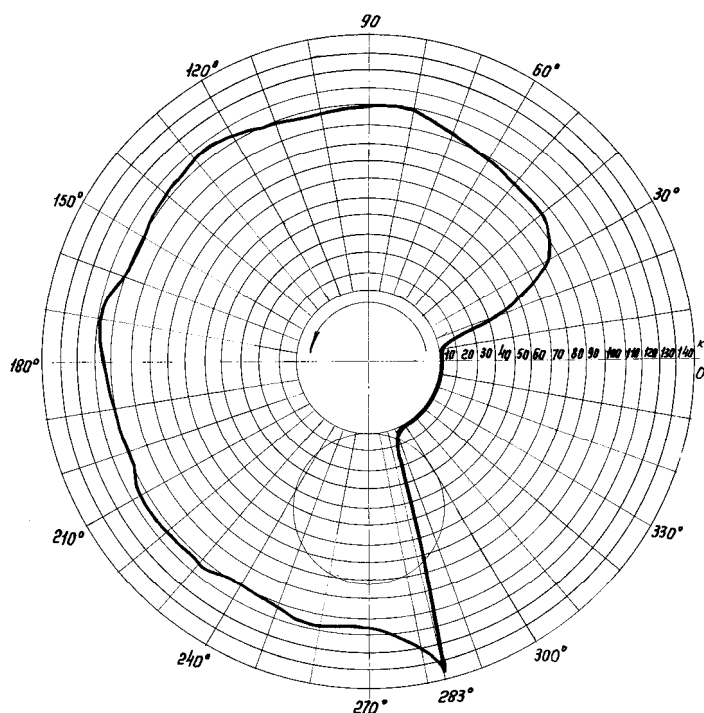


Рисунок 4 - Осциллограмма давления НШ: по данным Кировоградского завода «Гидросила» при давлении $p = 10,0$ МПа и частоте вращения 10 об/с

Это фактически свидетельствует о том, что пульсация подачи и давления НШ существенно (в 2...3 раза) меньше, чем в соответствии с известными теоретическими разработками.

Из вышеизложенного следует, что предлагаемая математическая модель (ММ) процесса МПП и давления соответствует экспериментальным данным не в полной мере.

В диссертационній роботі Л.В. Родионова [4] со ссылкой на статью [5] приводятся экспериментальные исследования давления в межзубовой впадине НШ. Миниатюрный датчик давления Entrap EPL-318, был расположен в основании межзубовой впадины ведущей шестерни 1 (рис. 5, б). На этом же рис. 5, а представлена схема установки датчика в межзубовой впадине (МЗВ) ведущей шестерни.

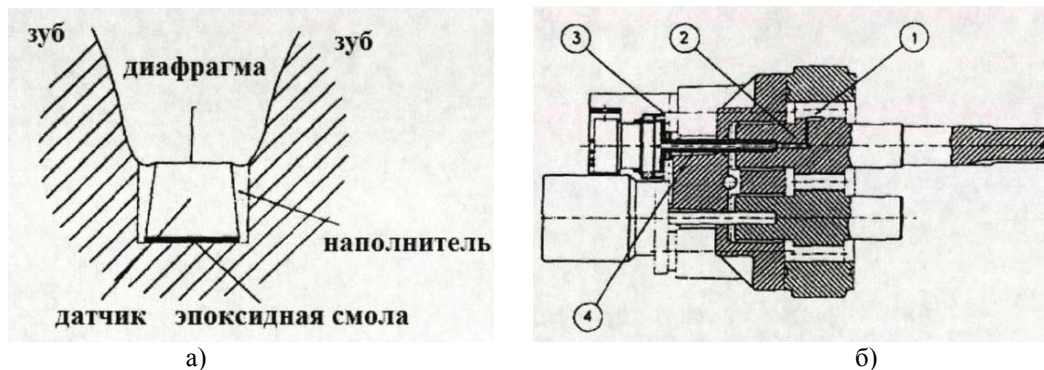
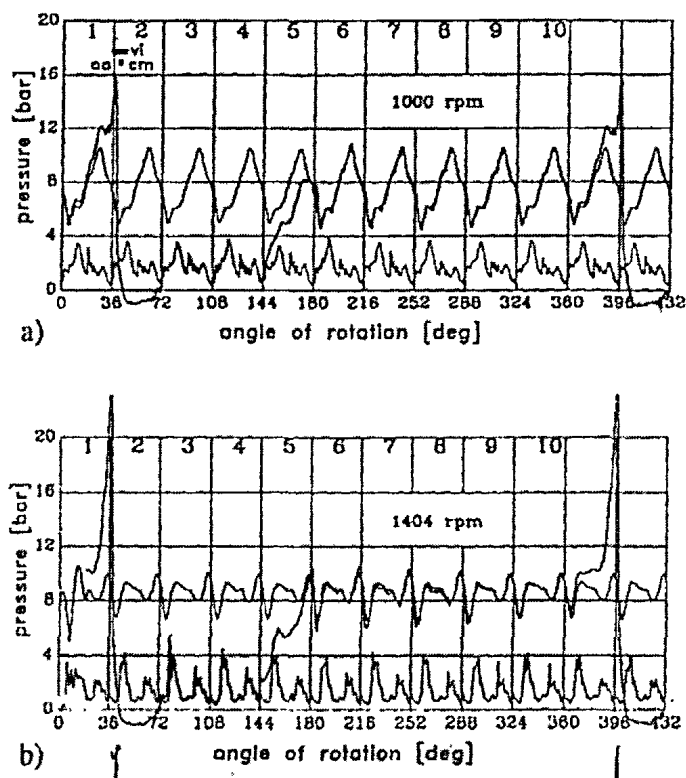
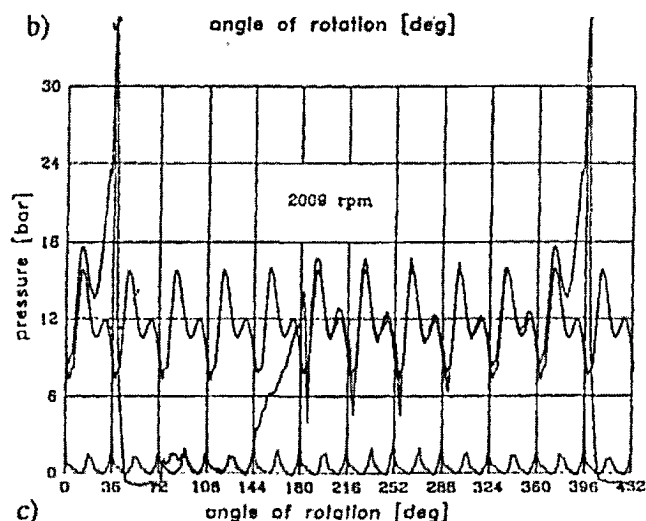


Рисунок 5 - Схема установки датчика давления в межзубовой впадине ведущей шестерни (а) и схема измерения давления в межзубовой впадине ведущей шестерни НШ (б) [5]

В результате проведенных экспериментов были получены записи изменения давления в межзубовой впадине ведущей шестерни в зависимости от угла поворота шестерни для разных частот вращения, представленные на рис. 6.



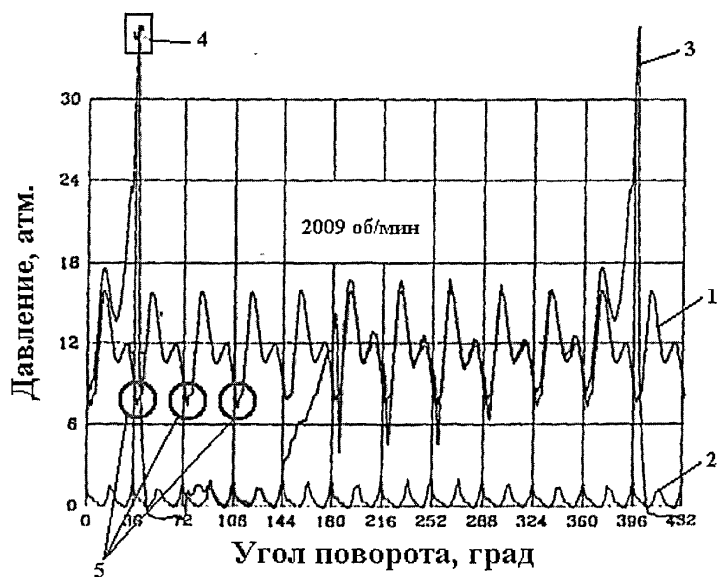


а) 1000 об/мин; б) 1404 об/мин; в) 2009 об/мин

Рисунок 6 – Осциллограмма изменения давления МЗВ ведущей шестерни в зависимости от угла поворота шестерни для разных частот вращения: верхняя линия – давление в области камеры нагнетания; нижняя линия - давление в области всасывания

Комментарии к рис. 6 в работе [4] отсутствуют, но элементарные подсчеты показывают, что СНП при числе зубьев ведущей шестерни $z_1 = 10$ составляет 50 %. Расчеты СНП по теоретической зависимости [3] при нулевом зацеплении (угол зацепления $\alpha = \alpha_0 = 20^\circ$) составляет 10%, что меньше экспериментальных данных в пять раз.

Помимо этого, на стр. 78 [4] Родионов Л.В. приводит график, представленный на рис. 7 и утверждает, что импульсы 3 и 4, представленные на рис. 7 соответствуют компрессии рабочей жидкости в отсеченной полости. Но, отсеченная полость образуется при вступлении в зацепление каждой пары зубьев. Следовательно, не понятно, почему на осциллограмме отсутствуют такие же всплески давления для каждой новой пары зубьев вступившей в зацепление.



1 – давление нагнетания; 2 давление всасывания; 3 – давление, регистрируемое датчиком, установленным в межзубовой впадине шестерни; 4 – момент образования запертого объема; 5 – провалы давления в области нагнетания

Рисунок 7 - Осциллограмма пульсации давления по Родионову Л.В. [4]

На рис. 8 представлені графіки теоретических і відповідних їм експериментальних досліджень пульсації тиску, приведені в дисертації Родионова Л.В. [4]. Степень нерівномірності подачі по пропонуваній ММ автора [4] близька до 100%, а в відповідності з експериментальними даними становить не менше 70%, що суперечить загальноприйнятими теоретическими дослідженнями. При цьому, автор не підприємляє спроб пояснити отримані результати.

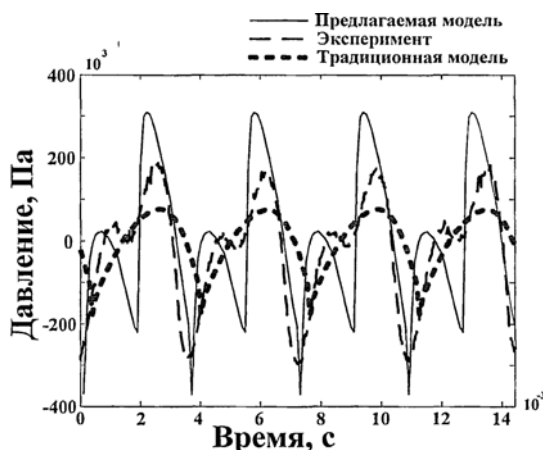


Рисунок 8 - Осциллограмма пульсации тиску по Родионову Л.В. в порівнянні з традиційною і власною моделлю автора [4]

В дисертаційній роботі Гаспарова М.С. [6] в результаті експериментального дослідження пульсацій тиску на виході шестеренної ступені насоса було встановлено, що найбільший вклад в енергетику пульсацій тиску вносить, як правило, гармоніка, обумовлена роботою окремих зубців шестерні (зубцова частота). Таке положення речей, безумовно, потребує більш ретельного дослідження цього питання, як в теоретическому, так і в експериментальному плані [6].

Нерівномірність подачі НШ залежить від числа зубців шестерен і кута зацеплення. Чим більше зубців у шестерен, тим менше нерівномірність подачі. Однак, при цьому зменшується подача насоса при тих же габаритах [6].

Значительное влияние на уровень пульсаций, генерируемых НШ, оказывают особенности технологии изготовления шестерен. Погрешности изготовления зубьев приводят к тому, что в полюсе зацепления на линии контакта шестерен образуется клиновидная щель, обуславливающая импульсные утечки жидкости из полости нагнетания в полость всасывания. На практике такие утечки сводятся к минимуму путем выбора оптимального значения ширины шестерни и увеличения точности изготовления профиля зубьев. Так как эти утечки полностью устранить невозможно, они оказывают заметное влияние на уровень пульсаций НШ [6].

Уровень пульсаций тиску НШ в значительній мірі залежить від величини і характеру його внутрішніх витоків. Особливо велике вплив на характеристики насоса оказують витоків по торцевим і радіальним зазорам.

Торцевые и радиальные утечки в разной степени влияют на уровень пульсаций тиску нагнетания НШ. Изменение величины радиальных витоків по углу поворота шестерни обусловлено различным количеством зубців шестерни, находящихся в переходной зоне, в каждый отдельный момент времени. Пульсации расхода, вызванные изменением радиальных витоків, зависят от числа зубців шестерен и величины радиального зазора [6].

Изменение условий зацепления зубців во времени приводит к ударным нагрузкам на опоры шестерен и к их деформации. На поверхности зубців в зоне контакта действует переменная сила, амплитуда изменения которой зависит от числа

зубьев и коэффициента перекрытия. Кроме того, к усиленным вибрациям приводят неточности изготовления зубчатых передач. Например, погрешность в делении, даже при работе без нагрузки, приводит к ударам в зацеплении. Применительно к НШ эти факторы определяют повышенный уровень пульсаций давления, колебаний механических элементов, а, следовательно, снижение надежности его работы.

В диссертационной работе Гаспарова М.С. [6] приведены результаты экспериментальных исследований пульсации давления на выходе из НШ при частоте вращения $n = 4800$ об/мин, числе зубьев шестерен $z = 11$ и модуле 33 $m = 4$ мм и давлении $p = 3,5$ МПа и $p = 9,5$ МПа, представленных на рис. 9. Степень неравномерности подачи, как следует из рис. 9 лежит в пределах 55...90%.

Более информативными являются результаты спектрального анализа пульсации давления, которые представлены на рис. 10 [6]. На рис. 10 видим, что амплитуда первой зубцовой гармоники с частотой $\frac{4800}{60} \cdot 11 = 880$ Гц является преобладающей, а СМП составляет $\sigma_1 = 100,0$ %, что вызывает сомнения в достоверности этих результатов.

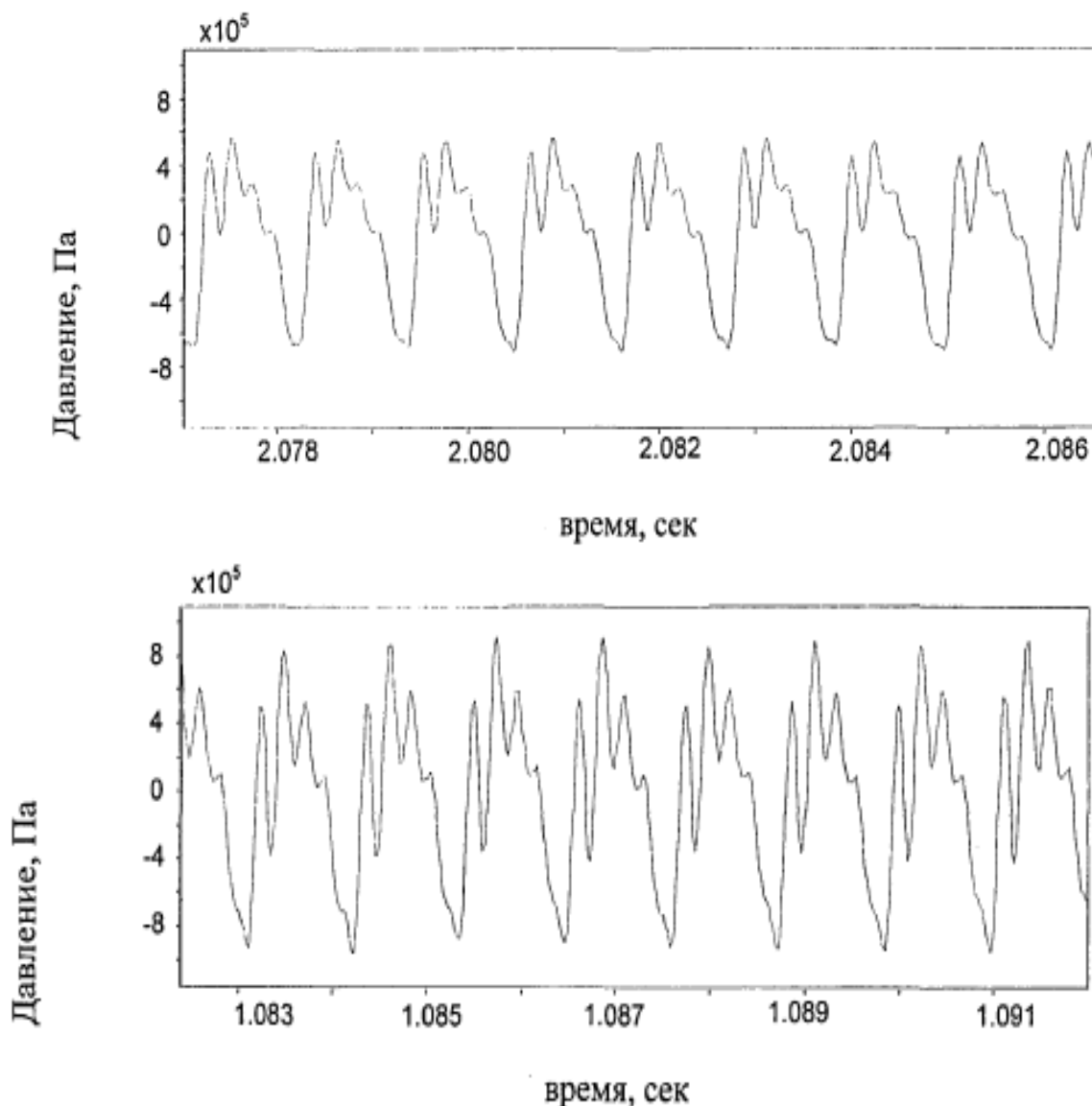


Рисунок 9 – Графики пульсации давления на выходе НШ при $n = 4800$ об/мин и давлении $p = 3,5$ МПа и $p = 9,5$ МПа [6]

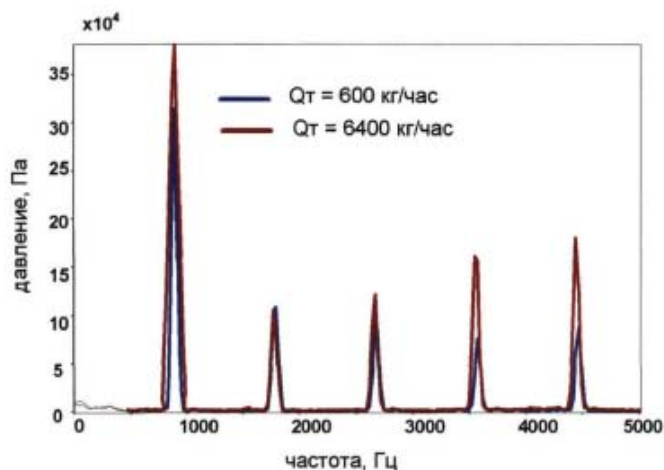


Рисунок 10 – Амплитудный спектр пульсаций давления на выходе из НШ при $n = 4800$ об/мин и давления $p = 3,5$ МПа и $p = 9,5$ МПа [6]

В статье итальянских авторов Casoli P., Vacca A., Berta G. L. (Департамент промышленной инженерии, Университет Пармы Viale) [7-9], посвященной исследованию и оптимизации параметров разгрузочных канавок НШ уделено внимание и проблеме пульсации МГП НШ. Результаты экспериментальных исследований пульсации НШ фирмы Casappa PLP20, 11,2 представлены на рис. 11.

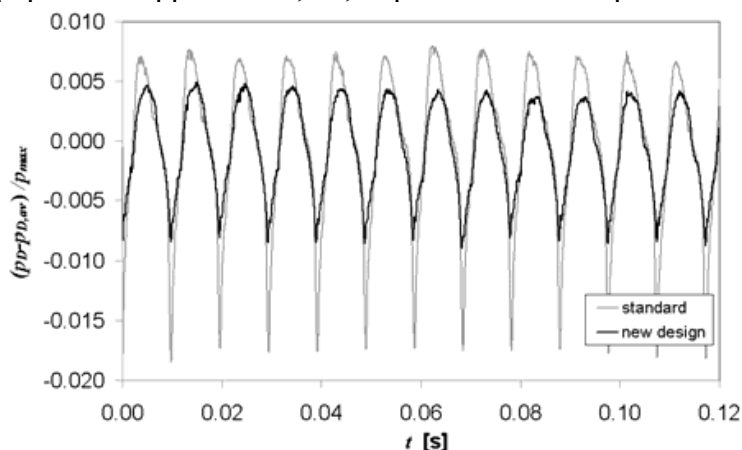


Рисунок 11 – Результаты экспериментального определения пульсации подачи НШ типа Casappa PLP20, 11,2 при частоте вращения $n = 500$ об/мин и давлении $p = 10$ МПа [7]

На рис. 11 видна первая оборотная пульсация с периодом $T = 0,12$ с и частотой 8,33 Гц и вторая зубцовая гармоника с периодом $T = 0,011$ с и частотой 91,6 Гц. Степень неравномерности подачи по представленным данным составляет 1,25%.

В публикации [8] представлены результаты экспериментальных исследований пульсации подачи НШ, которые приведены в виде соответствующих графиков на рис. 12. На рис. 12 видим, что пульсация давления составляет 4...6%, что является еще одним подтверждением того, что СНП существенно, не менее чем в 3...5 раз, меньшая, чем в соответствии с традиционными представлениями [1].

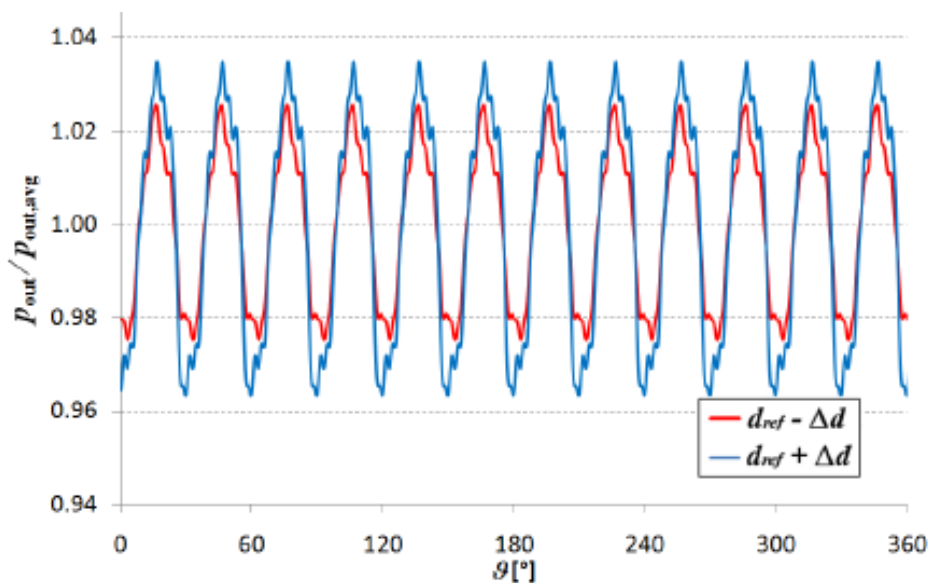


Рисунок 12 – Пульсация давления шестеренного насоса фирмы Casappa [8]

На рис. 13 представлено сравнение результатов моделирования подачи НШ и экспериментального исследования процесса подачи. Моделировали насос фирмы Casappa с РОН $V_0 = 11,23 \text{ см}^3$ с максимальной частотой вращения $n = 3600 \text{ об/мин}$ и числом зубьев шестерен $z = 12$ [9].

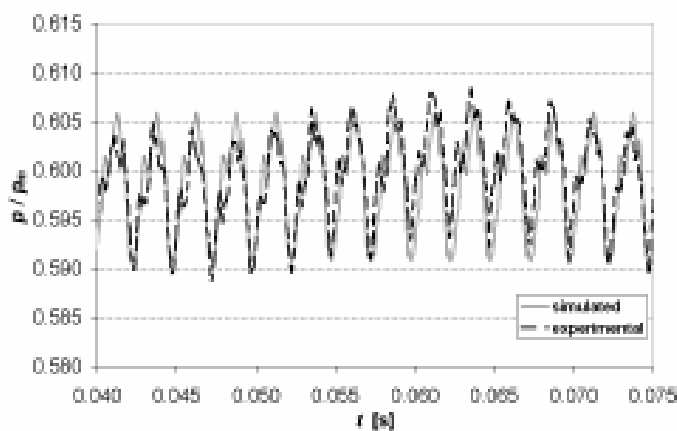


Рисунок 13 - Графики теоретически смоделированной и экспериментально определенной пульсации подачи НШ при частоте вращения $n = 2000 \text{ об/мин}$ [9]

На рис. 13 видим, что при частоте вращения привода НШ $n = 2000 \text{ об/мин}$ продолжительность первой (оборотной) гармоники составляет:

$$t_{об} = \frac{60}{n} = \frac{60}{2000} = 0,03 \text{ с,}$$

а ее частота составляет 33,3 Гц.

Первую гармонику, продолжительность которой $t_{об} = 0,03 \text{ с}$ и частотой 33,3 Гц можно увидеть на рис. 13. Она представляет собой длинную волну с периодом в 12 зубцов [9]. Появление этой гармоники авторы [9] связывают с неточностью

изготовления шестерен насоса, что полностью совпадает с нашими представлениями об этой составляющей пульсации.

Вторая (зубчатая) гармоника легко различима - на рис. 13 она представлена характерными зубцами. Продолжительность (период) второй (зубчатой) гармоники составляет

$$\tau = \frac{t_{об}}{z} = \frac{0,03}{12} = 0,0025 \text{ с,}$$

где $t_{об}$ - время, за которое насос совершает один оборот, которое составляет $t_{об} = 0,03$ с при частоте вращения $n = 2000$ об/мин. А частота второй (зубчатой) гармоники составляет 400 Гц [9]. Появление второй гармоники в процессе подачи НШ авторы не комментируют.

На рис. 13 видим, что СНП от второй зубчатой гармоники составляет $\sigma_2 = 2,5\%$, а от первой оборотной гармоники $\sigma_1 = 1,25\%$. Из вышеизложенного видим, что работы, представленные Paolo Casoli, Andrea Vacca и Germano Franzoni в статье [9] в полной мере качественно соответствуют результатам наших исследований.

В диссертационной работе Строгановой Н.В. [10] при проведении исследований, определяли расход и давление, создаваемое НШ с использованием гидротестера ГТ-600 [11], на котором регистрируются измеренные параметры при максимальной погрешности измерений 1,5 % и нелинейности характеристик расхода, температуры и давления не более 1%. Результаты исследований представлены в виде графиков на рис. 14 - график изменения подачи и на рис. 15 - график изменения давления.

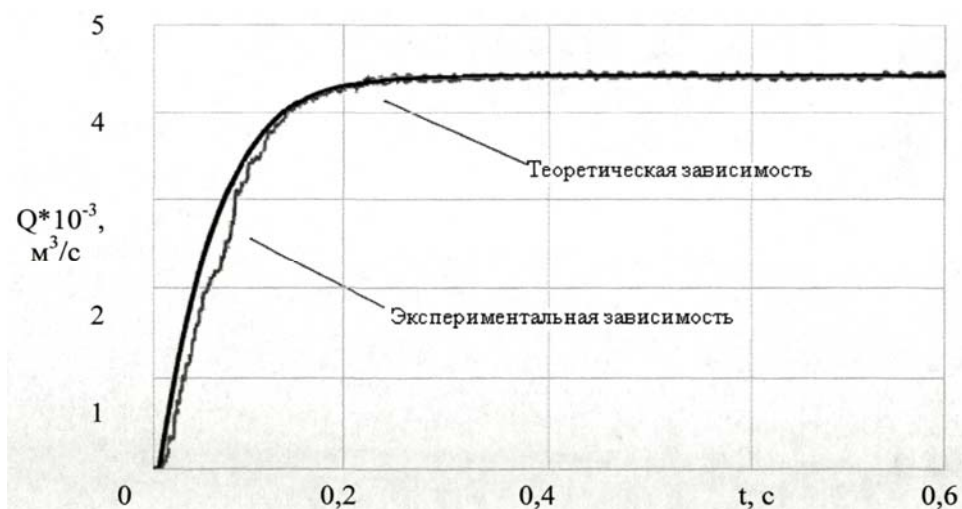


Рисунок 14 – Теоретический и экспериментальный переходные процессы нарастания подачи насоса при включении гидропривода [10]

На рис. 14 представлено сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований переходных процессов нарастания подачи насоса, а на рис. 15 - переходных процессов нарастания давления при включении стенда. Из представленных результатов видим, что пульсация подачи и давления при установившемся режиме работы не превосходит 0,3...0,4 МПа, что составляет не более 2,0...4,0% от номинальной подачи и давления (рис. 14 и рис. 15) [10].

Поскольку работа [10] посвящена диагностированию НШ, то комментарии к полученным результатам пульсации МГП и давления не приведены.

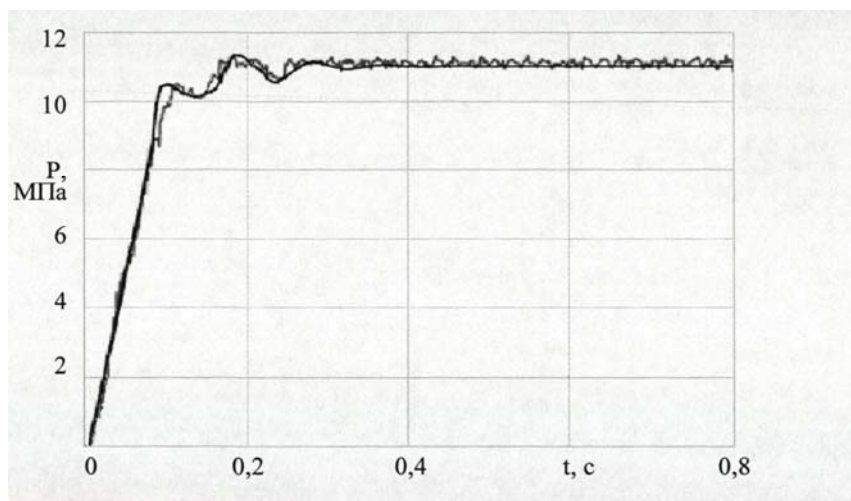


Рисунок 15 – Теоретичний і експериментальний перехідні процеси наростання тиску насоса при включенні гідропривода [10]

Подводя итоги приведенного обзора, можно прийти к следующим выводам.

Практически во всех рассмотренных работах методика проведения экспериментальных исследований изложена недостаточно полно, чтобы иметь представление о степени валидности и достоверности приводимых результатов.

Представленные выше результаты анализа известных работ в области экспериментального исследования пульсации МГП НШ показали, что разброс СНП лежит в очень широких пределах от 4% до 100%. Это, во-первых, подтверждает предыдущий тезис о том, что исследователи не приводят методики экспериментальных исследований; во-вторых, о достаточно высокой сложности проблемы, и в-третьих, не дают ответа на вопрос, имеет ли место пульсация подачи в процессе работы НШ вообще.

Сопоставляя результаты теоретических [1] и экспериментальных исследований, представленных в научно-технических источниках с целью установления механизма возникновения пульсации и давления следует отметить следующее. Практически все авторы сходятся во мнении, что основной причиной пульсации МГП и давления НШ является зубчатая составляющая, и приводят соответствующие теоретические обоснования [1]. Вместе с тем, четкой взаимосвязи числа зубьев шестерен с величиной СНП экспериментально обнаружить не удалось. Утверждение о том, что использование косозубого и шевронного зубчатого зацепления уменьшает пульсацию также не получило своего физического (геометрического) обоснования.

В работах российских [4-6] и итальянских исследователей в качестве причины пульсации МГП и давления называется погрешность изготовления зубьев шестерен. Однако, авторы не раскрывают как неточность изготовления и, собственно, какой ее параметр, вызывает пульсацию.

Гаспарова М.С. в своей диссертационной работе [6] утверждает, что уровень пульсаций давления НШ в значительной мере зависит от величины и характера его внутренних утечек. Особенно большое влияние на характеристики насоса оказывают утечки по торцевым и радиальным зазорам. Сопоставляя этот вывод с многочисленными собственными исследованиями утечек через зазоры в сопряжениях НШ [12-16] можно утверждать следующее. Действительно, объем внутренних утечек зависит от фазы угла поворота шестерен насоса. Но объем утечек в современных НШ не превосходит 5,0% от его подачи. При этом не менее 90% от объема утечек является постоянной составляющей. Тогда на пульсацию МГП и давления приходится менее 0,5%, что сравнимо с погрешностью измерений а, следовательно, ими можно

пренебріть.

Результати проведених теоретико-експериментальних досліджень пульсації процесу подачі робочої рідини в НШ дозволяють зробити наступні висновки.

Висновки.

1. Аналіз публікацій, присвячених вивченню пульсації миттєвої подачі, показав надзвичайно широкий інтервал розбросу ступеня нерівномірності подачі - від 1,25% до 100%, що свідчить про відсутність адекватної теоретичної бази процесу МГП НШ.

2. Протирічливі дані про пульсації подачі та тиску свідчать про те, що розроблені фізичні та математичні моделі процесу миттєвої подачі НШ не в змозі до кінця пояснити явище пульсації миттєвої подачі НШ. Відсутність теоретичного обґрунтування та правильного методичного підходу до цього складного явища призводить до таких протирічливих результатів.

З вищезазначеного випливає необхідність проведення власних фундаментальних теоретичних та експериментальних досліджень цієї складної проблеми.

Список літератури

1. Кулешков Ю.В. Аналіз теоретичних досліджень пульсацій миттєвої подачі шестеренного насоса/ Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Красота М.В., Кулешкова К.Ю.//Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин», Вип. 43. – Кіровоград: КНТУ, 2013.
2. Рыбкин Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков/Рыбкин Е.А., Усов А.А. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
3. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
4. Радионов Л.В. Разработка метода расчета и улучшение динамических характеристик шестеренных насосов. Дисс. канд. техн. наук./ Радионов Леонид Валерьевич. – Самара: 2009. – 154 с.
5. Henke R. A new approach to Selecting High – Torque Hydraulic Motors. - Mashine Design, 1976, January 8.
6. Гаспаров М. С. Гидродинамика и виброакустика авиационных комбинированных насосных агрегатов. Дисс. канд. техн. наук / Гаспаров Маркар Сергеевич.- Самара: 2006. – 166 с.
7. Casoli P., Vacca A., Berta G. L. OPTIMIZATION OF RELEVANT DESIGN PARAMETERS OF EXTERNAL GEAR PUMPS. Department of Industrial Engineering, University of Parma Viale G. P. Usberti 181/A, 43100 Parma, Italy. Електронний ресурс <http://www.jfjps.jp/proceedings/toyama2008/pdf/p1-05.pdf>.
8. Andrea Vacca Projects GearUnits / A. Vacca - Purdue University, 2006. Режим доступа к работе: https://engineering.purdue.edu/Maha_AVteam/research%20projects/ProjectsGearUnitsSept16.pdf.
9. A NUMERICAL MODEL FOR THE SIMULATION OF EXTERNAL GEAR PUMPS. Paolo CASOLI, Andrea VACCA and Germano FRANZONI Dipartimento di Ingegneria Industriale Università degli Studi di Parma Parco Area delle Scienze 181/A, 43100, Parma, Italy.
10. Строганова Н.В. Система автоматизированного моделирования шестеренных гидронасосов и их диагностических комплексов. Дисс. канд. техн. наук / Строганова Надежда Васильевна.- Омск: 2009. – 121 с.
11. Popov M. P., Gogonea S.; Mitrica J.: Contributii la calculul pierderilor volumice prin jocul frontal al pompelor cu roti dintate. Studii cercelari mecanica aplicata, Bd. 19, Bucuresti: 1965.- s. 43 - 57.
12. Кулешков Ю.В. Усовершенствование математической модели миттєвої подачі шестеренного насоса. / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвієнко О.О. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» – Кіровоград: КНТУ, 2008. – № 21. – С. 253 – 262.
13. Кулешков Ю.В. Аналіз математичних моделей витрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація.- Вип. 17.-Кіровоград: 2006.- С. 205 – 208.
14. Кулешков Ю.В. Математическая модель торцевых радиально направленных утечек в шестеренном

- насосе типа НШ. / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О., Руденко Т.В. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація.- Випуск 20.- Кіровоград: 2008. - С. 284 – 292.
15. Кулешков Ю.В. Математическая модель утечек через торцевой межцентровый зазор шестеренного насоса типа НШ. / Кулешков Ю.В., Матвиенко А.А., Руденко Т.В. // Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики. Промислова гідравліка і пневматика.- № 2 (20).- 2008.- С. 73 - 79.
16. Кулешков Ю.В. Математическая модель торцовых утечек в шестеренном насосе типа НШ. / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О. // Тези IX Міжнародної науково - технічної конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». 22 – 23 квітня 2008 р.- Кременчук: 2008.- С. 28-29.

Yuriy Kuleshkov, Timofey Rudenko, Mikhail Krasota, Ksenia Kuleshkova

Kirovograd National Technical University

Analysis of the pilot studies of a pulsation of the instantaneous submission of the gear-type pump

The purpose of researches is the analysis of results of known pilot studies of a pulsation of the instantaneous submission and pressure of gear-type pumps, their comparing with an analysis result of theoretical development of this scientific and technical problem for development physical and mathematical models of process of the instantaneous submission of the gear-type pump.

The analysis of the publications devoted to study of a pulsation of MGP, showed extremely wide interval of dispersion of irregularity degree of submission - from 1,25% to 100% that testifies to absence of adequate theoretical basis of process of the instantaneous submission of the gear-type pump.

Contradictory data on a pulsation of submission and pressure testify that the developed physical and mathematical models of process of the instantaneous submission of the gear-type pump aren't able to explain the phenomenon of a pulsation of the instantaneous submission up to the end. Absence of theoretical generalization also leads to such contradictory results as experimenters have no correct methodical approach to this difficult phenomenon. From this the output about need of carrying out new own basic theoretical and experimental researches of this complex problem follows.

gear-type pump, the instantaneous submission, pulsation

Одержано 19.11.13

УДК 631.354.23

П.М. Кухаренко, доц., канд. техн. наук, Б.Г. Пелешенко, проф., канд. ф.-м. наук, О.Ю. Липка, асп.

Дніпропетровський державний аграрний університет

Обґрунтування закону розподілу рослинних решток в методиці математичного моделювання роботи робочих органів посівних машин за технологією no-till

Приведено результати дослідження, щодо якості рівномірності подрібнення та розподілу по поверхні пожнивних решток зернозбиральними комбайнами. Обґрунтовано закон розподілу рослинних решток в методиці математичного моделювання роботи робочих органів посівних машин за технологією no-till.

енергоощадні технології, no-till, рослинні рештки, закон розподілення

© П.М. Кухаренко, Б.Г. Пелешенко, О.Ю. Липка, 2013

П.М. Кухаренко, Б.Г. Пелешенко, О.Ю. Липка

Днепропетровский государственный аграрный университет

Обоснование закона распределения растительных остатков в методике математического моделирования работы рабочих органов посевных машин за технологией no-till

Представлены результаты испытаний, относительно качества равномерности измельчения и распределения по поверхности растительных остатков зерноуборочными комбайнами. Обосновано закон распределения растительных остатков в методике математического моделирования работы рабочих органов посевных машин за технологией no-till.

енергосберегающие технологии, no-till, растительные остатки, закон распределения

Постановка проблеми. Економічна криза, вплив якої відчули навіть такі країни як Америка, Англія, Франція, Італія, Німеччина наполегливо вимагає розробки та впровадження енергоощадних технологій. Одним з найбільших споживачів енергоресурсів є сільськогосподарська галузь. Багаторічний досвід великих виробників сільськогосподарської продукції, таких як США, Канада, Бразилія, Аргентина та Китай показує, що відмова від плужного обробітку ґрунту й перехід на поверхневу, мінімальну і навіть нульову технологію сприяє зменшенню в 2-3 рази витрат палива та трудових ресурсів при вирощуванні зернових культур [1].

Використання зернозбиральних комбайнів з подрібнювачами, які не тільки подрібнюють не зернову частину врожаю, а і рівномірно розподіляють її по полю, дало можливість певною мірою, вирішити цю проблему. Розкидання соломи (мульчі) дає змогу додатково накопичити вологу в ґрунті, збільшити вміст органічних речовин, стримати прояви вітрової та водної ерозії ґрунту, що особливо актуально для степу України, як зони ризикового землеробства.

При впровадженні енергоощадних технологій важливе питання виникає щодо якості подрібнення, рівномірності та розподілення по поверхні поля подрібнених рослинних залишків.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

За останній час в Україні та Світі вийшло досить багато публікацій присвячених системі землеробства no-till. В монографіях та статтях, де узагальнений багаторічний досвід впровадження цієї технології, значну увагу зосереджено на агрономічних аспектах. Мова йде про вплив прямої сівби на запаси вологи в ґрунті, фільтраційну здатність ґрунту, твердість та щільність ґрунту, динаміку елементів живлення, баланс гумусу, тощо [6;3;4;5]. Вивчення агрегатного складу верхнього шару ґрунту часто проводилося лише з точки зору агрономічних критеріїв, зокрема, визначення лише агрономічно-цінної складової.

В той же час, в численних публікаціях констатується високий ґрунтозахисний ефект системи no-till, який пояснюється великою кількістю рослинних решток, які залишаються на поверхні ґрунту [1;5].

Упродовж останніх десятиріч в Україні у галузі рослинництва завойовує позиції енергозберігаюча технологія no-till, яка базується на мінімальному втручанні у стан ґрунту при проведенні технологічних операцій, і максимальному використанні ресурсів агроєкосистеми з метою запуску механізмів її самовідновлення і саморегуляції. У світі під технологією no-till знаходиться близько 100 млн. га, найбільші площі – у США і країнах Південної Америки, в Австралії.

Ключовим моментом переходу на no-till є готовність керівників та людей, які приймають рішення, підвищити рівень управління і рівень організації виробництва, оскільки зменшення кількості технологічних операцій вимагає збільшення якості їх виконання і приділення значно більшої уваги організаційно-господарським заходам контролю у виробництві.

Однією з основних умов застосування технології no-till є освоєння і впровадження системи управління рослинними рештками у сівозміні. У країнах, де технологія no-till успішно впроваджується уже більше 40 років, дослідниками і практиками розроблена ціла філософія управління рослинними рештками. Залишена на полі побічна продукція рослинництва, рівномірно розподілена по поверхні, створює шар мульчі, який дозволяє оптимізувати температурний режим, вологість, біологічну активність ґрунту, дозволяє отримувати сталі врожаї сільськогосподарських культур навіть у критичні за погодними умовами роки, а також сприяє відновленню запасів вуглецю органічних сполук і гумусу у ґрунті [2].

Для обґрунтування параметрів робочих органів посівних машин, які застосовуються в енергоощадних технологіях no-till необхідно застосувати математичну модель, що враховує фізико-механічні властивості не тільки ґрунту, а і рослинних решток.

Постановка завдання. Провести дослідження фізико-механічних властивостей рослинних решток озимої пшениці шляхом визначення рівномірності їх подрібнення.

З метою визначення фізико-механічних властивостей рослинних решток, нами були проведені дослідження, щодо якості рівномірності подрібнення та розподілу по поверхні пожнивних решток зернозбиральними комбайнами.

Вихідні дані для визначення розподілу наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Вихідні дані

x	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$l_i; l_{i-1}$	$l_{170}; l_{160}$	$l_{160}; l_{150}$	$l_{150}; l_{140}$	$l_{140}; l_{130}$	$l_{130}; l_{120}$	$l_{120}; l_{110}$	$l_{110}; l_{100}$	$l_{100}; l_{90}$	$l_{90}; l_{80}$	$l_{80}; l_{70}$	$l_{70}; l_{60}$	$l_{60}; l_{50}$	$l_{50}; l_{40}$	$l_{40}; l_{30}$	$l_{30}; l_{20}$	$l_{20}; l_{10}$	$l_{10}; l_0$
\tilde{l}_i	165	155	145	135	125	115	105	95	85	75	65	55	45	35	25	15	5
m_i	1	2	4	5	6	7	10	12	18	14	30	66	76	137	237	1421	8375

Випадкова величина x – пожнивні рештки.

Раніше встановлено, що розподіл частинок при дробленні та різанні відповідає логарифмічно нормальному розподілу. Такий розподіл зустрічається у всіх завданнях, де логарифм розглянутої величини можна представити у вигляді суми великої кількості незалежних рівномірно малих величин.

Загальні умови виникнення нормального закону розподілу встановив А. М. Ляпунов. [2] Нормальна крива цього закону описується наступною формулою:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{[x-M(x)]^2}{2\sigma^2}}, \quad (1)$$

де x - випадкова величина;

$M(x)$ - математичне сподівання або середнє арифметичне;

σ - середньоквадратичне відхилення.

А. М. Ляпунов довів, що якщо досліджувача ознака являє собою результат сумарного дії багатьох факторів, кожен з яких мало пов'язаний з більшістю інших, і вплив кожного фактора на кінцевий результат набагато перебивається сумарним впливом усіх інших факторів, то розподіл стає близьким до нормального. У математичній статистиці нормальний розподіл грає роль деякого стандарту, з яким порівнюють інші розподіли.

Розраховуємо критерії нормального закону для нашого випадку:

$$a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n l_i m_i, \quad (2)$$

де n - кількість проміжків;

l_i - середня довжина пожнивних решток i -го проміжку, мм;

m_i - кількість пожнивних решток, шт.

$$\sigma_s = \sqrt{D(-l)} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n l_i^2 \cdot m_i - a^2} \quad (3)$$

За допомогою табличної функції Лапласа можна визначити ймовірність попадання випадкової величини x в заданий інтервал (a, b) за формулою:

$$P(a < x < b) = f\left(\frac{b - M(x)}{\sigma(x)}\right) - f\left(\frac{a - M(x)}{\sigma(x)}\right), \quad (4)$$

де P - вірогідність випадку;

За результатами розрахунків будемо залежність частоти подрібнення від довжини частинок пожнивних решток (x), при нормальному законі розподілення (рис.1).

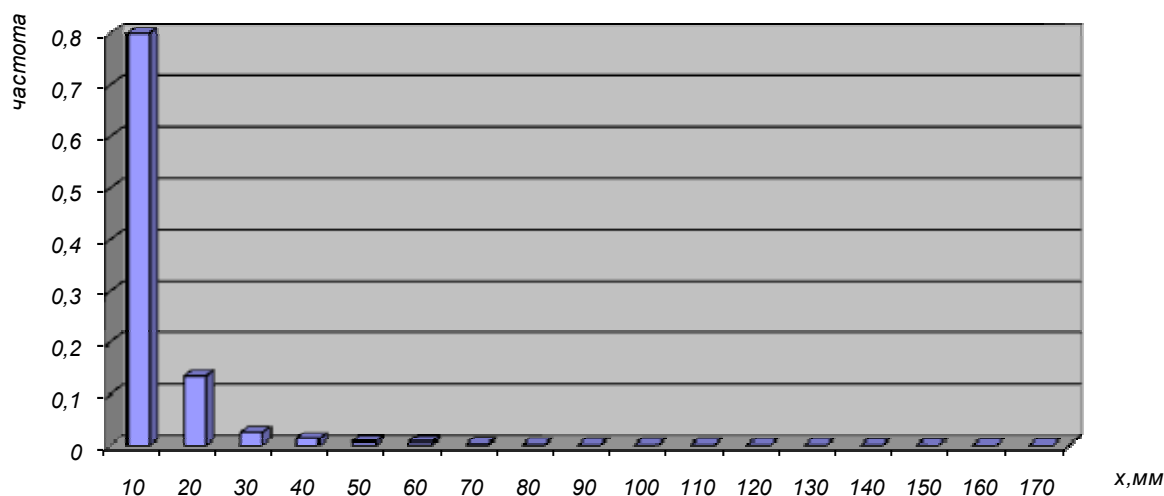


Рисунок 1 – Залежність частоти подрібнення від довжини частинок пожнивних решток (x), при нормальному законі розподілення.

Аналізуючи залежність, представлену на рисунку 1, можемо стверджувати, що даний розподіл не відповідає нормальному закону розподілення.

Випадкова величина називається розподіленою логарифмічно нормально, якщо логарифм цієї випадкової величини розподілений нормально. Логнормальний розподіл утворюється в результаті множення великого числа незалежних або слабо залежних невід'ємних випадкових величин, дисперсія кожної з яких мала в порівнянні з дисперсією результату[5].

Математичне сподівання та дисперсію логарифмічно нормального закону визначаємо за формулами:

$$\ln a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \ln x_i \cdot m_i ; \quad (5)$$

$$\sigma_s = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\ln x_i - a)^2 m_i} . \quad (6)$$

Результати розрахунків представлені у вигляді залежності частоти подрібнення від довжини частинок поживних решток (x), при нормальному законі розподілення.

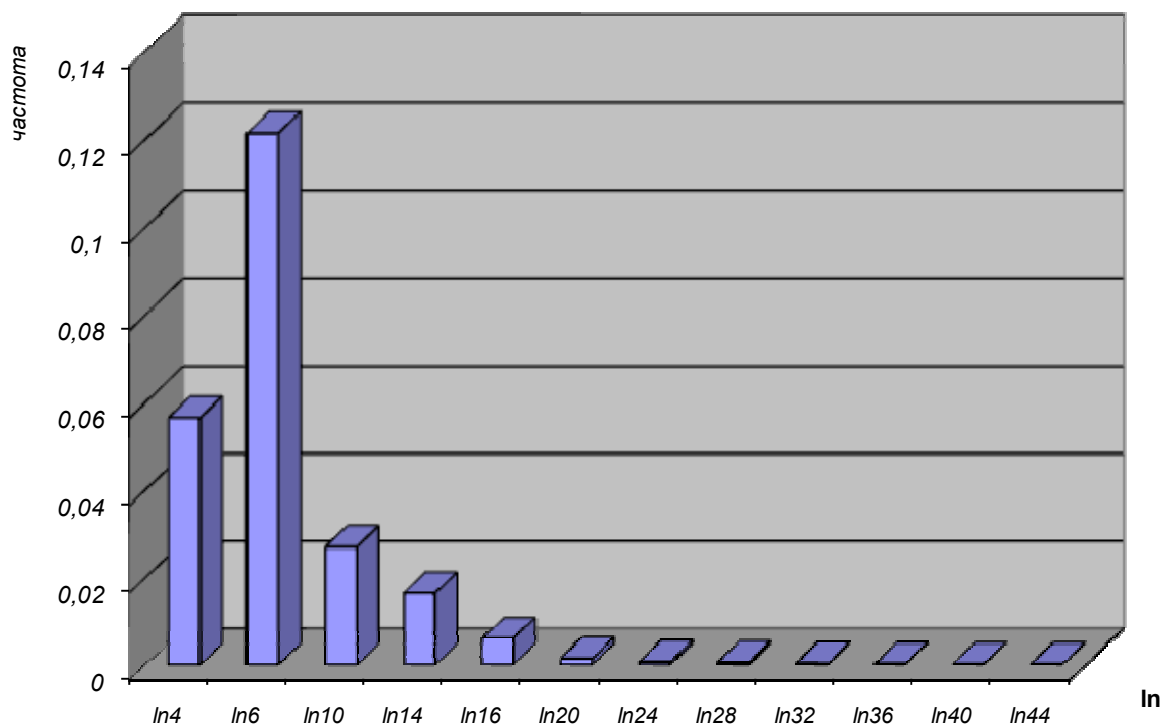


Рисунок 2 – Залежність частоти подрібнення від довжини частинок поживних решток (x), при нормально-логарифмічному законі розподілення.

Логарифмічно нормальний закон розподілу для випадкової величини x (поживних решток) має вигляд:

$$f_i(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi \cdot \sigma_1 \cdot x_i}} \cdot e^{-\frac{(\ln x_i - \ln a)^2}{2\sigma_1^2}} . \quad (7)$$

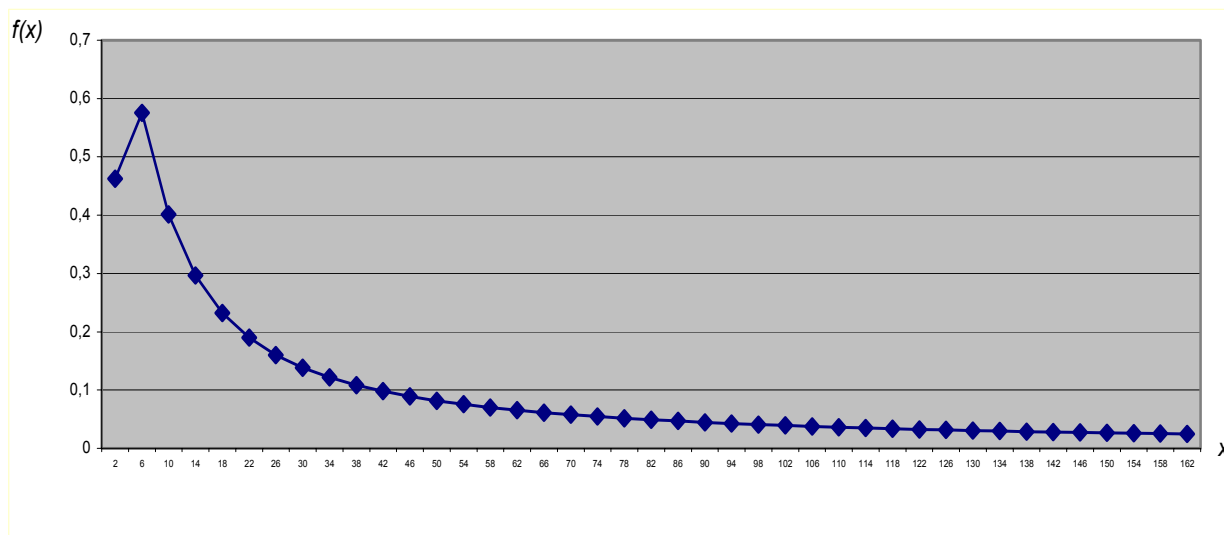


Рисунок 3 – Залежність нормально-логірифічного закону розподілу ($f(x)$) від довжини частинок пожнивних решток (x).

Висновки:

- 1) розраховано логарифмічно нормальний закон розподілу для випадкової величини;
- 2) встановлено розміри та щільність розміщення пожнивних решток;
- 3) закон розподілення дасть можливість спрогнозувати модель руху по поверхні робочого органу.

Список літератури

1. <http://www.zerno.org.ua/articles/technology/234-управління-пожнивними-рештками-в-технологій-min-till-та-no-till-на-прикладі-підприємств-криму>
2. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика. Учебное пособие для вузов. Издание 5-е, переработанное и дополненное М.: „Вища школа”, 1977.- 497 с.
3. Румшицкий Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента. Главная ред. физико-матем. изд-ва «Наука», 1971.
4. Справочник по теории вероятностей и математической статистике/ В.С. Коронюк, Н.І. Портенко, А.В. Скороход, А.Ф. Турбин, -М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985.-640 с.
5. Турчин В.Н., Дрожжина А.В. Лабораторный практикум для курса “Теория вероятностей и математическая статистика”. Днепропетровск: Ротапринт ДГУ, 1987.
6. Кирюшин В.И. Минимализация обработки почв: перспективы и противоречия //Земледелие. – 2006. – №5. – С. 12 – 14.
7. Косолап М.П., Кротінов О.П. Система землеробства No-till: Навч. посібник. – К.: Логос, 2011. – 352 с.
8. Rhoton F. E Influence of Time on Soil Response to No-Till Practices // Soil Sci. Soc. Am. Journal. – 2000. – V. 64. – Pp. 700-709.
9. Золотовська О.В. Дослідження теплоізоляції поверхні ґрунту в технології No-till / О.В. Золотовська, О.С. Миронов // Техніка і технології АПК. – 2013. - №2(41). – С.37 – 40.

Р.Кухаренко, В. Peleshenko, О. Lipka

Dnepropetrovsk state agrarian university, Dnepropetrovsk

Justification of the law of distribution of the vegetable remains in a technique of mathematical modeling of work of working bodies of sowing cars behind the no-till technology

Results of tests, concerning quality of uniformity of crushing and distribution on a surface of the vegetable remains are presented by combine harvesters. It is proved the law of distribution of the vegetable remains in a technique of mathematical modeling of work of working bodies of sowing cars behind the no-till technology.

It is necessary to apply mathematical model which considers physicomachanical properties not only soils, but also the vegetable remains to justification of parameters of working bodies of sowing cars which are applied in the power safe no-till technologies.

For the purpose of determination of physicomachanical properties of the vegetable remains, the conducted researches, concerning quality of uniformity of crushing and distribution on a surface the pozhnivnykh of the remains combine harvesters were us.

Results of calculations the frequencies of crushing presented in the form of dependence on length of particles the pozhnivnykh of the remains (x), at the normal law of distribution.

Conclusions:

- 1) logarithmic normal law of distribution for a random variable is calculated;
- 2) the sizes and placement density the pozhnivnykh of the remains are established;
- 3) the law of distribution will give the chance спрогнозувати model of movement on a surface of working body.

energy saving technologies, no-till, vegetable remains, distribution law

Одержано 7.10.13

УДК 681.513.5

О.П. Лобок, доц., канд. фіз.-мат. наук, Б.М. Гончаренко, проф., д-р техн. наук, А.М.Слезенко, магістр

Національний університет харчових технологій

Дослідження мінімаксного керування та спостереження теплових об'єктів сільськогосподарського призначення

Наводяться розв'язки задач мінімаксного керування та спостереження багатовимірною теплого об'єкта керування (напр. сушарна камера) за умов повних і точних, а також неповних і неточних вимірювань параметрів стану. Експериментально досліджені оптимальні керування, спостереження, стан координат та значення критеріїв оптимальності об'єкта за цих умов. Досліджені припустимі збурення для випадку неповних і неточних вимірювань, обчислені значення критеріїв і значення їхніх верхніх меж. Здійснений аналіз перехідних процесів (ПП) елементів матриць зворотного зв'язку для обох випадків вимірювань стану об'єкта. Здійснений аналіз ПП оптимальних керувань, станів системи, спостережень і оптимальних оцінок якості роботи мінімаксного фільтра Калмана-Бюсі. Досліджена оптимальна область припустимих збурень. Доведено, що синтезоване мінімаксне керування має запас стійкості більший від розрахованого.

оптимізаційна задача, лінійна n -вимірна динамічна система, сушарна камера, температурний режим, мінімаксне керування (оцінювання), область припустимих збурень, якість перехідного процесу

А.П. Лобок, Б.М. Гончаренко, А.М.Слезенко

Національний університет пищевих технологій

Исследования минимаксного управления и наблюдения тепловых объектов сельскохозяйственного назначения

Приводятся решения задач минимаксного управления и наблюдения многомерного теплового объекта управления (напр. сушильная камера) в условиях полных и точных, а также неполных и неточных измерений параметров состояния. Экспериментально исследованы оптимальные управления, наблюдения, состояние координат и значения критериев оптимальности объекта в этих условиях.

Исследованы допустимые возмущения для случая неполных и неточных измерений, вычислены значения критериев и значение их верхних пределов. Проведенный анализ переходных процессов (ПП) элементов матриц обратной связи для обоих случаев измерений состояния объекта. Осуществлен анализ ПП оптимальных управлений, состояний системы, наблюдений и оптимальных оценок качества работы минимаксного фильтра Калмана-Бюси. Исследована оптимальная область допустимых возмущений. Доказано, что синтезированное минимаксное управление имеет запас устойчивости, больший от рассчитанного.

оптимизационная задача, линейная n -мерная динамическая система, сушильная камера, температурный режим, минимаксное управление (оценивание), область допустимых возмущений, качество переходного процесса

Вступ. Розв'язок оптимізаційної задачі мінімаксного керування лінійним багатовимірним об'єктом (температурним режимом сушарної камери або пташника) з матмоделлю

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) + K(t)f(t), \\ x(t_0) = Mx^0, \end{cases} \quad (1)$$

за критерієм оптимальності

$$I(u) = \int_{t_0}^T x^T(t)G(t)x(t)dt + \int_{t_0}^T u^T(t)D(t)u(t)dt + x^T(T)Hx(T), \quad (2)$$

де $A(t), B(t), K(t), M(t), G(t), D(t), H$ – додатно визначені симетричні вагові матриці; відносно початкових умов x_0 і збурювальних чинників f , що належать до області S_λ у вигляді гіпереліпсоїда виду [1], за умови повних вимірювань або спостереження координат його стану дає оптимальне (мінімаксне) керування (ОК) у вигляді зворотного зв'язку від стану ОК

$$u(t) = R(t) \cdot x(t), \quad (3)$$

де $R(t)$ – матриця зворотного зв'язку (керування);

$x(t)$ – вектор стану об'єкта.

Матриця керування (або матриця підсилення) $R(t)$ в оптимальному керуванні (3) визначається за співвідношенням:

$$R(t) = -\lambda^{-2}(t)D^{-1}(t)B^T(t)\psi(t), \quad (4)$$

де $\lambda(t)$ – відома скалярна функція;

$D(t)$ – відома додатно визначена симетрична вагова матриця;

$B(t)$ – матриця коефіцієнтів математичної моделі (1);

$\psi(t)$ – спряжена матриця, яка визначається з функції Гамільтона [2].

За умови неповних і неточних вимірювань вектора стану ОК спостереження описується співвідношенням:

$$y(t) = C(t)x(t) + M(t)f_2(t), \quad (5)$$

де $C(t)$ – матриця, яка визначає елементи вектора стану об'єкта $x(t)$, які вимірюються з похибками (неповно, неточно);

$f_2(t)$ – вектор похибок спостережень;
 $M(t)$ – матриця коефіцієнтів при складових вектора $f_2(t)$ похибок спостережень [3].
 Оптимальне керування за цих умов визначається як:

$$u(t) = R(t)\hat{x}(t) + Q(t)y(t), \quad (6)$$

де $R(t)$ – матриця зворотного зв'язку (матриця підсилення);
 $Q(t)$ – шукана матриця коефіцієнтів при спостереженнях $y(t)$;
 $y(t)$ – спостереження вимірюваних координат стану об'єкта $x(t)$;
 $\hat{x}(t)$ – оцінки координат стану об'єкта $x(t)$ на виході фільтра (Калмана-Бюсі) [4].
 Оптимальне керування повинно задовольняти умову мінімізації наступного критерію:

$$J_c(u) = \sup_{(x^0, f_1, f_2) \in S_\lambda} I_c(u), \quad (7)$$

де $I_c(u)$ – критерій (функціонал) якості керування.
 Тоді для матриці керування або зворотного зв'язку можна одержати вирази

$$R(t) = -\lambda^{-2}(t)D^{-1}(t)B^T(t)\psi(t), \quad (8)$$

$$G(t) = S(t)C^T(t)P_2(t), \quad (9)$$

де $\lambda(t)$ – відома скалярна функція;
 $B(t)$ – матриця коефіцієнтів математичної моделі;
 $G(t)$ – одна з шуканих матриць фільтра, яка визначає його структуру;
 $P_2(t)$ – додатно визначена симетрична вагова матриця з відомими коефіцієнтами області допустимих збурень;
 $S(t)$ – матриця, яка задовільняє певне матричне рівняння;
 $\psi(t)$ – спряжена матриця.

Постановка проблеми та аналіз останніх досягнень. Для експериментальних досліджень наведених вище розв'язків в середовищі пакету прикладних програм Matlab було розроблене алгоритмічно-програмне забезпечення для випадків повного і точного та неповного і неточного вимірювань координат стану об'єкта. Лістинги основних програм для цих випадків і всіх допоміжних підпрограм наведені в [1].

Мета статті – виклад експериментальних досліджень та аналіз результатів.

Виклад основного матеріалу. Аналіз перехідних процесів елементів матриці зворотного зв'язку $R(t)$ і елементів матриці $\Psi(t)$.

Графіки цих перехідних процесів наведені на рис. 1 і 2.

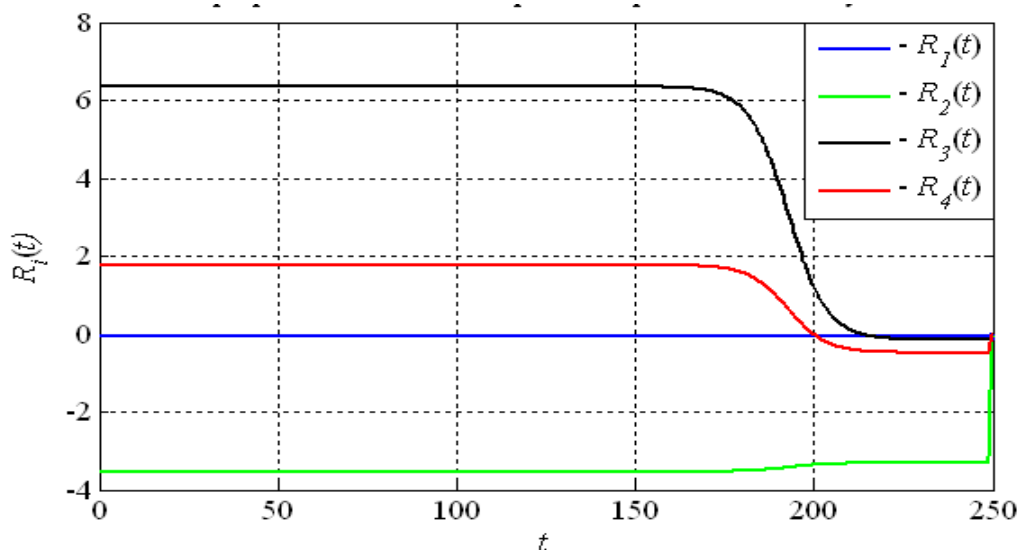


Рисунок 1 – Графіки переходних процесів елементів матриці зворотного зв'язку $R(t)$

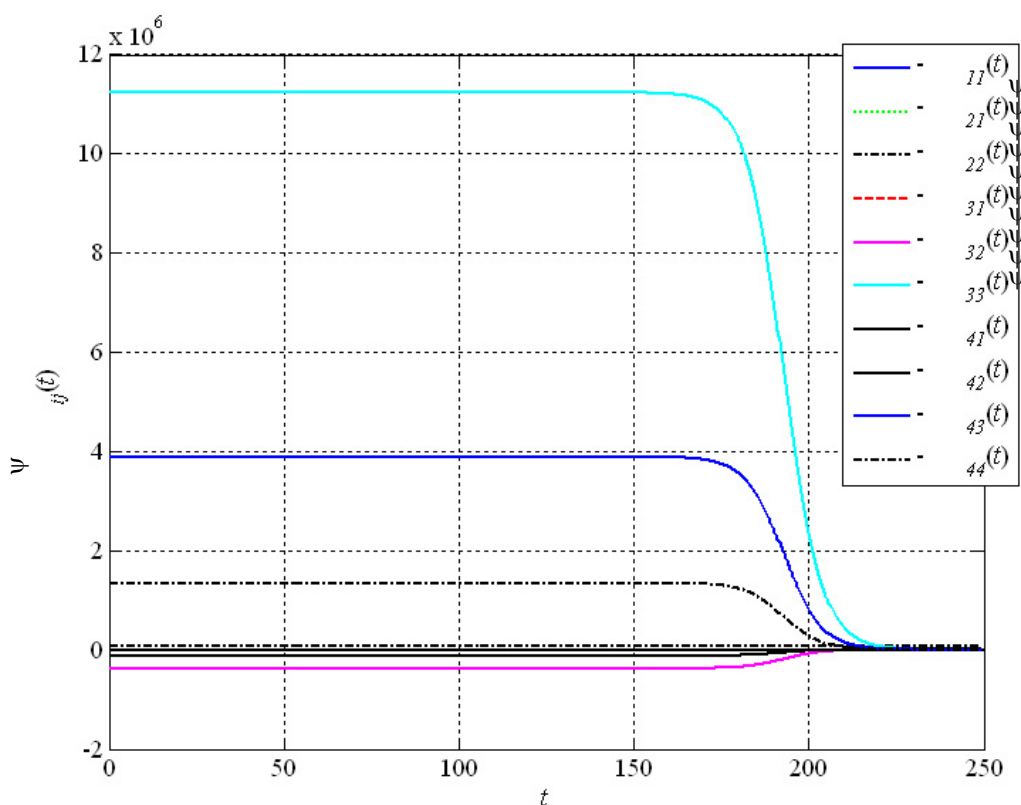


Рисунок 2 – Графіки переходних процесів елементів матриці $\Psi(t)$

Дані графіки слід розглядати справа ліворуч, а не навпаки, як завжди, оскільки інтегрування при розв'язанні диференціальних рівнянь відбувалось в зворотному напрямі. Експерименти показали, що вигляд ПП не змінюється в обох випадках (повного і точного вимірювання координат стану та неповного і неточного) при зміні будь-яких з доступних для зміни параметрів: виду збурень, їх частоти або амплітуди, вагових коефіцієнтів матриць і т.д.

При цьому збільшення вагових коефіцієнтів критерію оптимальності призводить до зменшення масштабів вертикальної осі для ПП елементів матриці зворотного зв'язку $R(t)$ і наближення ліній різних елементів, та збільшення масштабів («розширення») для

ПП елементів матриці $\psi(t)$ і віддалення ліній різних її елементів одна від одної. Має місце і зворотний процес. Відповідна зміна вагових коефіцієнтів області припустимих збурень мало змінює або взагалі не змінює вигляд і масштаб ПП.

Аналіз перехідних процесів спостережень станів системи $y(t)$ і оптимальних оцінок $\hat{x}(t)$ для випадку неповних та неточних вимірюваннях координат стану об'єкта. Графіки цих перехідних процесів фактично дають змогу наочно оцінити якість роботи мінімаксного фільтра Калмана-Бюсі.

На рисунках 3, 4 наведені графіки ПП відповідно оптимальних спостережень $y(t)$ і оптимальних оцінок (або відфільтрованих значень) $\hat{x}(t)$.

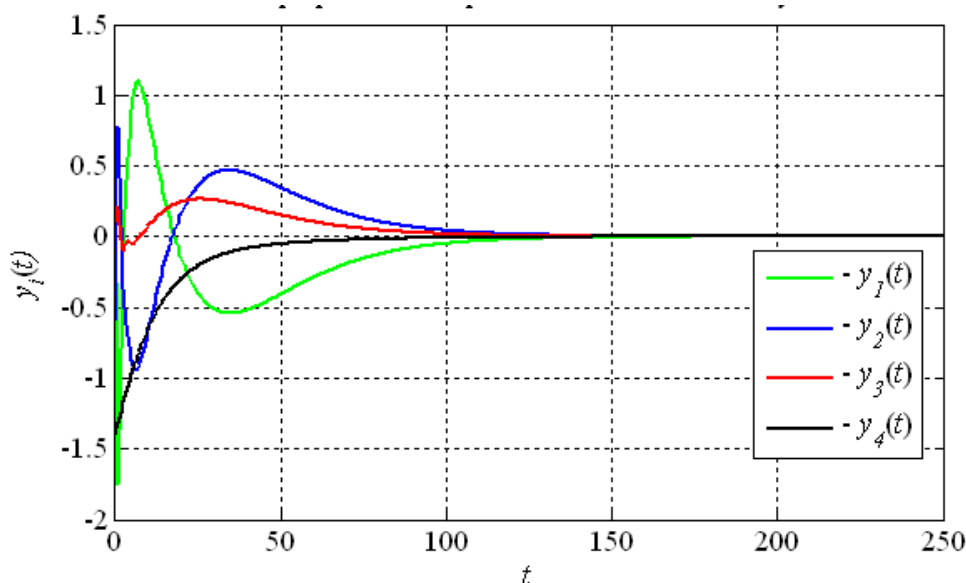


Рисунок 3 – Графіки перехідних процесів спостережень станів системи $y(t)$

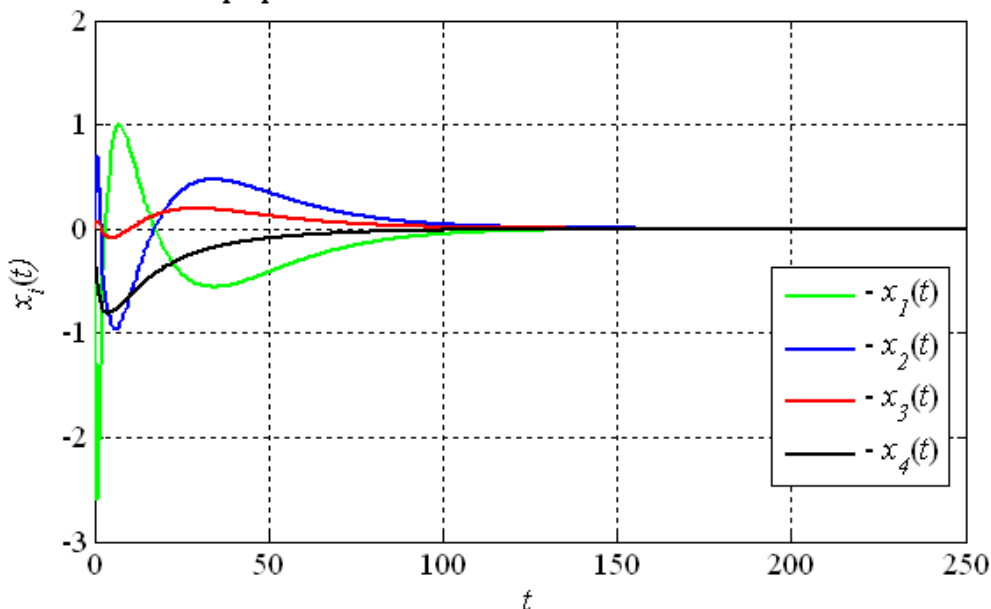


Рисунок 4 – Графіки перехідних процесів оптимальних оцінок станів системи $\hat{x}(t)$

Порівняння вищенаведених графіків вказує на те, що вони є не просто подібними, а дуже близькими одне до одного як за значеннями, так і за характером перебігу. Зокрема, графіки оптимальних оцінок станів системи найближче відтворюють дійсні стани системи. Можна зробити висновок про задовільну роботу використаного

фільтра і можливість його застосування для побудови оптимального мінімаксного регулятора в умовах неповноти і неточності вимірювання координат стану об'єкта.

Аналіз перехідних процесів оптимальних керувань $u(t)$ і відповідних їм оптимальних станів системи $x(t)$.

Спочатку вибрано певний стандарт, з яким порівнювалися ПП за умови змінювання різних показників. Для обох випадків такими «стандартами» є всі вагові діагональні одиничні матриці і значення збурень в початковий момент часу $f_0 = [-0.2, 0.4, 0.1, -0.5]$. Кінцевий момент керування T в програмі обирається залежно від вигляду ПП та їхнього затухання (найчастіше в межах 60-250). При цьому векторна функція є $\lambda_{станд} = 2$ для випадку повних і точних вимірювань і $\lambda_{станд} = 7$ для випадку неповних і неточних вимірювань.

Графіки ПП оптимальних керувань і станів системи для першого випадку наведені, відповідно, на рис. 5 і 6, а для другого випадку, відповідно, на рис. 7 і 8.

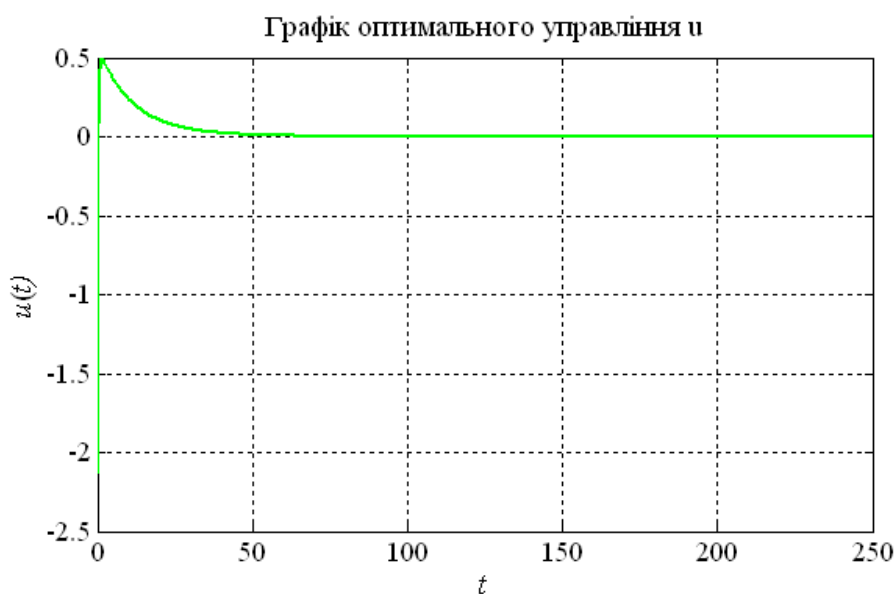


Рисунок 5 – Графік перехідного процесу оптимального керування $u(t)$ для випадку повних і точних вимірювань

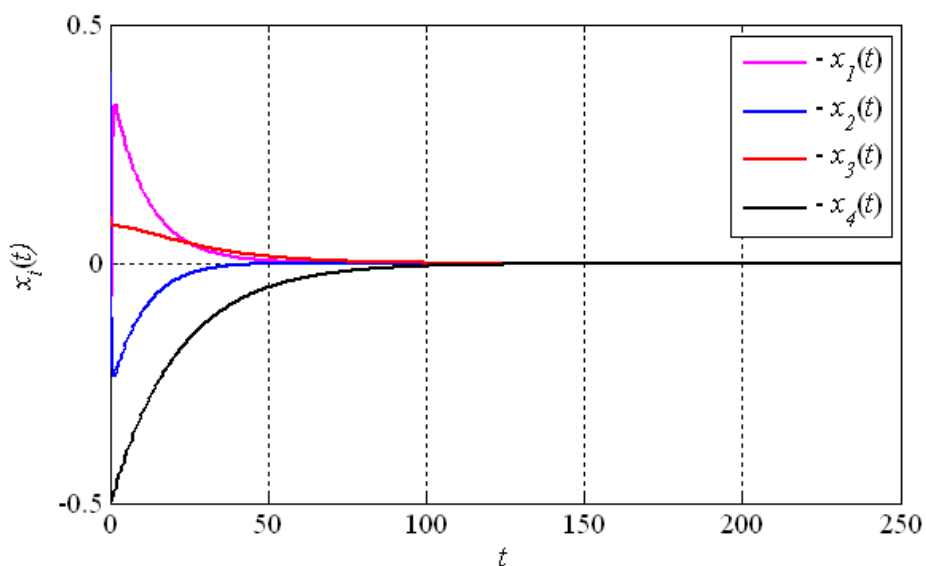


Рисунок 6 – Графіки ПП оптимальних станів $x(t)$ для випадку повних і точних вимірювань

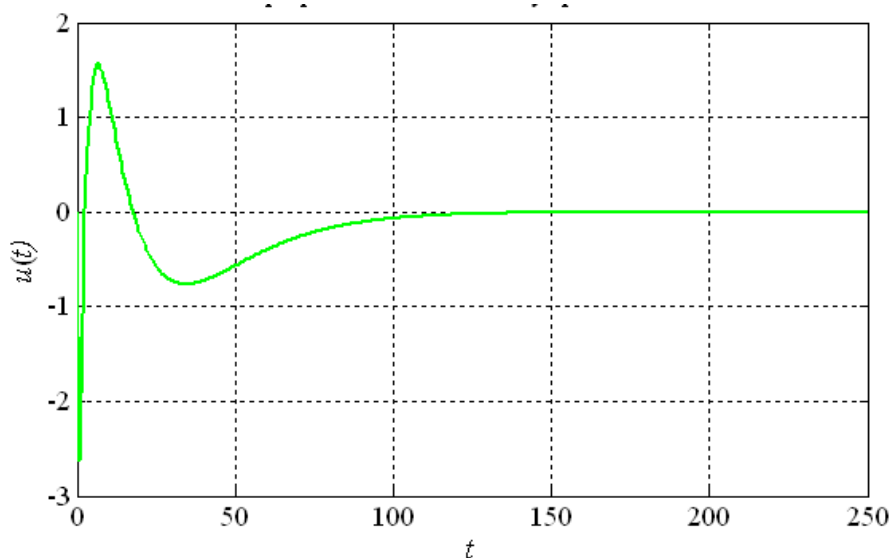


Рисунок 7 – Графік ПП оптимального керування $u(t)$ для випадку неповних і неточних вимірювань

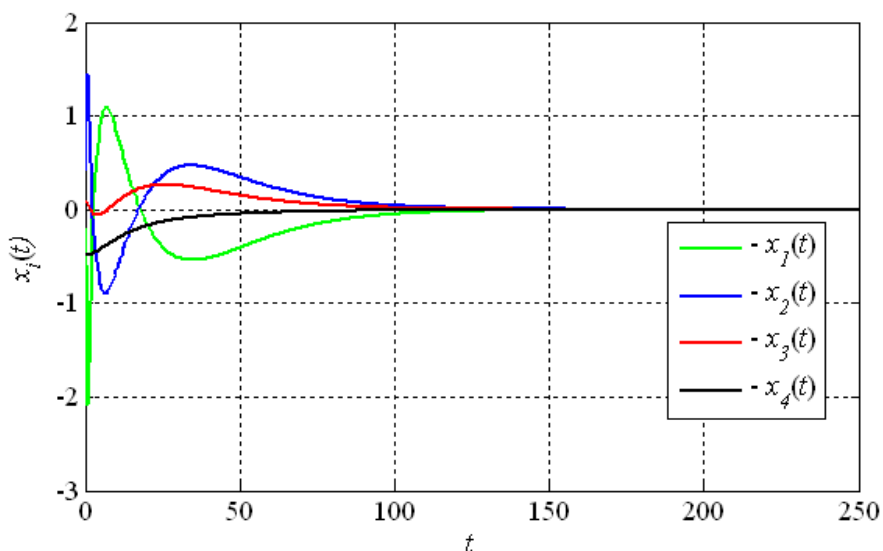


Рисунок 8 – Графіки перехідних процесів оптимальних станів системи $x(t)$ для випадку неповних і неточних вимірювань

Збільшення вагових коефіцієнтів матриці P_0 області припустимих збурень у випадку неповних і неточних вимірювань вже суттєво змінює вигляд і перебіг ПП оптимальних керувань і станів системи. Зокрема, при збільшенні вагових коефіцієнтів матриці P_0 суттєво зростають витрати на керування і в той же час збільшується похибка функціонування системи, що особливо помітно за амплітудами ПП координат $x_1(t)$ і $x_2(t)$. При цьому мінімальне значення критерію при відомих зовнішніх збуреннях $I(u) = 56.3164$, його верхня межа $J(u) = 1853849.5148$, а значення лівої частини обмеження на припустимі збурення $St = 9.7989$, тобто, збурення виходять за припустимі межі, але система не втрачає стійкості і має, як і в попередньому випадку, більший від розрахованого запас.

Для аналізу впливу на оптимальні керування і стани системи (у випадках повного і точного та неповного і неточного вимірювань) періодичних з різними амплітудою і частотою збурень розглядалися два їх види: періодичне затухаюче і

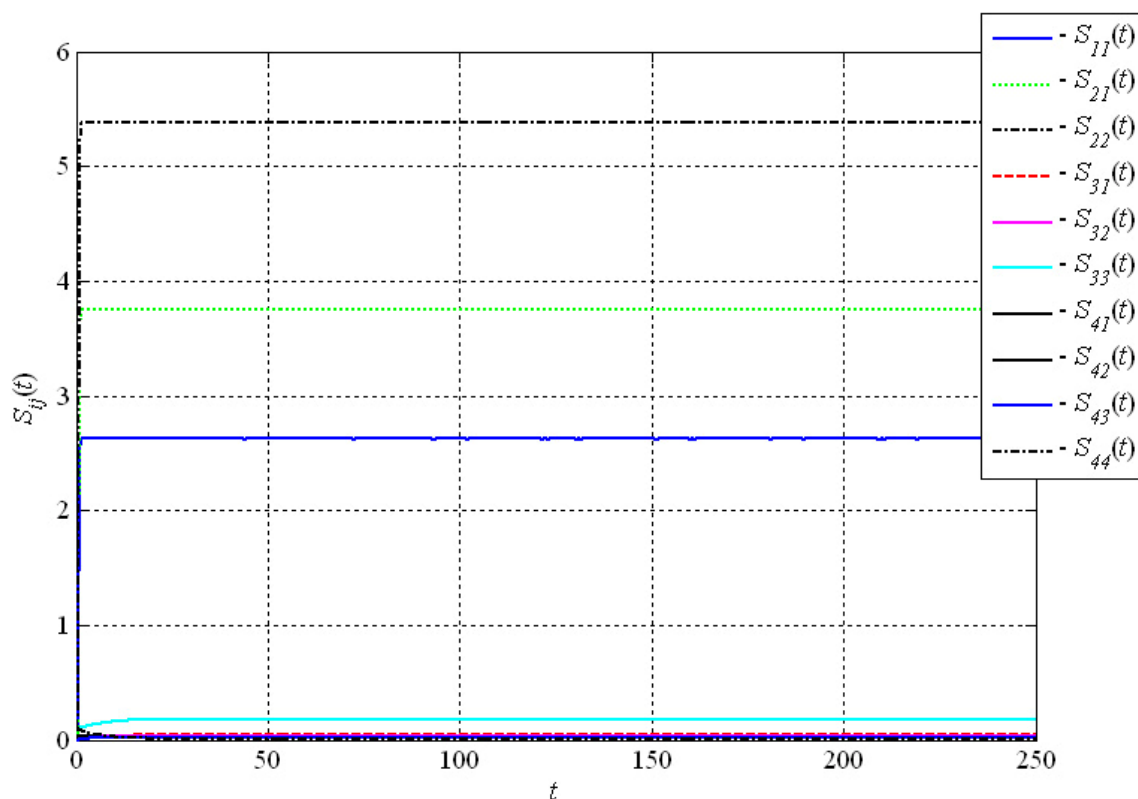
незатухаюче. Передбачено збільшення в 10 разів амплітуди і зменшення в 10 разів частоти при незмінній амплітуді. Встановлено, що збільшення частоти зменшує значення критерію $I(u)$, а амплітуди – навпаки збільшує. При цьому збільшення частоти несуттєво зменшує в першому випадку і збільшує в другому випадку обмеження St , в той час, як збільшення амплітуди в обох випадках суттєво збільшує це значення. Навіть при виході збурень за припустимі межі якість керування (регулювання) погіршується незначно, і через деякий час відбувається вихід на стабілізоване значення (тобто, система має великий запас стійкості, більший від номінально розрахованого).

Видно, що значення верхньої межі критерію оптимальності $J(u)$ залишається незмінним для кожного випадку (повного і точного та неповного і неточного вимірювань) при будь-яких змінах амплітуд і частот збурень та їх видів.

При *періодичних незатухаючих збуреннях* перехідні процеси, що розглядаються, при точних і повних та неточних і неповних вимірюваннях координат стану об'єкту є практично ідентичними (з різницею лише у масштабі).

Аналіз перехідних процесів елементів матриці $S(t)$. Графічне представлення перехідних процесів цієї матриці наведено на рис. 9.

Вигляд даних ПП є практично незмінним при зміні будь-яких інших з розглянутих вище показників, крім матриць P_0, P_1, P_2 області припустимих збурень, що свідчить про стабільність структури мінімаксного фільтра і його залежність лише від зазначених матриць P_0, P_1, P_2 (при постійних значеннях інших матриць, зокрема, матриці $A(t)$ коефіцієнтів математичної моделі і матриці $C(t)$ коефіцієнтів моделі спостережень).



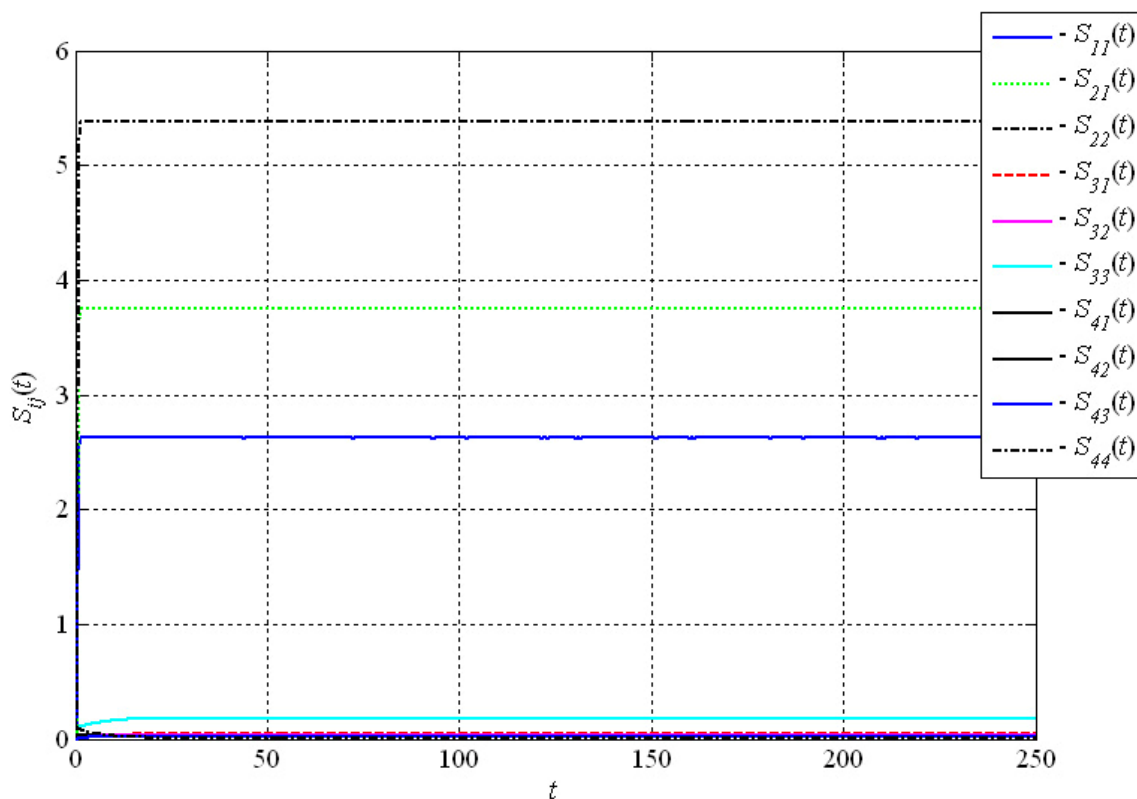


Рисунок 9 – Графіки перехідних процесів елементів матриці $S(t)$

Висновки: Здійснений аналіз перехідних процесів елементів матриць зворотного зв'язку $R(t)$ та $\psi_{ij}(t)$ для обох випадків вимірювання стану об'єкта, а також оптимальних станів системи $x(t)$, спостережень $y(t)$ і оптимальних оцінок $\hat{x}(t)$ якості роботи мінімаксного фільтра Калмана-Бюсі. Досліджені ПП оптимальних керувань $u(t)$ і відповідних їм оптимальних станів системи $x(t)$, а також область припустимих збурень, які суттєво змінюють вигляд і перебіг ПП оптимальних керувань і станів системи. Доведено, що синтезоване оптимальне керування має додатковий запас стійкості, більший від розрахованого.

Список літератури

1. Слезенко А.М.. Дослідження оптимального мінімаксного управління лінійними динамічними системами, що функціонують в умовах невизначеності/А.М. Слезенко, О.П. Лобок//Програма і матеріали 78 міжнародної наукової конференції молодих вчених, аспірантів і студентів "Наукові здобутки молоді - вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті", 2-3 квітня 2012р.- К.: НУХТ, 2012.- Ч. 2.- 316-317 с.
2. Кириченко Н.Ф. Минимаксный подход к рекуррентному оцениванию состояний линейных динамических систем/Н.Ф. Кириченко, А.Г. Наконечный//Кибернетика.- 1977.- №4.- С.52-55.
3. Бублик Б.Н. Минимаксные оценки и регуляторы в динамических системах/Б.Н. Бублик, Н.Ф. Кириченко, А.Г. Наконечный; Академия Наук Украинской ССР, Ордена Ленина институт кибернетики.- К.: АН УССР Ин-т кибернетики, 1978.- 47 с.
4. Кириченко М.Ф. Аналітичне конструювання мінімакських регуляторів у лінійних системах/М.Ф. Кириченко//ДАН УРСР, С.А.- 1978.- №1.

O. Lobok, B. Goncharenko, A. Slyzenko

National University of Food Technologies

Investigations minimax control and observation to the thermal objects agricultural

The solutions to the minimax control and monitor thermal dimensional object control (e.g. drying chamber) in a comprehensive and accurate, as well as incomplete and inaccurate measurements of the state. Experimentally studied the optimal control, monitoring, and the values of the state of origin of the optimality criteria of the object in these conditions. Investigated admissible perturbations in the case of incomplete and inaccurate measurements, calculating the values of the criteria and the value of their upper limits. The analysis of transients matrix elements of feedback for both cases, the measurement object's state. The analysis of the transients optimal controls, system states, observations and assessments of the quality of the optimal minimax Kalman-Bucy filter. The optimal range of admissible perturbations. It is proved that the synthesized minimax control has a margin of stability, the larger of the calculated.

optimization task, linear n -dimensional dynamical system, drying chamber, temperature, minimax control (evaluation), the region of admissible perturbations, the quality of the transition process

Одержано 08.10.13

УДК 622.6

В.С. Ловейкін, проф., д-р техн. наук, Ю.В. Човнюк, доц., канд. техн. наук, А.П. Сачик, асп.

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м.Київ

Дослідження режимів руху гілки неврівноваженої підйомної установки

Проведений динамічний аналіз робочих режимів руху гілки неврівноваженої підйомної установки. Для встановлення основних кінематичних та силових характеристик руху вказаної гілки використані методи математичної фізики.

дослідження, режими руху, гілка, неврівноваженість, підйомна установка

В.С. Ловейкин, Ю.В. Човнюк, А.П. Сачик

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

Исследование режимов движения ветви неуровновешенной подъемной установки

Проведен динамический анализ рабочих режимов движения ветви неуровновешенной подъемной установки. Для установления основных кинематических и силовых характеристик движения указанной ветви использованы методы атематической физики.

исследование, режимы движения, ветвь, неуровновешенность, подъемная установка

Постановка проблеми. Переважна більшість досліджень динаміки шахтних підйомних канатів (канатів вантажопідйомних кранів ліфтів) базується на рівняннях поздовжніх коливань пружного стрижня.

Розмаїття моделей, які використовуються для динамічного розрахунку ліфтів та шахтних підйомних установок, можна умовно розділити на дві групи. До першої відносяться розрахункові моделі, протяжні елементи котрих мають фіксовану, наперед задану довжину. Вони достатньо добре і вдало описують більшість розрахункових режимів роботи шахтних канатів у момент пуску й гальмування підйомної установки.

Такі механічні системи зазвичай успішно розв'язуються методом розділення змінних. Найбільш актуальні задачі динаміки подібних систем можна вважати вирішеними.

До другої групи відносяться розрахункові моделі, протяжні елементи котрих мають змінну довжину. Перші спроби розгляду шахтних канатів, як систем змінної довжини, були зроблені у кінці 20-х років ХХ століття О.С. Локшиним, хоча прийняті ним розрахункові схеми виявились фізично не досить коректними.

Зараз при розв'язуванні задач динаміки ниток змінної довжини переважний розвиток набули аналітичні методи, серед котрих слід зазначити перш за все методи хвиль, які розповсюджуються, та інтегро-диференціальних рівнянь зі змінними у часі ядрами та межами інтегрування.

Аналіз публікацій по темі дослідження. На можливість розв'язку задач динаміки канату змінної довжини методом хвиль, що розповсюджуються, вперше вказав М.П. Неронов [1,8]. Однак шлях розв'язку задачі, який навів вказаний автор, виявився доволі важким щодо реалізації.

Рух нитки змінної довжини за допомогою інтегро-диференціальних рівнянь зі змінними у часі параметрами описаний у монографіях [1,2]. Для наближеного розв'язку отриманих рівнянь використані асимптотичні методи нелінійної механіки. Складність вказаних аналітичних методів ускладнює їх застосування у інженерній практиці, а степінь розробки цих методів ще недостатня для успішної їх формалізації на ПЕОМ.

Одним із перспективних шляхів розв'язку задач динаміки нитки змінної довжини є використання спеціального інтегро-диференціального співвідношення [3], яке дозволяє інтегрувати рівняння руху об'єкту змінної довжини шляхом розв'язку задачі Коші для системи звичайних диференціальних рівнянь з аргументом, що відхиляється, а розв'язок у чисельній формі може бути отриманий на ПЕОМ [4,5].

Автор [6,7] застосував інтегро-диференціальне співвідношення у теорії пружної нитки (канату) змінної довжини, щоб розв'язати задачу Коші аналітично. Отримане у цих роботах рівняння руху канату вимагає застосування ПЕОМ.

Разом з тим відомі підходи [9], які дозволяють подібні задачі розв'язувати методами математичної фізики (без застосування ПЕОМ).

Результати цитованих вище робіт будуть використані для розв'язку задачі Коші для канату (змінної) довжини l у даному дослідженні.

Мета роботи полягає у обґрунтуванні аналітичного методу розв'язку задачі Коші для канатів шахтних підйомних установок (канатів вантажопідйомних кранів, ліфтів, тощо), який дозволяє визначати основні їх кінематично-силові характеристики.

Виклад основного змісту дослідження. У монографії [2] сформульовані дві основні задачі динаміки одновимірних неперервних систем змінної довжини. Перша основна задача полягає у визначенні закону руху об'єкту за заданою швидкістю зміни його довжини, друга – у визначенні руху системи при заданні силового фактору, який викликає зміну довжини системи.

Принципова різниця між цими задачами полягає у тому, що у першому випадку довжина об'єкту у кожний поточний момент часу відома, тоді як у другому закон зміни довжини у часі слід визначати. Тому друга основна задача суттєво складніша першої.

Визначення закону руху вантажу у підйомній установці є предметом другої основної задачі, оскільки у реальних об'єктах зазвичай відомий закон зміни зусилля, яке призводить до руху механічної системи.

Розглянемо систему, утворену пружною ниткою (канатом), на нижньому кінці котрої знаходиться зосереджена маса. Підйом вантажу здійснюється намотуванням канату на барабан (рис. 1). Приведена система слугує розрахунковою моделлю гілки неврівноваженої підйомної установки [3]. (Автори роботи [3], нажаль, встановили основні особливості руху такої механічної системи, проте допустили при цьому багато прикрих помилок. У подальшому виклад буде здійснений з урахуванням виправлень у наведеній роботі).

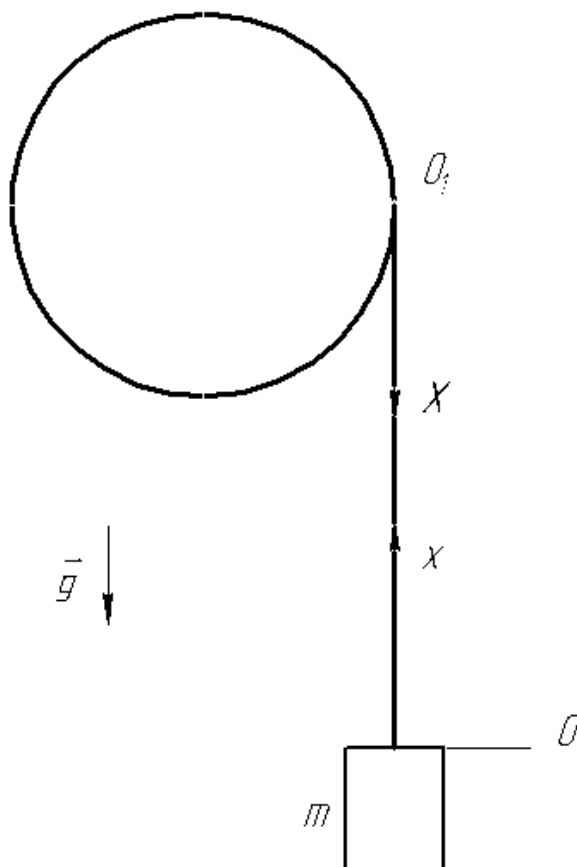


Рисунок 1 – Розрахункова схема робочої гілки неврівноваженої підйомної установки (\vec{g} - вектор прискорення вільного падіння)

Введемо дві координатні системи: нерухомі ейлерові (просторові) координати X й рухомі лагранжові (матеріальні) координати x , зв'язані з канатом. Початок координатної вісі X оберемо у точці набігання канату на барабан (O_1) і спрямуємо її у бік вантажу. Лагранжові координати будемо відраховувати від точки прикладання вантажу (O) у бік барабану (m – маса вантажу на канаті).

Поздовжні переміщення поперечного перерізу з лагранжовою координатою x у момент часу t відносно нерухомого простору описуються виразом $u(x,t)$. Додатній напрямок переміщень співпадає з напрямком вісі Ox .

Положення довільного перерізу канату у нерухомій системі координат визначається залежністю:

$$X(x,t) = X_0(t) - x - u(x,t), \quad (1)$$

де $X_0(t)$ – залежність від часу ейлерової координати точки прикладання вантажу, тобто траєкторія її руху у нерухомій системі відліку (визначається режимом підйому вантажу). Прискорення елемента канату:

$$\frac{\partial^2 X}{\partial t^2} = \frac{d^2 X_0(t)}{dt^2} - \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}. \quad (2)$$

Рівняння руху елемента, складене у відповідності з принципом Даламбера, прийме вигляд:

$$E \cdot S \cdot \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = \rho \left(g + \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - \frac{d^2 X_0(t)}{dt^2} \right), \quad (3)$$

де ρ – лінійна щільність матеріалу канату, кг/м;

E – модуль пружності, Н/м²;

S – площа поперечного перерізу канату, м².

У результаті скорочення обох частин рівності (3) на величину ρ матимемо неоднорідне хвильове рівняння відносно переміщень:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{d^2 X_0(t)}{dt^2} - g, \quad (4)$$

де a – швидкість розповсюдження поздовжніх хвиль у матеріалі канату, м/с ($a^2 = ES/\rho$).

Здійснюючи заміну змінних за формулою:

$$U(x,t) = X_0(t) - u(x,t), \quad (5)$$

де $U(x,t)$ – нова залежна змінна, рівнянню руху канату можна надати форми неоднорідного хвильового рівняння з постійною правою частиною:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} - a^2 \cdot \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} = g. \quad (6)$$

Нова залежна змінна має дещо штучне фізичне тлумачення: якби точка прикладання вантажу рухалась, за тим самим законом, що й переріз x , тоді положення вантажу у довільний момент часу t , описувалось би виразом $U(x,t)$. Зрозуміло, що у точці прикладення вантажу має місце рівність:

$$U(0,t) = X_0(t). \quad (7)$$

Сформулюємо граничні умови задачі. У лагранжовій системі координат при підйомі вантажу значення координати точки його прикладення залишається незмінним: $x=0$. У той самий час внаслідок зміни довжини канату змінюється лагранжова координата точки набігання канату на барабан. Тому різниця $X_0(t)-L(t)$ дорівнює видовженню канату у цей момент часу.

Припустимо, що вантаж має вагу Q , тоді у точці його прикладення має місце рівність:

$$ES \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = Q - \frac{Q}{g} \cdot \left(\frac{d^2 X_0}{dt^2} - \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} \right). \quad (8)$$

Переходячи до нової залежної змінної, отримаємо граничну умову у нижньому перерізі гілки:

$$x = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial x} = \tilde{m} \cdot \left(\frac{d^2 X_0}{dt^2} - g \right), \quad (9)$$

де \tilde{m} - константа, яка визначається масою кінцевого вантажу: $\tilde{m} = \frac{Q}{g \cdot ES}$.

(Справжня маса вантажу $m = \frac{Q}{g}$).

Будемо вважати, що у точці набігання на барабан до канату прикладена сила, величина котрої є відомою функцією часу t . Тоді гранична умова у верхньому перерізі канату може бути подана у вигляді:

$$x = L(t); \quad \frac{\partial U}{\partial x} = -f(t), \quad (10)$$

де $f(t)$ – функція, яка дорівнює відношення величини прикладеної сили до поздовжньої сили ES , тобто це безрозмірна сила.

У початковий момент часу розглядувана система знаходиться у стані статичної рівноваги. Переміщення перерізів канату задовольняють диференціальному рівнянню рівноваги:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = \frac{g}{a^2}, \quad (11)$$

й повинні задовольняти граничним умовам:

$$u(x,t) = 0, \quad \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} = \tilde{m} \cdot g, \quad \text{при } x=0. \quad (12)$$

Перша з цих умов є наслідком прийнятої системи відліку переміщень, а друга встановлює рівність між внутрішнім зусиллям у нижньому перерізі канату й вагою вантажу. Наведеному диференціальному рівнянню й граничним умовам задовольняє наступний вираз для переміщень:

$$u(x,0) = \tilde{m} \cdot g \cdot x + \frac{g}{2a^2} \cdot x^2. \quad (13)$$

Відлік переміщень ведеться у рухомій системі координат, зв'язаній з точкою прикладання вантажу. При деформації канату під дією ваги вантажу і власної ваги відбувається опускання нижнього перерізу. Внаслідок цього верхній переріз отримує додатне переміщення відносно точки координат, яке дорівнює видовженню канату:

$$u(l,0) = \tilde{m} \cdot g \cdot l + \frac{g}{2a^2} \cdot l^2. \quad (14)$$

Оскільки початкове значення ейлерової координати точки прикладення вантажу:

$$X_0(0) = l + \tilde{m} \cdot g \cdot l + \frac{g}{2a^2} l^2, \quad (15)$$

то вираз залежної змінної U у початковий момент часу згідно виразу (5) має вид:

$$U(x,0) = l - \tilde{m} \cdot g \cdot (x - l) - \frac{g}{2a^2} (x^2 - l^2). \quad (16)$$

Диференціюючи вираз переміщень у точці $x=l$, можна впевнитись у тому, що зусилля у верхньому перерізі дорівнює сумарній вазі вантажу й канату. Воно також повинне дорівнювати початковому значенню прикладеної сили, звідки:

$$f(0) = \frac{\partial u(l,0)}{\partial x} = g \cdot \left(\tilde{m} + \frac{l}{a^2} \right). \quad (17)$$

Початкова швидкість канату з вантажем дорівнює нулю, внаслідок чого виконуються початкові умови:

$$\frac{dX_0(0)}{dt} = 0, \quad \frac{\partial U(x,0)}{\partial t} = 0. \quad (18)$$

Визначення закону руху розглядуваної механічної системи зводиться до інтегрування хвильового рівняння (6) за граничними умовами (9), (10) й початкових умовах (15) - (18).

Для визначення функцій $L(t)$ й $X_0(t)$ слід використати наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} [1 + f(t)] \cdot \frac{dL}{dt} - \frac{g}{a} \cdot L = -\tilde{m} \cdot a \cdot \frac{d^2 X_0(t - x/a)}{dt^2} + \frac{dX_0(t - x/a)}{dt} - a \cdot [f(t) - \tilde{m}g]; \\ \tilde{m} \cdot a \cdot \frac{d^2 X_0(t + x/a)}{dt^2} + \frac{dX_0(t + x/a)}{dt} = [1 + f(t)] \cdot \frac{dL}{dt} + \frac{g}{a} \cdot L - a \cdot [f(t) - \tilde{m}g]. \end{cases} \quad (19)$$

Тут при обчисленні аргументів невідомих функцій величина x визначається залежністю: $x=L(t)$ як функція незалежної змінної t .

У практичному відношенні визначення названих функцій представляє найбільший інтерес, оскільки воно дозволяє розмірковувати про відповідність між законом руху вантажу й видовженням канату, з однієї сторони, й законом дії прикладеної сили – з іншої.

Характерна особливість системи (19) полягає у тому, що у ній одночасно наявні значення шуканих функцій та їх похідних, що відповідають різним часовим інтервалам. Це дозволяє для інтегрування системи ефективно використовувати процес послідовного продовження розв'язків. У даному сенсі отримані рівняння утворюють систему з аргументом, що відхиляється.

Початкові умови для $L(t)$ мають вид:

$$L(t)|_{t=0} = l, \quad (20)$$

а для $X_0(t)$ –

$$X_0(t)|_{t=0} = X_0(0) = l + \tilde{m}gl + \frac{g}{2a^2} \cdot l^2, \quad \left. \frac{dX_0}{dt} \right|_{t=0} = 0. \quad (21)$$

Інтегруючи систему (19), знаходимо залежності $L(t)$, $X_0(t)$. Тоді для функції $U(x,t)$ початково-гранична задача набуває наступного вигляду:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial t^2} - a^2 \cdot \frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial x^2} = g; U(x,0) = l - \tilde{m} \cdot g \cdot (x-l) - \frac{g}{2a^2} \cdot (x^2 - l^2); \frac{\partial U(x,0)}{\partial t} = 0; \\ U(0,t) = X_0(t); U(x,t)|_{x=L(t)} = -f(t) \cdot L(t); \end{cases} \quad (22)$$

Задля скорочення записів та для зручності введемо такі позначення:

$$\begin{cases} l - \tilde{m} \cdot g \cdot (x-l) - \frac{g}{2a^2} \cdot (x^2 - l^2) = f^*(x); X_0(t) = \kappa_1(t); \\ -f(t) \cdot L(t) = \kappa_2(t). \end{cases} \quad (23)$$

Тоді задачу (22) можна подати у вигляді:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial t^2} - a^2 \cdot \frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial x^2} = g; U(x,0) = f^*(x); \frac{\partial U(x,0)}{\partial t} = 0; \\ U(0,t) = \kappa_1(t); U(x,t)|_{x=L(t)} = \kappa_2(t). \end{cases} \quad (24)$$

Розв'язок цієї задачі (24) можна знайти, використовуючи підхід [9], а саме, шукаємо його у вигляді:

$$U(x,t) = \tilde{V}(x,t) + \tilde{W}(x,t), \quad (25)$$

де $\tilde{W}(x,t) = \kappa_1(t) + [\kappa_2(t) - \kappa_1(t)] \cdot \frac{x}{L(t)}$, а для $\tilde{V}(x,t)$ маємо наступну задачу:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \tilde{V}(x,t)}{\partial t^2} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 \tilde{V}(x,t)}{\partial x^2} + g_1(x,t); \tilde{V}(x,t)|_{x=0} = 0; \tilde{V}(x,t)|_{x=L(t)} = 0; \\ \tilde{V}(x,t)|_{t=0} = f_1^*(x); \frac{\partial \tilde{V}(x,t)}{\partial t} \Big|_{t=0} = F_1^*(x). \end{cases} \quad (26)$$

У (26) введено позначення:

$$g_1(x,t) = g - \dot{\kappa}_1(t) - X \cdot \{[\ddot{\kappa}_2(t) - \ddot{\kappa}_1(t)] \cdot L^3(t) - [\kappa_2(t) - \kappa_1(t)] \dot{L}(t) \cdot L^2(t) - \\ [[\dot{\kappa}_2(t) - \dot{\kappa}_1(t)] \cdot L(t) - [\kappa_2(t) - \kappa_1(t)] \cdot \dot{L}(t)] \cdot 2 \cdot L(t) \cdot \dot{L}(t)\} \cdot L^{-4}(t); \quad (27)$$

$$f_1^*(x) = f^*(x) - \kappa_1(0) - [\kappa_2(0) - \kappa_1(0)] \cdot \frac{x}{l}; \quad (28)$$

$$F_1^*(x) = -\dot{\kappa}_1(0) - l^{-2} \cdot \{[\ddot{\kappa}_2(0) - \ddot{\kappa}_1(0)] \cdot l - [\kappa_2(0) - \kappa_1(0)] \cdot \dot{L}(0)\}. \quad (29)$$

Для знаходження $\tilde{V}(x,t)$ маємо:

$$\tilde{V}(x, t) = \tilde{V}_1(x, t) + \tilde{W}_1(x, t), \quad (30)$$

де $\tilde{W}_1(x, t)$ визначається зі співвідношення:

$$\begin{cases} \tilde{W}_1(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ a_k(t) \cdot \cos\left(\frac{k\pi at}{L(t)}\right) + b_k(t) \cdot \sin\left(\frac{k\pi at}{L(t)}\right) \right\} \cdot \sin\left[\frac{k\pi x}{L(t)}\right] \\ a_k(t) = \frac{2}{L(t)} \cdot \int_0^{L(t)} f_1^*(x) \cdot \sin\left[\frac{k\pi x}{L(t)}\right] dx; b_k(t) = \frac{2}{k\pi a} \cdot \int_0^{L(t)} F_1^*(x) \cdot \sin\left[\frac{k\pi x}{L(t)}\right] dx. \end{cases} \quad (31)$$

Для визначення $\tilde{V}_1(x, t)$ маємо наступні співвідношення:

$$\tilde{V}_1(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} T_k(t) \cdot \sin\left\{\frac{k\pi x}{L(t)}\right\}, \quad (32)$$

а $T_k(t)$ визначається наступним чином:

$$T_k(t) = \frac{2}{k\pi a} \cdot \int_0^t d\tau \int_0^{L(t)} g_1(\xi, \tau) \cdot \sin\left[\frac{k\pi a}{L(t)} \cdot (t - \tau)\right] \cdot \sin\left[\frac{k\pi \xi}{L(t)}\right] d\xi. \quad (33)$$

Фізичний зміст складових розв'язку $U(x, t)$ наступний:

1. $\tilde{W}(x, t)$ - складова розв'язку, яка описує коливання/рух у канаті за рахунок рухливості його кінців та змінної довжини самого канату;
2. $\tilde{W}_1(x, t)$ - складова розв'язку, яка описує коливання/рух у канаті за рахунок ненульових початкових умов та змінної його довжини – т.з. власні коливання канату;
3. $\tilde{V}_1(x, t)$ - складова розв'язку, яка описує коливання/рух у канаті, викликані вимушеною зовнішньою силою $g_1(x, t)$ та змінною довжиною самого канату – т.з. вимушені коливання канату (змінної довжини).

Висновки:

1. Обґрунтована математична модель та встановлені основні причини, які викликають рух гілки неврівноваженої підйомної установки (механізму підйому вантажу вантажопідйомного крану) з урахуванням змінної довжини самого канату.
2. Аналітично визначені основні кінематичні та силові параметри можливих режимів руху вказаних механічних систем.
3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому бути використані для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку подібних механічних систем, як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації, а також для потреб оптимізації функціонування у перехідних режимах роботи (пуску/гальмування).

Список літератури

1. Горошко О.А. введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины. /О.А. Горошко, Г.Н. Савин. – Киев: Наукова думка, 1971. – 224 с.
2. Савин Г.Н. динамика нити переменной длины (применительно к шахтным подъёмам). /Г.Н. Савин, О.А. Горошко. – Киев: изд-во АН УССР, 1962. – 332 с.
3. Червоненко А. Г. Динамика протяженных горных транспортных машин. /А. Г. Червоненко, А. Г. Раздольский, Ю. В. Заболотный. – Киев: Наукова думка, 1983. – 192 с.
4. Гаркави Н.Я. Численное решение задачи о движение груза в подъёмной установке. /Н.Я. Гаркави, А.Г. Раздольский//Динамика и прочность тяжелых машин. – 1979. – Вып. 4. – С. 46-54.

5. Раздольский А.Г. О движении нити переменной длины, несущей сосредоточенную массу. /А.Г. Раздольский//Динамика и прочность машин. – 1976. – Вып.24. – С.46-51.
6. Ишлинский А.Ю. Об одном интегро-дифференциальном соотношении в теории упругой нити (каната) переменной длины. /А.Ю. Ишлинский//Украинский математический журнал. – 1953. – Т.5. - №4 – С. 370-374.
7. Ишлинский А.Ю. Об уравнении продольных движений каната (упругой нити) переменной длины./А.Ю. Ишлинский//Доклады АН СССР. – 1954. – Т.95. - №5. – С.939-941.
8. Неронов Н.П. Определение напряжений в подъемных канатах. /Н.П. Неронов. – В кн.: Тр. совещ. По шахтным подъемным канатам. – М.;Л.:Изд-во АН СССР, 1944. – С. 53-63.
9. Кошляков Н. С. Уравнения в частных производных математической физики. /Н. С. Кошляков, Э. Б. Глинер, М. М. Смирнов. – М.: Высшая школа, 1970. – 712 с.

V. Lovejkin, Y. Chovnjuk, A.Sachyk

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine

The investigation of motion regimes of unbalance branch of hoisting plant

The purpose of the article is to validate the analytical solution of Coshi's problem for hoisting plant's ropes and to determine their main kinematic and force characteristics as well.

The dynamic analysis of working condition' branch in unbalance plant is conducted. One may use the known methods of mathematical physics to establish the basic kinematic and force characteristics of motion for such specified branches.

The analytical determination of the main kinematic and force characteristics (parameters) of possible optimal work's regimes for such mechanical systems may be used in order to improve and to refine their existing engineering methods of consideration.

research, motion's regimes, branch, unbalance, hoisting plant

Одержано 08.11.13

УДК 621.867(075.8)

И.М. Лукьянов, ст. викл.

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

Определение необходимого натяжения лент норий-элеваторов и разработка способов его контроля

Изложены методики определения величины натяжения лент норий-элеваторов и двухэтапного его контроля.

Определение величины натяжения основано на использовании расчетных коэффициентов тяги, полученных при исследовании упругих перемещений ленты на дуге обхвата приводного барабана с учетом трения с помощью программной системы конечно-элементного комплекса «ANSYS». Полученные значения коэффициентов тяги проверены и уточнены на действующей рабочей нории. Предложенный метод контроля натяжения заключается в измерении вращательного момента на натяжном винте нории и изменении с высокой точностью частоты вращения натяжного барабана.

Разработанные методики определения натяжения ленты и двухэтапный способ его контроля позволяют надежно обеспечить тяговую способность приводных барабанов норий в оптимальном режиме без пробуксовки.

нория, тяговая способность, упругие перемещения, коэффициент тяги, контроль натяжения, методы измерения

І.М. Лук'янов

Харківський національний технічний університет сільського господарства

ім. П. Василенка, Харків

Визначення необхідного натягу стрічок норій-елеваторів та розробка способу його контролю

Викладені методики визначення величини натягу стрічок норій-елеваторів і двоетапного його контролю.

Визначення величини натягу ґрунтується на використанні розрахованих коефіцієнтів тяги, які отримані при дослідженні пружних переміщень стрічки на дузі обхвату приводного барабана з урахуванням тертя за допомогою програмної системи скінчено-елементного комплексу «ANSYS». Отримані значення коефіцієнтів тяги перевірені та уточнені на діючій робочій норії. Запропонований метод контролю натягу полягає у вимірюванні обертального моменту на натяжному гвинті норії та у зміні з високою точністю частоти обертання натяжного барабана.

Розроблені методики визначення натягу стрічки та двоетапний спосіб його контролю дозволяють надійно забезпечити тягову здатність приводних барабанів норій в оптимальному режимі без буксування.

норія, тягова здатність, пружні переміщення, коефіцієнти тяги, контроль натягу, методи вимірювань

Постановка проблеми. На сьогодні существует повышенный спрос на высоко производительные нории (150...500 т/ч), в особенности для перегрузки зерна на различных этапах его переработки. Работа таких норий характеризуется большой погонной нагрузкой на рабочей ветви ленточно-барабанного механизма и большим тяговым усилием на приводном барабане. В связи с этим, весьма актуальной проблемой становится обеспечение необходимого натяжения ленты и его тщательный контроль в процессе наладки и эксплуатации.

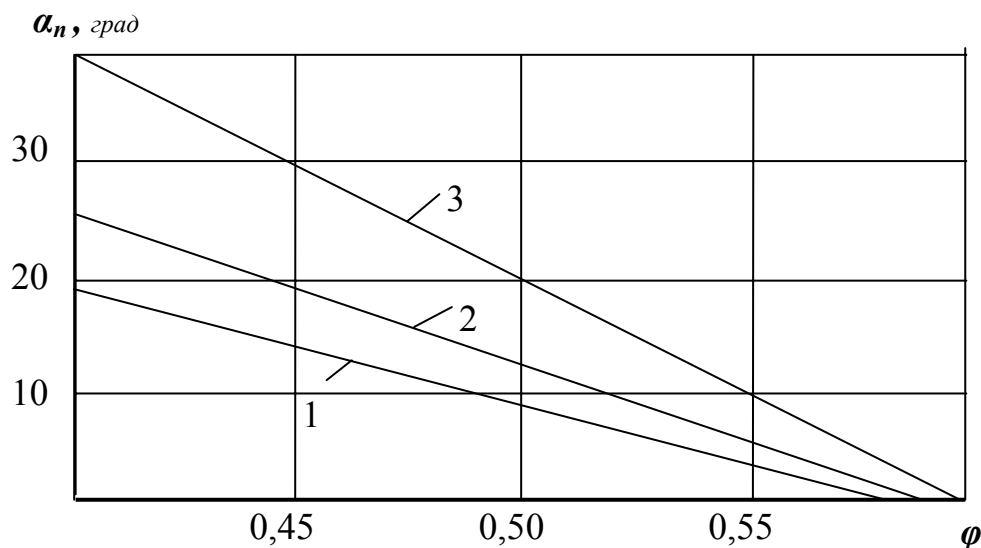
Анализ последних исследований и публикаций. В существующих методиках расчетов ленточных норий-элеваторов, разработанных Ф.К. Иващенко, А.О. Спиваковским, А.В. Кузьминым величина предварительного натяжения ленты определяется по эмпирическим зависимостям с последующей проверкой отсутствия буксования с использованием известной формулы по Л. Эйлеру, согласно которой $S_1 / S_2 \leq e^{\alpha \cdot \mu}$. Однако указанная зависимость получена Л. Эйлером для гибкой, а главное нерастяжимой нити, что не позволяет учесть упругое скольжение ленты по барабану, существенно влияющее на соотношение тягового усилия и предварительного натяжения. Поэтому для ременных передач связь между полезным тяговым усилием F_t и начальным натяжением S_0 определяется через коэффициент тяги ϕ_0 в виде $S_0 = F_t / (2 \cdot \phi_0)$ [1]. Величина коэффициента тяги, как известно, определяется по экспериментально полученным кривым скольжения по началу зоны буксования. Ленточно-барабанный механизм нории фактически представляет собой вертикальную плоскоремennую передачу, у которой натяжение сбегавшей ветви S_2 равно начальному натяжению S_0 , а натяжение рабочей ветви $S_1 = F_t + S_0$, где F_t – необходимое тяговое усилие. Для таких передач значение коэффициента тяги ϕ отсутствуют, что очевидно и обуславливает использование зависимости Л. Эйлера не только для расчета норий, но и для расчета ленточных конвейеров.

Целью настоящей работы является разработка методики определения коэффициентов тяги для приводных барабанов норий с учетом упругого скольжения, опытная проверка коэффициента тяги на рабочей нории с заданными параметрами, разработка методов контроля натяжения.

Изложение основного материала. В основу методики определения коэффициентов тяги для приводных барабанов норий было положено исследование упругих перемещений ленты на дуге обхвата с помощью универсальной программной

системы конечно-элементного (МКЭ) анализа “ANSYS” в части решения контактных задач с учетом трения [2].

Результаты исследований при коэффициенте трения $\mu=0,25$ и модуле упругости $E=250$ МПа и $E=300$ МПа как наиболее соответствующие условиям эксплуатации норий приведены на рис. 1 и сведены в табл. 1.



1- $\mu=0,25$, $E=250$ МПа по КЭ модели; 2 - $\mu=0,25$, $E=300$ МПа по КЭ модели;
3 - по зависимости Эйлера $\alpha_n = \alpha - \frac{1}{\mu} \ln(1 + 2\phi)$

Рисунок 1 - Зависимость дуги покоя от коэффициента тяги

Значение рабочего ϕ_0 и критического ϕ_K (начало частичного буксования) получены (табл. 1) по минимальным коэффициентам $K_1 = \frac{\phi_{max}}{\phi_K} = 1,15$ и $K_2 = \frac{\phi_{max}}{\phi_0} = 1,2$, которые соответствуют оптимальному напряжению начального натяжения $2,8...3$ МПа [3]. Полученные результаты показывают, что дуги покоя α_n и скольжения $\alpha_{СК}$, как и коэффициенты тяги, существенно зависят от сочетания коэффициента трения и модуля упругости, и опровергают существующее мнение о том, что погрешность формулы Эйлера можно скорректировать подбором коэффициента трения μ .

Таблица 1 – Значения коэффициентов тяги в зависимости от модуля упругости

Параметры привода		ϕ_{max}	ϕ_K	ϕ_0
Коэффициент трения μ	Модуль упругости ленты E , МПа			
0,25	250	0,580	0,504	0,48
0,25	300	0,585	0,508	0,487
0,25	по Эйлеру	0,593	0,515	0,494

Опытная проверка результатов на рабочей нории проводилась совместно с Карловским машиностроительным заводом и на их базе. Исследовалась нория типа 350/60 с центральным грузовым натяжным механизмом, имеющим на штоке платформу для установки грузов (рис. 2).

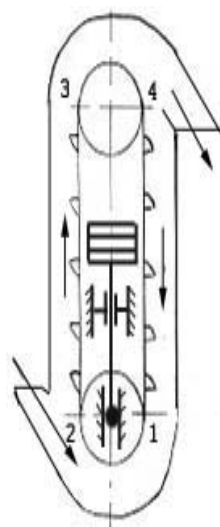


Рисунок 2 – Схема нории

Предельная величина φ_0 устанавливалась по изменению частоты вращения натяжного барабана. Уменьшение частоты вращения от стабильного значения свидетельствует о начале скольжения на приводном барабане, и о недостаточности натяжения. Измерение частоты вращения производится бесконтактным методом электронным тахометром *EVM-723*, оснащенным лазерным датчиком. Погрешность измерения тахометра в пределах 6.0...6000 об/мин $\pm 0,01\%$.

Результаты расчетов и измерений приведены в табл.2. При расчетной номинальной частоте вращения натяжного барабана $n = 71,8 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ рабочая частота вращения натяжного барабана нестабильна, возможно, вследствие колебания ленты, проскальзывания ее по нефутерованному натяжному барабану, однако довольно четко проявляется тенденция уменьшения частоты вращения последнего с уменьшением натяжения

Таблица 2 - Значение коэффициента тяги в зависимости от натяжения

Параметр	Размерность	1	2	3	4	5	6	7	8
φ_0	-	0,486	0,485	0,483	0,482	0,476	0,471	0,468	0,46
F_1	<i>H</i>	2926	2975	3024	3122	3220	3515	3662	3956
$m_{ГР}$	<i>кг</i>	0	10,8	20,5	42	61	122	151	212
$n_б$	<i>об/мин</i>	69,3	69,74	70,89	71,12	71,38	71,31	71,57	71,43

Необходимое предварительное натяжение на приводном барабане определялось как $F_0 = F_4 = F_1 + F_{хл}$, где $F_{хл} = 15324 \text{ H}$ – сила тяжести холостой ветви ленты. Натяжение F_1 на натяжном барабане определялось по зависимости:

$$F_1 = \frac{1}{2} \cdot \left(m_B + q_x \cdot \frac{\pi \cdot D_B}{2} + m_{зп} \right) \cdot g, \quad (1)$$

где $m_B = 560 \text{ кг}$ – масса барабана с натяжным устройством;

$q_x = 255,4 \text{ H / м}$ – линейная нагрузка на холостой ветви;

$m_{зп}$ – масса дополнительного груза.

Было установлено, что критическое значение коэффициента тяги находится в пределах 0,475...0,48, а это ниже его критического значения 0,504, полученного расчетом на КЭ-модели для такой же ленты с модулем упругости $E=250$ МПа и коэффициентом трения $\mu=0,25$ [4]. Рабочее значение (по КЭ-модели) составляет $\varphi = 0,48$. Пониженное значение коэффициента тяги на нории объясняется меньшими в реальности коэффициентом трения или модулем упругости ленты, расчетное значение например для последнего составляет для ленты БКНЛ-55 ГОСТ 20-85 (ДСТУ 12.00185790.001-99) $E=240$ МПа.

В соответствии с результатами исследований для определения предварительного натяжения в качестве рабочих коэффициентов тяги можно использовать значение $\varphi_0 = 0,475$ для резинотканых лент ГОСТ 20-85 и $\varphi_0 = 0,485$ для тяговых ремней БКНЛ ГОСТ 23831-79 (ДСТУ 23831-79) с расчетным модулем упругости $E=275$ МПа.

В виду нестабильности факторов возможные отклонения натяжения необходимо корректировать в процессе его контроля. Это особенно важно для тяжело нагруженных высоко производительных норий большой высоты. Для таких норий наиболее целесообразным является применение механизмов натяжения с одним центральным винтом, расположенным между трубами ходовой части нории и имеющим шариковую опорную пятю. Такая конструкция позволяет осуществить необходимое натяжение ленты при любой массе натяжного барабана, облегчает подъем и удержание барабана при замена ленты или ее сращивании при обрыве, обеспечивает отсутствие перекоса барабана при натяжении. Кроме того, такой механизм натяжения позволяет осуществлять контроль натяжения путем измерения вращающего момента на винте и приведение его в соответствие заданному усилию натяжения ленты. Для этого приводную рукоятку храпового механизма вращения винта поворачивают с помощью разработанного динамометрического ключа (рис.3). Тарировку ключа необходимо производить для следующих случаев:

1) сила тяжести опускаемых частей механизма с барабаном больше $2F_0 = 2F_1$, тогда контролируемая величина момента на винте должна быть равна

$$T_{HP1} = \left[g \cdot \left(m_B + q_X \cdot \frac{\pi \cdot D_B}{2} \right) - 2F_1 \right] \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\rho' - \alpha), \quad (2)$$

где d_2 – средний диаметр винта;

α – угол подъема резьбы;

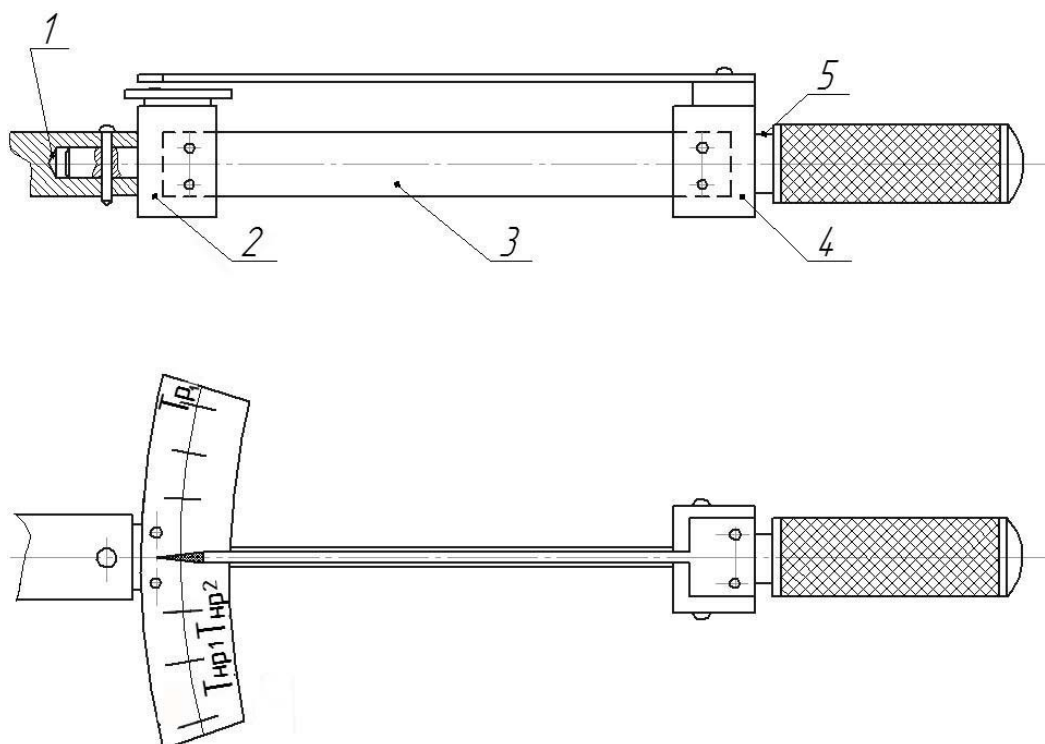
ρ' – угол трения.

2) сила тяжести опускаемых частей механизма с барабаном меньше $2F_1$

$$T_{HP2} = \left[2F_1 - g \cdot \left(m_B + q_X \cdot \frac{\pi \cdot D_B}{2} \right) \right] \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \rho'); \quad (3)$$

3) для определения угла трения в винтовой паре ρ' при известной массе барабана вместе с подвижной частью натяжного механизма m_B

$$T_{P1} = g \cdot m_B \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \rho'). \quad (4)$$



1 - рукоятка механизма натяжения; 2 – вилка передняя с цилиндрическим концом и шкалой; 3 - упругая пластина; 4 – вилка задняя с ручкой и стрелкой; 5 – канавка для закрепления тарировочного устройства

Рисунок 4 – Схема динамометрического ключа контроля натяжения ленты

Контроль натяжения необходимо производить в два этапа:

а) контроль вращающего момента при опускании барабана до необходимой величины натяжения проводить на неработающей разгруженной нории в процессе наладки (первый этап значительно облегчает проведение второго);

б) контроль натяжения на работающей нории путем измерения частоты вращения натяжного барабана с помощью переносных электронных тахометров (типа EVM-723 или EVM-722), при отсутствии пробуксовки на приводном барабане, частота вращения натяжного барабана должна быть номинальной или близкой к ней стабильной величины.

Выводы. Разработанные методика определения натяжения ленты и двухэтапный способ его контроля позволяют надежно обеспечить тяговую способность приводных барабанов норий в оптимальном режиме без пробуксовки. Предложенный способ контроля натяжения ленты проще, менее трудоемкий и более функциональный, чем применяемый некоторыми нашими и зарубежными фирмами контроль путем измерения поперечного прогиба ленты. Для этого на холостой ветви снимаются несколько ковшей, устанавливается винтовое приспособление для создания тарированного поперечного усилия нажатия. Точность такого контроля существенно зависит от весьма нестабильного параметра ленты, как модуль упругости при изгибе.

Список литературы

1. Решетов Д.Н. Детали машин /Д.Н. Решетов – М.: Машиностроение, 1989. –496 с.
2. Богомолов О.В. Тяговая способность приводных барабанов ленточных норий-элеваторов. /О.В. Богомолов, В.А. Белостоцкий, И.М. Лукьянов/ Вісник СевНТУ, секція механіка, енергетика, екологія. Севастополь: 2013 – Вып. 137. – С.303-307.
3. Воробьев И.И. Ременные передачи / И.И. Воробьев – М.: Машиностроение, 1979. –168 с.
4. Зенков Р.Л. Конвейеры большой мощности / Р.Л. Зенков, М.М. Петров – М.: Машиностроение, 1964. –428 с.

I. Lukianov

Kharkov National Technical University of Agriculture named after P. Vasylenko, city of Kharkov

Determination of the proper tension of belts for noria - elevators and development of the methods of the tension control

The methods used for the determination of the tension value of the belts of noria - elevators with two-step tension control have been described.

The tension value based on the use of the design factors of thrust obtained during the investigation of the elastic belt motion along the wrap arc of the driving pulley taking into consideration the friction was determined using the program system of the finite-element "ANSYS" system. The obtained values of the thrust coefficient were checked and specified during the experiment using the working elevator. The proposed method of tension control consists in the measurement of the rotation moment of the tensioning screw of continuous bucket elevator and high precision adjustment of the rotation frequency of the tension pulley.

The developed techniques used for the determination of the belt tension and two-step method of the tension control allow us to provide a reliable tractive ability for the driving pulleys of noria in the optimal mode without any slipping.

noria, tractive ability, elastic motion, thrust coefficient, tension control, measurement techniques

Получено 20.11.13

УДК 681.513.5

О.П. Лобок, доц., канд. фіз.-мат. наук, Б.М. Гончаренко, проф., д-р техн. наук

Національний університет харчових технологій

Л.Г. Віхрова, проф., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Особенности синтеза робастных регуляторов для випадків повного та неповного вимірювання вектора стану об'єкта

Наведені визначення та відмінні особливості оптимальних робастних систем. Розглянуті види невизначеностей. Визначені норми робастної стійкості: H_∞ і H^2 . Завдання синтезу робастного регулятора при параметричній невизначеності зводиться до розв'язання рівняння Лур'є-Ріккати, що гарантує робастність на певній множині його параметрів. Наводиться фізичний сенс H_∞ норми, як максимального значення амплітудно-частотної характеристики. Розглянутий зміст синтезу робастного керування у формі функції від стану і моменту часу для випадків повного і неповного вимірювання вектора стану об'єктів (серед інших і сільськогосподарського призначення). Для останніх розглянуті властивості спостерігачів.

оптимізаційна задача, робастність, норми робастної стійкості, синтез робастного регулятора, рівняння Лур'є-Ріккати, вектор стану, повне і неповне вимірювання, спостерігач

А.П. Лобок, Б.М. Гончаренко

Національний університет пищевых технологий

Л.Г. Вихрова

Кировоградский национальный технический университет

Особенности синтеза робастных регуляторов для случаев полного и неполного измерения вектора состояния объекта

Приведены определения и отличительные особенности оптимальных робастных систем. Рассмотрены виды неопределенностей. Определены нормы робастной устойчивости: H_∞ и H^2 . Задача синтеза робастного регулятора при параметрической неопределенности сводится к решению уравнения Лурье-Риккати, что гарантирует робастность на определенном множестве его параметров. Приводится физический смысл H_∞ нормы, как максимального значения амплитудно-частотной характеристики. Рассмотрено содержание синтеза робастного управления в форме функции от состояния и момента времени для случаев полного и неполного измерения вектора состояния объектов (среди других и сельскохозяйственного назначения). Для последних рассмотрены свойства наблюдателей.

оптимизационная задача, робастность, нормы робастной стойкости, синтез робастного регулятора, уравнение Лурье-Риккати, вектор состояния, полное и неполное измерение, наблюдатель

Вступ. В галузі керування для лінійного керованого об'єкта годі й уявити чогось кращого за визначенням ніж оптимальне керування. Але нелінійні системи оптимальної стабілізації часом можуть бути не грубими (тобто чутливими до небажаних змін). Це означає, що за певних умов малі відхилення параметрів системи від розрахункових значень можуть призводити до нестійкості системи, коли вона втрачає працездатність.

Це привело до подальшого розвитку теорії оптимального керування з виділенням класу об'єктів, в тому числі і в сільськогосподарській галузі, для яких можуть бути побудовані грубі оптимальні системи, або як їх називають – робастні, на основі, відповідно, робастних регуляторів.

Постановка проблеми та аналіз останніх досягнень. Дослівно термін "робастного керування" означає "грубе (нечутливе до небажаних змін) керування", тобто керування з певним запасом, наприклад, за стійкістю. Теорія робастного керування [1] впритул зацікавила вчених з 90-х років, хоча деякі фундаментальні ідеї робастності (наприклад, виділення областей стійкості в просторі параметрів) походять ще від Вишнеградського. Перші результати в цій області стосувалися аналізу систем з невизначеностями – вдалося побудувати робастні аналоги основних критеріїв стійкості лінійних систем. Серйозні результати були отримані і в робастному синтезі (проекування регуляторів для робастних систем).

Практична цінність застосування робастного керування пов'язана з тим, що синтезована за критеріями стійкості оптимальна система керування може мати меншу чутливість до зміни параметрів або більшу. У першому випадку говорять про грубість системи або про її робастність, у другому – система практично непрацездатна, оскільки щонайменше відхилення параметрів (їхня невизначеність) веде до втрати стійкості. Таким чином, постановка задачі робастного керування пов'язана з вимогою збереження працездатності системи за наявності невизначеностей в її описі.

Розрізняють три види невизначеностей: параметричну, коли неточно відомі параметри об'єкта; структурну, коли точно не відома структура об'єкта; змішану, коли неточно задані і параметри і структура.

Система буде стійкою робастною, якщо за кореневим критерієм стійкості всі корені її характеристичного рівняння лежать в лівій комплексній кореневій півплощині.

У теорії робастного керування використовують поняття H_∞ і H^2 норм стійкості. Для одновимірних систем H_∞ норма – це максимум модуля частотної передавальної функції (амплітудно-фазової характеристики) при зміні частоти від нуля до нескінченності. Наприклад, показник коливальності – це H_∞ норма передавальної функції, яка зв'язує регульовану змінну із задавальною дією.

Використання H_∞ норми дозволило застосувати для побудови оптимального керування, що забезпечує мінімум цієї норми, відомі методи теорії функцій комплексної змінної (теорема Нехарі, інтерполяція Неванліни-Піка). Пізніше був запропонований метод побудови H_∞ – субоптимального керування, так званий

2-Ріккати підхід, який розвиває результати, отримані при розробці оптимальних стохастичних систем, на випадок, коли зовнішні збурення і завади є невідомими затухаючими функціями з невідомими статистичними характеристиками, або H^2 підхід.

$$H^2 \text{ норма матричної передавальної функції } G(p) \text{ є} \\ \|G(p)\|_{\infty} = \text{ess sup } \bar{\sigma}(G(j\omega)), \quad (1)$$

де $\bar{\sigma}(a)$ – максимальне сингулярне власне значення матриці a .

У скалярному випадку H_{∞} норма є максимальним значенням модуля частотної характеристики $|G(j\omega)|$.

Квадратична або H_2 норма матричної передавальної функції $G(p)$ має вигляд

$$\|G(p)\|_{H_2} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \text{tr}[G^{\infty}(j\omega)G(j\omega)]d\omega}. \quad (2)$$

У скалярному випадку ця норма дорівнює інтегралу від квадрата модуля частотної характеристики $|G(j\omega)|^2$.

Нехай тепер невизначеність в описі об'єкта задана у вигляді передавальної функції $\Delta(p)$ з обмеженою нормою, тобто

$$\|\Delta(p)\|_{\infty} \leq c. \quad (3)$$

Це може бути як параметрична невизначеність, так і структурна для об'єкта керування, заданого передавальною функцією $G_0(p)$.

Передбачається, що число правих полюсів Π об'єкта з невизначеністю $\Delta(p)$ не змінюється, тобто

$$\Pi[G(p)] = \Pi[G_{\Delta}(p)]. \quad (4)$$

Тоді регулятор $K = K(p)$ стабілізує об'єкт з невизначеністю, якщо він стабілізує вихідний об'єкт $G_0(p)$ і H_{∞} норма передавальної функції замкнутої системи обмежена[2]

$$\|G_0(p)K(p)(I - G_0(p)K(p))^{-1}\|_{\infty} < c^{-1}. \quad (5)$$

Отриманий результат зводить завдання синтезу робастного регулятора при параметричній невизначеності до розв'язку рівняння Лур'є-Ріккати.

Нехай об'єкт описується матричним рівнянням

$$\dot{X} = A(\theta)X + BU, \quad (6)$$

де A і B – стійкі матриці;

θ – параметрична невизначеність, яка задовольняє нерівність

$$\|A(\theta) - A(\theta_0)\| \leq l_A \|\theta - \theta_0\|, \quad A_0 = A(\theta_0). \quad (7)$$

За цих умов зворотний зв'язок

$$U = -kX,$$

з регулятором виду

$$K = \lim_{z \rightarrow 0} \varepsilon^{-1} B^T P(\varepsilon), \quad P(\varepsilon) \succ 0, \quad (8)$$

що задовольняє рівняння Лур'є-Ріккати

$$A_0^T P + P A_0 - \varepsilon^{-1} P B B^T P + 1 = 0, \quad (9)$$

і гарантує робастність замкнутої системи на множині

$$\|\theta - \theta_0\| = \rho < (2\|Q\|^{-1} l_A \|P_0\|_2)^{-1}, \quad P_0 = \lim_{z \rightarrow 0} P(\varepsilon). \quad (10)$$

З вищевикладеного випливає, що робастний регулятор гарантує стійкість замкненої системи керування, якщо незмінна в часі параметрична або незмінна за часом структурна невизначеність належить деякій множині. Разом з тим, не гарантується стійкість замкненої системи керування навіть при досить малих змінах у часі з іншої множини.

Мета статті. Визначення можливості застосування теорії оптимального робастного керування до синтезу працездатних (робастних) систем в умовах невизначеності.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо [3] оптимальну систему, що описується рівняннями:

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) + \psi(t)f_1(t), \quad y(t) = D(t)x(t) + f_2(t), \quad \theta(t) = N(t)x(t), \quad (11)$$

$$\dot{x}_p(t) = A_p(t)x_p(t) + B_p(t)y_p(t), \quad u(t) = D_p(t)x_p(t) + F_p(t)y(t). \quad (12)$$

Побудуємо матрицю $T_{\theta \bar{f}}(s)$ зв'язку вектора регульованих змінних $\theta(t)$ з вектором збурень $\bar{f}(t) = [f_1^T(t), f_2^T(t)]^T$, які складаються із зовнішніх діянь і завод.

Рівняння об'єкта (11) можна записати так:

$$\theta(s) = P_{11}(s)\bar{f} + P_{12}(s)u, \quad y = P_{21}(s)\bar{f} + P_{22}(s)u, \quad (13)$$

де

$$P_{11}(s) = N(ES - A)^{-1}\bar{\psi}, \quad P_{12}(s) = N(ES - A)^{-1}B, \quad (14)$$

$$P_{21}(s) = [D(ES - A)^{-1}\psi, E_r], \quad P_{22}(s) = D(ES - A)^{-1}B, \quad \bar{\psi} = [\psi, O_{r \times f_2}], \quad (15)$$

$P_{21}(s)$ – об'єднання $D(ES - A)^{-1}\psi$ і одиничної матриці розмірності $r \times r$; $\bar{\psi}$ – об'єднання ψ і нульової матриці розмірністю $n \times f_2$.

Рівняння регулятора (12) запишемо у вигляді:

$$u = K(s)y, \quad (16)$$

де $K(s) = D_p(ES - A_p)^{-1}B_p + F_p$.

Підставимо [4] вираз для вимірюваного вектора (14) в (16) і отримаємо:

$$\begin{aligned} u &= K(s)(P_{21}(s)\bar{f} + P_{22}(s)u) = K(s)P_{21}(s)\bar{f} + K(s)P_{22}(s)u; \\ u - K(s)P_{22}(s)u &= K(s)P_{21}(s)\bar{f} \Rightarrow (E - K(s)P_{22}(s))u = K(s)P_{21}(s)\bar{f} \Rightarrow \\ \Rightarrow u &= \underbrace{[E - K(s)P_{22}(s)]^{-1} K(s)P_{21}(s)\bar{f}}_{\parallel} \\ & \quad \parallel \\ & \quad T_{u\bar{f}}(s) \end{aligned} \quad (17)$$

Позначивши через $T_{u\bar{f}}(s)$ співвідношення

$$T_{u\bar{f}}(s) = [E - K(s)P_{22}(s)]^{-1} K(s)P_{21}(s), \quad (18)$$

перепишемо (17) так

$$u = T_{u\bar{f}}(s)\bar{f}. \quad (19)$$

Остання рівність дає змогу трансформувати вираз для регульованого вектора (13) таким чином:

$$\begin{aligned} \theta(s) &= P_{11}(s)\bar{f} + P_{12}(s)u = P_{11}(s)\bar{f} + P_{12}(s) \underbrace{\left[E - K(s)P_{22}(s) \right]^{-1} K(s)P_{21}(s)\bar{f}}_{\parallel T_{u\bar{f}}(s)} \\ &= \underbrace{\left[P_{11}(s) + P_{12}(s)T_{u\bar{f}}(s) \right]}_{\parallel T_{\theta\bar{f}}(s)} \bar{f}, \end{aligned} \quad (20)$$

або

$$\theta(s) = T_{\theta\bar{f}}(s)\bar{f}, \quad (21)$$

де

$$T_{\theta\bar{f}}(s) = P_{11}(s) + P_{12}(s) \left[E - K(s)P_{22}(s) \right]^{-1} K(s)P_{21}(s). \quad (22)$$

Прийmemo

$$s = j\omega, \quad (23)$$

де $j = \sqrt{-1}$;

ω – частота,

тоді матриця $T_{\theta\bar{f}}(j\omega)$ – частотна передавальна матриця системи (11), (12).

Тепер розглянемо [5] задану матрицю чисел T розмірністю $m \times \mu$. Якщо ця матриця квадратна ($m = \mu$), то її власні значення $\lambda_i[T]$ ($i = \overline{1, m}$) знаходяться як корені поліному $d(s) = \det(Es - T)$. Якщо $m \neq \mu$, то такий поліном побудувати не можна, тому знаходять сингулярні числа $\sigma_i[T]$ ($i = \overline{1, \mu}$), які в загальному випадку комплексної матриці визначаються так:

$$\sigma_i[T] = \sqrt{\lambda_i[T^*T]} \quad (i = \overline{1, \mu}), \quad (24)$$

де T^* – комплексно-спряжена з T і транспонована матриця (якщо $T = T_1 + jT_2$, $T^* = [T_1 + jT_2]^T = T_1^T + jT_2^T$).

Нехай матриця T є функцією $j\omega$:

$$T(j\omega) = T_1(j\omega) + jT_2(\omega), \quad (25)$$

Тоді сингулярні числа залежать від ω :

$$\sigma_i[T(j\omega)] = \sqrt{\lambda_i[T_{\theta\bar{f}}^T(-j\omega) * T_{\theta\bar{f}}(j\omega)]} \quad (i = \overline{1, \mu}). \quad (26)$$

Повертаючись до передавальної матриці системи, запишемо:

$$\sigma_i[T_{\theta\bar{f}}(j\omega)] = \sqrt{\lambda_i[T_{\theta\bar{f}}^T(-j\omega) * T_{\theta\bar{f}}(j\omega)]} \quad (i = \overline{1, \mu}). \quad (27)$$

H_∞ є нормою передавальної функції $T_{\theta\bar{f}}(j\omega)$, яка позначається як $\|T_{\theta\bar{f}}(j\omega)\|_\infty$ або просто $\|T_{\theta\bar{f}}\|_\infty$, так називають число

$$\|T_{\theta\bar{f}}(j\omega)\|_\infty = \max_{1 \leq i \leq m} \sup_{0 \leq \omega \leq \infty} [\sigma_1[T_{\theta\bar{f}}(j\omega)], \dots, \sigma_m[T_{\theta\bar{f}}(j\omega)]] \quad (28)$$

Фізичний зміст цього числа полягає в наступному. Нехай система має скалярну регульовану змінну ($m = 1$). В такому випадку

$$\lambda_1[T_{\theta\bar{f}}(-j\omega) * T_{\theta\bar{f}}(j\omega)] = |T_{\theta\bar{f}}(j\omega)|^2 = a_1^2(\omega),$$

де $a_1(\omega)$ – амплітуда коливань регульованої змінної системи, збудованої гармонічним діянням $\bar{f}_1 = 1 \cdot \sin \omega t$, і H_∞ норма передавальної функції системи $\|T_{\theta\bar{f}}\|_\infty = \sup_{0 \leq \omega \leq \infty} |a_1^2(\omega)|$ є усталеним максимальним значенням амплітуди коливань при різних значеннях частоти ω .

В загальному випадку фізичний зміст H_∞ норми розкривається її наступною властивістю [6]: якщо система (11), (12) під гармонічним діянням

$$\bar{f}(t) = \bar{f}^s \sin \omega^f t,$$

де \bar{f}^s – заданий μ -мірний вектор чисел;

ω^f – частота збурення,

то відношення суми квадратів амплітуд виходу і суми квадратів амплітуд входу задовольняє нерівність

$$\frac{\sum_{i=1}^m a_i^2(\omega^f)}{\sum_{k=1}^{\mu} (\bar{f}_k^s)^2} \leq \|T_{\theta\bar{f}}(j\omega^f)\|_\infty^2 \quad \forall \omega^f : 0 \leq \omega^f < \infty. \quad (29)$$

Таким чином, H_∞ норма показує у скільки разів може змінитися енергія сигналу при проходженні через дану лінійну систему. Крім того H_∞ норма є амплітудно-частотною характеристикою системи.

При розробленні робастного H_∞ регулятора для випадку повного вимірювання вектора стану системи вибір керування у формі функції від стану і моменту часу називають синтезом керування

$$u = \varphi(x, t). \quad (30)$$

Функція $\varphi(x, t)$, в принципі, може бути нелінійною за x , існують різні підходи (наприклад динамічне програмування), що дозволяють вирішувати задачу оптимального синтезу при деяких постановках задачі оптимального керування. Однак після вибору керування у формі (30) рівняння стану стає нелінійним і нестационарним. Тому в даному пункті ми обмежимося випадком статичного лінійного зворотного зв'язку за вектором стану

$$u = Kx, \quad (31)$$

де матриця підсилення $K \in R^{m \times n}$ не залежить від t .

Виявляється, у багатьох завданнях керування такого типу забезпечує найкраще значення критерію оптимальності в класі будь-яких керувань, тобто перехід до нелінійних систем з нестационарним зворотним зв'язком не покращує критерію якості.

При розробленні робастного H_∞ регулятора для випадку неповного виміру вектора стану [7] розглянемо об'єкт керування, збурений рух якого описується рівнянням

$$\dot{x} = A(t)x + B(t)u, x(t_0) = x^{(0)}, \quad (32)$$

і нехай у результаті синтезу отримано оптимальне керування

$$u = C'(t)x. \quad (33)$$

Реалізація такого керування часто ускладнена тим, що не всі змінні стану об'єкта доступні безпосередньому вимірюванню, але можна виміряти лише компоненти деякого r -мірного вектора y , пов'язані з змінними співвідношенням

$$y = D(t)x. \quad (34)$$

У зв'язку з цим виникає завдання відновлення (спостереження, оцінки) вектора $x(t)$ за результатами вимірювання $y(t)$ на інтервалі $[t_0, t]$. Після того, як вектор стану відновлений, можна реалізувати керування, замінюючи в ньому дійсний стан відновленим вектором стану.

У цьому спостерігачі порівнюється виміряне значення вектора y з відновленим значенням $D(t)x$. Ця корекція помилкового відновлення підсилюється матрицею $K(t)$. При $K(t)=0$ спостерігач збігається з найпростішим. Якщо існує матриця $K(t)$ спостерігача, така, що спостерігач асимптотамитично стійкий, то помилка відновлення має властивість $\lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = 0$.

Висновки: Здійснений аналіз норм робастної стійкості оптимальних систем керування. Показано, що завдання синтезу робастного регулятора при параметричній невизначеності зводиться до розв'язання рівняння Лур'є-Рікатті, що гарантує робастність синтезованої системи на певній множині її параметрів. Наведений фізичний зміст H_∞ норми робастної стійкості. Розглянутий зміст синтезу робастного керування для випадків повного і неповного вимірювання вектора стану системи.

Список літератури

1. Красношеченко, В.И. Синтез регуляторов для нелинейных систем управления, проводимых в канонической форме Бруновского [Текст]: / В.И. Красношеченко //Труды –М.: МГТУ, 1998. – Вып 571. – С.3-9.
2. Мышляев, Ю.И. Синтез систем управления с настраиваемой плоскостью скольжения. задача слежения, линейные объекты [Текст] / Ю.И. Мышляев, С.В. Мышляева //Труды –М.: МГТУ им Н.Э. Баумана, 2000. –Вып. 577. – С.129-132.
3. Дружинина, М.В. Методы адаптивного управления нелинейными объектами по выходу (обзор) [Текст] / М.В. Дружинина, В.О. Никифоров, А.Л. Фрадков // Автоматика и телемеханика. – 1996. – Вып.1. – С.8-12.
4. Фомин, В.Н. Адаптивное управление динамическими объектами [Текст] / В.Н. Фомин, А.Л. Фрадков, В.А. Якубович. — М.: Наука, 1981. – 245 с.
5. Позняк А.С. H_∞ -теория управления: феномен, достижения, перспективы, открытые проблемы [Текст] / А. С. Позняк, Г. Г. Серебряков, А. В. Семенов, Е. А. Федосов. - М.: ГосНИИАС, 1990. – С.185-186.
6. Поляк Б. Т. Сверхустойчивые системы управления, Пленарные доклады 12-й Байкальской междунар. Конф [Текст] / Б.Т. Поляк // “Методы оптимизации и их приложения”, И.: КОНФ.– 2001. – С.209-218.
7. Поляк Б. Т.Частотные критерии робастной устойчивости и апериодичности линейных систем [Текст] / Б. Т. Поляк, Я. З. Цыпкин // Автом. Телемех - М.: Наука, 1990. – Вып.9. – С.45-47.

O. Lobok, B. Goncharenko

National University of Food Technologies

L. Vihrova

Kirovograd National Technical University

Features of synthesis of robust controllers for cases of complete and incomplete measurements state vector of the object

Are the definitions and characteristics of the optimal robust systems. The types of uncertainties. Set standards for Robust Stability: H_∞ and H^2 .

The problem of synthesis of robust controller with parametric uncertainty is reduced to the solution of the Riccati-Lurie, which guarantees robustness in a certain set of parameters. Provides the physical meaning of the H_∞ norm as the maximum value of the amplitude-frequency response. Examined the content of the synthesis of robust control in the form of a function of the state and the point in time for the cases of complete and incomplete measurement of the state vector objects (among others, and for agricultural use). For the latter, we study the properties of observers.

optimization problem, robustness, norms of robust stability, the synthesis of robust controller, Lurie-Riccati equation, state vector, complete and incomplete measurement, observer

Одержано 08.10.13

УДК 622.6

В.С. Ловейкін, проф., д-р техн. наук, Ю.В. Човнюк, доц., канд. техн. наук, А.П. Сачик, асп.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Застосування методів математичної фізики у дослідженні динаміки канатів змінної довжини

Рух канату змінної довжини описаний за допомогою інтегро-диференціального рівняння зі змінними у часі параметрами. Інтегрування вказаних рівнянь приведені із застосуванням методів математичної фізики.

методи, математична фізика, динаміка, канат, змінна довжина

В.С. Ловейкин, Ю.В. Човнюк, А.П. Сачик

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

Применение методов математической физики в исследовании динамики канатов переменной длины

Движение каната переменной длины описано с помощью интегро-дифференциального уравнения с изменяющимися во времени параметрами. Интегрирование указанных уравнений проведено с использованием методов математической физики.

методы, математическая физика, динамика, канат, переменная длина

Постановка проблеми. Більшість досліджень динаміки шахтних підйомних канатів, а також канатів вантажопідйомних кранів базується на рівняннях поздовжніх коливань пружного стрижня.

Розмаїття моделей, які використовуються для динамічного розрахунку шахтних підйомних установок (механізмів підйому вантажу кранів), можна умовно розділити на дві групи. До першої відносяться розрахункові моделі, протяжні елементи котрих

мають фіксовану, наперед задану довжину. Вони досить вдало описують більшість розрахункових режимів роботи вказаних канатів у момент пуску і гальмування підйомної установки. Такі механічні системи успішно розв'язуються методом розділення змінних (класичний метод Фур'є, відомий у математичній фізиці). До другої групи відносяться розрахункові моделі, протяжні елементи котрих мають змінну довжину. Перші спроби розгляду, наприклад, шахтних канатів як систем змінної довжини були зроблені ще у кінці 20-х років ХХ ст. О.С. Локшиним [1], хоча прийняті ним розрахункові схеми виявились фізично недостатньо коректними.

Слід зазначити, що пружна нитка (або канат) з вантажем на кінці представляє собою механічну систему з нескінченним числом ступенів вільності руху. Наявність неминучого внутрішнього тертя матеріалу канат, а також тертя вантажу з повітрям призводять до порівняно швидкого зникнення зі спектру коливань системи всіх вищих частот, тобто до так званого звільнення основного тону. Остання обставина робить можливим наближений розгляд канату з вантажем на кінці як механічної системи з одним ступенем вільності руху.

Наприклад, згідно методу Релея, у випадку каната постійної довжини вважають, що всі елементи системи здійснюють гармонічні руху з однією й тією ж фазою. Амплітуди цих рухів приймаються пропорціональними статичним переміщенням елементів системи під дією підвішеного вантажу. Далі складаються вирази кінетичної й потенціальної енергії системи й використовується рівняння Лагранжа другого роду, причому за узагальнену координату приймають переміщення вантажу.

У кінцевому випадку задача зводиться до звичайного диференціального рівняння гармонічних коливань, котре має той самий вид, що і у випадку каната постійної довжини, який немає маси, однак маса вантажу виявляється немов би збільшена на одну третину маси канату (так звана поправка Релея).

Безпосереднє застосування методу Релея до каната змінної довжини зустрічає ускладнення, обумовлені складністю граничних умов, а також тим, що рівняння Лагранжа другого роду застосовують для систем, маси котрих у процесі руху не змінюються.

Зараз розповсюдження набули аналітичні методи, які використовуються при розв'язку задач динаміки канатів змінної довжини, серед котрих слід зазначити перш за все методи розповсюджуваних хвиль й інтегро-диференціальних рівнянь зі змінними у часі ядрами та межами інтегрування. На думку авторів даної роботи, вказані методи вимагають подальшого вдосконалення та уточнення.

Аналіз публікацій по темі дослідження.

На можливість розв'язку задач динаміки каната змінної довжини методом розповсюджуваних хвиль вперше вказав Н.П. Неронов [2]. Однак накреслений ним шлях розв'язку виявився надто важким щодо реалізації. Рівняння поздовжніх рухів каната змінної довжини та інтегро-диференціальні співвідношення для них запропонував О.Ю. Ішлінський [3,4]. Рух нитки (каната) змінної довжини за допомогою інтегро-диференціальних рівнянь зі змінними у часі параметрами описаний у монографіях [5,6]. Для наближеного розв'язку отриманих рівнянь використані асимптотичні методи нелінійної механіки. Складність вказаних аналітичних методів ускладнює їх застосування у інженерній практиці, а степінь розробки цих методів ще недостатня для успішної їх формалізації на ПЕОМ [1].

Одним з перспективних шляхів розв'язку задач динаміки каната змінної довжини є використання інтегро-диференціальних співвідношень [7], які дозволяють інтегрувати рівняння руху об'єкту змінної довжини, й, по суті, звести розв'язок до вирішення задачі Коші для системи звичайних диференціальних рівнянь з аргументом, що відхиляється, й котрий у чисельній формі можна отримати на ПЕОМ [8,9].

Результати цитованих вище робіт будуть використані у даному дослідженні.

Мета роботи полягає у встановленні основних кінематично-силових параметрів механічних систем, до складу яких входять канати змінної довжини, що піднімають вантаж, на основі обґрунтованої нелінійної моделі вказаного каната, котра описується інтегро-диференціальним рівнянням руху і може бути зведена до звичайного диференціального рівняння зі змінними у часі коефіцієнтами.

Виклад основного змісту дослідження

1. Поздовжні коливання каната постійної довжини.

Розглянемо спочатку вимушені коливання важкого каната (у межах моделі стрижня з пружними властивостями). При цьому використовуємо підходи, розвинуті у роботі [10].

Припустимо, що ми маємо справу з доволі важким і у той час легко розтяжним стрижнем (канатом), довжина котрого у не розтягнутому стані l . Підвісимо його за кінець $x=0$, а кінець $x=l$ навантажимо, підвішуючи до нього вантаж вагою $P=mg$ (m – маса, g – прискорення вільного падіння). Площа поперечного перерізу каната – незмінна і має величину S . Під впливом сили тяжіння такий канат почне здійснювати поздовжні коливання. Якщо позначити через $u(x,t)$ переміщення перерізу канату з абсцисою x у момент часу t , тоді диференціальне рівняння вимушених коливань такого канату буде мати вид:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + g, \quad (1)$$

де $a^2 = E/\rho$;

E – модуль пружності матеріалу канату;

ρ – його щільність.

Граничні умови окресленої задачі мають вид:

$$u|_{x=0} = 0, \quad \left. \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right|_{x=l} = -c^2 \cdot \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=l}, \quad c = \sqrt{\frac{gES}{P}}. \quad (2)$$

Функції $f(x)$ й $F(x)$ є неперервними й принаймні один раз диференційованими по x . Кожна з них відповідно, означає початкове переміщення та його швидкість вподовж канату (у момент $t=0$)/

Початкові умови мають вигляд:

$$u|_{t=0} = f(x), \quad \left. \frac{\partial u}{\partial t} \right|_{t=0} = F(x). \quad (3)$$

Слід зазначити, що у роботі [10] при визначенні C допущена неточність. У даному дослідженні вказана неточність (відсутність параметру каната S у визначенні C) відсутня.

Розв'язок задачі (1)-(3) має наступний вигляд:

$$u(x, t) = \frac{g \cdot x \cdot (2l - x)}{2a^2} - \frac{16gl^2}{\pi^3 \cdot a^2} \cdot \sum_{k=0}^{\infty} \left\{ \frac{\cos\left[\frac{(2k+1)\pi at}{2l}\right] \cdot \sin\left[\frac{(2k+1)\pi x}{2l}\right]}{(2k+1)^3} \right\} + \sum_{k=1}^{\infty} \left[a_k \cdot \cos\left(\frac{\mu_k at}{l}\right) + b_k \cdot \sin\left(\frac{\mu_k at}{l}\right) \right] \cdot \sin\left(\frac{\mu_k x}{l}\right) \quad (4)$$

де $\mu_k, k=1,2,3, \dots$ є коренями трансцендентного рівняння:

$$\mu \cdot \sin(\mu) - \frac{lc^2}{a^2} \cdot \cos(\mu) = 0, \quad \frac{lc^2}{a^2} > 0, \quad (5)$$

а коефіцієнти $(a_k, b_k), k=1,2,3, \dots$ визначаються зі співвідношення:

$$\begin{cases} a_k = \frac{4}{(2\mu_k + \sin 2\mu_k)} \cdot \int_0^l f'(x) \cdot \cos\left(\frac{\mu_k \cdot x}{l}\right) dx, \\ b_k = \frac{4l}{a \cdot \mu_k \cdot (2\mu_k + \sin 2\mu_k)} \cdot \int_0^l F'(x) \cdot \cos\left(\frac{\mu_k \cdot x}{l}\right) dx. \end{cases} \quad (6)$$

Зазвичай початкові умови нульові:

$$u|_{t=0} = f(x), \quad \frac{\partial u}{\partial t}|_{t=0} = 0, \quad (7)$$

тоді останній член у (4) дорівнює нулю, бо $a_k = b_k = 0$.

Формула (4) набуває виду:

$$u(x, t) = \frac{g \cdot x \cdot (2l - x)}{2a^2} - \frac{16gl^2}{\pi^3 \cdot a^2} \cdot \sum_{k=0}^{\infty} \left\{ \frac{\cos\left[\frac{(2k+1)\pi at}{2l}\right] \cdot \sin\left[\frac{(2k+1)\pi x}{2l}\right]}{(2k+1)^3} \right\}. \quad (8)$$

За допомогою (8) розрахуємо, у яких межах змінюється у цьому випадку довжина усього канату. Насправді, покладаючи у формулі (8) $x=l$, отримаємо відносно переміщення кінцевого перерізу канату:

$$u(x, t)|_{x=l} = \frac{gl^2}{2a^2} - \frac{16gl^2}{\pi^3 \cdot a^2} \cdot \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k+1)^3} \cdot \cos\left[\frac{(2k+1)\pi at}{2l}\right]. \quad (9)$$

Права частина цієї рівності (9) досягає свого найбільшого значення при $t = \frac{2l}{a}$, звідки:

$$u_{\max} = \frac{gl^2}{2a^2} + \frac{16gl^2}{\pi^3 \cdot a^2} \cdot \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k+1)^3}. \quad (10)$$

Оскільки відомо, що

$$u \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k+1)^3} = \frac{\pi^3}{32}. \quad (11)$$

Знаходимо найбільше переміщення кінцевого перерізу каната:

$$u_{\max} = \frac{gl^2}{a^2}, \quad (12)$$

Звідси випливає, що при розглядуваних поздовжніх коливаннях каната його довжина змінюється у межах від l до $l + \frac{gl^2}{a^2}$, тобто зростає у $1 + \frac{gl^2}{a^2}$ разів, порівнюючи з вихідною величиною l . Нижче, у табл. 1 подане значення $1 + \frac{gl^2}{a^2}$ для різних довжин канату при $a^2 = \frac{E}{\rho} = \frac{2 \cdot 10^{11} \pi a}{(8 \cdot 10^3 \frac{кг}{м^3})} = \frac{10^8 \cdot м^2}{4 \cdot c^2} = 2,5 \cdot 10^7 \frac{м^2}{c^2} = 25 \cdot 10^6 \frac{м^2}{c^2}$.

Таблиця 1 – Значення $1 + \frac{gl^2}{a^2}$ для різних $l, м$ канату

$l, м$	$1 + \frac{gl^2}{a^2}$	$l, м$	$1 + \frac{gl^2}{a^2}$	$l, м$	$1 + \frac{gl^2}{a^2}$	$l, м$	$1 + \frac{gl^2}{a^2}$
50	$1+19,6 \cdot 10^{-6}$	400	$1+156,8 \cdot 10^{-6}$	800	$1+313,6 \cdot 10^{-6}$	3000	$1+117,6 \cdot 10^{-5}$
100	$1+39,2 \cdot 10^{-6}$	500	$1+196 \cdot 10^{-6}$	900	$1+352,8 \cdot 10^{-6}$	4000	$1+156,8 \cdot 10^{-5}$
200	$1+78,4 \cdot 10^{-6}$	600	$1+235,2 \cdot 10^{-6}$	1000	$1+392 \cdot 10^{-6}$	5000	$1+196 \cdot 10^{-5}$
300	$1+117,6 \cdot 10^{-6}$	700	$1+274,4 \cdot 10^{-6}$	2000	$1+784 \cdot 10^{-6}$	6000	$1+235,2 \cdot 10^{-5}$

Таким чином при зміні l від (50...60000) м зміна довжини за рахунок коливань канату, викликаних гравітаційною складовою (сила ваги вантажу та самого канату), відбувається на $(2 \cdot 10^{-3} \dots 2 \cdot 10^{-1})\%$ - ефект незначний!

2. Поздовжні коливання каната змінної довжини

Пружний канат з вантажем на кінці представляє собою механічну систему з нескінченим числом ступенів вільності руху. Наявність неминучого внутрішнього тертя в канаті, а також тертя вантажу з повітрям призводять до порівняно швидкого зникнення зі спектру коливань системи всіх вищих частот, тобто до так званого вивільнення основного тону. Остання обставина робить можливим наближений розгляд каната із вантажем на кінці, як механічної системи з одним ступенем вільності руху.

Наприклад, згідно методу Релея, у випадку каната постійної довжини вважають, що всі елементи системи здійснюють гармонічні рухи з однією й тією ж фазою.

Амплітуди цих рухів приймаються пропорційними статичним переміщенням елементів системи під дією підвищеного вантажу. Далі складають вирази кінетичної та потенціальної енергії системи і використовуються рівняння Лагранжа другого роду, причому за узагальнену координату приймається переміщення вантажу.

У кінцевому підсумку справа зводиться до звичайного диференціального рівняння гармонічних коливань, котре має той самий вид, що і у випадку каната постійної довжини, який немає маси; однак маса вантажу виявляється немовби збільшеною на одну третину маси каната (так звана поправка Релея).

Безпосереднє застосування методу Релея до каната змінної довжини зустрічає труднощі, обумовлені складністю граничних умов, а також тим, що рівняння Лагранжа другого роду справедливі для систем, маса котрих у процесі руху не змінюється.

Використовуючи підхід [3,4] будемо розшукувати наближений розв'язок задачі у вигляді:

$$u(x, t) = x \cdot \varphi(t), \quad (13)$$

де $u(x, t)$ – пружне переміщення точок каната постійної довжини від положення рівноваги, яке задовольняє рівнянню:

$$\rho \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = E \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (14)$$

й граничним умовам:

$$u(0, t) = 0, \quad m \cdot \frac{\partial^2 u(l, t)}{\partial t^2} = -E \cdot S \cdot \frac{\partial u(l, t)}{\partial x}, \quad (15)$$

де ρ – маса одиниці довжини каната;

E – його модуль пружності;

m – маса підвищеного вантажу;

S – площа поперечного перерізу;

l – довжина канату.

Для каната постійної довжини маємо наступне диференціальне рівняння (яке враховує масу самого каната):

$$\left(m + \frac{1}{3} \cdot \rho \cdot S \cdot l \right) \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{ES}{l} \cdot \varphi = 0, \quad l \cdot \varphi(t) = u(l, t), \quad (16)$$

яке не відрізняється від рівняння, складеного за методом Релея.

Власна частота коливань такого каната визначається зі співвідношення:

$$\omega = \left\{ \frac{ES}{l \cdot \left(m + \frac{1}{3} \cdot \rho \cdot S \cdot l \right)} \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (17)$$

У [3,4] складене наближене рівняння руху вантажу на канаті змінної довжини (рис. 1).

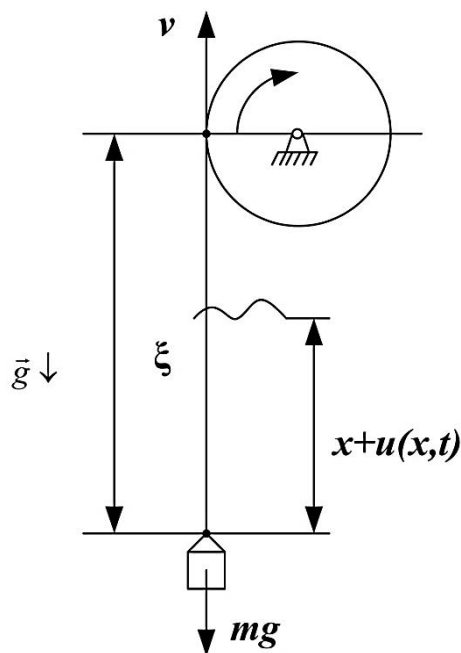


Рисунок 1 – Розрахункова схема для аналізу динаміки вантажу на канаті змінної довжини

На рис. 1 $u(x,t)$ – переміщення будь-якого перерізу каната відносно вантажу у порівнянні з положенням цього перерізу при ненатягнутому канаті. Нехай тепер x означає відстань довільного перерізу від вантажу (також при ненатягнутому канаті) і розглядається як лагранжева координата.

Позначимо через ξ фактичну відстань вантажу від точки сходження каната з барабана (шківа). Зрозуміло, що:

$$\xi = \tilde{l} + u(l,t), \quad (18)$$

де $\tilde{l} = \tilde{l}(t)$, є природньою довжиною каната, тобто довжиною каната між барабаном та вантажем у ненатягнутому стані.

Похідні $\frac{d\xi}{dt}$ й $\frac{d^2\xi}{dt^2}$ представляють собою швидкість та прискорення точки закріплення каната до вантажу. Їх додатній напрямок – униз, в бік вантажу. Неважко впевнитись у тому, що:

$$v(x,t) = \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} - \frac{d\xi}{dt}; \quad w(x,t) = \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - \frac{d^2\xi}{dt^2}, \quad (19)$$

де $v(x,t)$ й $w(x,t)$, по суті, є «абсолютними» швидкостями та прискореннями елементів каната, відповідно. У (19) $\frac{\partial u(x,t)}{\partial t}$ й $\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}$ - відносні швидкість та прискорення елементів каната у системі координат з рухомим початком у точці закріплення вантажу, а $\frac{d\xi}{dt}$ й $\frac{d^2\xi}{dt^2}$ - їх переносні швидкість та прискорення.

Диференціальне рівняння руху каната має вид [3,4]:

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{d^2 \xi}{dt^2} \right) = E \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \rho \cdot g, \quad (20)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Тут і у подальшому скрізь врахована сила тяжіння елементів каната й вантажу, оскільки $u(x,t)$ є тепер переміщенням елементів каната, що відраховується від їх положення при природньому (нерозтягнутому) стані каната, а не від положення рівноваги, як це було вище у випадку каната постійної довжини.

Граничні умови на нижньому кінці каната змінної довжини зводяться до наступних вимог:

$$u(0,t) = 0; \quad m \cdot \frac{d^2 \xi}{dt^2} = -E \cdot S \cdot \frac{\partial u(0,t)}{\partial x} + mg. \quad (21)$$

Стосовно граничної умови на верхньому кінці каната, тобто при $x = \tilde{l}(t)$, то воно повинно виражати рівність між швидкістю елемента каната, що приходить у дотик з барабаном (або, навпаки, покидає барабан), й лінійною швидкістю обода барабана $v=v(t)$, тобто:

$$\frac{\partial u(\tilde{l},t)}{\partial t} - \frac{d\xi}{dt} = v(t). \quad (22)$$

При цьому вважаємо, що ковзання каната вповодж барабана відсутнє. Слід зазначити, що диференціюючи співвідношення (18) по часу t і враховуючи ту обставину, що $\tilde{l} = \tilde{l}(t)$, матимемо:

$$\frac{d\tilde{l}}{dt} = \frac{d\xi}{dt} - \frac{\partial u(\tilde{l},t)}{\partial x} \cdot \frac{d\tilde{l}}{dt} - \frac{\partial u(\tilde{l},t)}{\partial t}. \quad (23)$$

Виразимо $\frac{d\xi}{dt}$ з (23) й підставляємо у (22), тоді отримаємо:

$$\left[1 + \frac{\partial u(\tilde{l},t)}{\partial x} \right] \cdot \frac{d\tilde{l}}{dt} = -v(t). \quad (24)$$

Якщо канат змотується з барабана, тоді $\tilde{l}(t)$ - задана функція часу t . У цьому випадку з (24) знаходимо відносно видовження верхнього елемента каната:

$$\varepsilon(\tilde{l}, t) = \frac{\partial u(\tilde{l}, t)}{\partial x} = - \frac{\left[v(t) + \frac{d\tilde{l}}{dt} \right]}{d\tilde{l}/dt}. \quad (25)$$

При намотуванні каната на барабан природно вважати функцію $\tilde{l}(t)$ невідомою. Співвідношення (24) зв'язує у цьому випадку похідну цієї функції з відносним видовженням елемента каната, який знаходиться у дотику з обводом барабана. Оскільки зазвичай $\varepsilon(\tilde{l}, t) \ll 1$, тоді з великою точністю справедливою є рівність:

$$\frac{d\tilde{l}}{dt} = -v(t). \quad (26)$$

Використовуючи підходи [3,4], можна отримати основне інтегро-диференціальне співвідношення:

$$\begin{aligned} & \left(m + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot \tilde{l} \right) \cdot \tilde{l} \cdot \frac{\partial^2 u(\tilde{l}, t)}{\partial t^2} + \left(m + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot \tilde{l} \right) \cdot \tilde{l} \cdot \frac{d\tilde{l}}{dt} \cdot \frac{\partial^2 u(\tilde{l}, t)}{\partial x \partial t} - \\ & - \rho \cdot S \cdot \int_0^{\tilde{l}} (\tilde{l} - x) \cdot \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} dx + ES \cdot u(\tilde{l}, t) = \left(m + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot \tilde{l} \right) \cdot \tilde{l} \cdot \frac{dv}{dt} + \\ & + \left(m + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot \tilde{l} \right) \cdot \tilde{l} \cdot g \end{aligned} \quad (27)$$

у якому лінійна швидкість обода барабана $v=v(t)$ й функція $\tilde{l} = \tilde{l}(t)$ зв'язані рівністю (26), або, у більш точній постановці, рівністю (24).

Співвідношення (27) може бути використане для складання наближених рівнянь коливань вантажу на канаті змінної довжини. Вважаючи, що виконується рівність (13), можна для $\varphi(t)$ отримати лінійне диференціальне рівняння [3,4]:

$$\begin{aligned} & \left(m + \frac{1}{3} \cdot \rho \cdot S \cdot \tilde{l} \right) \cdot \tilde{l} \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \left(m + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot \tilde{l} \right) \cdot \frac{d\tilde{l}}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + ES \cdot \varphi = \left(m + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot \tilde{l} \right) \cdot \frac{dv}{dt} + \\ & + \left(m + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot \tilde{l} \right) \cdot g. \end{aligned} \quad (28)$$

Рівняння (16) можна розглядати як частинний випадок (28) при $\tilde{l} = const$, або, що те ж саме, у зв'язку з рівностями (26) або (24), при $v=0$. Права частина рівняння (28) враховує при цьому середнє видовження каната під дією власної ваги.

У іншому частинному випадку, якщо знехтувати власною масою каната, тобто покласти у рівняння (28) $\rho=0$, прийдемо до рівняння, дослідженого М.П.Нероновим [2,6].

Висновки:

1. Динаміку канатів змінної довжини вивчено за допомогою методів математичної фізики: метод Фур'є, метод М.С. Кошлякова. Отримані основні рівняння, які описують рух подібних канатів.

2. Використання методу О.Ю. Ішлинського дозволяє встановити основні кінематично-силові характеристики руху канатів як змінної, так і постійної довжини. При цьому слід спеціальним чином проінтегрувати граничні умови задачі.

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку дискретно-континуальних механічних систем, до складу яких входять канати змінної довжини, як на стадії їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. Червоненко А.Г. Динамика протяжных горных транспортных машин. /А.Г. Червоненко, А.Г. Раздольский, Ю.В. Заболотный. – К.: Наукова думка, 1983. – 192 с.
2. Неронов Н.П. определение напряжений в подъёмных канатах./ Н.П. Неронов. – В кн.: Тр. совещ. По шахтным подъемным канатам. – М.: Л.: Изд-во АН СССР, 1944. – С. 53-63.
3. Ишлинский А.Ю. Об одном интегро-дифференциальном соотношении в теории упругой нити (каната) переменной длины./ А.Ю. Ишлинский// Украинский математический журнал. – 1953. – Т.5. - №4. – С. 370-374.
4. Ишлинский А.Ю. Об уравнении продольных движений каната (упругой нити) переменной длины / А.Ю. Ишлинский// Доклады АН СССР. – 1954. – Т.95. - №5. – С. 939-941.
5. Горошко О.А. Введение в механику деформированных одномерных тел переменной длины / О.А. Горошко, Г.Н. Савин. – К.: Наукова думка, 1971. – 224 с.
6. Савин Г.Н. Динамика нити переменной длины (применительно к шахтным подъемам). /Г.Н. Савин, О.Г. Горошко. – К.: Изд-во АН УССР, 1962. – 33 с.
7. Тихонов А.Н. Уравнения математической физики./ А.Н. Тихонов, А.А. Самарский. – М.: Наука, 1972. – 735 с.
8. Гаркави Н.Я. Численное решение задачи о движении груза в подъемной установке / Н.Я. Гаркави, А.Г. Раздольский// Динамика и прочность тяжелых машин. – 1979. – Вып.4. – С.46-54.
9. Раздольский А.Г. О движении нити переменной длины, несущей сосредоточенную массу / А.Г. Раздольский// Динамика и прочность машин. – 1976. – Вып. 24. С с. 46-51.
10. Кошляков Н.С. Уравнения в частных производных математической физики / Н.С. Кошляков, Э.Б. Глинер, М.М. Смирнов. – М.: Высшая школа, 1970. – 712 с.

V. Lovejkin, Y. Chovnjuk, A.Sachyk

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine

The application of mathematical physics methods for dynamic analysis of ropewith a variable length

The purpose of this article is to establish the main kinematic and force parameters of mechanical systems which have the ropes with variable length and to validate the nonlinear model for such as well. Motion of rope with variable length is described with the help of integro-differential equation. Parameters of this equation are changing in time. Integration of the stated equations is conducted to due mathematical physics' methods.

The ropes with a variable length' dynamics is researched/ one may use methods of Koshlyakov, Fourie and Ishlinskii in order to receive the equation of rope's motion.

methods, mathematical physics, dynamics, rope, variable length

Одержано 08.11.13

УДК 631.3:636

С.М. Луц¹, асп., В.І. Харитонов¹, мол. наук. співроб.

Відділ біоекотехнічних систем в тваринництві ННЦ «ІМЕСГ», м. Запоріжжя
(Україна)

Визначення параметрів кидання за умови зміни точки сходу матеріалу

Розглянуто методичний підхід розрахунку траєкторії польоту часток підстилкового матеріалу, який подається роторним розкидачем, при розподілі його по довжині стійла. Визначено залежність дальності її польоту від кута нахилу лопатей і перетину призми волочиння стружки
роторний розкидач, підстилковий матеріал, стружка, призма волочиння

С.М. Луц, В.І. Харитонов

Отдел биоэкологических систем в животноводстве ННЦ «ИМЕСХ», г. Запорожье

Определение параметров бросания при смене точки схода материала

Рассмотрено методический подход расчета траектории полета частиц подстилочного материала, который подается роторным разбрасывателем, при распределении его по длине стойла. Определено зависимость дальности ее полета от угла наклона лопастей и сечения призмы волочения стружки
роторный разбрасыватель, подстилочный материал, стружка, призма волочения

Постановка проблеми. При визначенні параметрів пневмотранспортування матеріалу розкидачами сільськогосподарських машинах майже не розглядається зміна траєкторій польоту часток маси, розташованої на їх лопатях. Це допустимо, наприклад, при подачі маси у напрямний кожух, який безпосередньо примикає до ротора. Проте, у ряді випадків при виконанні технологічного процесу вимагається подавати масу киданням, розпріділяючи, або навпаки концентруючи к деяких межах горизонтального чи вертикального простору [1]. Це вимагає врахування зміни траєкторії часток при сході маси, розташованої на лопаті, а також її кількості.

Мета досліджень. Визначення закономірностей руху вільного польоту часток маси, яка формується на лопаті у призму волочиння, і у результаті обертання ротора сходить з лопаті при змінюванні величини та напрямку швидкості та висоти сходу.

Результати дослідження. Сход часток стружки, яка, представляє собою призму волочиння з лопаті починається під час його виходу з маси і закінчується при повороті ротора на певний кут. Тобто початок сходу частки, яка розмішена в крайній точці стружки, характеризується напрямом швидкості, яка через відсутність відносної швидкості перпендикулярна уявному радіусу ротора, тобто має горизонтальний напрям. У цьому разі її величина рівна переносній швидкості, тобто лінійній швидкості кінця пальців ротора і становить $V_0 = \omega R$. Подальший схід часток стружки супроводжується збільшенням як висоти сходу, так і абсолютної швидкості у результаті появи відносної швидкості та зменшенням кута між вектором абсолютної швидкості і уявним радіусом ротора, тобто частка сходить під деяким кутом до горизонту.

© С.М. Луц, В.І. Харитонов, 2013

¹ Науковий керівник – д.т.н., член-кореспондент НААН, професор Шевченко І.А.

Таким чином розглядаючи загальну закономірність зміни траєкторії вільного польоту частки виходимо з того, що вона сходить з пальця ротора на певній висоті h над поверхнею з початковою швидкістю V_{o1} , направленою під кутом $\varphi_c=0^\circ$ до горизонту (рис. 1).

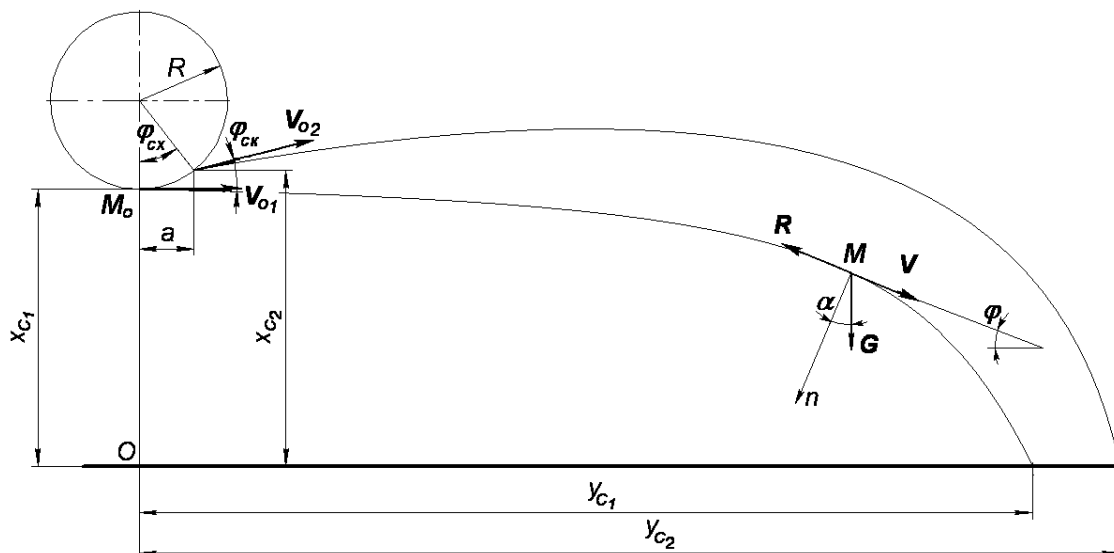


Рисунок 1 – Траєкторії вільного польоту часток після сходу з ротора

У прямокутній системі координат з центром, розташованим на осі обертання ротора, при горизонтальній осі абсцис, направлений вліво і спрямованій вгору осі ординаті (рис. 1) визначимо координати початку сходу стружки з лопаті (точка C_1), які становлять

$$x_{C1}=0 \text{ і } y_{C1}=h \quad (1)$$

та кінця її сходу — (точка C_2) відповідно

$$x_{C2}=R \cdot \sin \varphi_{cx} \text{ і } y_{C2}=h + R(1 - \cos \varphi_{cx}). \quad (2)$$

Будь яка частка, яка сходить з лопаті у вільному польоті повинна потрапити у найвіддаленішу точку поверхні стійла, тобто пролетіти по горизонталі відстань, яка у першому випадку дорівнює L_c , у другому — $L_c - R \sin \varphi_{cx}$, де L_c — відстань по горизонталі від осі барабана до найвіддаленішу точку поверхні стійла.

У прийнятій системі декартових координат зображених на рис. 1 початкові умови руху частки (при $t=0$) будуть $x=0$, $y=0$, $x'=V_o \cos \varphi_c$, $y'=V_o \sin \varphi_c$.

При знаходженні необхідної кутової швидкості обертання ротора нами прийнято квадратичну залежність сили опору повітря (формулу Ньютона) [2], яка справедлива для швидкості руху тіла зі швидкістю від 0.1 до 250 м/с [3].

Для визначення характеру руху частки у вільному польоті, використовуючи відомий метод [4], зобразимо її у проміжному положенні M. До частки масою m прикладені дві сили: G — сила ваги частки, спрямована вертикально вниз, яка дорівнює $G = mg$, і R — сила опору руху, спрямована по дотичній до траєкторії в даній точці в бік, протилежний руху, яка розраховується за виразом $R = k m v^2$, де m — маса частки, V — її швидкість, k_n — постійний коефіцієнт (коефіцієнт парусності).

Початкова швидкість частки є результатом поштовху, що мав місце протягом досить малого проміжку часу, рівного тисячним часткам секунди. За початок відліку часу приймається момент кінця поштовху, коли частка набуває швидкості V_0 (починає сходити з пальця).

Складемо диференційні рівняння руху частки в проекціях на осі x і y :

$$m\ddot{y} = -G \quad \text{або} \quad \ddot{y} = -g; \quad (3)$$

$$R = -mk_n V^2. \quad (4)$$

Проектуючи на осі x і y отримаємо:

$$\ddot{x} = -k_n V \dot{x} \cdot \cos \varphi_c \quad \text{і} \quad \ddot{y} = -g - k_n V \dot{y} \cdot \sin \varphi_c. \quad (5)$$

Для інтегрування першого з диференційних рівнянь (5) замінимо \ddot{x} на $\frac{d\dot{x}}{dt}$, а V на $\frac{d\sigma}{dt}$, де σ — дугова координата, вимірювана по траєкторії від початкової точки M_0 . Після відділення змінних отримаємо:

$$\frac{d\dot{x}}{\dot{x}} = -k_n \cos \varphi_c \cdot d\sigma, \quad (6)$$

звідки після інтегрування отримаємо

$$\ln(\dot{x}) = -k_n \sigma \cdot \cos \varphi_c + C. \quad (7)$$

При визначенні постійної інтегрування виходимо з того, що у початковому положенні частки, тобто при $\sigma = 0$, проекція швидкості становить $\dot{x} = V_0 \cos \varphi_c$, звідки маємо $C = \ln(V_0 \cos \varphi_c)$. Підставивши отримане значення C в рівняння (7), знаходимо

$$\dot{x} = V_0 e^{-k_n \sigma \cdot \cos \varphi_c} \cdot \cos \varphi_c. \quad (8)$$

Для спрощення рішення задачі замість диференційного рівняння (5) скористаємося диференціальним рівнянням руху частки в проекції на головну нормаль n до її траєкторії в точці M . При цьому проекція сили опору R на головну нормаль дорівнює нулю

$$m \frac{V^2}{\rho} = G \cos \alpha, \quad (9)$$

де ρ — радіус кривизни кривої.

Так як $\alpha = 2\pi - \varphi$, де φ — кут між віссю x і дотичною, то $\cos \alpha = \cos \varphi$, тобто

$$\frac{V^2}{\rho} = g \cos \varphi. \quad (10)$$

Як відомо з курсу диференційної геометрії, кривизна кривої k в даній точці становить

$$k = \frac{1}{\rho} = -\frac{d\varphi}{d\sigma}, \quad (11)$$

знак мінус узятий тому, що зі зростанням σ кут φ убуває. Так як $\operatorname{tg} \varphi = y'_x$, то $\varphi = \operatorname{arctg} y'_x$.

Таким чином отримуємо

$$\frac{d\varphi}{d\sigma} = \frac{d}{d\sigma}(\operatorname{arctg} y'_x) = \frac{1}{1 + y_x'^2} \cdot y_x'' \cdot \frac{dx}{d\sigma}. \quad (12)$$

Враховуючи, що, $d\sigma = \sqrt{1 + y_x'^2} dx$ знаходимо $\frac{d\varphi}{d\sigma} = \frac{y_x''}{(1 + y_x'^2)^{3/2}}$ вираз, який представляє кривизну кривої.

Підставивши отримане значення $\frac{d\varphi}{d\sigma}$ в формулу (11), маємо

$$\frac{1}{\rho} = -\frac{y_x''}{(1 + y_x'^2)^{3/2}} = -\frac{y_x''}{(1 + \operatorname{tg}^2 \varphi)^{3/2}}, \quad \text{тобто} \quad \frac{1}{\rho} = -y_x'' \cos^3 \varphi. \quad (13)$$

Скориставшись формулою (13), перепишемо рівняння (10) у вигляді:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} V^2 \cos^2 \varphi = -g. \quad (14)$$

Враховуючи, що $V \cdot \cos \varphi = x'$, а також формулу (8), отримаємо

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{g}{V_o^2 \cos^2 \varphi_c} e^{2k_n \sigma \cdot \cos \varphi_c}. \quad (15)$$

Приймаючи ділянку траєкторії $M_0 M_1$, безпосередньо прилеглою до початкового положення точки M_0 , настільного і близькою до горизонтальної, то, вважаючи σ величиною першого порядку малості, ми можемо з точністю до складових першого порядку малості включно замінити в рівнянні (15) σ на x (різниця $x - \sigma$ є величиною другого порядку малості). Тепер диференційне рівняння (15) набуде вигляду

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{g}{V_o^2 \cos^2 \varphi_c} e^{2k_n x \cdot \cos \varphi_c}. \quad (16)$$

Після інтегрування цього наближеного диференційного рівняння маємо

$$\frac{dy}{dx} = -\frac{g}{2k_n V_o^2 \cos^2 \varphi_c} e^{2k_n x \cdot \cos \varphi_c} + C_1. \quad (17)$$

При $x=0$ маємо $\frac{dy}{dx} = tg \varphi_c$ (дотична до траєкторії в точці M_0 розташована під кутом φ_c до горизонту). Підставивши ці початкові умови в рівняння (17), знаходимо, що $C_1 = \frac{g}{2k_n V_o^2 \cos^2 \varphi_c} + tg \varphi_c$. Отже, рівняння (17) набуває вигляду

$$\frac{dy}{dx} = \frac{g}{2k_n V_o^2 \cos^2 \varphi_c} - \frac{g}{2k_n V_o^2 \cos^2 \varphi_c} e^{2k_n x \cdot \cos \varphi_c} + x \cdot tg \varphi_c. \quad (18)$$

Інтегруванням диференційного рівняння (18), отримуємо:

$$y = \frac{g}{2k_n V_o^2 \cos^2 \varphi_c} x - \frac{g}{4k_n^2 V_o^2 \cos^2 \varphi_c} e^{2k_n x \cdot \cos \varphi_c} + C_2. \quad (19)$$

Так як при $x=0$ $y=h$, то $C_2 = h + \frac{g}{4k_n^2 V_o^2}$ і рівняння (19) набуває вигляду

$$y = h + \left(\frac{g}{2k_n V_o^2 \cos^2 \varphi_c} + tg \varphi_c \right) x + \frac{g}{4k_n^2 V_o^2 \cos^2 \varphi_c} (1 - e^{2k_n x \cdot \cos \varphi_c}). \quad (20)$$

Це – шукане наближене рівняння ділянки траєкторії M_0M_1 .

Висота підйому точки є точкою екстремуму функції (20) і визначається із залежності

$$\frac{g}{2k_n V_o^2} (1 - e^{2k_n x \cdot \sin \varphi_c}) + ctg \varphi_c = 0. \quad (21)$$

Підстановка значень виразів (1) у (20) дає змогу знайти початкову абсолютну швидкість (яка у даному випадку рівна переносній) необхідну для подачі частки відокремленої маси у задану точку і, відповідно, кутову швидкість обертання ротора.

Сход часток маси з лопаті закінчується при поверненні ротора на кут φ_{cx} . У цьому разі кут між горизонтом і вектором абсолютної швидкості, величина якої визначається з використанням виразів (2) і (20), становить $\pi/2 + \varphi_{cx} - \gamma$, де γ — кут між лопаттю і вектором швидкості сходу частки.

У якості прикладу розглянемо роботу розкидача продуктивністю 2 т/год., який встановлено на кормороздавачі, поперечний транспортер якого шириною 400 мм встановлений на висоті 780 мм над поверхнею стійла що подає поперечним транспортером шириною 400 мм шар соломи щільністю у 25 кг/м³ зі швидкістю 1 м/с. Лопатевий роторний барабан розкидач фізичним діаметром 500 мм має вздовж осі чотири ряди лопатей і обертаючись з частотою 375 об/хв. киданням подає солону до стійла глибиною 2.5 м. Середня швидкість витання часток соломи взята 3 м/с, коефіцієнт її тертя по матеріалу пальця прийнято рівним 0.4.

Приймаючи установку лопатей зі змогою відхилення як назад, так і вперед на 16° з використанням програму Mathcad [5] за наведеними вище виразами було

визначено межі вільного польоту часок соломи для різних кутів установки лопатей і перетинів стружки, розташованої на них (табл. 1).

Таблиця 1 – Довжина польоту часток соломи, м

Кут нахилу лопаті, град	Розташування перетину у частках довжини лопаті				
	p = 0	p = 0.25	p = 0.5	p = 0.75	p = 1.0
-30	2.889	2.845	2.759	2.635	2.473
-15	2.828	2.799	2.744	2.579	2.379
0	2.752	2.746	2.661	2.515	2.256
15	2.657	2.682	2.600	2.434	2.091
30	2.533	2.589	2.537	2.333	1.851

Знак мінус використовується для лопатей відхилених назад, знак плюс — вперед.

За даними, табл. 1 наведено рис. 2, у якому представлено відсоткову зміну довжини польоту часток для різних перетинів довжини стружки та зміні кута установки лопаті.

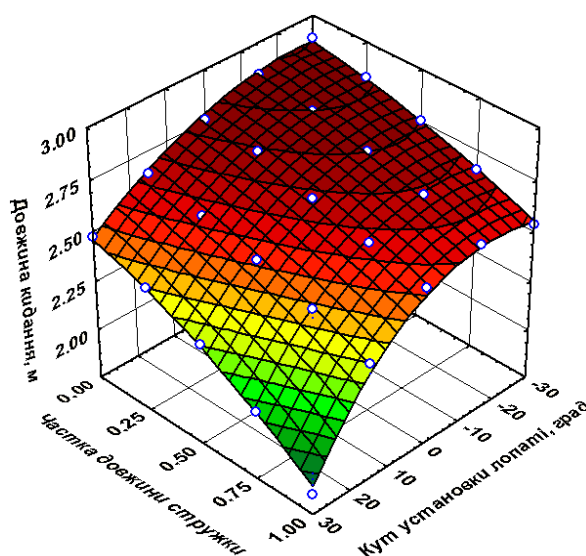


Рисунок 2 – Траєкторії вільного польоту часток після сходу з ротора

Висновки. В результаті теоретичних досліджень встановлено залежність дальності кидання стружки соломи від частки її довжини та кута установки лопаті роторного розкидача. Аналіз отриманої залежності показує що при діапазоні кута нахилу установки лопаті роторного розкидача від -30 до -10 град. спостерігається найбільша дальність кидання стружки соломи при будь-якій частки її довжини. Більш точне значення кута установки лопаті буде отримано в ході подальших експериментальних дослідженнях.

Список літератури

1. Харитонов В. І. “Змішувач-аератор гное-компостних сумішей” / В. І. Харитонов // Аграрна наука та практика на сучасному етапі розвитку народногосподарського комплексу: досвід, проблеми та шляхи їх вирішення. Міжнародна науково-практична конференція, – Львів : «Львівська аграрна фундація», 2012. – С. 25-27.

2. Ковалев Н. Г. Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства). / Ковалев Н. Г., Хайлис Г. А., Ковалев М. М. – М.: ИК "Родник" // журнал "Аграрная наука", 1998.—208 с., ил. 113. – (Учебники и учеб. пособия для высш. учеб. заведений).
3. Никитин Е. М. Краткий курс теоретической механики / Е. М. Никитин – Главн. ред. физ.-мат. лит. изд-ва "Наука", 1971 – 400 с.
4. Теоретическая механика в примерах и задачах, т. II (динамика), Бать М. И., Джанелидзе Г. Ю., Кельзон А. С. М., Наука – 1972. – 624 с. с илл.
5. Алексеев Е. Р. Matcad 12 / Е.Р. Алексеев, О.В. Чеснокова. - М.: НТ Пресс, 2005. - 347, 7 с.: ил.

S. Luts, V. Kharitonov

National Scientific Center "Institute of Agricultural Engineering and Electrification" of National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Department Biocotechnical systems in animal husbandry, Zaporozhye

Defining the parameters of throwing when changing the vanishing point of the material

The calculation of the methodical approach flight path of the particles of bedding material that is fed rotary spreader, with its distribution along the length of the stall. Determined the dependence of its flight range of the angle of inclination of the blades and section Drawing prism chips.

rotary spreader, bedding material, shavings, drawing prism

Одержано 16.09.13

УДК 631. 363

Д.О. Мілько, доц., канд. техн. наук

Таврійський державний агротехнологічний університет, м. Мелітополь

Визначення основних параметрів шнекового відокремлення рослинної сировини при боковій подачі

В статті наведено теоретичні аспекти щодо визначення основних параметрів, що характеризують процес шнекового відокремлення рослинної сировини при боковій подачі.

фрезерний робочий орган, фрезерування, різання, рослинна сировина, шнековий робочий орган

Д.А. Мілько

Таврийский государственный агротехнологический университет, г. Мелитополь

Определение основных параметров шнекового отделения растительного сырья при боковой подаче

В статье рассмотрены теоретические аспекты определения основных параметров характеризующих процесс шнекового отделения растительного сырья при боковой подаче.

фрезерный рабочий орган, фрезерование, резание, растительное сырье, шнековый рабочий орган

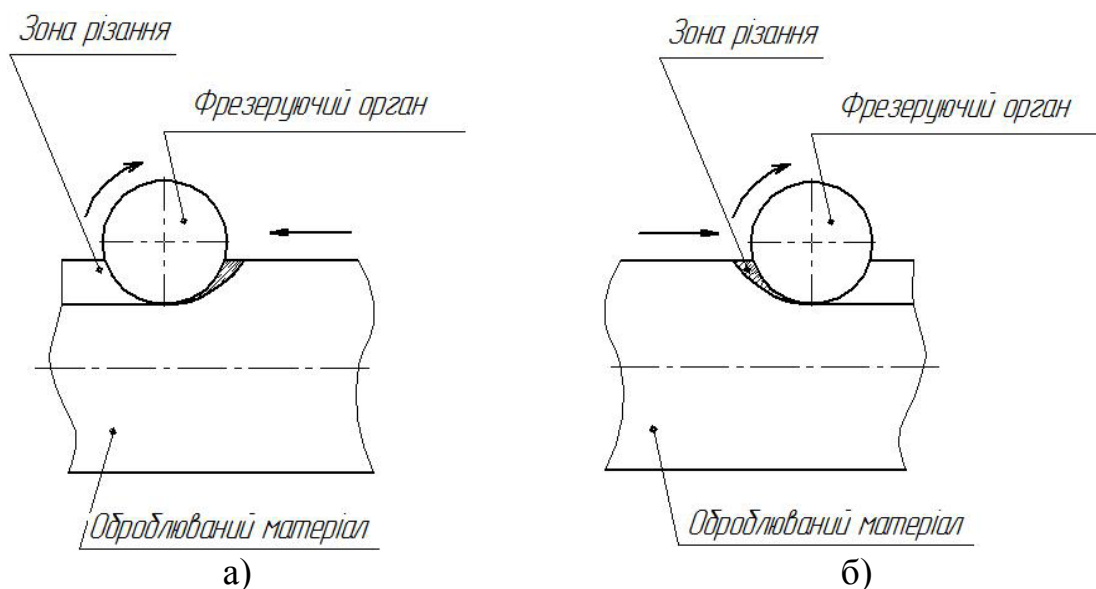
Актуальність. На сучасному етапі взаємодія шнекових пристроїв із матеріалами, що транспортуються вивчена в достатній мірі. Однак застосування шнеків не обмежується лише транспортуванням. Шнеки застосовують у багатьох процесах,

наприклад змішування, дозування та ін.. При застосуванні шнекових пристроїв для процесів відокремлення рослинної сировини - теоретичних відомостей не достатньо. Тому проблема визначення основних параметрів цього процесу є дуже актуальною.

Постановка проблеми. При розгляданні взаємодії шнекових пристроїв із рослинною сировиною спочатку слід прийняти деякі припущення. При уявленні поперечного перетину взаємодії шнеку із рослинною сировиною при боковій подачі можливо помітити деякі збіжності у взаємодії фрезерних робочих органів із оброблюваним матеріалом. Тому певні характеристики процесу будуть подібні, але деякі, наприклад, транспортування відокремленої маси, слід розглядати окремо.

Основна частина. Процес відокремлення зайвого матеріалу з переміщенням заготовки відносно інструменту, що обертається, в класичному уявленні має назву фрезерування. При чому розрізняють два типи фрезерування, а саме попутний (рис. 1 а) та зустрічний (рис. 1 б).

В нашому випадку при боковій подачі рослинної сировини можна проводити аналогії із першим типом фрезерування, а саме із попутним. Тому розглянемо основні параметри фрезерування для нашого випадку.



а) попутне фрезерування; б) зустрічне фрезерування

Рисунок 1 – Існуючі типи фрезерування

Швидкість будь-якої точки лопаті фрезерного робочого органу являє собою суму колової V_k швидкості та швидкості подачі V_n (рис. 2 а). Проекції швидкостей точки на осі координат можна виразити параметричними рівняннями [1, 2, 3]

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= V_k \cos \alpha + V_n; \\ \frac{dy}{dt} &= V_k \sin \alpha, \end{aligned} \right\} , \quad (1)$$

де α – кут обертання точки лопаті фрезерного робочого органу (рис. 2б),

$$\alpha = \omega t , \quad (2)$$

де ω – кутова швидкість лопаті фрезерного робочого органу, рад./с;

t – час обертання точки, с.

V_k - колова швидкість на кінцях ріжучих елементів, м/с

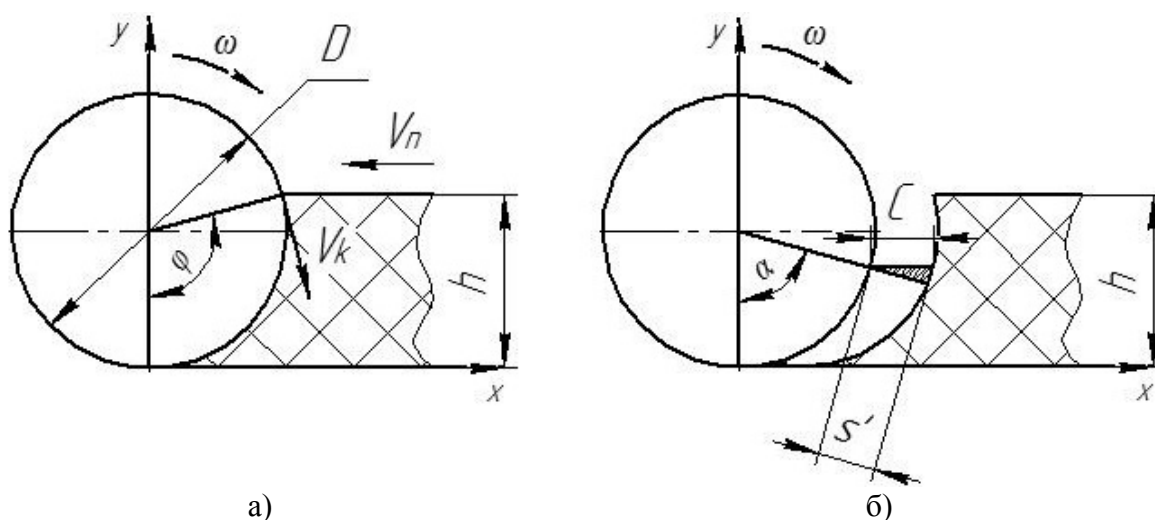
$$V_k = \frac{\omega D}{2}, \quad \text{м/с} \quad (3)$$

де ω – швидкість обертання робочого органу, рад/с;

D – діаметр шнеку, м.

Після підстановки значень α та ω до виразу (1) отримаємо

$$\left. \begin{aligned} dx &= \left(\frac{\omega D}{2} \cos \omega t + V_n \right) dt; \\ dy &= \frac{\omega D}{2} \sin \omega t dt. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$



- а) визначення кута входу робочого органу до рослинної сировини;
б) визначення перетину та товщини стружки

Рисунок 2 – Схема до визначення перетину стружки

Проінтегрувавши вираз (4) знайдемо рівняння траєкторії руху точки лопаті фрезерного робочого органу

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{\omega D}{2} \int \cos \omega t dt + V_n \int dt = \frac{D}{2} \sin \omega t + V_n t + C; \\ y &= \frac{\omega D}{2} \int \sin \omega t dt = -\frac{D}{2} \cos \omega t + C_1. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

В іншому вигляді можна переписати як

$$\left. \begin{aligned} x &= R \sin \omega t + V_n t + C; \\ y &= -R \cos \omega t + C_1. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Постійні інтегрування C та C_1 можна визначити, підставивши до цих рівнянь значення початкових умов, а саме $t = 0$, $x = 0$, $y = 0$. При цих умовах $C = 0$ та $C_1 = R$. Тоді рівняння (6) приймуть вигляд [3, 4, 5]

$$\left. \begin{aligned} x &= R \sin \omega t + V_n t; \\ y &= R(1 - \cos \omega t). \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Для визначення продуктивності роботи фрезерного робочого органу також важливо значення перетину стружки, що зрізується одним робочим елементом, тобто лопаттю у відповідний момент часу [3]

$$F = bs' \quad , \quad (8)$$

де b – ширина захвату однієї лопаті, м;

s' – товщина стружки у положенні лопаті, що досліджується, м.

Для визначення товщини стружки s' можна використати схему зображену на рисунку 2 б, а саме

$$s' = C \cdot \sin\alpha \quad , \quad (9)$$

де C – подача на одну лопать, м.

В разі представлення витка шнека у вигляді окремих елементарних фрагментів - лопатей розміщених під деяким кутом (кут нахилу гвинтової лінії) та розміщених вздовж гвинтової лінії - ми зможемо визначити подачу рослинної сировини на один елементарний фрагмент (лопать)

$$C = \frac{\pi D}{\lambda z} \quad \text{м} \quad (10)$$

де z – кількість ріжучих елементів у площині різання, шт.

λ - показника кінематичного режиму роботи фрезерного робочого органу.

Визначивши колову швидкість на кінцях ріжучих елементів стає можливим визначення показника кінематичного режиму роботи

$$\lambda = \frac{V_k}{V_n} \quad , \quad (11)$$

де V_n – швидкість подачі рослинної сировини, м/с.

Підставивши усі значення отримаємо повний вираз для розрахунку перетину стружки

$$F = b \frac{\pi D V_n}{V_k z} \sin\alpha \quad . \quad (12)$$

Приймаючи до уваги той факт, що у роботі одночасно приймають участь декілька лопатей, що знаходяться під різними кутами, необхідно визначити сумарний перетин стружки, що знімається робочим органом

$$F_{\text{сум}} = bi \frac{\pi D V_n}{V_k z} \sum_1^i \sin\alpha_i \quad , \quad (13)$$

де i – кількість одночасно працюючих лопатей.

В середньому за один цикл кількість одночасно працюючих лопатей можна розрахувати за виразом

$$i = \frac{\varphi n}{360} \quad , \quad (14)$$

де φ – кут контакту робочого органу з рослинною сировиною;

n – кількість заходів шнекової навівки (для нашого випадку).

Визначити кут контакту робочого органу з рослинною сировиною φ при подачі з боку можна за допомогою виразу

$$\varphi = \arccos\left(1 - \frac{2h}{D}\right), \text{ рад.} \quad (15)$$

де h – висота шару маси, що подається до ущільнювача (глибина фрезерування), м.

Висновки. Таким чином, нами обґрунтований математичний апарат визначення основних параметрів, що описують процес відокремлення рослинної сировини ротаційними робочими органами, в тому числі і шнековими. Визначивши наведені у статті параметри можна переходити до визначення техніко–економічних показників, таких як продуктивність, зусилля та потужність відокремлення рослинної сировини при боковій подачі.

Список літератури

1. Самсонов Л.Н. Послойно-поверхностное фрезерование торфяной залежи и пути его интенсификации [Электронный ресурс] / Л.Н. Самсонов: Дис. д-ра технических наук: 05.15.05. – М.: РГБ, 2007. – (Из фондов Российской государственной библиотеки).
2. Панов И.М. Механико–технологические основы расчета и проектирования почвообрабатывающих машин с ротационными рабочими органами. / И.М. Панов [Электронный ресурс] : Дис. ...д-ра технических наук: 05.20.01. – М.: РГБ, 2007. - (Из фондов Российской государственной библиотеки).
3. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин : Учебник для вузов сельскохозяйственного машиностроения. / Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов, Е.Г. Султан – Шах; под ред. Е.С. Босого – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 568 с., ил.
4. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов. / Н.Е. Резник. – М.: Машиностроение, 1975. – 311 с., ил.
5. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. / Ф.М. Канарев – М.: Машиностроение, 1983. – 142 с., ил.

D. Milko

Tauride Agrotechnological State University

The defining basic screw cut plant material parameters for side filing

Currently screw devices are becoming increasing application. Screws used for transportation, dosing, etc. However, theoretical researches in the processes of cutting plant monoliths screws are not enough.

Theoretical aspects of the definition of main parameters describing cut of preserved forage by screw with side filing are considered in the article.

In details, precise, indicators that affect performance the screw device were defined. This is chip thickness, kinematic mode indicator, etc. With these indicators we can proceed to the economic evaluation of this process.

milling working organ, milling, cutting, digester, screw working organ

Одержано 25.10.13

УДК 621.391

Р.М. Минайленко, канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Отримання динамічних характеристик сигналу навантаження норії при різних розміщеннях компонентів системи контролю навантаження

В статті розглядається питання отримання динамічних характеристик сигналу навантаження норії при різних розміщеннях компонентів системи контролю навантаження. Показано, що в умовах підприємств зернопереробної промисловості має місце територіальна віддаленість та розосередженість електричних споживачів, а також пультів управління від виконавчих механізмів. На основі проведених досліджень представлено варіанти можливого розміщення компонентів системи контролю навантаження та висвітлено проблему обробки корисного сигналу навантаження норії.

сигнал, датчик, навантаження, перешкода, норія

Р.М. Минайленко

Кіровоградский национальный технический университет

Получение динамических характеристик сигнала нагрузки нории при различных размещеннях компонентов системы контроля

В статье рассматривается вопрос получения динамических характеристик сигнала нагрузки нории при различных размещеннях компонентов системы контроля нагрузки. Показано, что в условиях предприятий зерноперерабатывающей промышленности имеет место территориальное отдаление и рассредоточение электрических потребителей, а также пультов управления от исполнительных механизмов. На основе проведенных исследований представлены варианты возможного размещения компонентов системы контроля нагрузки нории и освещена проблема обработки полезного сигнала нагрузки нории.

сигнал, датчик, нагрузка, помеха, нория

Найважливішим обладнанням підприємств збереження і переробки зерна є вертикальний стрічковий ковшовий транспортер (норія). Входячи до складу технологічних ліній переміщення зерна, норія визначає час виконання операції переміщення, істотно впливаючи на її питомі енерговитрати і продуктивність.

Основною характеристикою норії є коефіцієнт використання норії, що визначається із співвідношення її робочого навантаження і паспортної продуктивності.

За своєю структурою система керування навантаженням норії складається з чотирьох компонентів (рис. 1):

Сигнал навантаження норії генерується первинними перетворювачами (датчиками струму) і надходить на пристрій обробки сигналу, де проводиться його обробка з виділенням інформації про динамічні характеристики навантаження. На основі отриманої інформації подаються команди на виконавчий комутаційний пристрій. Інформація відображається пультом управління, який здійснює керування навантаженням норії.

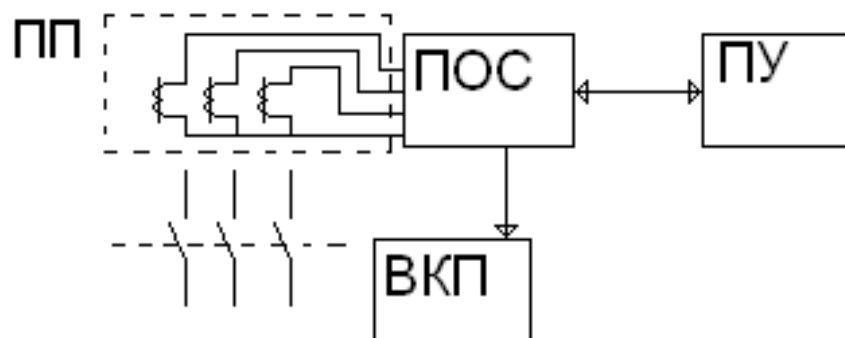


Рисунок 1 – Структурна схема системи керування навантаженням норії:

ПП – первинні перетворювачі сигналу (датчики струму);

ПУ – пульт управління;

ВКП – виконавчий комутаційний пристрій;

ПОС – пристрій обробки сигналу.

Оскільки в умовах підприємств зернопереробної промисловості має місце територіальна віддаленість та розосередженість електричних споживачів, а також пультів управління від виконавчих механізмів, то можливі такі варіанти розміщення компонентів системи керування навантаженням [1]:

а) первинні перетворювачі розміщуються в шафах розподільних пунктів (РП) безпосередньо поблизу комутаційної апаратури;

б) пристрій обробки сигналу може бути розміщений як в РП, так і в пультовій кімнаті;

в) пульт управління має знаходитися в пультовій кімнаті.

Тобто, в залежності від місця розміщення пристрою обробки сигналу існує два варіанти структурної побудови системи контролю навантаження норії – з розміщенням пристрою обробки сигналу (ПОС) в пультовій або в РП.

Кожен з варіантів має як свої переваги, так і недоліки. Перевагою розміщення ПОС в РП є відсутність необхідності прокладання великої кількості сигнальних кабелів від РП до пультової кімнати. Проте, в умовах вибухонебезпечної запиленості та з огляду на несприятливі кліматичні умови недоліком такого варіанту є необхідність розробки ПОС у відповідному кліматичному виконанні (окрім того, буде потрібний спеціальний дозвіл проектною організацією).

Розташування ПОС в умовах пультової кімнати позбавить систему від вищезазначених недоліків, проте потребуватиме вирішення проблем з обробкою сигналів, які через значну відстань передачі будуть зашумлені різноманітними видами промислових перешкод, що виникають при одночасній роботі різноманітного електрообладнання.

Отже завдання визначення динамічних параметрів сигналу зводиться до необхідності їх отримання в централізованій системі. При цьому для отримання сигналу про роботу електродвигунів норій використовуються різноманітні датчики струму (трансформатори струму, датчики Холла, магніто-резистори, шунти). На підприємствах хлібопереробної галузі найбільш широко використовуються трансформатори струму, як найбільш надійні, безпечні та такі, що не потребують зовнішнього джерела живлення. Оскільки РП стандартно комплектуються саме такими датчиками, то для використання первинних перетворювачів інших типів потрібно було

б додатково узгоджувати умови їх розміщення та отримувати дозвіл проектною організацією. Тому найбільш прийнятним є використання саме трансформаторів струму. Трансформатори струму при прийнятій централізованій схемі побудови системи будуть розташовані на значній відстані від пристрою обробки сигналу. Трансформатори струму працюють в режимі короткого замикання і інформативний сигнал його – струм від 0 до 5 ампер.

Оскільки опір з'єднувальних провідників становить 1 Ом, а опір шунта, потрібний для нормальної роботи – < 1 Ома, то використання трансформатора струму в режимі короткого замикання неможливе, оскільки це призведе до його роботи в нестандартному режимі. Тому для використання трансформатора струму в режимі короткого замикання, вихід вторинної обмотки (в РП) потрібно замкнути шунтом, еквівалентним шунту амперметра. Тоді корисний сигнал являтиме собою напругу, пропорційну струму у вторинній обмотці, що матиме амплітуду меншу 1В. Оскільки використання електронних пристроїв для підсилення сигналу в жорстких кліматичних умовах РП є неприйнятним, то виникає проблема обробки і передачі корисного сигналу на відстань у декілька десятків метрів (від РП до пристрою обробки сигналу, що розміщується в пультовій кімнаті).

Велика відстань передачі корисного сигналу призводить до того, що на вхід пристрою обробки сигналу надходить корисний сигнал $X(t)$ сумісно із наведеною в лінії перешкодою $n(t)$:

$$Z(t) = X(t) + n(t). \quad (1)$$

Стосовно корисного сигналу відомо, що він є гармонійним та змінюється синусоїдально при нормальних режимах роботи:

$$X(t) = A_m \sin(\omega t), \quad (2)$$

де A_m – амплітуда сигналу;

ω – кругова частота.

Завада, що діє на вході ПОС, характеризується білим шумом рівня N [2–4]:

$$M[N(t)N(t + \tau)] = N\delta(\tau) \quad (3)$$

Оскільки форма корисного сигналу є відомою, то завдання оптимальної фільтрації зводиться до наступної постановки задачі – якщо корисний сигнал є комбінацією деяких функцій, то при заданих законах розподілу ймовірностей параметрів сигналу та перешкоди необхідно й достатньо визначити статистичні параметри тих функцій, які однозначно характеризуватимуть сам сигнал та його динамічні властивості

Список літератури

1. Птушкин А.Т. Автоматизация производственных процессов в отрасли хранения и переработки зерна: /А.Т. Птушкин, О.А. Новицкий [2-е изд., допол. и перераб.]. М.: Агроатомиздат, 1985. – 318 с.
2. Обнаружение изменения свойств сигналов и динамических систем: [Пер. с англ.] / [Под ред. М.Бассвиль, А. Банвениста]. – М.: Мир, 1989. – 278 с.
3. Солодов А.В. Методы теории систем в задаче непрерывной фильтрации. / А.В. Солодов –М.: Энергоатомиздат, 1976. – 264 с.
4. Брайсон А. Прикладная теория оптимального управления. / А. Брайсон, Хо Ю-ши. – М.: Мир, 1972.

R. Minailenko

Kirovograd National Technical University

Receipt dynamic descriptions signal loading of noria at the different placing components the checking system

In the article the question receipt of dynamic descriptions signal loading noria is examined at the different placing components the checking loading system. It is rotined that a territorial removal and dispersal electric users takes a place in the conditions enterprises grainprocess industry, and also control stands from executive mechanisms. On the basis the conducted researches the variants of the possible placing components the checking loading noria system are presented and the problems of the useful signal loading noria processing are lighted up.

signal, sensor, loading, interference, noria

Одержано 30.10.13

УДК631.312.

П.Н. Мнушко, асп., Н.А. Мнушко, канд. техн. наук

Луганский национальный аграрный университет

Устройство для определения дальности полета пласта почвы после схода его с лемеха наклонного рыхлителя

Статья посвящена разработке устройства для определение дальности полета пласта после схода его с лемеха наклонного рыхлителя. Найденная длина даст возможность выдвинуть долото вперед от лемеха на такое расстояние, которое будет способствовать уменьшению тягового сопротивления.

Устройство состоит из тензометрической тележки, сделанной на базе рамы культиватора-плоскореза КПП-2,2, наклонного рабочего органа и сенсорного датчика, закрепленного на стойке наклонного рыхлителя.

Полевые эксперименты, проведенные с использованием данного усторойства дадут возможность замерять дальность полета пласта, тяговое сопротивление при разной скорости движения и глубине обработки.

наклонный рабочий орган, долото, сенсорный датчик, дальность полета пласта

П.М. Мнушко, М.О. Мнушко

Луганський національний аграрний університет.

Пристрій для визначення дальності польоту брили ґрунту після сходу її з лемеша нахиленого розпушувача

Стаття присвячена розробці пристрою для визначення дальності польоту брили ґрунту після сходу її з лемеша нахиленого розпушувача. Знайдена довжина дасть можливість висунути долото вперед відносно лемеша на таку відстань, яка сприятиме зменшенню тягового опору.

Пристрій складається з тензометричного візка, зробленого на базі рами культиватора-плоскорізу КПП-2,2, нахиленого робочого органу та сенсорного датчика, закріпленого на його стійці.

Польові експерименти, проведені з використанням цього пристрою дадуть можливість виміряти довжину польоту брили ґрунту, тяговий опір нахиленого знаряддя при різній швидкості руху та глибині обробтку.

нахилений робочий орган, долото, сенсорний датчик, дальність польоту брили ґрунту

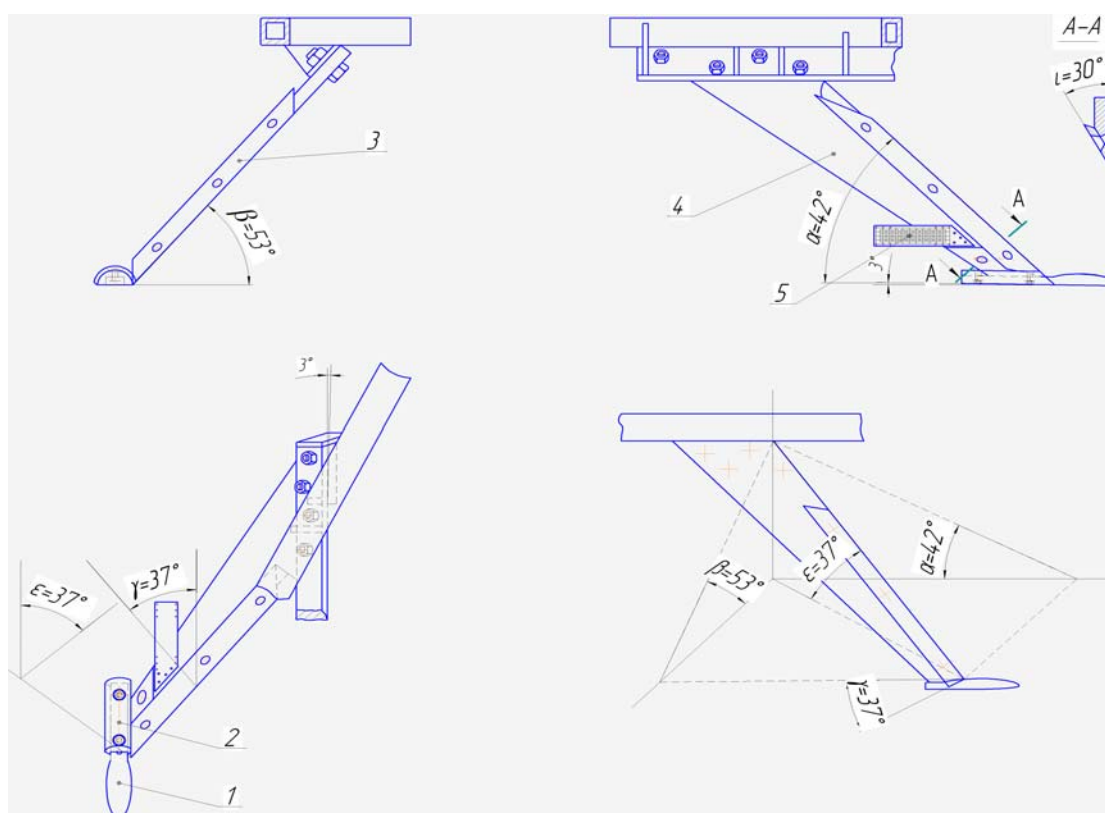
Постановка проблеми. Уменьшение тягового сопротивления почвообрабатывающих орудий является актуальным, потому что приводит к экономии энергетических затрат, сокращению срока выполнения пахотных работ. Разработка новых почвообрабатывающих орудий с новыми конструктивными параметрами, которые обеспечивают малое тяговое сопротивление, отвечают повышенным агротехническим требованиям – задача сегодняшнего дня.

Анализ последних исследований. Широкое применение находят рыхлители с рабочими органами наклонного типа, которые имеют малое тяговое сопротивление, хорошо рыхлят пласт, но не переворачивают его, сохраняют растительные остатки на поверхности поля, улучшают плодородие почвы.

Основными элементами наиболее интенсивно работающими и определяющими характер технологического процесса, является наклонная стойка с лемехом и чизельное долото, последнее подвержено наибольшему износу. На носок долота приходится основная доля энергии деформации пласта. Именно здесь возникает большая сила деформации сжатия. Общее количество энергии, расходуемое на деформацию почвы, отражается удельным сопротивлением почвы. Последнее зависит от размеров сжимаемой стружки (пласта), от геометрии рабочего органа и скорости обработки.

Цель статьи. Описать устройство для нахождения величины дальности полета пласта после схода его с наклонного лемеха. Эта задача является определяющей в зависимости долото-лемех. Ее решение даст возможность определить конструктивные параметры башмака, долота, лемеха их положение относительно друг друга.

Основной материал. В Луганском НАУ разработано новое орудие для основной обработки почвы – чизельный наклонный глубокорыхлитель (рис.1).



1-долото; 2-башмак; 3-лемех; 4-стойка; 5-сенсорный датчик

Рисунок 1 – Чизельный наклонный рабочий орган с датчиком

Он имеет ряд преимуществ в сравнении с существующими пахотными машинами. На дне борозды не оставляет плужной подошвы, благодаря поднятию и сдвигу пласта качество крошения почвы близкое к плужному, на поверхности почвы остаются пожнивные остатки, препятствующие водной и ветровой эрозии. Тяговое сопротивление наклонного органа в сравнении с существующими рыхлителями меньше, так как толщина лемеха 3 с стойкой 4 равна 50мм, а углы наклона, заложенные в конструкцию, обеспечивают оптимальный угол резания, поднятия и сдвига пласта: $\alpha = 42^\circ$; $\beta = 53^\circ$; $\gamma = 37^\circ$; $\varepsilon = 37^\circ$, угол заточки лемеха $i = 30^\circ$.

Для определения дальности полета пласта нами разработан прибор, который состоит из наклонной стойки и сенсорного датчика. Он дает возможность точно определить местоположение частицы почвы в процессе работы наклонного рыхлителя, соответствует требованиям высокой эксплуатационной готовности в сочетании с минимальными затратами на текущее содержание, имеет высокую надежность, способен работать в условиях значительных нагрузок, отличается малыми размерами, т.е. не нарушает баланс рабочего органа. В процессе замера сенсорный датчик взаимодействует с ПК напрямую в онлайн режиме.

Основой устройства для ввода информации с рабочего органа в компьютер является датчик воспринимающий давление на контакты и замыкающий тем или иным образом определенную электрическую цепь (рис.2). Он состоит из двух мембран: верхней - активной, нижней - пассивной, разделенных третьей мембраной-прокладкой. Кроме контактов, на корпусе расположены электронные схемы дешифрации и микроконтроллер. Обмен информацией между датчиком и системной платой ПК осуществляется по специальному последовательному интерфейсу 11-битовыми блоками. Основным принцип работы его работы заключается в сканировании переключателей контактов.

Эксперименты в поле проводятся с использованием агрегата состоящего из тензометрической станции сделанной на базе трактора Т-150К и тележки изготовленной на основе рамы культиватора-плоскореза КПП-2,2.

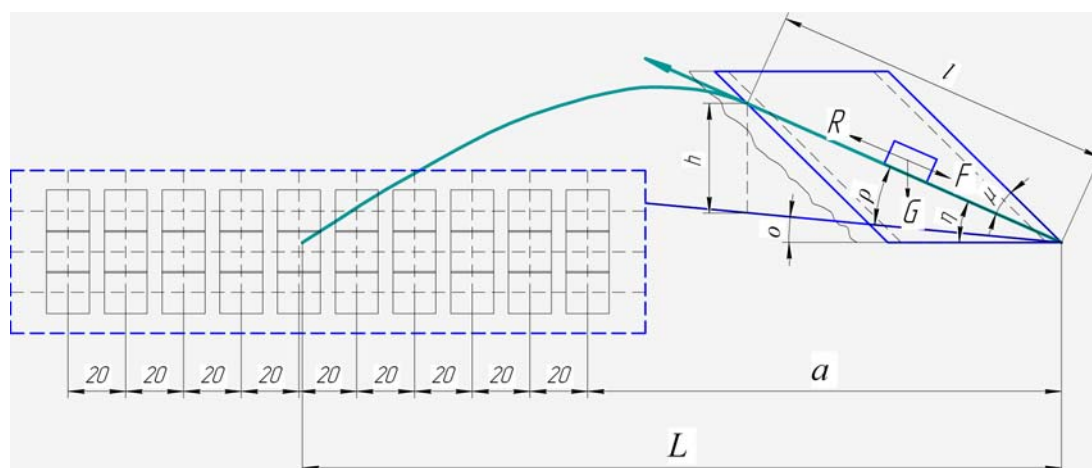
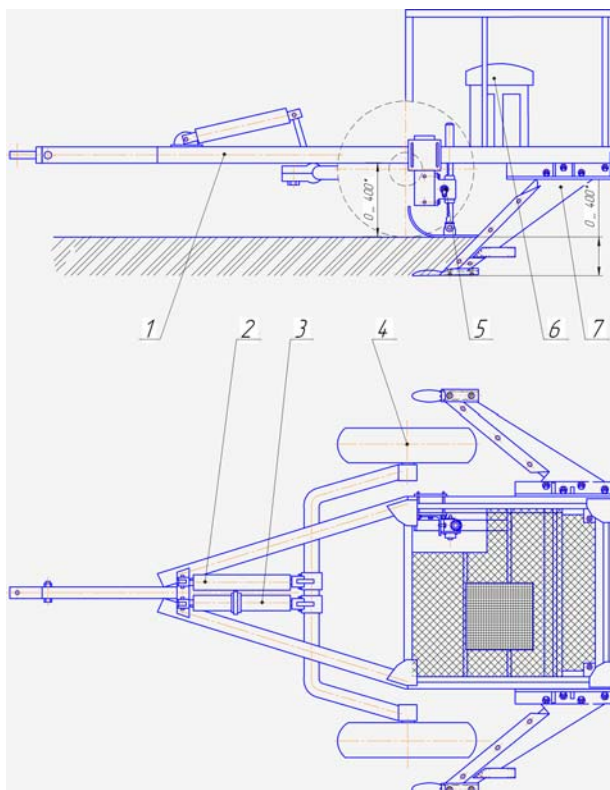


Рисунок 2 – Принцип замера дальности полета пласта

На задней полураме трактора крепится тарировочный стенд, датчик скорости, внизу шарнирно подвижной навески установлен датчик тягового сопротивления. От него сигнал передается на ПК, установленный в кабине.

Экспериментальная тележка (рис.3) состоит из рамы 1, на которой крепится гидроцилиндр 2 для перевода ее в транспортное положение, регулировочного винта 3 для установки заданной глубины обработки и опорных колес 4. В средней части конструкции располагается датчик глубины 5, место оператора 6, а по бокам крепятся рабочие органы 7. На одном из них установлен сенсорный датчик.

Для недопущення разворачивания тележки во время работы устанавливаются сразу 2 рабочих органа, а результат замера тягового сопротивления делится пополам.



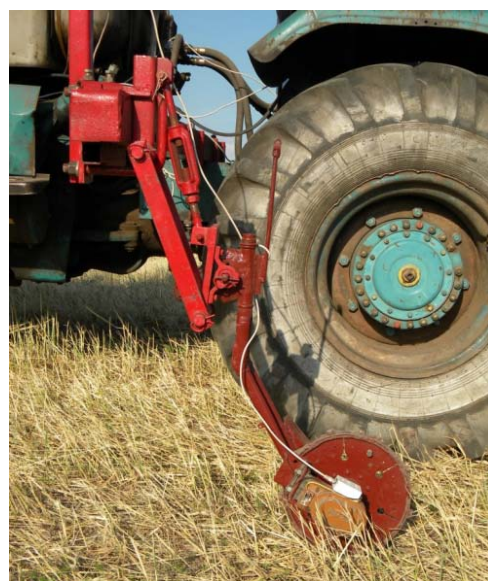
1 – рама; 2 – гидроцилиндр; 3 – регулировочный винт; 4 – опорные колеса; 5 – датчик глубины; 6 – место оператора; 7 – рабочий орган

Рисунок 3 – Экспериментальная тележка

В начале эксперимента задается глубина обработки почвы в интервале 50мм от 200 до 400мм, она контролируется датчиком глубины (рис. 4.а), также имеется датчик скорости (рис. 4.б) он тарируется электронным велоспидометром.



а)



б)

а) глубины; б) скорости

Рисунок 4 – Датчики

В начале и в конце эксперимента на тарировочном стенде тарируется тензодатчик тягового сопротивления (рис. 5.а). Результаты всех измерений записываются с помощью персонального компьютера (рис. 5.б).

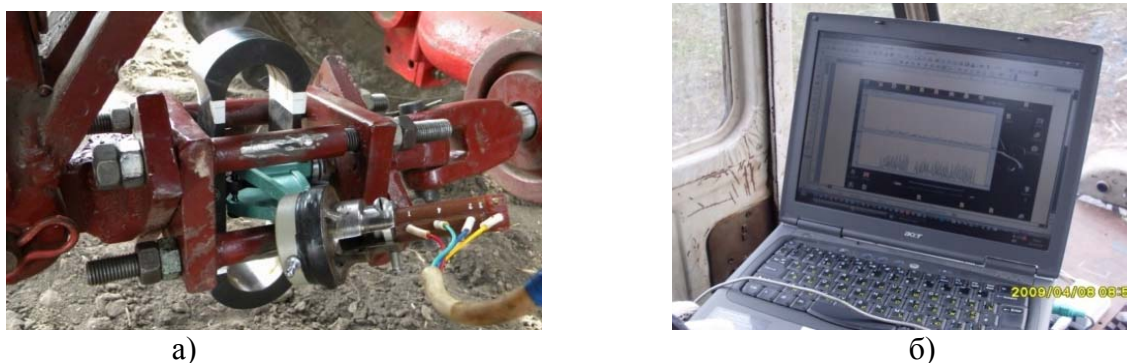


Рисунок 5 – а) Датчик тягового сопротивления орудия; б) ПК

Механико-технологические свойства почвы определяются по общепринятым методикам. В соответствии с методикой полевого опыта все экспериментальные исследования проводятся с пятикратной повторностью. Обработка результатов производится с применением математической статистики на персональном компьютере.

Вывод. С помощью предложенного устройства в процессе эксперимента можно изменять скорость движения и глубину обработки. Также можно определить дальность полета пласта после схода его с лемеха наклонного рыхлителя и произвести замер тягового сопротивления. Данные можно использовать для оптимизации конструктивных параметров башмака, долота, лемеха, с целью уменьшения тягового сопротивления почвообрабатывающего орудия.

Список литературы

1. А. с. 1281186 СССР, НПО с.х. машиностроения и Киевский политехнический институт А 01 В 15/00. Рабочий орган для безотвальной обработки почвы/ В.С. Сасин, И.М. Панов, В.Г. Кирюхин, Н.И. Чебан, А.Н. Мигаль, В.И. Ройтберг и Ю.С. Яновский.- №3919860/30-15; Заявлено 30.05.85; Оpubл. 07.01.87, Бюл. №28.- 3с.
2. Ветехин В.И.. "Малоэнергоёмкие рыхлители почвы, формы продольного профиля рабочей поверхности". Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1993.- №6.
3. Бабицкий Л.Ф. Біонічні напрямки розробки ґрунтообробних машин. – К.:Урожай, 1998. – 164с.

P. Mnushko, N. Mnushko

Lugansk national agrarian university

Device for determination of distance of flight of layer after the east of him from the ploughshare inclined ripper

The article is devoted to development of device for determination of distance of flight of layer after the east of him from the ploughshare of sloping ripper. The found length will enable to pull out a chisel forward from a ploughshare on such distance which will be instrumental in diminishing of hauling resistance.

A device consists of strain gauge trolley, frame of cultivator-ploskorez of KPP-2,2, sloping working organ and sensory sensor, fastened on the bar of sloping ripper, done on a base.

Field experiments, conducted with the use of this devise will enable to measure distance of flight of layer, hauling resistance at the different rate of movement and depth of treatment.

sloping working organ, chisel, sensory sensor, distance of flight of layer

Одержано 07.11.13

УДК 631. 362. 36

С.М. Мороз, канд. техн. наук, О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Експериментальні дослідження впливу параметрів транспортера–сепаратора на показники його роботи

В статті описані результати експериментальних досліджень конструкції розробленого транспортера–сепаратора зерноочисної машини загального призначення. Встановлено вплив конструктивних і технологічних параметрів на якісні показники його роботи. Це дозволить використовувати отримані залежності при створенні конструкцій зерноочисних машин.
транспортер–сепаратор, пруткове решето, довжина решета, кут нахилу, швидкість транспортера, питома продуктивність, просівання зерна, виділення домішок, витрати енергії

С.Н. Мороз, А.М. Васильковский

Кировоградский национальный технический университет

Экспериментальные исследования влияния параметров транспортера–сепаратора на показатели его работы

В статье описаны результаты экспериментальных исследований конструкции разработанного транспортера–сепаратора зерноочистительной машины общего применения. Установлено влияние конструктивных и технологических параметров на качественные показатели его работы. Это позволит использовать полученные закономерности при создании конструкций зерноочистительных машин.
транспортер–сепаратор, прутковое решето, длина решета, угол наклона, скорость транспортера, удельная производительность, просевание зерна, выделение примесей, затраты энергии

Кожного року на ринку сільськогосподарської техніки України з'являються нові виробники, які, в переважній більшості, займаються випуском копій або застарілих машин, що випускались ще за часів СРСР, або машин зарубіжних компаній. В більшості випадків такі виробники обмежуються випуском малої кількості машин, або зникають з ринку. Лише на деяких підприємствах здійснюють ґрунтовний і творчий аналіз конструкцій своїх машин, на основі чого проводять їх удосконалення. Тому частка оригінальних машин вітчизняного виробництва з інноваціями у конструкціях, в порівнянні з закордонними виробниками, несуттєва.

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету було розроблено нову зерноочисну машину загального призначення МЗП–10. Її конструкція складається з двох модулів – повітряно–решітного та завантажувально–транспортуючого. Повітряно–решітний модуль пройшов випробування в УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого.

До складу завантажувально–транспортуючого модуля входять такі робочі органи, як шнекові живильники та завантажувальний транспортер–сепаратор. Для визначення впливу основних конструктивних та технологічних параметрів транспортера–сепаратора, які були визначені під час теоретичних досліджень, на якісні показники його роботи були розроблені програма експериментальних досліджень, методика їх проведення та виготовлена експериментальна установка.

Програмою експериментальних досліджень транспортера–сепаратора передбачалось:

1. Дослідження впливу параметрів та режимів роботи сепаруючої частини робочого органу на його технологічну ефективність.

2. Вивчення закономірностей просівання зерна крізь канали решета по його довжині в залежності від: величини питомого завантаження решета, вологості та засміченості оброблюваного матеріалу.

3. Визначення енергоємності процесу сепарації.

Під час досліджень було встановлено залежність робочої довжини решета від його кута нахилу, питомого навантаження. Одночасно з цим було виявлено залежність від цих параметрів розташування часток зернового вороху по відношенню до задньої стінки попереднього ковша, які можуть:

- наздоганяти задню стінку попереднього ковша;
- розташовуватися між двома ковшами;
- не відриватися від ковша, з якого вони розвантажились, і транспортуватися

ним.

В першому випадку, зі збільшенням питомого навантаження та кута нахилу транспортера–сепаратора, спостерігалось накопичення оброблюваного матеріалу на задній стінці переднього ковша. Це пояснюється тим, що частки оброблюваного матеріалу, внаслідок дії прискорення, мають більшу швидкість руху, ніж ковші, які рухаються зі сталою швидкістю і наздоганяють їх. Внаслідок цього відбувається гальмування руху часток та вирівнювання їх швидкостей з швидкістю транспортера. При цьому задні частки, які мають більшу швидкість, наздоганяють їх і під тиском часток, що рухаються за ними, переміщуються поверх над попередніми. Таким чином відбувається накопичення зернового матеріалу біля задньої стінки попереднього ковша і сумісний рух по поверхні решета.

В другому випадку, коли кут нахилу решета становить 20–30°, частки, що першими зійшли з ковша теж наздоганяють попередній ківш. Наступні частки, сходячи з ковша і маючи швидкість дещо більшу ніж швидкість транспортера, починають наздоганяти попередні. Під дією сил тертя швидкість руху попередніх часток поступово знижується. Наступні за ними частки наздоганяють їх і переміщуються в шари над ними, при цьому за ними утворюються пустоти, в які надходять частки, перед якими нема попередників. Тобто, частки після сходу з ковша можуть знаходитися в кількох шарах, кількість яких збільшується в напрямку від попереднього ковша до наступного. Внаслідок тиску часток верхніх шарів на частки нижнього, останні, у випадку коли їх розміри та положення відносно перетинок і каналів дозволяють їм просіятися, проходять крізь решето. Таким чином виникають розриви не тільки між частками нижнього шару, а й між частками інших шарів, з яких частки надходять до поверхні решета. Внаслідок відсутності тиску на них інших часток, що могли б тиснути на них з боків, з заду чи зверху та отриманого прискорення, вони починають підстрибувати по поверхні решета, що виникає внаслідок збільшення їх швидкості руху.

В третьому випадку частки зернового вороху рухаються по поверхні решета товстим шаром. Для цього випадку було встановлено, що за одношарового руху оброблюваного матеріалу, через відсутність верхніх шарів та значного зростання швидкості, окремі частки нижнього шару починають підстрибувати, і виділяються крізь поверхню сепарації набагато далі ніж основна маса, що впливає на робочу довжину решета, збільшуючи її значення. Причому збільшення кута нахилу викликає збільшення ділянки такого руху зернин.

Порівнюючи між собою характер руху часток оброблюваного матеріалу в трьох випадках необхідно відмітити, що в першому випадку, порівняно з другим, довжина

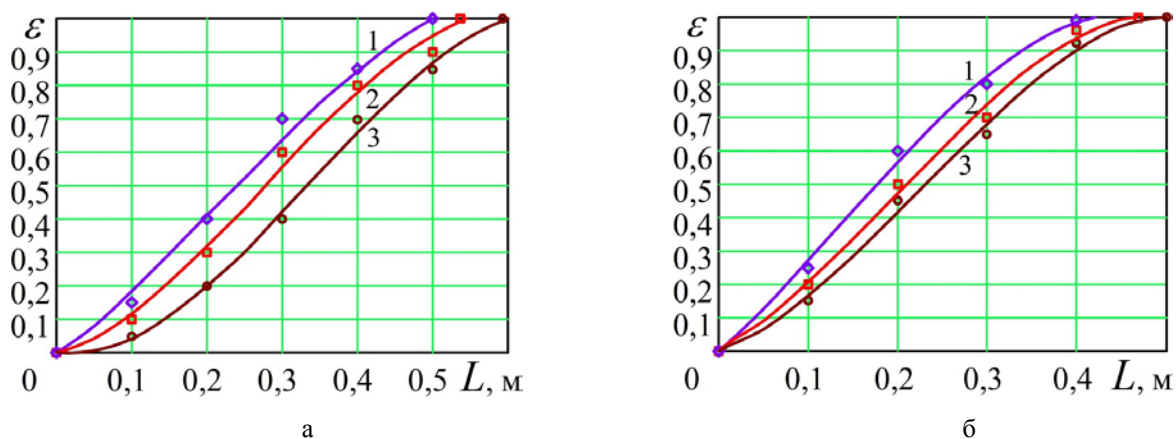
решета, на якій відбувається повне просівання прохідних часток в залежності від подачі матеріалу та кута нахилу решета, більша на 25–40 см. В третьому випадку, у порівнянні з другим, основна маса часток виділяється за тих же умов на 8–15 см раніше, але частина зерна, що рухається далі, перевищує обмежені стандартом допустимі втрати зерна, навіть для первинного очищення.

Таким чином, найбільш раціональним для використання на практиці є варіант коли оброблюваний матеріал рухається по поверхні решета, знаходячись між ковшами (другий випадок). При цьому відбуваються найменші втрати часток основного матеріалу.

Аналіз отриманих залежностей (рис. 1) показує, що величина просівання зерна залежить від кута нахилу та питомого навантаження на решето. Зі збільшенням обох чинників просівання зменшується, а довжина решета, необхідна для виділення прохідних часток, збільшується.

При цьому необхідно зробити висновок, що збільшення кута нахилу решета, починаючи з 20°, на кожні 5° збільшує його довжину на 10–13 см у даних діапазонах питомого навантаження. Збільшення питомого навантаження від 1,38 до 12,5 кг/(м×с) збільшує довжину решета при відповідних кутах нахилу решета на 2–7 см.

Таким чином, раціональні значення кута нахилу решета при питомих навантаженнях від 1,38 до 12,5 кг/(м×с) становить 25–30°. За цих же значень наведених параметрів робоча довжина решета становить 40–60 см. Причому максимальна його довжина відповідає максимальному навантаженню та куту нахилу.

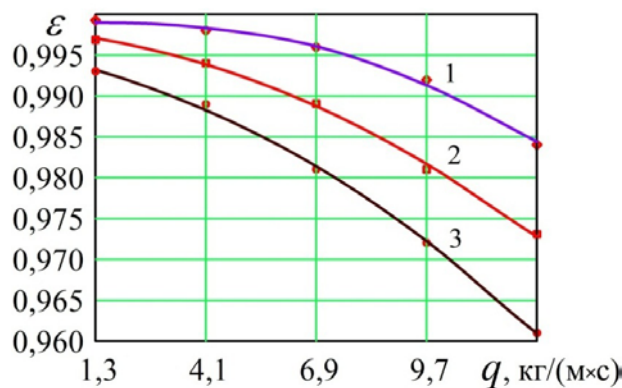


а, б – кути нахилу решета 20° та 30°, відповідно;

1, 2 та 3 – питомі навантаження $q_{num}=1,38$ кг/(м×с), $q_{num}=6,9$ кг/(м×с), $q_{num}=12,5$ кг/(м×с), відповідно

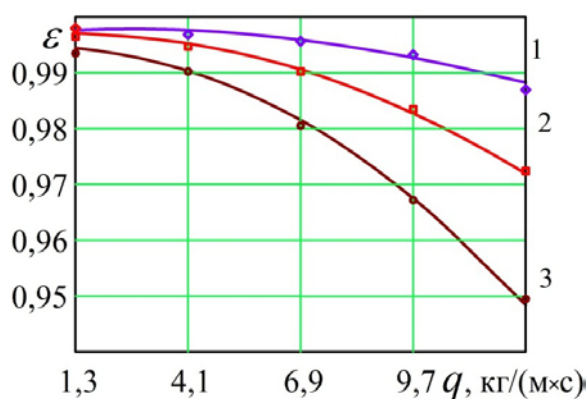
Рисунок 1 – Залежність повноти виділення зерна по довжині решета

При проведенні дослідів по визначенню просівання зерна вивчався вплив вмісту крупних домішок вихідного матеріалу за наступних параметрів транспортера–сепаратора: кут нахилу – 30°; швидкість руху транспортера – 0,5 м/с, діаметр поздовжньої перетинки – 2 мм (рис. 2). Вплив вологості вороху на просівання зерна визначався за тих же параметрів (рис. 3).



1, 2 та 3 – відповідно для засміченості вороху 2%, 4% та 6%

Рисунок 2 – Залежність просівання зерна решета від питомого навантаження за різних показників засміченості зернового вороху



1, 2 та 3 – відповідно для вологості вороху 10%, 14% та 18%

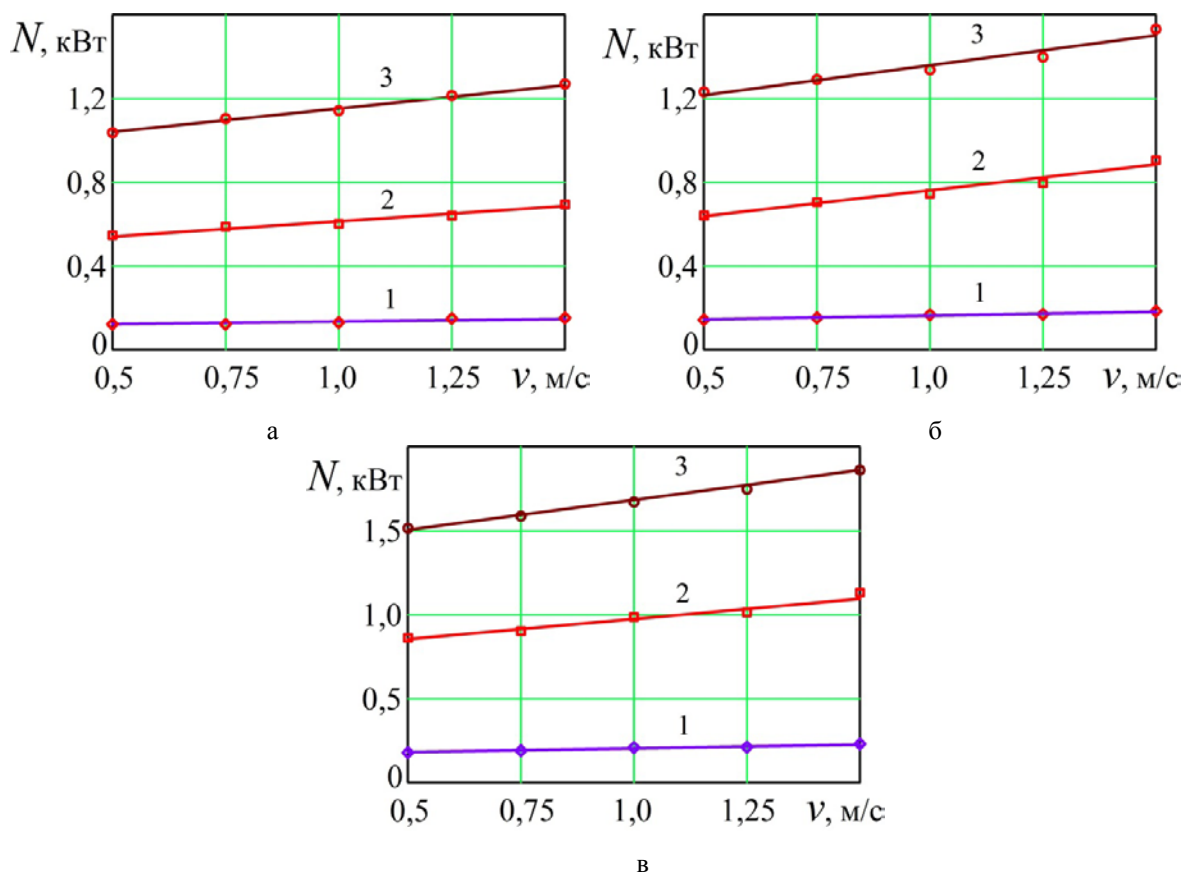
Рисунок 3 – Залежність просівання зерна від питомого навантаження за різних значення вологості зернового вороху

Аналіз графіків залежності просівання зерно крізь отвори решета від вмісту крупних домішок вказує на те, що зі збільшенням їх кількості просівання зменшується.

Така ж залежність спостерігається по впливу просівання зерна від його вологості – при збільшенні якої зменшується просівання, а втрати збільшуються.

Відомо, що крок ковшового транспортера залежить від його продуктивності. Під час експериментальних досліджень було встановлено, що для питомої продуктивності транспортера–сепаратора 1,3–6,9 кг/(м×с), при кутах його нахилу 20–30° і швидкості руху до 0,5 м/с раціональна величина кроку між ковшами становить 0,17–0,2 м.

Потужність, необхідну на виконання технологічного процесу транспортом-сепаратором визначали при різних питомих навантаженнях, кутах нахилу та швидкостях руху транспортеру. На основі отриманих даних визначено закономірності витрат енергії (рис. 4–5).

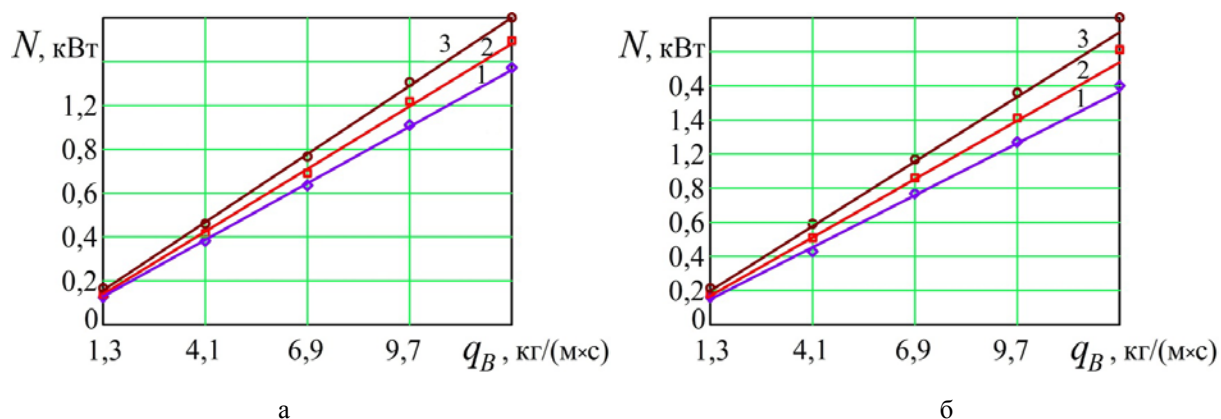


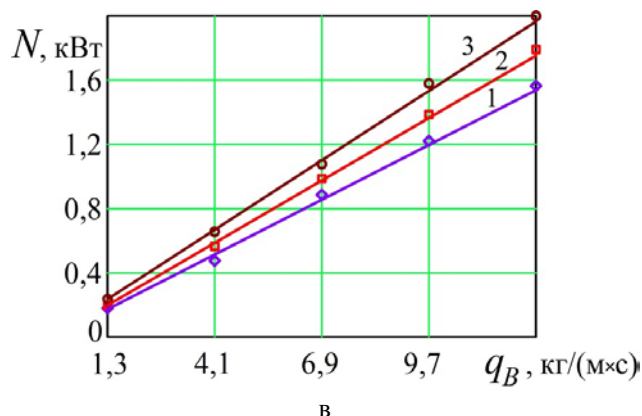
а, б, в – відповідно, для $\alpha=20^\circ, 30^\circ$ та 40° ; відповідно, 1 – $q_B=1,38$ кг/(м×с), 2 – $q_B=6,9$ кг/(м×с) та 3 – $q_B=12,5$ кг/(м×с)

Рисунок 4 – Витрати потужності N на привод транспортера–сепаратора

Із збільшенням питомого завантаження q , швидкості руху v , та кута нахилу транспортеру α витрати енергії на здійснення процесу також зростають.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що положення (нахил) задньої стінки ковшів при куті нахилу решета понад 30° та питомому навантаженні 6,9–12,5 кг/(м×с) впливає на характер руху зерна по поверхні решета між ковшами. Перпендикулярне, по відношенню до решета, положення стінки ковшів сприяє накопиченню на ній і біля неї зернових часток, що призводить до збільшення довжини решета на 4–7 см. Більш раціональним є вертикальне положення стінки, за якого на частки, які її наздогнали, нею створюється зворотній тиск, що сприяє просіванню зерна, не збільшуючи при цьому довжини решета.





а, б, в – відповідно кути нахилу решета 20°, 30° та 40°

1, 2 та 3 – відповідно швидкість руху ковшів 0,5 м/с, 1 м/с та 1,5 м/с

Рисунок 5 – Витрати потужності на привод транспортера–сепаратора від питомого навантаження

В результаті проведення експериментальних досліджень визначено:

- залежності зміни просівання зерна крізь канали пруткового решета від параметрів та режимів роботи сепаруючої частини робочого органу;
- залежності виділення крупних домішок від параметрів та режимів роботи сепаруючої частини робочого органу;
- експлуатаційні показники роботи сепаратора.

За результатами проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

1. Потрібна довжина решета транспортера–сепаратора збільшується при збільшенні швидкості подачі та кута нахилу. Області раціональних значень вказаних параметрів лежать в межах: швидкість подачі – 0,5...0,7 м/с; кут нахилу решета – 20...30°. Довжина решета, на якій відбувається просівання всього матеріалу для вказаних умов, складає 0,4...0,6 м.

2. На процес сепарації зернового вороху на прутковому решеті впливають: кут нахилу решета, вміст крупних домішок та питоме навантаження на решето. При чому збільшення будь якого з цих параметрів призводить до збільшення втрат зерна.

3. Зі збільшенням кута нахилу решета при сталому питомому навантаженні питома продуктивність решета зменшується. Навпаки, зі збільшенням питомого навантаження при незмінному куті нахилу решета вона збільшується.

4. Крок між ковшами транспортера–сепаратора залежить від його продуктивності, кута нахилу решета та питомого навантаження і при раціональних значеннях останніх оптимальне значення кроку становить 0,17-0,20 м.

5. Енергоємність сепарації вороху на прутковому решеті залежить від кута нахилу транспортеру, швидкості транспортування матеріалу та питомого навантаження і за раціональних їх значень $v=0,5$ м/с; $q_{num}=1,3-6,9$ кг/(м×с), $\alpha=20-30^\circ$, становить 0,12–0,64 кВт.

Список літератури

1. Вдосконалення технологічного процесу очищення зерна зерноочисними машинами загального призначення / М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, І.М. Осипов, С.М. Мороз // Вісник ЛДАУ.: Агроінженерні дослідження. – 1999, №3. – С. 102–107.
2. Совершенствование технологий и рабочих органов зерноочистительных машин / М. Васильковский, М. Косинов, С. Мороз, Р. Киселев, И. Булей // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий наук.–техн. збірник. – Кіровоград: КДТУ. – 2000. – Вип. 29. – С. 36–39.

3. К созданию нового поколения зерноочистительных машин общего назначения / Васильковский М.И., Васильковский А.М., Косинов М.М., Мороз С.М. // Вісник Харківського державного технічного університету сільськогосподарського господарства, вип. 22. – Харків: ХДТУСГ, 2003. – С. 28–32.
4. Аналіз руху матеріальної частки по поверхні циліндричної перетинки пруткового решета / Васильковский М.И., Васильковский О.М., Гончаров В.В., Мороз С.М. / Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. 17. – Кіровоград: КНТУ, 2006. – С. 89–94.
5. Пат. 48337 А Україна, 7 В02В13/04, В07В1/00, А01D41/12. Решітний сепаратор / Васильковский М.И., Васильковский О.М., Мороз С.М.; заявник і патентотримач Кіровоградський державний технічний університет. – №99126856; заявл. 16.12.99; опубл. 15.04.04, Бюл. № 4.
6. Методика експериментальних досліджень транспортера–сепаратора зерноочисної машини / С.М. Мороз, М.И. Васильковский, О.М. Васильковский, О.В. Анісімов // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 24. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2013. – С. 270–279.
7. Удосконалення конструкції зерноочисних машин загального призначення / Мороз С.М., Васильковский О.М., Анісімов О.В. // Матеріали восьмої міжнародної науково-практичної конференції “Розвиток наукових досліджень 2012”. – Полтава: “ІнтерГрафіка”, 2012. – Т. 11. – С. 73–75.
8. Зерноочисна машина ЗМПІ–10 “Дельта”. Протокол попередніх випробувань №01–02–2003 (9390903). – Дослідницьке, 2003. – 15 с.

Serhiy Moroz, Olexiy Vasilkovskiy

Kirovograd National Technical University

Experimental studies of the influence of the parameters of the conveyor-separator on the performance of his work

This article describes experimental results of a design developed by the conveyor–separator grain cleaning machine for general use. During the studies found the motion of the particles of the material after unloading buckets in the space between the buckets depending on the angle of the surface and accelerating rods sieve. Revealed the impact of moisture grain material and debris major impurities in the grain sifting through the surface of the separation by changing specific load width sieve. The character of the influence of design and process parameters on the quality of its performance, including more influential factors were slope and sieve unit load on it. Regularities of changes in spending power to drive the conveyor–separator. Installed rational values of design and process parameters can be used to create designs winnowing machines.

conveyor-separator rods sieve, sieve length, angle, speed conveyor, specific productivity sifting of grains, separation of impurities, energy consumption

Одержано 15.11.13

УДК 631.331

А.Ю. Несмиян, доц., канд. техн. наук, В.В. Должиков, канд. техн. наук
ФГБОУ ВПО «Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия»

Модернизация пропашной сеялки

В статье рассмотрена проблема обеспечения качественного высева семян. Выяснено, что конструкции дозирующих элементов высевающих аппаратов внедряются в производство без научного обоснования. Проведен анализ условий выноса семян из общей массы в семенной камере. Это позволило предложить конструктивное решение проблемы гарантированного присасывания и выноса семени из семенной камеры.

пропашная сеялка, пневмовакуумный высевающий аппарат, слой семян, семенная камера, адаптивный дозирующий элемент

А.Ю. Несміян, В.В. Должиков
ФДБОУ ВПО «Азово-Чорноморська державна агроінженерна академія»
Модернізація просапної сівалки

У статті розглянута проблема забезпечення якісного висіву насіння. З'ясовано, що конструкції дозуючих елементів висівних апаратів впроваджуються у виробництво без наукового обґрунтування. Проведено аналіз умов виносу насіння із загальної маси в насінневі камері. Це дозволило запропонувати конструктивне рішення проблеми гарантованого присмоктування і виносу насіння з насінневої камери.

просапна сівалка, пневмовакуумний висівальний апарат, шар насіння, насіннева камера, адаптивний дозуючий елемент

Вступление. В силу биологических особенностей при возделывании пропашных культур большое внимание уделяется равномерности распределения семян в рядках посева, которая значительно зависит от качества их дозирования высевающими аппаратами пропашной сеялки, регламентированного агротребованиями (не более 2% нулевых и 5% двойных подач).

Постановка проблемы. Анализ научных работ показал, что, несмотря на значительную исследованность вопроса, конструкция некоторых элементов высевающих аппаратов пропашных сеялок, в том числе и дозирующих, внедряется в производство без научного обоснования, исходя из технологической простоты изготовления или сложившихся традиций. Это сдерживает рост производительности посевных агрегатов (при заданных требованиях к точности высева), что приводит к затягиванию сроков посева и, как следствие, к недобору урожая.

В связи с этим обоснование конструктивных элементов универсальных пневмовакуумных высевающих аппаратов пропашных сеялок, направленное на обеспечение высокого качества дозирования семян пропашных культур, является актуальной задачей, имеющей важное значение для науки и практики.

Решение проблемы. Вопросами работы пневмовакуумных высевающих аппаратов занимались П.Я. Лобачевский [1], В.В. Лукьянец [2], В.П. Руденко [3] и др. ученые. В процессе анализа их работ было установлено, что для производственных условий эксплуатации пневмовакуумных высевающих аппаратов представляет интерес использование адаптивных дозирующих элементов с переменной формой и площадью присасывания.

Вынос семян из семенной камеры происходит благодаря силе трения \bar{F} (рис. 1) поверхности высевающего диска о присасываемое семя. При этом на семя действуют и силы сопротивления выносу (центробежная сила $\bar{P}_{Ц}$ в расчетах не учитывается, как пренебрежимо малая).

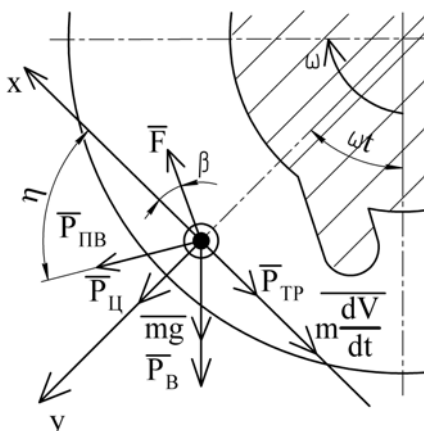


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на присасываемое семя в слое семян

Принято считать, что гарантированный вынос семени будет обеспечен, если выполнено условие

$$\frac{F}{\sum R} = \frac{(P_B \cdot \operatorname{tg} \beta + P_{np}) \cdot f}{\sqrt{R_x^2 + R_y^2}} \geq 1, \quad (1)$$

где F – сила трения поверхности высевающего диска о присасываемое семя, Н;

$\sum R$ – равнодействующая сил сопротивления выносу, Н;

P_B – сила вертикального давления вышележащего слоя семян, Н;

β – угол укладки семенного материала, град;

P_{np} – контактная сила присасывания (направлена по нормали к плоскости высевающего диска, на рис. 1 не показана), Н;

f – коэффициент трения семени о поверхность высевающего диска;

R_x, R_y – проекции сил сопротивления выносу семени из семенной камеры на оси X и Y.

В подавляющем большинстве расчетов значение угла β , который характеризует соответствие принятой модели сыпучего тела реальной среде, принимается исходя из гипотетических предположений и колеблется в диапазоне от 16 до 45°. В ходе проведения исследований был выполнен эксперимент, который позволил установить, что под воздействием ворошителя пористость слоя семян в семенной камере принимает значение ($\Pi=45\dots 50\%$), соответствующее углу укладки β , приблизительно равному нулю [4].

Тогда условие захвата и выноса семени из семенной камеры примет вид

$$\frac{F}{\sum R} = \frac{\kappa_\phi \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot H \cdot f}{\sqrt{\left(m \frac{dV}{dt} - P_{ПВ} \cdot \cos \eta + m \cdot g \cdot \sin \omega t + P_B \cdot \sin \omega t\right)^2 + \left(m \cdot g \cdot \cos \omega t - P_{ПВ} \cdot \sin(90 - \eta) + P_B \cdot \cos \omega t\right)^2}} \geq 1. \quad (2)$$

Контактную силу присасывания P_{np} принято считать пропорциональной площади дозирующего элемента. Однако такая картина наблюдается только в случае полного перекрытия дозирующего элемента семенем.

Исследования работы пневмовакуумного высевающего аппарата с круглыми дозирующими элементами показали, что семя, захваченное дозирующим элементом при движении в семенной камере, раздвигает слой семян, прилегающий к высевающему диску. После прохождения этого дозирующего элемента слой семян смыкается таким образом, что точки контактов семян лежат на траектории движения дозирующих элементов. Из-за отсутствия семенного материала на траектории движения следующего дозирующего элемента семена не полностью перекрывают его и площадь перекрытия S_c (рис. 2) чаще всего не равна площади дозирующего элемента, поэтому контактную силу присасывания упрощенно можно рассчитывать, исходя из выражения

$$P_{np} = \kappa_{\phi} \cdot S_c \cdot H, \text{ Н}, \quad (3)$$

где S_c – площадь перекрытия дозирующего элемента семенем, м^2 .

Для устранения этого явления предлагается изготавливать дозирующие элементы в виде радиальных прорезей, что позволит обеспечить гарантированное попадание хотя бы одного семени на траекторию движения дозирующего элемента (рис. 3).

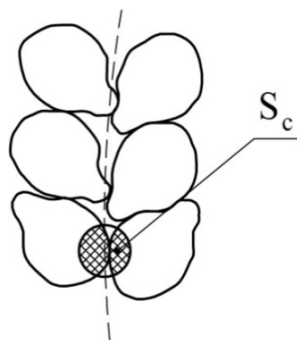


Рисунок 2 – Возможное расположение семян относительно дозирующего элемента

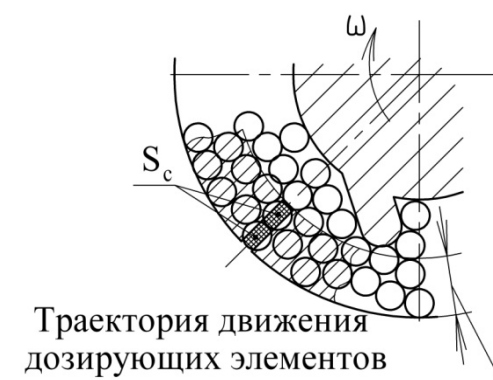


Рисунок 3 – Схема расположения семян у дозирующего элемента предлагаемого высевающего диска

Исходя из предложенной конструкции дозирующего элемента, была получена зависимость, примерно устанавливающая взаимосвязь площади перекрытия дозирующего элемента семенем S_c с его шириной

$$S_c = 4 \cdot \int_0^{t_3/2} \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 - x_i^2} dx, \text{ м}^2, \quad (4)$$

где t_3 – ширина радиально расположенного дозирующего элемента, м;
 b – средняя ширина высеваемых семян, м.

Таким образом, можно сделать вывод, что в предлагаемом пневмовакуумном высевающем аппарате достигается устойчивое значение отношения сил, что обеспечивает гарантированное присасывание семян к дозирующим элементам.

С учетом условия незападания семени в дозирующий элемент

$$t_{\text{з}} = (0,5 \dots 0,7) \cdot c, \text{ м}, \quad (5)$$

где c – минимальная толщина высеваемых семян, м, было установлено, что радиально расположенные дозирующие элементы шириной 2,5 мм будут являться адаптивными, позволяющими высевать семена подсолнечника и кукурузы с обеспечением высокого качества работы аппарата.

Для уменьшения вероятности образования двойных и тройных подач радиальными дозирующими элементами в работе предложено ширину прорези в прокладке вакуумной камеры выполнить переменной, имеющей наибольшую ширину l в нижней части семенной камеры (рис. 4).

Затем она уменьшается по ходу вращения высевающего диска до окончания зоны начала воздействия на посевной материал сбрасывателя лишних семян, принимая значение h

$$h = \frac{\sqrt{m^2 \cdot g^2 + P_{\text{ц}}^2 + 2 \cdot m \cdot g \cdot P_{\text{ц}} \cdot \cos \omega t}}{k_{\phi} \cdot t_{\text{з}} \cdot H \cdot f}, \text{ м}. \quad (6)$$

Это позволит «облегчить» работу сбрасывателя, так как за счет сужения зоны присасывания семян с l до h часть «лишних» семян будет отделяться от дозирующих элементов под действием силы тяжести. Кроме того, за счет уменьшения их площади можно будет добиться снижения расхода воздуха через них.

С учетом коэффициента запаса в работе принимаем ширину щели $h=3$ мм.

Аналитически установлено, что в высевающем диске серийного пневмовакuumного высевающего аппарата площадь дозирующего элемента, незакрытая сбрасывателем лишних семян, изменяется косинусоидально в зависимости от степени перекрытия. В предложенном дозирующем элементе, образованном пересечением радиальных прорезей в высевающем диске с прорезью прокладки вакуумной камеры (рис. 4), эта площадь изменяется линейно.

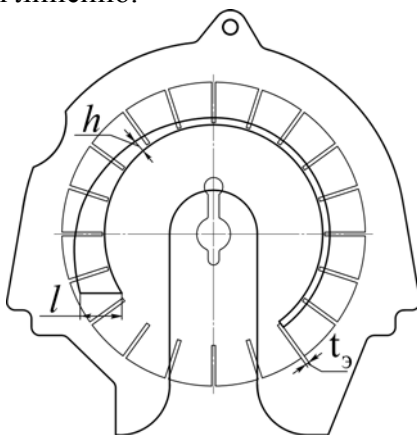


Рисунок 4 – Предлагаемые высевающий диск и прокладка вакуумной камеры

Выводы: 1. В предложенной конструкции пневмовакuumного высевающего аппарата роль адаптивных дозирующих элементов выполняют щели, образованные пересечением радиальных прорезей на высевающем диске и фигурной прорези в прокладке вакуумной камеры. При этом аналитически установлено, что прорези в высевающем диске должны изготавливаться длиной, равной расстоянию от кромки высевающего диска до стенки семенной камеры и шириной 2 мм для подсолнечника и 3 мм для кукурузы, а прорезь прокладки вакуумной камеры должна иметь максимальную ширину в зоне семенной камеры и плавно уменьшаться в направлении

вращения высевающего диска, принимая значение $h=3$ мм за зоной сбрасывателя лишних семян. Далее ширина вакуумной камеры остается неизменной.

2. Лабораторные эксперименты показали, что предлагаемый пневмовакuumный аппарат позволяет повысить единичную подачу семян (при допустимой частоте нулевых подач 2%) в 1,03 и 1,02 раза при высеве подсолнечника и кукурузы соответственно. При этом у предложенного аппарата коэффициент вариации подачи семян оказался в 1,60 раза при высеве подсолнечника и в 1,24 раза при высеве кукурузы меньше, чем у серийного пневмовакuumного высевающего аппарата [5].

Также опытным путем было установлено, что применение предлагаемого пневмовакuumного высевающего аппарата позволит повысить равномерность подачи семян в борозду в среднем на 12...29% по длине условного рядка и на 30...40% по ширине [5].

В лабораторных условиях было установлено, что предлагаемые дозирующие элементы при скорости посева около 14 км/ч обеспечивают повышение подачи семян по сравнению с серийными с 0,91 до 0,94 для подсолнечника и с 0,83 до 0,95 для кукурузы [5].

3. Предложенная разработка позволяет адаптировать серийный пневмовакuumный высевающий аппарат под посев двух культур. За счет снижения материалоемкости, увеличения скорости движения агрегата и коэффициента использования времени смены чистый дисконтированный доход в результате применения разработки составляет 27446 гр., при затратах на усовершенствование сеялки – 1411 гр [5].

Список литературы

1. Лобачевский, П.Я. Проектирование сеялок для точного посева пропашных культур / П.Я. Лобачевский, В.И. Хижняк, А.Ю. Несмиян. – зерноград: АЧГАА, 2006. – 48 с.
2. Лукьянец, В.В. Совершенствование технологического процесса точного высева семян пропашных культур пневматической сеялкой (на примере дражированных семян сахарной свеклы): диссертация кандидата технических наук / В.В. Лукьянец. – зерноград: 1999. – 163 с.
3. Руденко, В.П. Влияние формы дозирующих элементов. Полтавская технология посева / В.П. Руденко. – Полтава: Интерграфика, 2006. – 36 с.
4. Несмиян А.Ю. Теория работы высевающего аппарата пропашной сеялки вакуумного типа / А.Ю. Несмиян, В.В. Должиков, А.В. Яковец // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. – Изд-во Белгородский ГТУ им. В.Г. Шухова, 2012. – № 2. – С. 72–74.
5. Должиков В.В. Совершенствование процесса подачи семян пропашных культур пневмовакuumным аппаратом: автореферат диссертации кандидата технических наук / В.В. Должиков. – зерноград: 2013. – 19 с.

Andrew Nesmiyan, Valery Dolzhikov

FSBEE HPE «Azov-Black Sea State Agroengineering Academy»

Modernization seeder row crop

The article considers the problem of providing quality sowing seeds row crops. It was found that the introduction of dosing elements designs sowing apparatuses in production come from the technological the simplicity of their manufacture or tradition, without scientific evidence.

To resolve this issue, an analysis of the conditions for the removal of the total weight seeds in the seed chamber. The results of the research by the authors proposed a constructive solution to the problem of guaranteed suction and removal of seed from the seed chamber. In the proposed design pneumatic vacuum sowing role adaptive dosing elements operate slot formed by the intersection of radial slots in the seed disc and figured laying slits in the vacuum chamber. The same solution can eliminate the phenomenon sowing extra seeds.

seeder row crop, pneumatic vacuum sowing machine, a layer of seeds, seed camera, adaptive dosing member

УДК 631.348:664.7

О.М. Орлова, асп.²

Уманський національний університет садівництва

Спосіб фумігації зерна мобільним пристроєм

Проведений аналіз основних конструктивних розробок пристроїв для захисту зернопродуктів від шкідників. Запропоновано використовувати спосіб фумігації мобільним пристроєм.

шкідники, зерно, фумігація, фумигант

О.М. Орлова

Уманский национальный университет садоводства

Способ фумигации зерна мобильным устройством

Проведен обзор основных конструкций устройств для защиты зернопродуктов против вредителей. Предложено использовать способ фумигации мобильным устройством.

вредители, зерно, фумигация, фумигант

Постановка проблеми

Одним з найважливіших завдань, що постає перед сільським господарством України є підвищення врожайності сільськогосподарських культур. У цій справі значне місце належить засобам захисту зерна від шкідливих організмів.

Комахи, кліщі, мишоподібні гризуни є шкідниками в період його зберігання. За інформацією FAO (Food and Agriculture Organization) ООН світові втрати зерна при зберіганні становить 10-15% щорічно, збільшуючись у регіонах з жаркими кліматичними умовами до 30-50%. Продукти, які виготовлені із зерна заселеного шкідниками, токсичні для теплокровних і негативно впливають на органи травлення людей і тварин. Найчастіше в зерносховищах України зустрічаються довгоносики, борошноїд, зернова і амбарні молі, борошняний та інші кліщі [1].

Аналіз останніх досліджень та досягнень

Для боротьби зі шкідниками і хворобами сільськогосподарських культур використовують такі методи як: агротехнічні, біологічні, фізичні, хімічні та інші. Хімічний метод захисту рослин по своїй ефективності та поширенню займає перше місце в світі. Одним з основних способів застосування пестицидів є фумігація – обробка за допомогою газів або твердих речовин, що утворюють гази [2].

Проведений аналіз конструктивних розробок показав, що є спосіб фумігації продуктів фосфіном і пристрій для його здійснення [10], що передбачає обробку за допомогою потоку газу, що містить фосфін, деякого об'єму зерна або аналогічного сипкого продукту, який відрізняється тим, що дозволяє встановлюють постійну лінійну швидкість потоку транспортуючого газу, що містить фосфін, через зерно в концентрації, підтримуваній в діапазоні від 4 мкг на 1 л газу до 200 мкг на 1 л газу, причому швидкість потоку транспортуючого газу така, що газ залишає поверхню зерна. Недоліками даного способу є значна собівартість, необхідність дообладнання елеваторів та неможливість переміщення для використання в інших елеваторах.

© О.М. Орлова, 2013

² Науковий керівник – кандидат технічних наук, професор Вольвак С.Ф.

Відомий спосіб фумігації дрібного сипкого продукту у відкритому зверху сховищі і кількох відкритих зверху сховищ та пристрій для фумігації дрібного сипкого продукту у відкритому зверху сховищі і в кількох відкритих зверху сховищ [3]. Суть способу полягає у тому, що по трубопроводах, через отвори, у силосну башту подається протруюючий потік газу. Недоліком даного способу є складність будови та переміщення пристрою.

Відомий спосіб фумігації зерна препаратами на основі фосфіна [4], при якому фумігація зерна здійснюється в залізничних вагонах в процесі проведення його фітосертифікації в місцях відвантаження, який передбачає подачу фуміганту безпосередньо в зерно, а процес знезараження відбувається під час руху вагону від місця відвантаження до місця завантаження, використовуючи технології з заглибленням препаратів на основі фосфіну на визначені за схемою глибини в тканинних пакетах чи рукавах за допомогою трубок різних конструкцій. Недоліком даного способу є його обмеження застосування та неможливість подачі фуміганта на глибину понад 2 м.

В липні 2009 року у США винайшли прилад, що забезпечує провітрювання, дезінфекцію і сушіння зерна, а це сприяє подальшому безпечному зберіганню зерна [6]. Недоліком даного приладу є те, що для протруювання зерна на елеваторі необхідне встановлення додаткової протруючої башти. Встановлення додаткового обладнання потребує надмірних затрат

Існує апарат прокурювання, в який подаються тяжкі отруйні гази, які попередньо підігріваються і через спеціальний отвір подаються в зовнішній замкнений простір: бункери, навіси, склади, кімнати будь-якого розміру попередньо заповнені продуктами обробки. Недоліками такого апарату є затрати на герметизацію і вентилування приміщень для прокурювання [7].

Відомий спосіб фумігації продуктів фосфіном [5], де фосфін вноситься в твердому стані за допомогою мобільного пристрою зонда для фумігації зернових силосів, що занурюється в зернову масу за допомогою шнеку, який приводиться в дію електродвигуном. При підйомі рухомого циліндра через отвори висипається в твердому стані фумігант. Недоліками даного пристрою є складність підймання його нагору, оскільки вихід фуміганту буде супроводжуватися попаданням зерна в циліндр, що сприяє збільшенню ваги і призведе до надмірного опору зернової маси.

Прототипом запропонованого способу є спосіб фумігації продуктів фосфіном та мобільний пристрій для фумігації зерна [8], що занурюється в зернову масу на необхідну глибину, а далі рухається за допомогою двозахідного шнеку, який приводиться в дію моторредуктором. Конусоподібна форма корпусів з направляючими полегшує занурення пристрою. Через отвори в верхньому корпусі засипаються гранули фуміганту, а через отвори в нижньому корпусі, які відкриваються автоматично, гранули висипаються під вагою зерна, що просипається. Підймання пристрою вгору відбувається реверсом за допомогою підйомного механізму.

Недоліком прототипу є неможливість висипання дозованої кількості фуміганту через певну відстань по всій висоті силосної башти, оскільки висипання відбувається одноразово у визначеному місці.

Мета статті. Провести огляд основних способів та пристроїв для фумігації зерна та вибрати найефективніший спосіб боротьби зі шкідниками в силосних баштах та зерносховищах.

Виклад основного матеріалу

В основу запропонованого способу поставлена задача підвищення ефективності фумігації зерна по всій висоті силосної башти шляхом внесення фуміганту дозованими порціями на заданих глибинах зануренням мобільного пристрою.[9]

Поставлена задача вирішується тим, що фосфін вноситься в твердому стані за допомогою мобільного пристрою для фумігації зерна в силосах, складах з дозуючий витком 4 (представлений на рис.1), що занурюється в зернову масу під дією власної ваги, рухаючись вниз за допомогою двозахідного шнеку 2, який приводиться в дію двигуном 6. Видовжений конусоподібний корпус 1 полегшує рух пристрою в зерновій масі. Направляючі крила 7 перешкоджають повертання пристрою в зерновій масі. Через засувку 5 у нижню частину корпусу 1 засипають гранули фуміганта. При русі пристрою вгору дозуючий виток обертаючись, тисне на пружину 3 і виштовхує гранули фосфіну в зерно.

В порівнянні з прототипом в даному пристрої відбувається дозування фуміганту вздовж всього шляху занурення за допомогою дозуючого витка. При досягненні пристроєм необхідної нижньої точки висипання фуміганта його підіймають вгору підйомним механізмом, одночасно на деякий період часу включається реверсивний режим руху і дозуючий виток, обертаючись, виштовхує необхідну кількість гранул в зернову масу. При досягненні наступної точки дозації, знову включається реверсивний режим руху і описаний вище процес повторюється (рис.1). Застосування запропонованого способу виключає потребу в переміщенні зернової маси, зменшує витрати електроенергії завдяки простоті конструкції і зручності в експлуатації, зниження амортизаційних витрат на експлуатації елеватора, скорочує час на фумігацію.

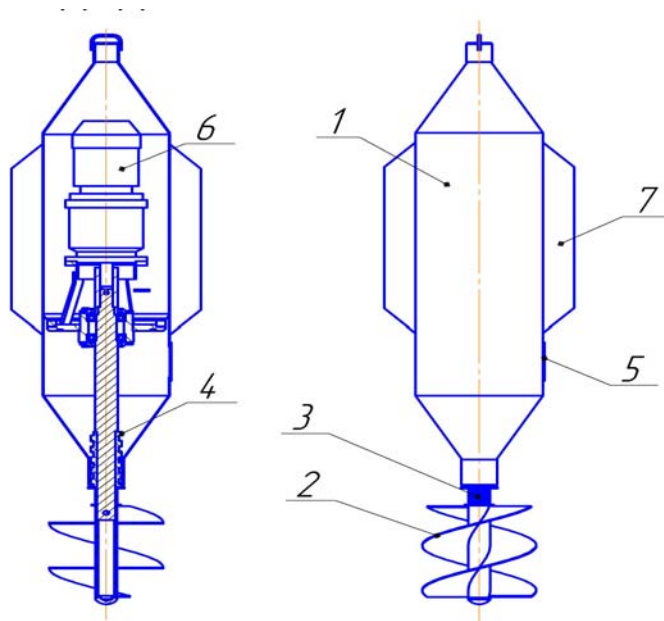
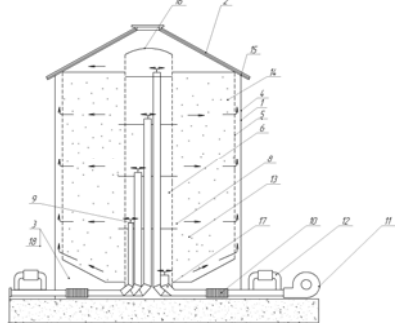
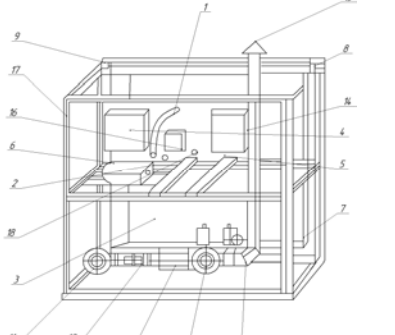
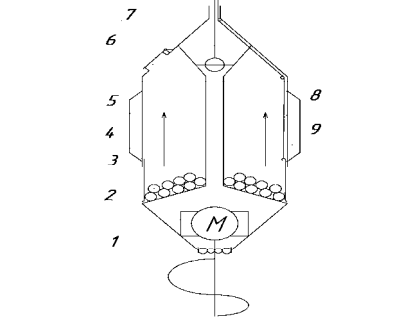
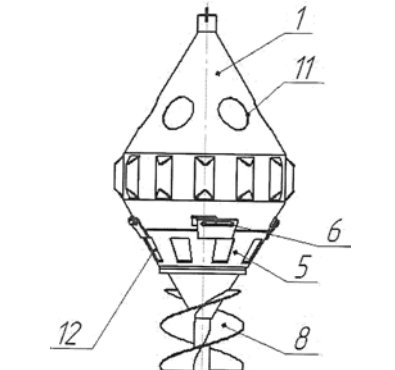


Рисунок 1 – Мобільний пристрій для фумігації зерна [7]

На сьогоднішній день в сільському господарстві використовується значна кількість конструкцій та пристроїв для фумігації зерна. Аналіз наукової літератури та наукових праць дав змогу вибрати основні, найпоширеніші існуючі конструкції для фумігації зерна, визначити їх переваги і недоліки (табл.1).

Таблиця 1 - Аналіз існуючих конструкцій для фумігації зерна

Схема	Назва	Недоліки
	<p>Прилад прокурювання зерна згідно патенту США № 20585[6]</p>	<p>для протруювання зерна на елеваторі необхідне встановлення додаткового обладнання, яке потребує надмірних затрат.</p>
	<p>Апарат прокурювання (US № 0 9 9 1 0 9 1 А 1 7,682,560 В2 Маг. 23, 2010.),[7]</p>	<p>затрати на герметизацію і вентилявання приміщень для прокурювання.</p>
	<p>Пристрій зонд для фумігації зернових силосів (UA 41115 12.05.2009,Бюл.№9,2009) [5]</p>	<p>Складність витягування та підймання пристрою на зовні з зернової маси</p>
	<p>Мобільний пристрій для фумігації зерна UA 60366, 10.06.2011, Бюл. №11, 2011 р.,[6]</p>	<p>Неможливість висипання дозованої кількості фуміганту через певну відстань по всій висоті силосної башти, висипання проходить одноразово у визначеному місці.</p>

Висновки.

Проаналізувавши існуючі конструкції та способи для фумігації зернопродуктів, можемо зробити висновки, що застосування для фумігації зернопродуктів мобільного пристрою дозволяє:

- значно підвищить ефективність фумігації зерна в силосах та бункерах за рахунок внесення фуміганта на певних відстанях по всій висоті силосної башти з врахуванням радіуса дії фуміганта фосфіну;
- виключає потребу в переміщенні зернової маси;
- зменшує витрати електроенергії завдяки простоті конструкції і зручності в експлуатації;
- зниження амортизаційних витрат на експлуатації елеватора;
- скорочення часу на фумігацію.

Список літератури

1. Шкідники зернових культур//Агросектор .- 2005. - №5 . – С.21
2. Целеобразность фумигации запасов зерна от амбарных вредителей/Черних С.А., Карнаухова Н.В.// Зернові продукти і комбікорми, №4.- 2002. – С.18-19.
3. Пат. UA 29478 С2,МПК (2006):A23В 9/00, А01М 13/00, А23L 3/34 (2006.01), А61L 2/20 (2006.01).Спосіб фумігації дрібного сипкого продукту у відкритому зверху сховищі і кількох відкритих зверху сховищ Вінкс Роберт Гордон (AU); Хантер Алек Джеймс (AU); заяв.15.06.1994;опубл. 15.11.2000, Бюл. №6, 2000 р.
4. Пат.UA 40440 А, МПК (2006): А23В 9/00. Спосіб фумігації препаратами на основі фосфіну. Сухно Іван Григорович (UA), ПРИВАТНЕ ПІДПРИЄМСТВО "ЗЕЛЕНИЙ ЦИТ" (UA);заяв.02.02.2001; опубл.15.11.2002, бюл. № 11/2002.
5. Пат. UA 41115 МПК (2009): А23В 9/00.Спосіб фумігації продуктів фосфіном .Головчук Андрій Федорович (UA); Недвига Дмитро Володимирович (UA); Конашук Владислав Вадимович (UA);заяв.27.10.2008;опубл.12.05.2009, бюл. № 9/2009.
6. Patent Application Publication Pub. No.2009/0191091. Danchenko et.al.
7. Patent Application Publication Pub. Date of Patent US 7.682.560B2 Mar.23.2010.Fumigation apparatus. Inventor Kennth George Brash. :
8. Пат. UA 60366 МПК (2011.01): В65G 3/00. МОБІЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ФУМІГАЦІЇ ЗЕРНА.Головчук Андрій Федорович (UA); Орлова Ольга Михайлівна (UA); заяв. 26.04.2011; опубл.10.06.2011.
9. Заявка №а 2012 01950 на видачу патенту на винахід.
10. Пат.RU № 2088097 СІ 27.08.1997р.)Коммонвелт Сайентифик энд Индастриал Рисерч Организейшн (AU) , Роберт Гордон Винкс[AU].

O. Orlova

Uman National University of Horticulture

Way of fumigation grain by the mobilny device

Conduct a review of the basic methods and apparatus for fumigation of grain and choose the most effective way to control pests in silos and granaries

The review of the main designs of devices is carried out for protect grain products against wreckers. It is offered to use a way of fumigation by the mobilny device.

wreckers grain, fumigation, fumigant

Одержано 16.11.13

УДК 631.362.3

Д.І. Петренко, доц., канд. техн. наук, О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, О.В. Нестеренко, асист.

Кіровоградський національний технічний університет

Ефективність розділення зернового матеріалу на фракції турбінним сепаратором

В статті авторами висвітлено проблему оптимізації параметрів пневматичних сепараторів для очищення і сортування зерна. Отримані аналітичні залежності дозволяють дослідити процес розділення зернової суміші на фракції і теоретично встановити необхідні параметри сепаруючої системи. Аналіз траєкторій переміщення часток суміші в вертикальному пневмоканалі кільцевого типу дозволяє зробити висновок, що в турбінному сепараторі можна ефективно виділяти із зернової суміші легкі домішки, при цьому лише незначна їх частина може потрапити в повноцінне зерно.

теоретична ефективність розділення, зернова суміш, повітряний канал, пневмоканал кільцевого типу, турбінний сепаратор, фракції

Д.И. Петренко, А.М. Васильковский, С.Н. Лещенко, А.В. Нестеренко

Кировоградский национальный технический университет

Эффективность разделения зернового материала на фракции турбинным сепаратором

В статье авторами освещена проблема оптимизации параметров пневматических сепараторов для очистки и сортировки зерна. Полученные аналитические зависимости позволяют исследовать процесс разделения зерновой смеси на фракции и теоретически установить необходимые параметры сепарирующей системы. Анализ траекторий перемещения частиц смеси в вертикальном пневмоканале кольцевого типа позволяет сделать вывод, что в турбинном сепараторе можно эффективно выделять из зерновой смеси легкие примеси, при этом лишь незначительная их часть может попасть в полноценное зерно.

теоретическая эффективность разделения, зерновая смесь, воздушный канал, пневмоканал кольцевого типа, турбинный сепаратор, фракции

Сучасний розвиток аграрного сектору України вимагає розробки і виготовлення технічних засобів, які б дозволили не лише виростити і зібрати гарний врожай, а й зберегти його.

Післязбиральна обробка вирішує дві основні взаємопов'язані задачі – забезпечує довготривале зберігання зерна і доведення його до встановлених кондицій. Для вирішення цих задач використовують різні способи, головним з яких є сушіння в зерносушарках і очистка зернового матеріалу від домішок з наступним сортуванням.

Останнім часом все більшої популярності для розділення зернових сумішей на фракції набувають турбінні пневмосепаратори з кільцевим перерізом вертикального пневмоканалу (ПСК) [1, 2, 3]. При цьому їх параметри підбираються “інтуїтивним” (конструктивним) шляхом з подальшою перевіркою за допомогою проведення серії дослідів, що вимагає значних витрат коштів і часу.

Тому актуальною є розробка математичного апарату, який би дозволив визначати раціональні параметри турбінного пневмосепаратора для забезпечення максимальної продуктивності при дотриманні агрономічних вимог.

Для визначення раціональних параметрів вказаного сепаратора необхідно розглянути сили, що діють на частинки суміші при їх русі в повітряному потоці.

Розглянемо схему роботи ПСК з вертикальним повітряним потоком, який діє на оброблюваний матеріал зі швидкістю V_{cp} під кутом до горизонту β , а зерновий матеріал вводиться в канал з початковою швидкістю V_0 під кутом α_0 (рис. 1).

При цьому початок координат помістимо в точку потрапляння частини в повітряний потік. Рух частки будемо розглядати, виходячи з другого закону Ньютона [4].

На частинку масою m (рис.1) діє сила тяжіння $G = m \cdot g$, сила опору повітряного потоку R , яку при турбулентному режимі руху повітря можна визначити за формулою [5]

$$R = k \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot V_B^2}{2}, \quad (1)$$

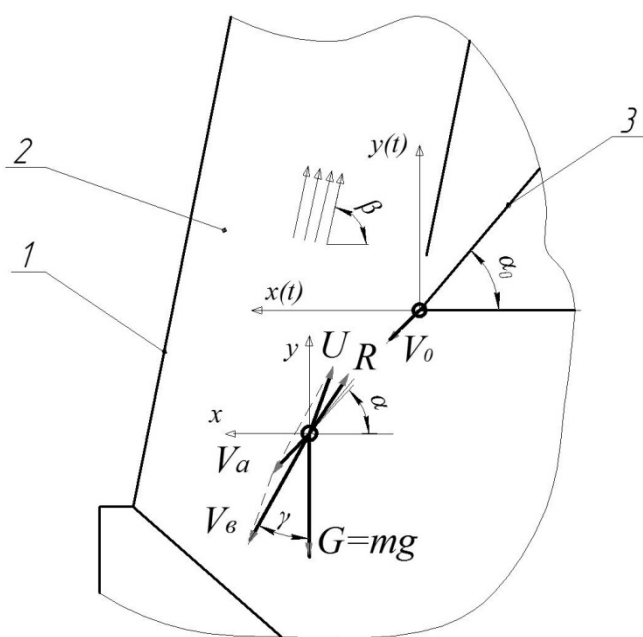
де k – коефіцієнт аеродинамічного опору;

F – міделевий переріз частинки, m^2 ;

ρ – густина середовища, kg/m^3 ;

V_B – відносна швидкість частинки, m/s ;

g – прискорення вільного падіння, m/s^2 .



1 – корпус сепаратора; 2 – ПСК; 3 – поверхня розподільника.

Рисунок 1 – Схема взаємодії повітряного потоку з частинкою зернової суміші

В свою чергу відомо, що коефіцієнт парусності

$$k_{\Pi} = \frac{kF\rho}{2m}. \quad (2)$$

Підставивши (2) в (1) запишемо

$$R = k_{II} \cdot m \cdot V_B^2. \quad (3)$$

В проекціях на обрані осі OX і OY (рис. 1) одержимо систему диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -R \sin \gamma; \\ m\ddot{y} = R \cos \gamma - G, \end{cases} \quad (4)$$

де γ – кут між віссю OY і напрямком сили опору повітряного потоку, град.

Підставивши вираз (3), та розписавши силу тяжіння G в систему рівнянь (4), скоротивши останню на m маємо:

$$\begin{cases} \ddot{x} = -k_{II} V_B^2 \sin \gamma; \\ \ddot{y} = k_{II} V_B^2 \cos \gamma - g, \end{cases} \quad (5)$$

Враховуючи залежність для абсолютної швидкості частинки

$$\overline{V}_A = \overline{U} + \overline{V}_B \quad (6)$$

Представимо абсолютну швидкість частинки в проекціях на осі координат

$$\begin{cases} V_A \cos \alpha = -U \cdot \cos \beta + V_B \cdot \sin \gamma; \\ -V_A \sin \alpha = U \cdot \sin \beta - V_B \cdot \cos \gamma. \end{cases} \quad (7)$$

де U – середня швидкість вертикального повітряного потоку, м/с;

β – кут нахилу повітряного потоку до горизонту, град.

Виходячи з системи рівнянь (7) можемо записати

$$\begin{cases} V_B \cdot \sin \gamma = V_A \cos \alpha + U \cdot \cos \beta; \\ V_B \cdot \cos \gamma = V_A \sin \alpha + U \cdot \sin \beta. \end{cases} \quad (8)$$

Підставивши (8) в (5) та врахувавши, що $V_A \cos \alpha = \dot{x}$, $V_A \sin \alpha = \dot{y}$ маємо систему

$$\begin{cases} \ddot{x} + k_{II} \cdot V_B \dot{x} = -U \cdot \cos \beta - k_{II} \cdot V_B; \\ \ddot{y} - k_{II} \cdot V_B \dot{y} = U \cdot \sin \beta - k_{II} \cdot V_B. \end{cases} \quad (9)$$

Отже, задача зводиться до розв'язування системи двох неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку при початкових умовах

$$x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = V_{A_0} \cos \alpha, \quad y(0) = 0, \quad \dot{y}(0) = V_{A_0} \sin \alpha. \quad (10)$$

Розв'язок кожного з рівнянь шукається у вигляді [6]

$$x = x_{\text{гп}} + x_{\text{чп}}, \quad y = y_{\text{гп}} + y_{\text{чп}} \quad (11)$$

де $x_{\text{зп}} = C_1 + C_2 e^{-k_{\text{п}} V_{B_0} t}$, $y_{\text{зп}} = C_3 - C_4 e^{-k_{\text{п}} V_{B_0} t}$ – загальні розв’язки відповідних однорідних рівнянь; C_1, C_2, C_3, C_4 – сталі інтегрування;

$x_{\text{чп}} = -U \cos \beta \cdot t$, $y_{\text{чп}} = \left(U \sin \beta - \frac{g}{k_{\text{п}} V_{B_0}} \right) \cdot t$ – довільні часткові розв’язки неоднорідних рівнянь.

Таким чином, розв’язок системи (9) має вигляд

$$\begin{cases} x = C_1 + C_2 e^{-k_{\text{п}} V_{B_0} t} - U \cos \beta \cdot t; \\ y = C_3 - C_4 e^{-k_{\text{п}} V_{B_0} t} + \left(U \sin \beta - \frac{g}{k_{\text{п}} V_{B_0}} \right) \cdot t, \end{cases} \quad (12)$$

З умов (12) знаходимо сталі інтегрування

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{(V_{A_0} \cos \alpha + U \cos \beta)}{k_{\text{п}} V_{B_0}}, \\ C_2 &= \frac{-(V_{A_0} \cos \alpha + U \cos \beta)}{k_{\text{п}} V_{B_0}}, \\ C_3 &= \frac{(U \sin \beta - \frac{g}{k_{\text{п}} V_{B_0}} - V_{A_0} \sin \alpha)}{k_{\text{п}} V_{B_0}}, \quad C_3 = C_4. \end{aligned}$$

Підставивши C_1, C_2, C_3, C_4 в рівняння (12), отримаємо закон руху зерна в параметричному вигляді

$$\begin{cases} x = (e^{-k_{\text{п}} V_{B_0} t} - 1) (-V_{A_0} \cos \alpha_0 - U \cos \beta) / k_{\text{п}} V_{B_0} - U \cos \beta \cdot t; \\ y = (e^{-k_{\text{п}} V_{B_0} t} - 1) \left(\frac{g}{k_{\text{п}} V_{B_0}} - U \sin \beta + V_{A_0} \sin \alpha_0 \right) / k_{\text{п}} V_{B_0} + \left(U \sin \beta - \frac{g}{k_{\text{п}} V_{B_0}} \right) \cdot t, \end{cases} \quad (13)$$

де V_{A_0} – абсолютна швидкість потрапляння частинки в вертикальний повітряний потік в початковий момент часу, м/с;

V_{B_0} – відносна швидкість частинки в момент потрапляння її в вертикальний повітряний потік, м/с.

Відносна швидкість частинки в момент потрапляння її в вертикальний повітряний потік визначається із векторного рівняння (6) і за теоремою косинусів можна записати

$$V_{B_0} = \sqrt{V_{A_0}^2 + U^2 - 2V_{A_0} U \cos(\alpha_0 + \beta)}. \quad (14)$$

Тоді в проекціях на осі координат абсолютне переміщення частинки в потоці виражається рівнянням

$$\left\{ \begin{aligned} x &= \left(e^{-k_{\Pi} \sqrt{V_{A_0}^2 + U^2 - 2V_{A_0} U \cos(\alpha_0 + \beta)} \cdot t} - 1 \right) \frac{(-V_{A_0} \cos \alpha_0 - U \cos \beta)}{k_{\Pi} \sqrt{V_{A_0}^2 + U^2 - 2V_{A_0} U \cos(\alpha_0 + \beta)}} - U \cos \beta \cdot t; \\ y &= \left(e^{-k_{\Pi} \sqrt{V_{A_0}^2 + U^2 - 2V_{A_0} U \cos(\alpha_0 + \beta)} \cdot t} - 1 \right) \times \\ &\times \left(\frac{U \sin \beta - \frac{g}{k_{\Pi} \sqrt{V_{A_0}^2 + U^2 - 2V_{A_0} U \cos(\alpha_0 + \beta)}} - V_{A_0} \sin \alpha_0}{k_{\Pi} \sqrt{V_{A_0}^2 + U^2 - 2V_{A_0} U \cos(\alpha_0 + \beta)}} \right) + \\ &+ \left(U \sin \beta - \frac{g}{k_{\Pi} \sqrt{V_{A_0}^2 + U^2 - 2V_{A_0} U \cos(\alpha_0 + \beta)}} \right) \cdot t. \end{aligned} \right. \quad (15)$$

Відмітимо, що система рівнянь (15) являє собою параметричне рівняння траєкторії руху частинки зернової суміші в вертикальному повітряному потоці і може застосовуватися для побудови траєкторії її руху при різних швидкостях витання (коефіцієнтах парусності), в залежності від початкових умов V_{A_0} , $V_{кр}$, α_0 , β .

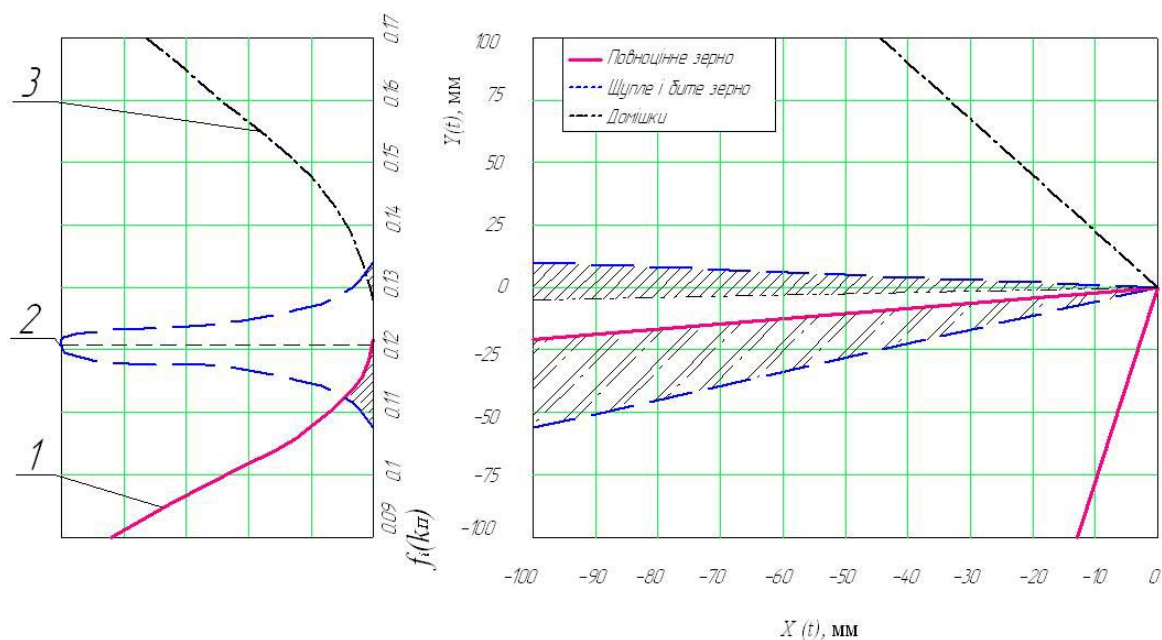
Згідно з рекомендаціями А.Я. Маліса, А.Р. Демидова, А.І. Буркова, Н.П. Сичугова, С.М. Лещенка та інших авторів [7, 8, 9], раціональними умовами введення матеріалу в вертикальний повітряний потік є: кут введення матеріалу $\alpha_0 = 30 - 50^\circ$, кут нахилу повітряного потоку до горизонту (осі ОХ) $\beta = 50 - 80^\circ$, швидкість повітряного потоку приблизно рівна швидкості витання зернового матеріалу, що очищається $U = (0,8 - 0,9)V_{кр}$, а початкова швидкість введення матеріалу $V_{A_0} = 0,2 - 0,5$ м/с.

Для наведених початкових умов доцільно побудувати траєкторії руху частин зернової суміші при потраплянні в вертикальний повітряний потік в результаті очистки різних культур. При цьому значення глибини каналу приймається згідно рекомендації [9]. Значення швидкостей витання (коефіцієнтів парусності) для різних частин зернової суміші різноманітні [11]. На рис. 2, на прикладі зерна пшениці, наведені графіки траєкторії руху частин зернової суміші в вертикальному повітряному потоці, які побудовані відповідно отриманої залежності (15).

При цьому кожна частинка зернової суміші рухається за своєю траєкторією в залежності від її критичної швидкості (швидкості витання) $V_{кр}$ чи коефіцієнта парусності k_{Π} . Однак, слід відмітити, що в загальній зерновій суміші частинки з різними коефіцієнтами парусності k_{Π} розподілені нерівномірно. Виходячи з результатів попередніх досліджень [12] найбільш відповідним для природних розподілів параметрів випадкових величин підходить нормальний закон (Гауса) $f_i(k_{\Pi})$ (рис. 2)

$$f_i(k_{\Pi}) = \frac{1}{\sigma_{k_{\Pi_i}} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(k_{\Pi} - \bar{k}_{\Pi_i})^2}{2\sigma_{k_{\Pi_i}}^2}}, \quad (16)$$

де $i = 1, 2, 3 \dots n$ – порядковий номер фракції при розділенні суміші.



1 – $f_1(k_n)$ – повноцінне зерно; 2 – $f_2(k_n)$ – щупле і бите зерно;
 3 – $f_3(k_n)$ – легкі домішки ($\alpha_0 = 50^\circ$, $\beta = 80^\circ$, $V_{cp} = 6$ м/с, $V_{A_0} = 0,35$ м/с)

Рисунок 2 – Траєкторії і розподіл за фракціями зернової суміші

Згідно [13] значення коефіцієнтів парусності для основних фракцій при розділенні зернової суміші знаходиться в межах:

$$0,075 \leq k_{II} \leq 0,12 \text{ – повноцінне зерно;}$$

$$0,11 \leq k_{II} \leq 0,14 \text{ – щупле і бите зерно;}$$

$$0,125 \leq k_{II} \leq 0,55 \text{ – домішки.}$$

В рівнянні для розрахунку дальності польоту частинки зернового матеріалу вздовж осі OX (рис. 1) залишається одна змінна величина k_{II} розподілена по нормальному закону розподілу.

В цьому випадку траєкторії руху частинок представляють собою випадковий процес, що описує динаміку руху зернової суміші. Окрема траєкторія є одиничною реалізацією цього процесу.

Так як в основі дослідження розподілу частинок зернової суміші на фракції покладена дальність і висота їх польоту по осям, то обчислення при статистичному моделюванні приведені для параметрів X та Y згідно формули (15).

Статистичним моделюванням при багатократному повторенні процедури розрахунку обчислення траєкторії побудовані криві розподілу $\varphi_i(x)$ випадкових величин – дальності і висоти польоту для різних фракцій зернового матеріалу (рис. 2).

Таким чином на основі статистичного моделювання процесу сепарації зернової суміші на фракції встановлені загальні закономірності розподілу частинок в повітряному потоці.

Аналізі траєкторій переміщення часток суміші (рис. 2) дозволяє зробити висновок, що за допомогою вертикального повітряного потоку можна виділяти із зернової суміші легкі домішки, при цьому лише незначна їх частина може потрапити в повноцінне зерно. Траєкторія руху неповноцінного (щуплого, битого) зерна частково збігається з траєкторією руху повноцінного зерна та легких домішок. Тому в залежності від вимог до очищення (попереднє, первинне чи вторинне), при вказаних початкових умовах, та з врахуванням можливості сепарації різних культур, виникає

необхідність додаткового регулювання пневмосепаратора. Таким чином, аналіз траєкторії руху часток зернової суміші дозволяє визначити конструктивні параметри вертикального ПСК.

Список літератури

1. Котов Б. І. Тенденції розвитку конструкцій машин та обладнання для очищення і сортування зерноматеріалів / Б. І. Котов, С. П. Степаненко, М. Г. Пастушенко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград. – 2003. – Вип. 33. – С. 53–59.
2. Степаненко С. П. Дослідження процесу пневматичної сепарації насіння в кільцевому зигзагоподібному сепараторі / С. П. Степаненко // Механізація сільськогосподарського виробництва. – Харків : ХНТУСГ. – 2008. – С. 59–65.
3. Васильковський О.М. Підвищення ефективності повітряного очищення зерна / О.М. Васильковський, Д.І. Петренко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 35. – Кіровоград : КНТУ, 2005. – С. 286–288.
4. Єжов С.М. Класична механіка / С.М.Єжов, М.В. Макарець, О.В. Романенко. – К.: ВПЦ "Київський університет", 2008. – 480 с.
5. Барский М.Д. Оптимизация процессов разделения зерновых материалов / М.Д. Барский. – М.: Недра, 1978. – 163 с.
6. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1973.
7. Лещенко С.М. Обґрунтування параметрів пневмосепаруючої системи інерційного прямооточного сепаратора зерна : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 „Машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва” / С. М. Лещенко. – Кіровоград, 2010. – 21 с.
8. Малис А. Я. Машины для очистки зерна воздушным потоком / А. Я. Малис, А. Р. Демидов. – М. : Машгиз, 1962. – 175 с.
9. Бурков А.И. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание / А.И. Бурков, Н.П. Сычугов. – Киров : Изд-во НИИСХ Северо-Восток, 2000. – 258 с.
10. Безручкин И. П. Исследование аэродинамических свойств зерен в вертикальном потоке / И. П. Безручкин // Сельскохозяйственная машина. – 1936. – № 3. – С.16–22.
11. Теоретичне дослідження якості пневмосепарації зернових сумішей в похилому повітряному потоці / О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, Д.І. Петренко [та ін.] // Сільськогосподарські машини: Зб. Наук. Ст. – Вип. 21. – Том 1. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2011. – С. 249–254.
12. Дослідження роботи пневмосепаруючого каналу на фізичній моделі / М. І. Васильковський, О. М. Васильковський, С. М. Лещенко [та ін.] // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград. – 2006. – Вип.17. – С. 44–48.
13. Васильковський О. М. Результати експериментальних досліджень відцентрово-пневматичного сепаратора зерна / О. М. Васильковський, Д. І. Петренко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград : КНТУ. – 2006. – Вип. 36. – С. 54–56.

D. Petrenko, A. Vasilkovskiy, S. Leshchenko, A. Nesterenko

Kirovograd National Technical University

Separation efficiency of the grain material into fractions separator turbine

The article considers the problem of optimizing the parameters pneumatic separators for cleaning and grading grain. To do this, theoretically studied the interaction of the cereal mixture and air flow in a vertical annular channel pneumatic type. The analytical dependence allows us to study the process separation of the cereal mixture into fractions and theoretically set the parameters separating system. Analysis of the trajectories of particles moving in a vertical mixture pneumatic channel ring type allows us to conclude that in the turbine separator can be effectively isolated from the cereal mixture light impurities, and only a small part of them can get into the full grain. Thus, the analysis trajectories cereal mixture allows determine the design parameters of the turbine separator at the stage designing.

theoretical separation efficiency, cereal mixture, pneumatic channel ring, turbine separator, fraction

Одержано 21.11.13

УДК 631.333

М.І. Ролдугін, доц., ст.наук. співр., Є.С. Михайловський, магістр
Дніпропетровський державний аграрний університет

Стан і перспективи розвитку комбінованих агрегатів

Розглянуто тенденції розвитку та створення машин для комбінованого обробітку ґрунту. Запропоновано шляхи удосконалення машин для комбінованого обробітку ґрунту. Удосконалено систему основної і передпосівної обробки, обґрунтована необхідність диференціації глибини і числа обробок у сівозміні. Зроблено аналіз на основі досліджень, що в сучасному сільському господарстві існує тенденція до поєднання кількох операцій за один прохід колісного трактора. З метою більш повного використання потужності, зниження сумарної трудомісткості виконання сільськогосподарських операцій та досягнення агрономічних переваг відзначається доцільність установки на тракторі знарядь спереду і ззаду.

комбіновані машини, обробіток, сівозміна, сільськогосподарська операція, удосконалення.

Н.И.Ролдугин, Е.С.Михайловский
Днепропетровский государственный аграрный университет

Состояние и перспективы развития комбинированных агрегатов

Рассмотрены тенденции развития и создания машин для комбинированной обработки почвы. Предложены пути усовершенствования машин для комбинированной обработки почвы. Усовершенствована система основной и предпосевной обработки, обоснована необходимость дифференциации глубины и числа обработок в севообороте. Сделан анализ на основе исследований, что в современном сельском хозяйстве существует тенденция к объединению нескольких операций, выполняемых за один проход колесного трактора. С целью более полного использования мощности, снижение суммарной трудоемкости выполнения сельскохозяйственных операций и достижения агрономических преимуществ отмечается целесообразность установки на тракторе орудий спереди и сзади.

комбинированные машины, обработка, севооборот, сельскохозяйственная операция, усовершенствование.

Вступ. Ні одна країна з розвинутим аграрним сектором не може успішно конкурувати на ринку сільгосппродукції і продуктів харчування без власного виробництва основної номенклатури сучасної техніки для механізації сільськогосподарського виробництва[1].

Повною мірою це відноситься і до України, на території якої до 1992 року випускалось близько 30% номенклатури машин потрібних для сільського господарства. Тому створення і освоєння виробництва нової техніки – важливе завдання, для вирішення якого необхідна максимальна консолідація вчених, конструкторів і машинобудівників.

В останні роки в Україні проводиться значна робота з удосконалення існуючих і розробки нових більш ефективних систем обробітку ґрунту відповідно до конкретних ґрунтово-кліматичних умов. Удосконалено систему основної і передпосівної обробки, обґрунтована необхідність диференціації глибини і числа обробок у сівозміні, розроблені системи ґрунтозахисної обробки для районів, де виявляється дефляція і водна ерозія ґрунтів.

На підставі узагальнення наукових досліджень і передового досвіду встановлено, що для створення оптимальних ґрунтових умов для росту і розвитку сільськогосподарських культур в існуючих сівозмінах різних ґрунтово-кліматичних зон країни необхідно застосовувати диференційовану систему обробки в залежності від властивостей ґрунту, її попередників, засміченості поля тощо. При цьому необхідно правильно комбінувати глибоку, звичайну і поверхневу обробку з використанням відвальних, дискових, чизельних і інших ґрунтообробних знарядь.

Основна частина. Комбіновані агрегати поєднують в одному проході кілька операцій що дозволяє істотно знизити ущільнення ґрунту, витрата палива, затрати праці. У порівнянні з роботою одноопераційних машин застосування комбінованих агрегатів сприяє кращому росту і розвитку рослин.

Зарубіжні фірми вже практично приступили до виробництва комбінованих агрегатів. Так фірма «Еверсман» (США) випускає три моделі комбінованих машин, для мінімальної обробки ґрунту і висіву просапних культур: дванадцятирядну, восьмирядну і шестирядну. Кожна з моделей за один прохід забезпечує підготовку ґрунту, внесення добрив і посів[2].

Французька фірма «КІНН» випускає комбінований агрегат моделі НР-400SI, що виконує за один прохід підготовку ґрунту та посів зернових. Агрегат складається з фрези з вертикальною віссю обертання, прикочуючого гратчастого або кільчастого котка, сівалки з бункером ємністю 513 л. Ширина захвату агрегату 4 м, маса 1850 кг. Агрегатується з колісним трактором двигуном потужністю 120к.с.

На думку дослідників ФРГ, одним з перспективних напрямків щодо скорочення витрат робочого часу і експлуатаційних витрат при виконанні польових робіт є використання тракторів, що мають передні і задні навісні механізми. Застосування комбінованих агрегатів, створених на базі таких тракторів, дозволяє зменшити число проходів по полю, знизити ущільнення ґрунту. Істотне підвищення ефективності використання подібних машинно-тракторних агрегатів досягається при такому складі:

- фронтальний і задньонавісний плуг;
- фронтальна і задньонавісна косарка;
- фронтальна косарка і саморозвантажний причіп.

Створене в Західній Німеччині знаряддя «Kuttuha II» забезпечує в комбінації з роторною бороною передпосівний обробіток і сіва в одному проході трактора. Причому, на фронтальному навішуванні монтується ґрунтообробна частина знаряддя масою близько 1200 кг і шириною захвату 3 м, на задній навісці - сівалка. Робоча швидкість агрегату, за результатами випробувань, склала 6 км/год, продуктивність – близько 2 га/год, годинна витрата палива - 14,3 кг[1].

У Великобританії відбувся показ машинно-тракторних агрегатів, які суміщують обробку ґрунту і посів сільськогосподарських культур. Демонструвалися вісім агрегатів:

- чотирикорпусний оборотний плуг і зернова сівалка;
- ґрунтова фреза і пневматична сівалка (агрегат для тракторів з двигуном потужністю 400 кВт);
- культиватор для передпосівної підготовки ґрунту на передній навісці і пневматична сівалка на задній гідронавісці трактора.

За результатами випробувань агрегатів виявлено значне зменшення ущільнення ґрунту і втрати вологи в порівнянні з виконанням робіт одноопераційними машинами, крім цього, досягається висока продуктивність комбінованих агрегатів при русі по прямій.

Фірма «M2 Gear» (США) розробила агрегат «Cult A - Moster», призначений для проведення передпосівної обробки ґрунту, внесення добрив і гербіцидів, посіву просапних культур. Фірма випускає комбіновані агрегати, з шириною захвату 5,4; 6,3;

9,0 м для рядності 6; 8 і 12. Використання комбінованих агрегатів дозволяє значно знизити ущільнення ґрунту, підняти врожайність, різко скоротити витрату палива та затрати праці. Чистий дохід на 1 га близько 100 грн[1,4].

Італійські дослідники також вважають, що в сучасному сільському господарстві існує тенденція до поєднання кількох операцій за один прохід колісного трактора.

З метою більш повного використання потужності, зниження сумарної трудомісткості виконання сільськогосподарських операцій та досягнення агрономічних переваг відзначається доцільність установки на тракторі знарядь спереду і ззаду.

В даний час у Великобританії ведуться роботи, направлені на створення комбінованих агрегатів і зниження ущільнення ґрунту. Одним з фермерів було здійснено на практиці внесення рідких органічних добрив та гербіцидів з одночасним посівом ріпаку[1,3].

Фірма « Кляйне » (ФРН) створила комбінований агрегат, який дозволяє в одному проході трактора виконувати нарізку гребенів (знаряддя навішується спереду) і гребневий посів кукурудзи (сівалка на задній навісці).

У Всесоюзному науково-дослідному інституті кукурудзи роботи зі створення комбінованих агрегатів, які суміщають в одному проході трактора передпосівну культивуацію, внесення гербіцидів і посів кукурудзи, проводилися в період 1983 по 1988 рр. Спочатку (1983 по 1985 рр.) в якості тягової машини було використано гусеничний трактор середньої потужності ДТ-75В[1,2].

На передню навіску монтували культиватор КРН-5,6А, на задню - сівалку СУПН-8, попереду трактора відповідно до заводської інструкції встановлюється підкормлювач - обприскувач ЕКО-600. Державні випробування показали достатньо високу надійність виконання агротехнічного процесу на посіві кукурудзи та соняшнику. Разом з цим, була відзначена недостатня потужність енергозасобу, що стало головною причиною зниження денного виробітку (з сівби) за глибиною культивуації та посіву більше 8 см [2,3].

У зв'язку з цим, в якості тягової машини був обраний енергонасичений трактор з інтегральної схеми ХТЗ-16131. На тракторі мається передня гідронавісна система. Крім цього, на майданчику за кабіною трактора був встановлений бак обприскувача ЕКО-400. На передню навіску встановлюється культиватор КРН-5,6А, переобладнаний з допомогою подовжених квадратних валів під суцільний передпосівний обробіток ґрунту. В якості робочих органів використовуються стрічасті лапи з шириною захвату 270 мм з перекриттям 40 - 60 мм. Лапи для усунення забивання пожнивно - корневими залишками попередньої культури розставлені в шаховому порядку. На брусі культиватора закріплені кронштейн з роздавальною штангою і щільними плоскофакельними розпилувачами для внесення хімічних засобів при дуже високій забур'яненості ділянки. На задню гідронавіску навішується сівалка СУПН-8 з автоматизованим контролюючим пристроєм « Кедр »[1].

Для забезпечення можливості смугового (у зону рядка) внесення робочих розчинів гербіцидів на брусі сівалки змонтована роздавальна штанга, а на самому сошнику - трубка з розпилувачем. Пристрій дозволяв регулювати ширину оброблюваної зони за допомогою зміни висоти розташування розпилувача над поверхнею ґрунту. Потік робочого розчину гербіциду був направлений в простір між загортачами - підгортальниками, що входять в комплект сівалки СУПН -8.

Для забезпечення роботи вакуумної системи пневматичної сівалки на вихлопну трубу трактора встановлюється газоструйний компресор. Величина розрідження у дисків висівного апарату регулюється в межах 310 ... 330 мм водяного стовпа.

За роки досліджень встановлено, що суміщення операцій не призводить до зниження врожайності[4].

Виробнича перевірка комбінованого агрегату в радгоспі імені КІРС Дніпропетровського району Дніпропетровської області, проведена на площі 85 га, показала наступні результати:

- зниження витрати палива в порівнянні з виконанням робіт одноопераційними машинами - 1,5 кг/ га;
- підвищення врожайності зерна кукурудзи на 8 ц/га;
- продуктивність на годину змінного часу - 2,1 га;
- стійке виконання технічного процесу;
- робоча швидкість - 8,1 км / год;
- кількість обслуговуючого персоналу - 2 людини (тракторист і заправник);
- економія гербіцидів - 50%.

Висновки. На підставі узагальнення наукових досліджень і передового досвіду встановлено, що для створення оптимальних ґрунтових умов для росту і розвитку сільськогосподарських культур в існуючих сівозмінах різних ґрунтово-кліматичних зон країни необхідно застосовувати диференційовану систему обробки в залежності від властивостей ґрунту, її попередників, засміченості поля й інше.

Список літератури

1. В.І. Марченко, А.О. Яценко Ґрунтообробні машини: Навчальний посібник. – К.: Науковий світ, 2004. – 184 с.
2. А. Н. Панченко “Теорія і розрахунок с.-г. машин”/ Дніпропетровський державний аграрний університет – Дніпропетровськ, 2002. – 395 с.
3. А.С. Кобець “Основи теорії робочих органів сільськогосподарських машин”, Дніпропетровськ, 1999. – 65 с.
4. В. І. Пастухов, А. Г. Чигрин, П.А. Джолос та ін. “Практикум по сільськогосподарським машинам”/ М.: Колос, 1991. – 155 с

M. Roldugin, Y. Mikhailovsky

Dnipropetrovsk state agrarian University

Status and prospects of development combined aggregate

No country with a developed agrarian sector cannot compete successfully on the market of food and agricultural products without their own production of the basic nomenclature of modern equipment for the mechanization of agricultural production.

The trends in development of machines for the combined soil processing. Ways to improve the machinery for the combined soil processing. Improve the system for the main and presowing treatment, the necessity of differentiation of depth and number of treatments in the rotation. An analysis made on the basis of research that modern agriculture, there tends to be a combination of several operations in one pass wheeled tractor. With the purpose of more full capacity utilization, the reduction of total labor intensity of agricultural operation and achieve the agronomic benefits of the expedience of installation on a tractor guns in front and..

On the basis of generalization of scientific research and best practices established, that for creation of optimal soil conditions for growth and development of agricultural crops in the existing crop rotations in different soil-climatic zones of the country it is necessary to apply a differentiated treatment system depending on the soil properties, its predecessors, debris and other fields.

combined machines, processing, crop rotation, agricultural operation, handling improvements

Одержано 20.11.13

УДК 631

В.І. Рубльов, проф., д-р техн. наук, О.С. Дев'ятко, асп.

Національний університет біоресурсів та природокористування України

Аналіз конструкцій індивідуальних доїльних установок на відповідність забезпечення вимог виробництва молока

Розглянуто основні вимоги до конструкцій індивідуальних доїльних установок згідно з міжнародними стандартами. Наведено блок-схему транспортування молока від дійок вимені до збірної ємності. Вказано напрямок удосконалення технічного забезпечення покращення якості молока в умовах технологій доїння особистих селянських та фермерських господарствах. Розроблена і апробована конструкція удосконаленого устрою для індивідуальних доїльних установок.

індивідуальні доїльні установки, конструкція, удосконалення, устрій, технологія, молоко, транспортування, процес

В.И. Рублёв, Е.С. Девятко

Национальный университет биоресурсов и природокористування України

Анализ конструкций индивидуальных доильных установок на соответствие обеспечения требований производства молока

Рассмотрены основные требования к конструкциям индивидуальных доильных установок согласно международным стандартам. Приведены блок-схемы транспортировки молока от сосков вымени в сборную емкость. Указано направление усовершенствования технического обеспечения улучшения качества молока в условиях технологий доения личных крестьянских и фермерских хозяйствах. Разработана и апробирована конструкция усовершенствованного устройства для индивидуальных доильных установок.

индивидуальные доильные установки, конструкция, усовершенствование, устройство, технология, молоко, транспортирование, процесс

Постановка проблеми: розглядаючи сучасний стан виробництва молока в Україні постає питання чи отримує покупець якісне молоко, що містить в собі всі поживні речовини? Згідно з ДСТУ 3662-97«Молоко коров'яче, незбиране. Вимоги при закупівлі» молоко повинно бути натуральним незбираним, чистим, без сторонніх, не властивих свіжому молоку присмаків і запахів. За зовнішнім виглядом та консистенцією молоко повинно бути однорідною рідиною від білого до ясно-жовтого кольору, без осаду та згустків. Не допускається змішування молока від здорових і хворих тварин та заморожування молока. В молоці не допускається вміст миючо-дезінфікуючих засобів, консервантів та антибіотиків [1].

Актуальність дослідження полягає у підвищенні якості молока шляхом дотримання технологічних заходів при його одержанні в господарстві на відповідність сучасним світовим вимогам, а також для збереження суспільного добробуту. В той же час технологічні заходи реалізуються через використання механічних засобів. Останнє вимагає їх удосконалення з врахуванням діючих світових вимог до молока.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показує, що дослідженням технологічного обладнання тваринницьких ферм і комплексів та механізації доїння корів із збиранням молока в молокопровід приділяється велика увага [2-5], але частково

розглядається питання із збиранням молока в індивідуальний молокозбірник а особливо його подальший шлях до охолоджувача. При цьому не забезпечується захист молока від зовнішнього середовища та обслуговуючого персоналу.

Новизна роботи в технічному удосконаленні транспортування молока із індивідуальної доїльної установки до охолоджувача без впливу зовнішнього середовища та обслуговуючого персоналу.

Викладення основного матеріалу

Вирішувалися наступні задачі:

- визначити перелік вимог до індивідуальних доїльних установок по забезпеченню якості молока на світовому рівні;
- виконати аналіз конструкції індивідуальних доїльних установок на відповідність світовим вимогам;
- сформулювати напрями удосконалення індивідуальних доїльних установок;
- розробити конструкцію технічного засобу щодо удосконалення індивідуальної доїльної установки.

Методика досліджень полягає у використанні системного і морфологічного аналізу при визначенні переліку вимог і формулюванні конструктивних напрямів. Інформаційно-патентний пошук здійснено по визначенню щодо удосконалення конструкції технічного засобу.

Перший етап досліджень складався на основі аналізу стандарту ISO 5707:2007 та ISO 6690:2007 і він враховує наступні вимоги:

- конструкція доїльного обладнання повинна забезпечувати відсутність тріщин або заглиблень, що можуть заважати їх належному чищенню та дезінфікуватися;
- бути стійкою до корозії;
- не переносити частинки матеріалів, з яких вони виготовлені, в молоко у кількостях, що становлять ризик для здоров'я споживача;
- складові частини апаратів повинні мати габаритні розміри, що не створюють перешкод при виконанні технологічних операцій процесу доїння корів.

При аналізі конструкцій індивідуальних доїльних установок на основі системного підходу розглядаються наступні складові частини (рис.1.):

- вакуумне обладнання, яке складається з вакуумного насосу, електродвигуна, глушника, вакуумного балону (ресиверу), вакуумметра, регулятора вакууму;
- система транспортування повітря, до якого входять вакуумний шланг, шланг змінного тиску, колектор (хрестоподібна гайка, розподільник повітря, вушко для зняття), пульсатор (корпус, еластичні мембрани, патрубок, виступи, куліса, комутатор, золотниковий пристрій, ричаг, площадка куліси);
- доїльний апарат, який має
 - 1) підвісну частину, яка складається з дійкової гуми, доїльний стаканів, молочної трубки, молочної камери колектору (ущільнюючі кільця, амортизатор, затискач, болт з шестигранною головкою);
 - 2) молокозбірник (доїльне відро, кришка);
 - 3) молочний шланг;
- система пуску (блок керування, вилка електроживлення).

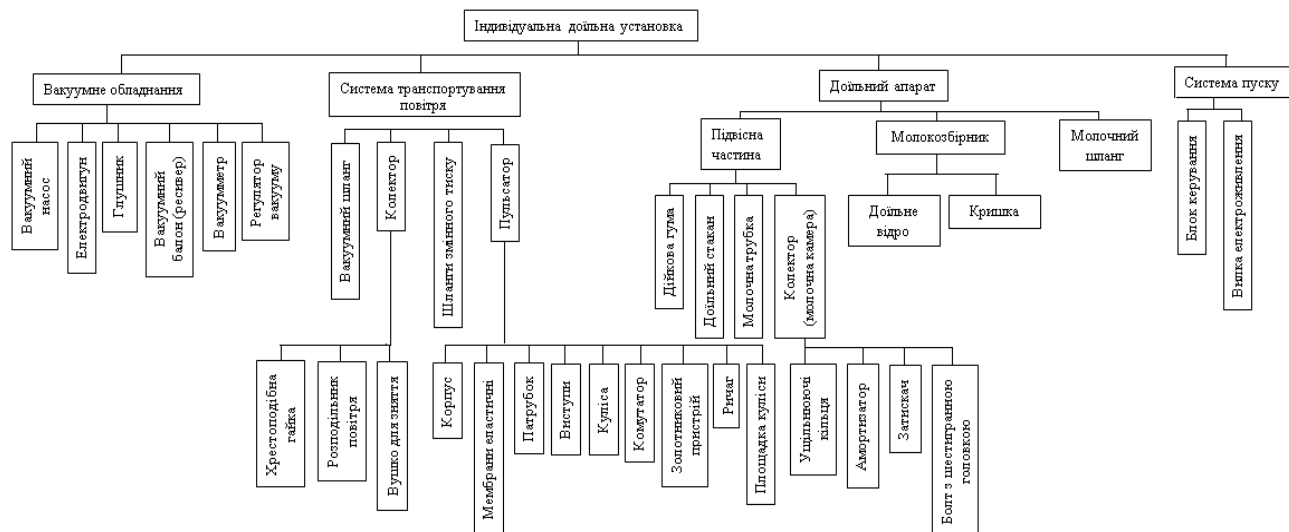


Рисунок 1 – Блок-схема складових частин індивідуальної доїльної установки

Дана схема не забезпечує захисту молока від зовнішнього середовища при подальшому зливі молока з доїльного відра та контакту з обслуговуючим персоналом. Тому пріоритетним напрямком удосконалення є аналіз складових частин індивідуальної доїльної установки, які розглядаємо з позиції збереження структури молока на виході від великої рогатої худоби. Це важлива умова для ефективного захисту молока і коригування його показників якості шляхом усунення наведених недоліків удосконаленням складових частин.

Молоко проходить шлях лише в системі доїльного апарату (рис. 1), тому розглянуто взаємодію складових частин та їх вплив на його якість. Молоко з дійки корови взаємодіє з дійковою гумою, молочною трубкою, молочною камерою колектору, молочним шлангом та молокозбірником. Їх чистота при промивці та потрапляння повітря під час надягання підвісної частини (доїння) впливає на якість одержуваного молока й хімічне пошкодження дійки.

Наступним етапом йде зливання молока з наповненого доїльного відра до більш об'ємної ємності. Шляхом відкривання кришки доїльного відра та переливу молока у відро яке відносять до місця розташування молочних ємностей та фільтруючи через марлевий фільтр переливають до бідону (рис. 2).



а) з доїльного відра в переносне відро; б) з переносного відра в флягу

Рисунок 2 – Переливання молока

Виходячи із вказаних недоліків визначені наступні напрями по їх усуненню. Це досягається за рахунок вдосконалення індивідуальної доїльної установки, що описується наступною схемою (рис. 3.):

– вакуумне обладнання, яке складається з вакуумного насосу, електродвигуна, глушника, вакуумного балону (ресиверу), вакуумметра, регулятора вакууму;

– система транспортування повітря до якої входять вакуумний шланг, шланг змінного тиску, колектор (хрестоподібна гайка, розподільник повітря, вушко для зняття), пульсатор (корпус, еластичні мембрани, патрубок, виступи, куліса, комутатор, золотниковий пристрій, ричаг, площадка куліси);

– доїльний апарат, який має:

1) підвісну частину, яка складається з дійкової гуми, доїльних стаканів, молочної трубки, молочної камери колектору (ущільнюючі кільця, амортизатор, затискач, болт з шестигранною головкою);

2) молокозбірник до складу якого входять доїльне відро та кришка, яка оснащена двома шаровими вентилями, повітряним фільтром та молочним шлангом;

3) молочний шланг;

– система пуску (блок керування, вилка електроживлення).

Як бачимо, в наведених блок-схемах (рис.1, рис.3) різниця в наявності додаткових вентилів, шлангу та фільтра в системі доїльного апарату. Це забезпечує поліпшення технології без контакту молока з зовнішнім середовищем.

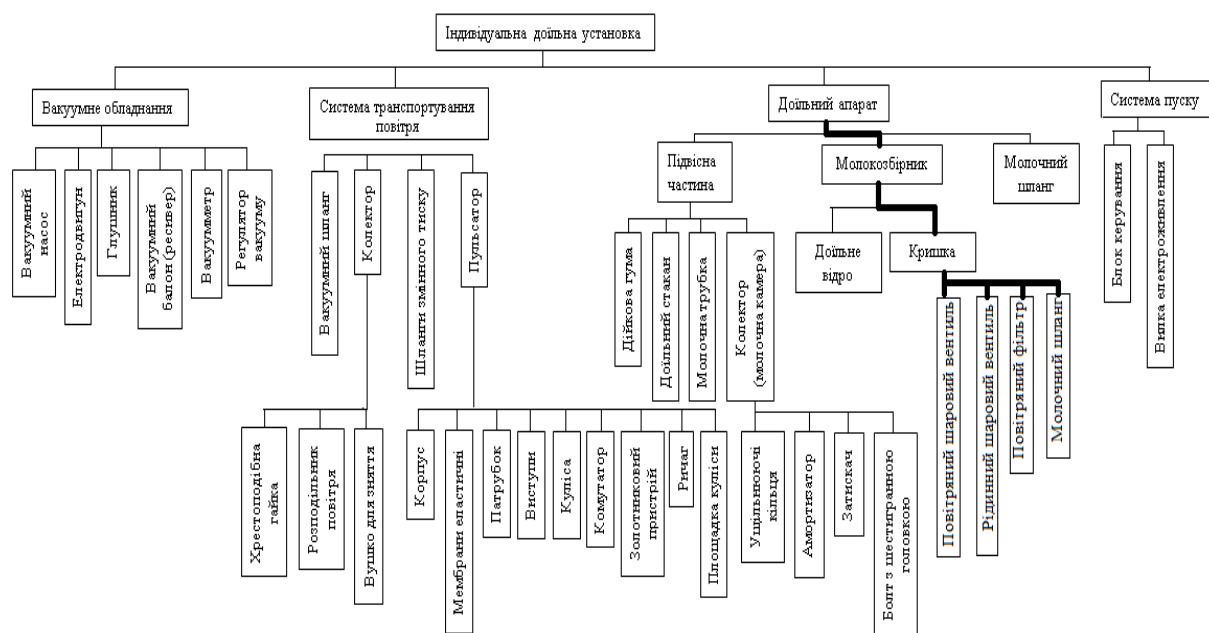


Рисунок 3 – Блок-схема удосконаленої доїльної установки

На основі патентно-інформаційного пошуку були підтверджені вказані напрями робіт та пріоритет конструкції. Удосконалення представлені на рис. 4 зводяться до покращення отримання якості молока при його транспортуванні у відповідності з світовими вимогами. Розширення можливостей сільськогосподарських товаровиробників та підвищення якості послуг досягається за рахунок вдосконалення технології виробництва молока та з врахуванням інновацій в системі зливу молока з доїльного відра.



1 – доїльне відро, 2 – кришка, 3 – рідинний шаровий вентиль, 4 – повітряний шаровий вентиль, 5 – повітряний фільтр

Рисунок 4 – Удосконалений доїльний апарат

Для збереження максимально наближеного бактеріального стану молока на виході від великої рогатої худоби нами було удосконалено доїльний апарат, а точніше кришку доїльного апарату [9] рис 4., яка дозволяє здійснювати перекачування молока з доїльного відра до бідону без поєднання двох середовищ, що дозволяє зберегти витрати часу та знизити навантаження на дояра при перенесенні молока, злитого з доїльного відра у звичайне відро, до бідону.

Висновки. Виконаний аналіз вимог до конструкцій індивідуальних доїльних установок на відповідність сучасним вимогам до коров'ячого молока дозволив запропонувати технічне рішення щодо удосконалення доїльного апарату, яке захищає молоко від впливу зовнішнього середовища.

Список літератури

1. Показники якості молока Електронний ресурс [<http://volynland.volyn.in/articles/30.html>]
2. Ревенко І.І., Брагінець М.В., Ребенко В.І. 2012: Машини та обладнання для тваринництва: Підручник. – К.: Кондор, 713 с.
3. Каргашов Л.П., Колпаков А.В., Василевский Г.П., Ушаков Ю.А., Королев А.С., Панин А.А. 2010: Инженерные методы обеспечения качества молока. Механізація та електрифікація сільського господарства. Випуск 84. – Глеваха, 2010. – 168 с.
4. Фененко А.І. Механізація доїння корів. Теорія і практика: Монографія.- К.: 2008.- С. 24.
5. Мельников С.В. 1985: Технологическое оборудование животноводческих ферм и комплексов.- Л.: Агропромиздат, 640 с.
6. На молочному ринку України покращується якість сировини – УКАБ Електронний ресурс [<http://news.finance.ua/ua/~1/0/all/2013/06/12/303500>]
7. Наказ від 8 січня 2004 року №1 Про затвердження та надання чинності ГСТУ 46.069-2003 "Молоко коров'яче незбиране. Первинне оброблення, зберігання і транспортування. Основні вимоги" Електронний ресурс [<http://document.ua/moloko-korovjache-nezbirane.-pervinne-obroblennja-zberigannj-nor5733.html>]

8. Государственный стандарт республики Беларусь СТБ ISO 5707/ ПР_1 Установки доильные. Конструкция и рабочие характеристики. Электронный ресурс [http://www.tnpa.by/tnpa/TnpaFiles/pdf/STB_ISO_5707.pdf]
9. Патент на корисну модель № 46575 від 25.12.2009 року «Удосконалений доїльний апарат».

V. Rublev, E. Deviatko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Analysis of the structures of individual milking machines to meet the requirements of milk production

Considered set of requirements for individual construction milking according to international standards to ensure milk quality at the global level, which was based on the analysis of the standard ISO 5707:2007 and ISO 6690:2007.

It is possible by using a systematic approach to consider the individual components of the milking machines and create a flowchart. On the basis of which it was found that transport milk is in the system milking machine. It was therefore examined the interaction of the components of the reduced system of individual milking machines and their impact on the quality of milk.

This analysis allowed to be determined with the the least protected stage in the line of transporting, and by direction of improvement of the technical providing and improvement of quality of milk in the conditions of technologies of milking the personal peasant and farmer economies. Based on patent information retrieval have been confirmed are listed priority areas of work and design.

Improvements are taken to the improvement of receipt of quality of milk at his transporting in accordance with world requirements. A maintainance of the maximally close bacterial state of milk is on an output from a cattle.

Designed and tested device of improved design for individual milking machines.

individual milking machines, design, improvement, device, technology, milk, transportation, process

Одержано 12.09.13

УДК 621.664

В.В. Русских, докторант, канд. техн. наук

Кировоградський національний технічний університет

Дослідження складу забруднень робочої рідини гідросистем дорожньо-будівельних машин, тракторів та автомобілів

В статті розглянуті переваги і недоліки об'ємного гідроприводу перед електричним приводом та механічними передачами, а також переваги та недоліки шестеренних насосів. Визначено, що основним видом зношення деталей шестеренного насоса є абразивне зношення. Наведено, що основна причина виходу з ладу шестеренних насосів є забруднення робочої рідини. Визначено фактичний вміст механічних домішок в робочій рідині гідросистем машин та якісна оцінка забруднень.

гідропривід, шестеренний насос, зношування, робоча рідина, забруднення

В.В. Русских

Кировоградский национальный технический университет

Исследования состава загрязнений рабочей жидкости гидросистем дорожно-строительных машин, тракторов и автомобилей

В статті розглянуті переваги та недоліки об'ємного гідроприводу, а також переваги та недоліки шестеренних насосів. Встановлено, що основним видом изнашивания деталей шестеренних насосів є абразивне изнашивание, а основною причиною виходу їх з ладу – забруднення робочої рідини. Виконано аналіз забруднень та ознак їх утворення та проникнення в гідросистему машин. Визначено фактичне вміст механічних домішок в робочій рідині гідросистем. Виконано якісну оцінку забруднень.

гідропривод, шестеренний насос, изнашивание, робоча рідина, забруднення, абразивні частинки, клас чистоти

Постановка проблеми. Широке застосування об'ємного гідроприводу обумовлено рядом переваг перед [1-8]:

- гідропривід забезпечує передачу великої потужності при високому (до 1000) коефіцієнту підсилення, з малим числом каскадів підсилення і при незначних розмірах і масі гідравлічних машин;

- конструкція гідроприводу дає можливість отримати невеликі, стійкі швидкості руху кінцевих ланок гідропередачі, при цьому діапазон безступінчатого регулювання може досягати для обертального руху від 0,1 до 50000 об/хв і для поступального – від 3 мм/хв до 90 м/хв.

- завдяки добрим динамічним властивостям об'ємний гідропривід має незначну інерційність, що забезпечує швидкодію, високу точність керування і можливість легкого реверсування;

- малий момент інерції забезпечує добрий розгін гідромоторів;

- конструкція гідроприводу забезпечує простоту перетворення одного виду руху в інший (обертальний в зворотно-поступовий і зворотний-поворотний);

- об'ємні гідродвигуни мають стабільність швидкості руху кінцевих ланок при зміні величини і знака навантаження;

- конструкція гідроприводів дозволяє автоматично змінювати режими його роботи і забезпечують захист обладнання від неприпустимих навантажень;

- деталі і елементи гідроприводу працюють в добрих умовах навантаження, що забезпечує довговічність і надійність роботи машин.

Поряд з відміченими перевагами гідроприводу притаманні і недоліки [1-8]:

- порівняно невисокий ККД гідроприводу і великі втрати енергії при її передачі на великі відстані;

- залежність характеристик гідроприводу від умов експлуатації (температура, тиск);

- чутливість до забруднення робочої рідини і необхідність достатньо високої культури обслуговування;

- підвищені вимоги до точності виготовлення окремих пристроїв і промислової чистоті технологічних процесів, що збільшує вартість гідроприводу і ускладнює конструкцію;

- наявність об'ємних втрат, які знижують ККД приводу, викликають нерівномірність руху вихідної ланки гідропередачі, ускладнюють досягнення стійкої швидкості руху робочого органу при малих витратах;

- відносна складність монтажу і ремонту в умовах експлуатації.

Основним агрегатом в системі гідроприводу є насос. В гідроприводах застосовують роторно-обертальні і роторно-поступальні насоси, які по виду робочих органів розділяють на шестеренні, гвинтові, шибєрні (пластинчаті) і поршневі [1-8].

Шестеренні насоси із зовнішнім зачепленням отримали широке розповсюдження в гідроприводах, так як вони прості у виготовленні і надійні в експлуатації. Ці насоси випускаються для гідросистем як з високими тисками (до 15...30 МПа), так і з більш низькими (1...10 МПа). Частоти обертання більшості шестеренних насосів із зовнішнім зачепленням знаходяться в діапазоні

1000...2500 об/хв. Повні ККД цих насосів звичайно складають 0,75...0,85, а об'ємні ККД - 0,85...0,95. [1-8]

Переваги шестеренних насосів - простота і відносна їх дешевизна, компактність конструкції, достатньо високий ККД, що досягає 90%, нежорсткі вимоги до очищення робочої рідини (насоси працездатні при тонкості фільтрації не гірше 100 мкм) і можливість роботи в широкому діапазоні густини робочої рідини [1, 5].

Недоліками шестеренних насосів є наступні фактори [1, 5]:

- подача в гідросистему пульсуючого потоку робочої рідини, який приводить до коливань тиску, підвищеному шуму в роботі і нерівномірності швидкості руху виконавчих органів;

- на опори валів діють постійні по напрямку радіальні сили, які викликають підвищений знос і знижують довговічність.

Являючись важко навантаженими агрегатами, що пов'язано з дією таких факторів, як циклічні механічні навантаження, висока запиленість навколишнього середовища, знакозмінні температурні режими тощо, шестеренні насоси мають обмежений ресурс, який складає 45...50% від встановленого [9].

Зношування деталей шестеренних насосів є основною причиною зниження його функціональних параметрів і ресурсу, з чим пов'язано 67...75% відмов насосів [9]. Основними причинами підвищення інтенсивності зношування слід вважати погіршення умов тертя – проникнення абразивних часток в зону контакту деталей, послаблення захисних властивостей змазки, зміна зазорів спряження, обумовлених зміною температури робочої рідини [10-12].

Основним видом зношування в шестеренному насосі є абразивне зношування. В якості частинок, що руйнують поверхні деталей шестеренних насосів, виступають: нерухомо закріплені тверді зерна в поверхні деталей з невисокою твердістю (шаржування поверхні) і вільні частинки, що втягуються в потік робочою рідиною. Слід відмітити, що поверхні деталей насосів також підлягають кавітаційному зношуванню. Але даний вид зношування в шестеренних насосах недостатньо вивчений [10-12].

При умові, що абразивні частинки входять в контакт з поверхнею деталі по дотичній, вони пружно деформують метал, залишаючись цілими або руйнуючись; в залежності від структури абразивного матеріалу і середовища зерна можуть втискатися в це середовище, повернутися або навіть вийти з зони контакту. Абразивна частинка втискається в метал деталі, якщо вона має більшу твердість ніж металеве зерно і міцність, достатню для сприйняття навантаження, необхідного для втискання в метал, і якщо її достатньо підтримує основа. Частинка, що впроваджується, при русі відносно поверхні може продряпати ризку або зрізати мікроскопічну стружку [12-16].

По шляху дряпання вільна частинка може повернутися і припинити витискання матеріалу; вона може дійти до твердої структурної складової сплаву, «перешагнути» через неї і знову почати дряпання. Її виступ може вирвати тверду складову, обломитися, частинка може роздробитися. Дно канавки, яка утворюється при дряпанні, наклепується. Коли вся поверхня наклепається, опір впровадженню підвищиться. Якщо впровадження повністю не виключається, то після багатократного пластичного деформування наступить підвищення ламкості матеріалу [12-16].

Зношування від абразивних частинок в потоці рідини протікає в умовах ударної взаємодії твердих частинок по поверхні деталі. В залежності від властивостей матеріалів і кута атаки абразивними частинками зношування може мати природу крихкого руйнування, мікрорізання, пластичного витіснення, виникнення і росту мікротріщин. Інтенсивність зношування залежить від кута атаки, швидкості потоку, концентрації, розміру, твердості абразивних частинок. Із зменшенням кута атаки знижується величина ударного імпульсу, збільшується ймовірність дряпання і мікрорізання поверхні [13-16].

Проведені дослідження підтверджують абразивний механізм зношування шестерень шестеренних насосів, про що свідчать риси на поверхнях цапф шестерень, а також на вершинах і торцях зубців (рис. 1).



Рисунок 1 - Цапфи, вершини і торці зубців шестерні насоса НШ-32У зі слідами абразивного зношування

Знос збільшується із збільшенням концентрації абразиву, його твердості, залежить від форми і розміру частинок [13-16].

Механічні домішки попадають в гідросистему в результаті недостатнього очищення і промивки деталей та вузлів при виготовленні (металева стружка, заусенці, що обірвалися, залишки абразиву, окалина тощо), містяться в робочих рідинах в момент заливки в систему, попадають при монтажу і ремонтних роботах, утворюються при зносі і корозії деталей в процесі роботи, проникають у вигляді пилу через повітрепроводи і нещільності гідробаків [12, 17-19].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Згідно світової статистики, 70...80% виходів з ладу гідравлічних систем викликані забрудненістю робочого середовища.

До основних причин забруднення робочої рідини відносяться: попадання забруднень при заливці; низька якість фільтрації робочої рідини в гідравлічній системі; утворення продуктів окислення робочої рідини, утворення продуктів зносу деталей, що труться; попадання пилу при «диханні» гідросистеми, а також через зазори манжет і ущільнень [1, 8].

Аналіз літературних джерел дозволив виконати класифікацію забруднень, що впливають на чистоту робочого середовища гідравлічних систем.

Забруднення мають різні структуру і склад, тому діляться по агрегатному стану, хімічному складу і іншим ознакам.

По агрегатному стану підрозділяються на тверді, рідинні і газоподібні.

До твердих забруднень відносяться продукти зносу, корозії металів, ущільнення нестабільних вуглеводнів, атмосферна, дорожня та інші види пилу, солі і інші речовини, до рідинних забруднень – вода, смоли і поверхнево-активні речовини, до газоподібних – повітря і різні гази.

По хімічному складу забруднення ділять на неорганічні, до яких відносяться мінеральні речовини, вода і повітря, і органічні, що представляють собою з'єднання з вуглеводневою будовою.

По признаку утворення або проникнення забруднення діляться на три групи.

Виробничі забруднення утворюються і проникають в робочу рідину при виробництві. До них відносяться нафтові (оксиди металів і кремнію, асфальтосмолисті з'єднання), технологічні (смоли), атмосферні (оксиди металів і кремнію, вода) і контактні (оксиди металів) забруднення.

Операційні забруднення утворюються і проникають в робочу рідину при транспортуванні, зберіганні і заправці. До них відносяться атмосферні (оксиди металів і кремнію, вода), залишкові (оксиди металів і кремнію, вода), контактні (оксиди металів і частинки прокладочно-ущільнювальних матеріалів), зношувальні (метали і їх сплави, пластичні матеріали), високотемпературні (смоли, асфальтени і інші продукти окислення і полімерізації), низькотемпературні (парафіни і церезини), газові (повітря і інші гази), мікробіологічні (бактерії, гриби) забруднення.

Експлуатаційні забруднення утворюються і проникають в робочу рідину при експлуатації. До них відносяться вуглеводневі (смоли, асфальтени, карбени, карбоїди, асфальтенові і окисикислоти, кокс, сажа тощо), залишкові (вуглеводневі, оксиди металів і кремнію, вода), атмосферні (оксиди металів і кремнію, вода), контактні (оксиди металів, частинки прокладочно-ущільнювальних і конструкційних матеріалів), зношувальні (метали і їх сплави, пластичні матеріали) і газові (повітря, пари і інші гази) забруднення.

Аналіз стану забруднень і ознак їх утворення і проникнення дозволив заключити, що найбільшу твердість має оксид алюмінію Al_2O_3 , і оксид кремнію SiO_2 . Окисли інших металів мають меншу твердість і відповідно оказують меншу абразивну дію. Відповідно, оксид алюмінію і оксид кремнію в найбільшому ступеню впливають на знос поверхонь. Оксид алюмінію в більшій мірі є контактним і зносним забрудненням і утворюється в процесі роботи гідромашин. Оксид кремнію частіше попадає в гідросистему з атмосферним пилом [14].

По думці Матвеева А.С., в одному $дм^3$ повітря знаходиться 10...200 тисяч абразивних частинок в співвідношенні 65...95% оксиду кремнію і 5...35% оксиду алюмінію. Розмір частинок досягає 100 $мкм$ [17]. Відомо, що протягом робочої зміни в гідросистемі будівельних, дорожніх і сільськогосподарських машин поступає від 0,1 до 2,4 $м^3$ повітря, а це в середньому 10 гр. атмосферного пилу. Крім основних компонентів в атмосфері міститься волога, яка, попадаючи в гідросистему, негативно впливає на властивості робочої рідини, що також сприяє зносу [12].

Іншим найбільш істотним забрудненням робочої рідини є продукти зносу. При цьому слід відмітити, що більша частина цих забруднень утворюється в початковий період роботи агрегатів гідросистем (період припрацювання) [12, 20].

Експериментально встановлено, що якщо розмір частинок не перебільшує 5 $мкм$, то вони, маючи більш розвинену поверхню, адсорбують на себе продукти окислення масла, що може знизити інтенсивність зношування деталей. Крім того, є думка, що частинки сприяють перетіканню електричних зарядів з однієї поверхні тертя на іншу, що може знизити електричну напруженість, а, отже, і силу тертя. Можна також припустити, що частинки інтенсифікують теплопередачу між поверхнями тертя. Частинки розділяють поверхні, в результаті контакт поверхонь стає дискретним, а найбільш дисперсна частинка цих частинок нівелює поверхні. Якщо врахувати, що високодисперсні домішки мають адсорбційну оболонку, то можна вважати, що дрібні частинки виконують функції протизносною і антифрикційної присадок, запобігаючи безпосередньому контакту поверхонь, що труться. Частинки великих розмірів приносять шкоду [13].

Розмір абразивних частинок і їх розподілення по величині оказує істотне значення на інтенсивність зношування. Фірма «Вікерс» (Великобританія), після проведених досліджень, приводить для гідросистем наступне розподілення по розмірам

частинок: до 5 мкм – 39%, 5...10 мкм – 18%, 10...20 мкм – 16%, 20...40 мкм – 18%, 40...80 мкм – 9% [14].

Наявність крупних частинок в гідросистемах з фільтрами тонкого очищення, за думкою Г.В. Виноградова, пояснюється тим, що дрібні частинки здатні коагулювати за рахунок вільних зв'язків молекул пристінного шару до величин 30...40 мкм [21].

Встановлено, що інтенсивність зношування пропорційна кількості і розмірам механічних забруднень [15, 19].

Допустима концентрація забруднень (чистота робочої рідини) залежить від величини зазорів між спряженими поверхнями, швидкості відносного переміщення поверхонь, швидкості потоку робочої рідини і інших факторів.

Вочевидь, що рівень забруднень (клас чистоти) робочої рідини напряму впливає на ресурс компонентів гідросистеми. Таким чином, плановий ресурс компонентів гідросистеми може бути досягнутий тільки при правильній фільтрації. При цьому може також підвищитися тривалість використання робочої рідини.

Протягом ряду років Британська дослідницька асоціація гідромеханіків (BHRA) проводила дослідження, направлені на визначення залежності ресурсу гідравлічних компонентів від класу чистоти рідини. В результаті дослідження металообробних машин, будівельних машин, транспортних машин, ковальських пресів, корабельної гідравліки і випробувальних стендів були отримані наступні вирази, що описують залежність ресурсу від класу чистоти:

- клас 24/21 - 200 ч = f 0,19;
- клас 18/15 - 1050 ч = f 1,00;
- клас 13/10 - 5000 ч = f 4,76;
- клас 10/7 - 20000 ч = f 19,05,

де f - відносний фактор довговічності, прийнятий за 1 при класі чистоти робочої рідини по ISO 4406: 1987, що дорівнює 18/15;

ч - час в годинах, між відмовами гідравлічних компонентів.

Отримані Британськими дослідниками дані доводять, що підвищення класу чистоти робочої рідини може істотно збільшити міжремонтний період.

Дані Британських дослідників в повній мірі підтверджуються дослідженнями, що проводяться в інституті Франкліна (США).

В залежності від тиску в гідросистемі, конструкції гідромашин, умов експлуатації і інших факторів різні фірми виробники рекомендують використовувати робочі рідини з різним класом чистоти. У відповідності з технічною документацією на експлуатацію ПАТ «Гідросила» рекомендує застосовувати в гідросистемах, в яких використовують шестеренні гідромашини, робочу рідину з чистотою 13 класу по ГОСТ 17216-2001, а ВАТ «Калужський двигун» для насосів НШ-32К - по 15 класу. Фірма «BONDIOLI» рекомендує при тиску більше 15,0 МПа використовувати робочу рідину чистотою - /15/13 по ISO 4406, що відповідає 10 класу чистоти по ГОСТ 17216-2001, а при тиску менше 15,0 МПа чистотою - - /15/13 і 14 класу. Фірма «Rexroth» рекомендує використовувати робочу рідину чистотою 21/18/15 по ISO 4406, а фірма «KOMATSU LTD» - 10 класу по шкалі NAS – 1638 прийнятій в США. Фірма «DANFOSS» рекомендує використовувати робочу рідину чистотою -/20/16 по ISO 4406.

Але, дослідження, проведені рядом авторів і фірм, свідчить про те, що при роботі гідроприводу і забрудненні робочої рідини її фактична чистота може відповідати 17 класу.

Формулювання цілей статті. Метою статті є визначення фактичного вмісту механічних домішок в робочій рідині з гідросистем дорожньо-будівельних, сільськогосподарських та транспортних машин.

Виклад основного матеріалу. З метою визначення фактичного вмісту механічних домішок в робочій рідині з гідросистем дорожньо – будівельних машин, тракторів та автомобілів були взяті і проаналізовані проби робочої рідини. Дослідження проб показали, що забрудненість робочої рідини в середньому в 10...30 раз перебільшує допустимі норми і знаходиться в межах 0,05...0,15% по вазі. Крім механічних домішок в пробах робочої рідини виявлено великий вміст води - 0,3% по об'єму.

Взяття проб робочої рідини гідравлічних систем виконувалось у відповідності з ГОСТ 2517 – 85. Дослідження робочої рідини гідравлічних систем на вміст механічних забруднень були виконані на приладі ПКЖ – 904А у відповідності з стандартною методикою і вимогами ГОСТ 17216 – 2001 та ГОСТ 6370-83.

В результаті встановлено, що в робочій рідині присутні частинки розміром від 5 до 200 мкм, причому більше всього міститься частинок розміром 10...50 мкм, найбільш небезпечних для пар тертя. Великий також вміст дрібних частинок розміром 5...10 мкм і менше, що пояснюється тривалою роботою масла без заміни. Присутність в робочій рідині частинок розміром 50...100 мкм, як і те, що в рідині, що відпрацювала не більше половини строку служби, спостерігається підвищений вміст механічних домішок – 0,02...0,06% по вазі, свідчить про роботу агрегатів гідросистем в умовах високої запиленості при невисокій ефективності роботи очищувачів, встановлених на машинах. Деякі результати аналізу робочої рідини для гідросистем дорожньо-будівельних машин, тракторів та автомобілів, представлені в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати дослідження робочої рідини гідравлічних систем на вміст механічних забруднень

Марка машини	Час експлуатації рідини без заміни	Кількість забруднень, в % по вазі	Кількість забруднень, в умовних одиницях*	Кількість частинок, в % до їх загального числа				
				5...10 мкм	10...25 мкм	25...50 мкм	50...100 мкм	100...200 мкм
ЭО - 2621	950 мото-год.	0,109	27,25	19	31	28	15	7
ЭО - 2621	1100 мото-год.	0,112	28,00	21	30	27	14	8
ДЗ – 99А	1150 мото-год.	0,150	37,50	26	29	28	12	5
ДЗ – 99А	1050 мото-год.	0,138	34,50	24	28	24	17	7
Т – 150К	765 мото-год.	0,107	26,75	19	25	31	16	9
Т – 150К	750 мото-год.	0,119	29,75	20	28	29	16	7
МТЗ - 100	710 мото-год.	0,082	20,50	19	27	25	18	11
МТЗ - 100	725 мото-год.	0,091	22,75	19	24	26	17	14
МАЗ 5551	27,5 тис. км	0,050	12,50	20	27	24	18	11
МАЗ 5551	26,8 тис. км	0,052	13,00	22	28	26	20	4
МАЗ 5551	31,9 тис. км	0,061	15,25	21	26	29	17	7

*Умовні одиниці – відношення дійсного вмісту в рідині механічних домішок по вазі до вмісту в рідині механічних домішок по 13-му класу чистоти по ГОСТ 17216-71.

Якісна оцінка забруднень в гідросистемах показує, що більше всього в домішках міститься частинок атмосферного пилу і металу. Це свідчить про підвищений абразивний знос пар тертя гідроагрегатів внаслідок попадання в зазори частинок атмосферного пилу. Також спостерігається велика кількість органічних домішок, що

пояснюється розкладанням масла внаслідок його тривалої роботи без заміни. Частинки гуми попадають в гідросистему при розкладанні і зносі ущільнень і шлангів трубопроводів. Також в робочій рідині присутні частинки фарби, лаку, пластмас тощо, але їх присутність носить випадковий характер. Діаграма компонентів механічних забруднень робочої рідини гідроприводу показана на рисунку 2.

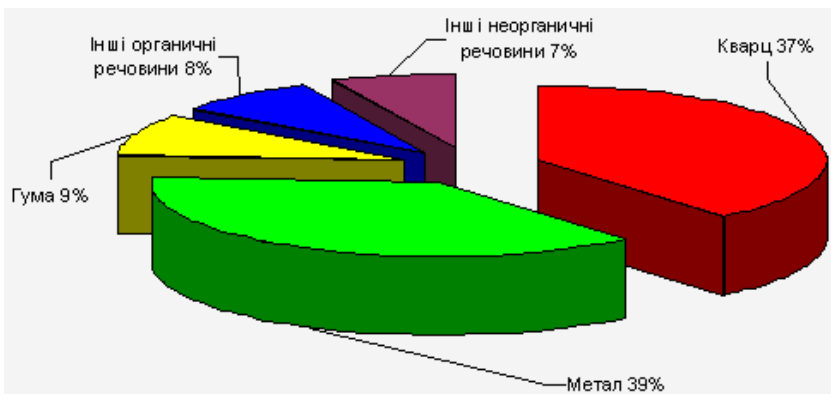


Рисунок 2 - Діаграма компонентів механічних забруднень робочої рідини гідроприводу

Вивчення середнього напрацювання основних елементів гідросистеми з початку експлуатації або від попереднього ремонту до появи несправності показало, що напрацювання гідроагрегатів нижче гарантованого строку безвідмовної роботи в 1,5...2,0 рази.

Висновки. На підставі проведеного аналізу можна заключити:

- основні агрегати гідроприводу не забезпечують надійності і довговічності роботи, і не відповідають сучасним вимогам. При цьому, однією з основних причин передчасного виходу з ладу гідроагрегатів є підвищена забрудненість робочої рідини;

- вплив частинок розміром менше 5 мкм на знос поверхонь незначний. Збільшення розміру дрібних частинок, за рахунок коагуляції, потребує в процесі роботи гідроприводів проводити диспергування частинок – пропускати робочу рідину через диспергатор гідродинамічної дії або ультразвуковий диспергатор;

- основним видом зношування в шестеренних насосах є абразивне зношування. В ролі частинок, що руйнують поверхні деталей шестеренних насосів виступають нерухомо закріплені в поверхні деталей тверді зерна і вільні частинки, що втягуються в потік робочої рідини;

- в результаті аналізу літературних джерел визначені основні види забруднень, а також шляхи їх проникнення в гідросистеми техніки. Одним з найбільш вагомих забруднень, що визначають абразивне зношування, є оксиди алюмінію і кремнію, що мають високу твердість. Оксид алюмінію утворюється в процесі роботи гідромашини, оксид кремнію попадає в систему з атмосферним пилом. Другим по ступеню впливу на знос поверхонь видом забруднень є продукти зносу деталей гідромашин;

- були досліджені проби робочої рідини гідросистем дорожньо-будівельних машин, тракторів та автомобілів, що працюють в умовах підвищеної запиленості.

Результати досліджень показали, що забрудненість масла, після напрацювання дорожньо-будівельних машин і тракторів 710...1150 мото-годин і пробігу для автомобілів 26,8...31,9 тис. км, що відповідає 9...10 місяців експлуатації, в середньому в 10...30 раз перебільшує допустимі норми і знаходиться в межах 0,05...0,15% по вазі. Встановлено, що в гідросистемах дорожньо-будівельних машин присутні абразивні частинки розміром 5...10 мкм в кількості 19...26%, розміром 10...25 мкм – біля 28...31%, 25...50 мкм – 24...28%, 50...100 мкм – 12...17%, 100...200 мкм – 5...8%.

В гідросистемах тракторів присутні абразивні частинки розміром 5...10 мкм в кількості 19...20%, розміром 10...25 мкм – біля 24...28%, 25...50 мкм – 25...31%, 50...100 мкм – 16...18%, 100...200 мкм – 7...4%.

В гідросистемах автомобілів присутні абразивні частинки розміром 5...10 мкм в кількості 20...22%, розміром 10...25 мкм – біля 26...28%, 25...50 мкм – 24...29%, 50...100 мкм – 17...20%, 100...200 мкм – 4...11%.

Якісна оцінка вмісту забруднень в робочій рідині гідросистем показала, що гуми міститься біля 9% (від загальної маси забруднень), металевих включень – 39%, кварцу – 37%, інших органічних речовин 8%, інших неорганічних речовин – 7%.

Отримані результати досліджень дозволяють намітити шляхи зниження зносу деталей насосів гідросистем, а саме – зниження рівня забруднень робочої рідини за рахунок фільтрації, зниження рівня продуктів зносу, захист гідросистем від попадання абразиву ззовні.

Список літератури

1. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974.- 606 с.
2. В.А. Васильченко. Гидравлическое оборудование мобильных машин.: Справочник. «Машиностроение», 1983.- 301 с.
3. В. В. Лозавецкий. Гидро – и пневмосистемы транспортно-технологических машин: Учебное пособие.
4. Лепешкин А. В., Михайлин А. А., Шейпак А. А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник, ч.2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. / под ред. А. А. Шейпака. – М.: МГИУ, 2003.- 352 с.
5. Схиртладзе А. Г., Иванов В. И., Кареев В. Н. Гидравлические и пневматические системы.- Издание 2-е, дополненное. М.: ИЦ МГТУ «Станкин», «Янус-К», 2003.– 544 с.
6. Хорин В. Н. Объемный гидропривод забойного оборудования.– 3-е изд., перераб. и доп.– М.: Недра, 1980.- 415 с.
7. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебник для теплоэнергетических специальностей вузов.— 2-е изд., перераб. и доп.– М.: Энергоатомиздат, 1984. - 416 с., ил.
8. Машиностроительная гидравлика./ Башта Т.М.– Машиностроение, 1971. - 672 с.
9. Ремонт шестеренных насосів гідросистем дорожніх машин. / Посвятенко Є.К., Кропівний В.М., Посвятенко Н.І., Русских В.В. // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета и Северо-Восточного научного центра Транспортной академии Украины. Сборник научных трудов. – Выпуск 38, - Харьков: ХНАДУ, 2007. – С. 113-117.
10. Барышев В.И. Повышение надежности и долговечности гидросистем тракторов и дорожно-строительных машин в эксплуатации. - Челябинск: Южно Уральское книжное издательство, 1973. - 110 с.
11. Козюменко В.Ф. Исследование условий работы шестеренных насосов в гидросистемах сельскохозяйственных тракторов с целью повышения их работоспособности. Автореф. дис. канд. техн. наук. - Саратов, 1972.- 27 с.
12. Севернев М.М. Износ деталей сельскохозяйственных машин. Л.: Колос. 1972. – 288 с.
13. Гаркунов Д.Н. Триботехника (износ и безызносность): Учебник. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: «Издательство МСХА», 2001. - 616 с.
14. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; Под общ. ред. А.В. Чиченидзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
15. Хрущев М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. - М.: Наука, 1970. – 252 с.
16. Добровольський А.Г. Кошеленко П.И. Абразивная износостойкость материалов. - К.: Техника, 1989. - 128 с.
17. Матвеев А.С. Влияние загрязненности масел на работу гидроагрегатов. – М.: Россельхозиздат, 1976. – 48 с.
18. Матвеев А. С. Влияние режимов эксплуатации на износ агрегатов гидравлических систем тракторов. Тракторы и сельхозмашины. – 1971. – Выпуск № 11. - С. 10-12.
19. Савунов М.П. Исследование влияния механических примесей в рабочей жидкости на износ агрегатов гидросистем тракторов. - Сб. научн. тр./Белорусская СХА. – 1970. - Т. 63. - С. 244 - 252.
20. Дубовик В.О. Підвищення працездатності та довговічності корпусних деталей з алюмінієвих сплавів шляхом управління внутрішніми напруженнями. Автореф. дис. канд. техн. наук. - Київ, 2005.- 20 с.

21. Виноградов В.Н., Сорокин Г.М. Механическое изнашивание сталей и сплавов. М.: Недра, 1996.- 361 с.

Viktor Russkikh

Kirovogradskiy national technical university

Researches of composition of contaminations of working liquid of gidrosistem road – build machines, tractors and cars

Purpose of the article determination of actual composition of mechanical admixtures in the working liquid of gidrosistem road – build machines, tractors and cars.

Advantages and lacks of by volume gidroprivoda, and also advantages and lacks of cog-wheel pumps, are considered in the article. It is set that the basic type of wear of details of cog-wheel pumps is an abrasive wear, and by principal reason of output them from a line-up is contamination of working liquid. It is set that the basic type of wear of details of cog-wheel pumps is an abrasive wear, and by principal reason of output them from a line-up is contamination of working liquid. The analysis of contaminations and signs of their education and penetration in gidrosistemy of machines is executed. Actual maintenance of mechanical admixtures is certain in the working liquid of gidrosistem. The high-quality estimation of contaminations is executed.

The results of researches allow to set the ways of decline of wear of details of cog-wheel pumps, due to the decline of level of contamination of working liquid.

gidroprivod, cog-wheel pump, wear, working liquid, contaminations, abrasive particles, class of cleanness

Одержано 18.11.13

УДК 631.352

О.В. Нестеренко, ас., О.А. Кислун, доц., канд. техн. наук, П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, Д.В. Богатирьев, доц., канд. техн. наук

Кировоградський національний технічний університет

Визначення форми гравітаційної направляючої поверхні живильного пристрою пневмосепаратора

В статті проведено теоретичне обґрунтування форми гравітаційної направляючої поверхні живильного пристрою пневмосепаратора, яка забезпечує рівномірну подачу зернового матеріалу в пневмосепаруючий канал з заданою швидкістю та напрямом. В результаті теоретичного аналізу отримано функціональну залежність швидкості руху зерна по гравітаційній направляючій поверхні з урахуванням опору повітря, а також графічне зображення її форми.

направляюча поверхня, пневмосепаруючий канал, зерновий матеріал, швидкість введення зерна

А.В. Нестеренко, О.А. Кислун, П.Г. Лузан, Д.В. Богатырёв

Кировоградский национальный технический университет

Определение формы гравитационной направляющей поверхности питательного устройства пневмосепаратора

В статье проведено теоретическое обоснование формы направляющей гравитационной поверхности питающего устройства пневмосепаратора, обеспечивающего равномерную подачу зернового материала в пневмосепарирующий канал с заданной скоростью и направлением. В результате теоретического анализа получено функциональную зависимость скорости движения зерна по гравитационной направляющей поверхности с учётом сопротивления воздуха, а также графическое изображение её формы.

направляющая поверхность, пневмосепарирующий канал, зерновой материал, скорость введения зерна

Одним з факторів, які впливають на ефективність процесу сепарації, є швидкість введення та її напрямок [1,2]. За рахунок збільшення швидкості введення можна суттєво підвищити продуктивність пневмосепаруючого каналу та зменшити його опір, але це може призвести до зменшення ефективності сепарації [2,3].

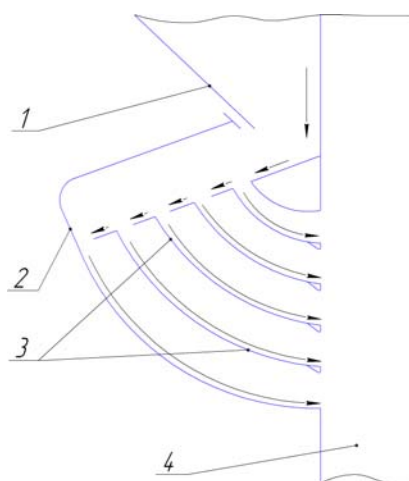
Експериментальними дослідженнями визначено, що введення зерна в пневмосепаруючий канал горизонтально або з від'ємним кутом приводить до збільшення ефекту очищення та зменшення втрат повноцінного зерна у відходи [4].

Особливістю роботи пневмосепаруючого каналу з багаторівневим введенням зерна є те, що його живильний пристрій складається з декількох направляючих поверхонь, розташованих одна над одною (рис.1). Довжина кожної наступної направляючої поверхні збільшується, що викликано конструктивною необхідністю.

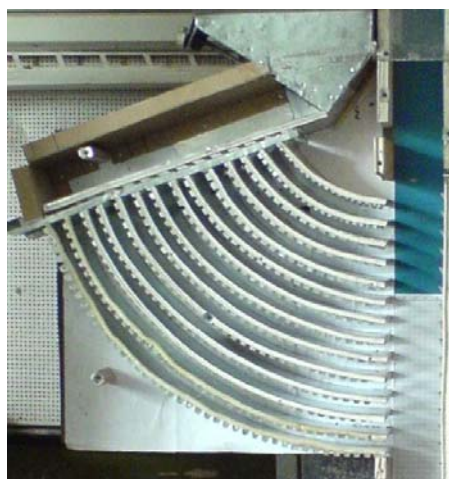
Для ефективної роботи пневмосепаруючого каналу необхідно, щоб швидкість введення зернового матеріалу на всіх направляючих поверхнях живильного пристрою була однаковою.

Тому, для забезпечення швидкості введення зерна в пневмосепаруючий канал аналогічній швидкості, з якою він потрапляє на направляючі поверхні живильного пристрою необхідно, щоб насіння переміщувалось по ним з постійною швидкістю.

Отже, для забезпечення визначеного швидкісного режиму руху зерна виникає необхідність обґрунтування відповідної форми направляючої гравітаційної поверхні.



а)



б)

1 – бункер; 2 – живильний пристрій; 3 – гравітаційні направляючі поверхні; 4 – пневмосепаруючий канал

Рисунок 1 – Схема (а) та загальний вигляд (б) живильного пристрою з багаторівневим введенням зерна в пневмосепаруючий канал

При врахуванні сили тертя та опору середовища (в нашому випадку повітря) рух зерна, як окремої частинки по гравітаційній кривій (рис.2), описує рівняння [5]

$$\frac{dV}{dt} = g (\sin \alpha + f \cos \alpha) - f \frac{V^2}{\rho} - k_0 V^2, \quad (1)$$

де V – швидкість руху частинки, окремої зернини;

g – прискорення вільного падіння;

f – коефіцієнт тертя зернини по направляючій поверхні;

k_0 – парусність зернини;

ρ – радіус кривизни;

α – кут між напрямом вектора швидкості та віссю OX ;

t – час протікання процесу.

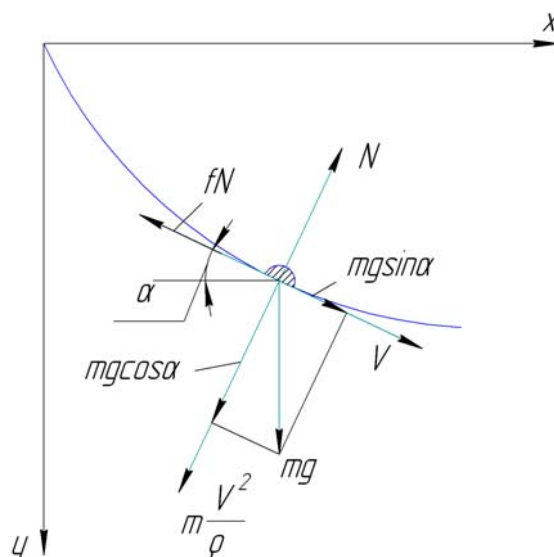


Рисунок 2 – Схема сил, які діють на зернову частку під час руху по гравітаційній направлячій поверхні

Враховуючи, що

$$\cos \alpha = \frac{dx}{ds}; \quad \sin \alpha = \frac{dy}{ds}; \quad \rho = \frac{ds}{d\alpha}; \quad d\alpha = y'' \frac{ds}{1 + y'^2}, \quad (2)$$

рівняння (1) приймає вигляд [5]

$$\frac{dV}{dt} + P(x) V = Q(x) V^{-1}, \quad (3)$$

де $P(x)$ та $Q(x)$ функції, що визначаються

$$P(x) = \frac{-f y'' + k_0 \sqrt{(1 + y'^2)^3}}{1 + y'^2}; \quad (4)$$

$$Q(x) = g (y' - f); \quad (5)$$

$y = y(x)$ – функція, якою визначено траєкторію руху, при цьому зауважимо, що наявна направляюча крива, тобто виконується умова

$$N = mg \cos \alpha - m \frac{V^2}{\rho} \geq 0. \quad (6)$$

Розв'язок рівняння (3) визначає функціональну залежність швидкості руху зернини від координати x та має вигляд [5]

$$V(x) = \sqrt{e^{-2 \int P(x) dx} \left(C + 2 \int Q(x) e^{2 \int P(x) dx} dx \right)}, \quad (7)$$

де C – довільна постійна, яка визначається з початкових умов руху та залежить від початкової швидкості руху зернини.

Зазначимо, що в конкретному випадку, як і в аналогічних розрахунках при дослідженні руху частинок, здебільшого виникли ускладнення аналітичного характеру, що спонукає до використання наближених методів розв'язку.

Враховуючи, що направляюча поверхня живильного пристрою виконана з металу, а насіння, що по ній рухається – зерно пшениці, то маємо наступні умови та вихідні параметри:

- коефіцієнт тертя $f = 0,42$;

- парусність $k_0 = 0,15$;
- прискорення вільного падіння $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;
- початковий кут $\alpha_0 = 90^\circ - 30^\circ = 60^\circ$ (конструкційний параметр);
- максимальна величина $x_{\max} = 0,3 \text{ м}$ (конструкційний параметр);
- швидкісний режим руху зерна має задовольняти умову

$$V(x=0) = V(x_{\max} = 0,3 \text{ м}) = 0,5 \text{ м/с} . \quad (8)$$

Вважаємо, що зерно рухається вздовж кривої $y(x)$, яку представимо в вигляді степеневого ряду

$$y(x) = \sum_{i=0}^{\infty} a_i x^i . \quad (9)$$

Обмежимося деякою кількістю перших членів ряду (9) при виконанні умови (8) для можливого знаходження розв'язку рівняння (3). За поставлених умов в загальному випадку розв'язок можливий при $i \geq 2$. Розглянемо найпростіший випадок, прийнявши $i = 2$, та отримаємо рівняння підтримуючої гравітаційної кривої у вигляді

$$y(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 . \quad (10)$$

Враховуючи, що $y'(0) = a_1 = \text{tg } \alpha_0$, тобто $a_1 = \text{tg } 60^\circ = 1.73205$.

Приймемо, що $a_0 = 0$ оскільки даний коефіцієнт не впливає на форму кривої (до функцій $P(x)$ та $Q(x)$ входять лише похідні функції $y(x)$ в яких відсутній коефіцієнт a_0 , а отже він відсутній і в рівнянні (3)).

Знаходження коефіцієнта a_2 , при виконанні умови (8), під час підстановки всіх знайдених значень в рівняння (7) в аналітичному вигляді ускладнене. Тож для його знаходження скористаємося наближеним методом розв'язку рівняння (3) – методом Рунге-Кутта для задачі Коші з початковою умовою $V_0 = 0,5 \text{ м/с}$ при виконанні умови (8).

Скориставшись вбудованими можливостями пакету прикладних програм MathCAD розрахували значення a_2 , що складає $a_2 = -3,42643$.

За даних умов довільна постійна $C = -42,61033$.

Таким чином маємо:

- рівняння направляючої гравітаційної кривої

$$y(x) = 1,73205 x - 3,42643 x^2 ; \quad (11)$$

- функціональну залежність швидкості руху зернини від координати x

$$V(x) = \sqrt{e^{-2 \int P(x) dx} \left(-42,61033 + 2 \int Q(x) e^{2 \int P(x) dx} dx \right)}, \quad (12)$$

де $P(x)$ та $Q(x)$ – функції, що визначаються з умови

$$P(x) = \frac{-2 f a_2 + k_0 \sqrt{(1 + (a_1 + 2 a_2 x)^2)^3}}{1 + (a_1 + 2 a_2 x)^2}; \quad (13)$$

$$Q(x) = g ((a_1 + 2 a_2 x) - f). \quad (14)$$

Для умов, що розглядались, графіки $y(x)$ та $V(x)$ представлено на рис. 3.

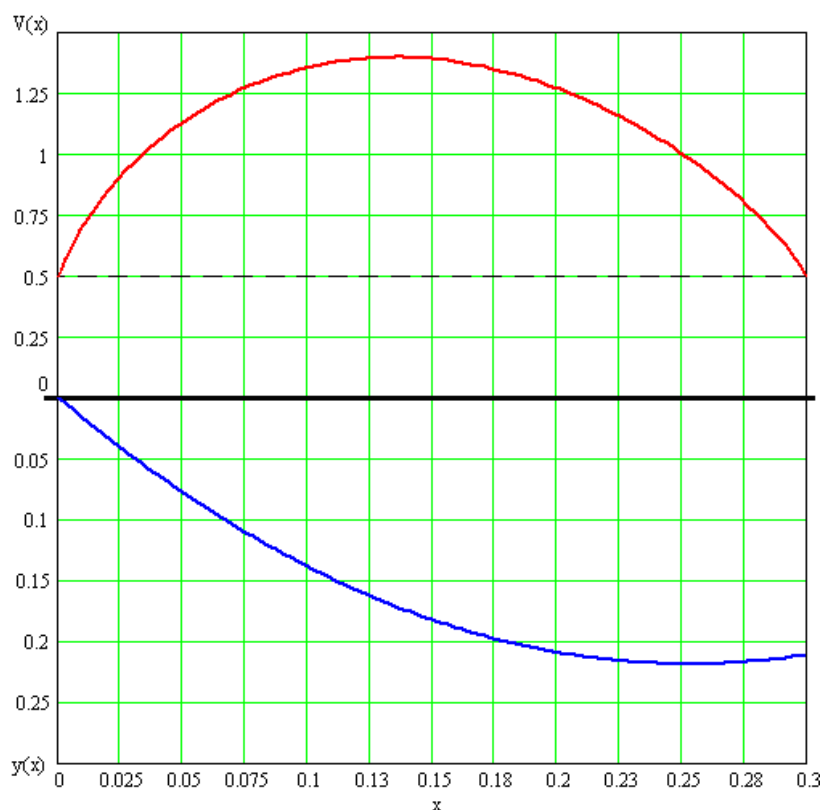


Рисунок 3 – Зведені графіки направляючої гравітаційної кривої $y(x)$ та швидкості $V(x)$ в залежності від x (при $f = 0,42$, $k_0 = 0,15$, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$, $\alpha_0 = 60^\circ$, $0 \text{ м} \leq x \leq 0,3 \text{ м}$, $V(x = 0) = V(x = 0,3 \text{ м}) = 0,5 \text{ м/с}$)

Розрахунки направляючої гравітаційної кривої $y(x)$ та швидкості $V(x)$ в залежності від довжини шляху по x були проведені на ЕОМ та отримано графічне зображення форми напрямної поверхні живильного пристрою (рис. 3).

Отже, проведені теоретичні дослідження дозволили визначити форму направляючих гравітаційних кривих живильного пристрою пневмосепаратора при забезпеченні відповідного режиму руху зернового матеріалу.

Список літератури

1. Малис А. Я. Машини для очистки зерна воздушным потоком / А. Я. Малис, А. Р. Демидов. – М. : Машгиз, 1962. – 175 с.
2. Бурков А. И. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание / А. И. Бурков, Н. П. Сычугов. – Киров : Изд-во НИИСХ Северо-Восток, 2000. – 258 с.
3. Машини для послеуборочной поточной обработки семян : Теория и расчет машин, технология и автоматизация процессов : [под ред. Тица З. Л.]. – М. : Машиностроение, 1967. – 446 с.
4. Гортинский В.В. Процессы сепарации на зернообработывающих предприятиях / В.В. Гортинский, А.Б. Демский, М.А. Борискин. – М.: Колос, 1980. – С. 103-140.
5. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П. М. Василенко. – К. : Укр. акад. с.-х. наук, 1960. – 283 с.
6. Васильковский О. М. Підвищення ефективності повітряного очищення зерна / О. М. Васильковский, Д. І. Петренко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 35. – Кіровоград : КНТУ, 2005. – С. 286–288.
7. Лещенко С.М. Экспоненциальная та мультипликативная регрессионные модели процесса пневмосепарации зерновых смесей / С.М. Лещенко, В.М. Сало, О.М. Васильковский [та ін.] // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник, вип. 42 ч I. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – С. 82–88.

Aleksandr Nesterenko, Oleg Kislun, Petro Luzan, Dmitry Bogatyrev

Kirovograd National Technical University

The determination of gravitation guiding surface of air separator feeding device

One of the factors that greatly influences the grain separation process is the speed of its supply and the direction.

The peculiarity of the work of the studied aspirating channel with the multilevel grain supply is that its feeding device consists of several guiding surfaces, which are situated above each other.

The length of the guiding surfaces increases along the path of the grain material, which is caused by the construction necessity.

For the effective work of the studied aspirating channel the speed of the grain supply on all guiding surfaces of the feeding device should be equal.

So, for provision of the chosen speed regime of the grain movement there is a necessity to prove the correspondent form of the guiding gravitation surface.

As a result of the theoretical analysis there was received a functional dependence of the speed of the grain supply on the whole guiding surface taking into account the air resistance and graphical image of the form of the guiding surface of the air separator feeding device.

guiding surface, aspirating channel, grain material, grain supply speed

Одержано 20.11.13

УДК 667.64:678.026

О.О.Сапронов, асп.

Херсонська державна морська академія, м.Херсон

Оптимізація складу захисного покриття методом математичного планування експерименту

Досліджено залежність вмісту дисперсних наповнювачів на адгезійні властивості епоксидних композитів для формування захисних покриттів. Встановлено, що введення у композицію наповнювачів з різною дисперсністю при оптимальному вмісті забезпечує покращення адгезійних властивостей покриттів. Методом математичного планування експерименту визначено оптимальний вміст двоокису цирконію і пічної сажі, який складає: (ZrO₂) – 70 мас.ч; (ПГМ-33) – 25 мас.ч., ЕД-20 – 100 мас.ч., твердник ПЕПА – 10 мас.ч.

адгезія, захисні покриття, дисперсний наповнювач, математичне планування

А.А. Сапронов

Херсонская государственная морская академия, г.Херсон

Оптимизация состава защитного покрытия методом математического планирования эксперимента

Исследована зависимость количества дисперсных наполнителей на адгезионные свойства эпоксидных композитов для формирования защитных покрытий. Установлено, что введение в композицию наполнителей с разной дисперсностью при оптимальном содержании обеспечивает улучшение адгезионных свойств покрытий. Методом математического планирования эксперимента определено оптимальное содержание двуокиси циркония и печной сажи, которое составляет: (ZrO₂) - 70 мас.ч., (ПГМ- 33) - 25 мас.ч., ЭД- 20 - 100 мас.ч., отвердитель ПЕПА - 10 мас.ч.

адгезия, защитные покрытия, дисперсный наполнитель, математическое планирование

Постановка проблеми. Традиційні методи досліджень пов'язані з експериментами, які вимагають великих затрат часу і матеріалів, тому є «пасивними». Експерименти, як правило, є багатофакторними і пов'язані з оптимізацією властивостей та складу матеріалів, пошуком оптимальних умов проведення технологічних процесів, розробкою найбільш раціональних конструкцій, устаткування, покриттів. Безпосередньо через відсутність реальної можливості досить повно вивчити властивості об'єктів та умов дослідження і незважаючи на значний обсяг виконаних науково-дослідних робіт, багато рішень приймають на підставі інформації, що має випадковий характер. Виходячи з вище зазначеного, виникає необхідність пошуку шляху, що дозволяє вести дослідницьку роботу прискореними темпами і забезпечує прийняття рішень, близьких до оптимальних. У цьому напрямку важливе значення мають статистичні методи планування експерименту. Застосування методів планування експерименту істотно сприяє підвищенню продуктивності праці та надійності отриманих результатів [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Створення покриттів на основі епоксидної діанової смоли ЕД-20 неможливе без попереднього вивчення та експериментального визначення їх температурно-часових режимів формування і подальших умов експлуатації. Також слід зазначити, що при формуванні покриттів виникає необхідність врахування впливу дисперсних наповнювачів різної фізичної природи на швидкість перебігу процесів структуроутворення матеріалів [2]. Водночас метод математичного планування експерименту дозволяє адекватно оцінити вміст декількох наповнювачів різної дисперсності на властивості захисних покриттів.

Мета роботи – дослідити вплив наповнювачів різної фізичної природи і дисперсності на властивості захисних покриттів та оптимізувати склад композиції для формування композитів з покращеними адгезійними характеристиками.

Обговорення експериментальних результатів дослідження. Відомо [3], що введення інгредієнтів при оптимальному вмісті за різної дисперсності у композицію забезпечує покращення як адгезійних, так і фізико-механічних властивостей покриттів. При дослідженні адгезійних властивостей композитних матеріалів (КМ) завдання оптимізації складу дисперсних наповнювачів вирішували шляхом постановки активного експерименту, тобто з використанням ортогонального центрального композиційного планування (ОЦКП).

Вміст основного та додаткового наповнювачів вибрано на основі попередніх результатів досліджень адгезійної міцності КМ. В табл. 1 наведені основні рівні зміни вмісту двох інгредієнтів при вивченні впливу двоокису цирконію (ZrO_2) і пічної сажі (ПГМ-33) на адгезійні властивості КМ.

Таблиця 1 – Рівні перемінних в умовному і натуральному масштабах

Компоненти	Фактор	Середній рівень, мас.ч.	Крок варіювання, мас.ч.	Значення рівнів перемінних (мас.ч.), що відповідають умовним одиницям		
				-1	0	+1
Основний наповнювач - двоокис цирконію (ZrO_2)	x_1	70	10	60	70	80
Додатковий наповнювач - пічна сажа (ПГМ-33)	x_2	30	5	25	30	35

Відповідно до схеми планування експерименту було проведено 9 дослідів ($N=9$), кожний з яких повторювали тричі ($p=3$) з метою виключення системних помилок (табл. 2). Розширена матриця планування повного факторного експерименту та його результати наведено у табл. 3.

Таблиця 2 - Схема планування експерименту

№ дослідів	x_0	x_1	x_2	$(x_1)^2$	$(x_2)^2$	x_1x_2
1	1	-1	-1	0,33	0,33	+1
2	1	+1	-1	0,33	0,33	-1
3	1	-1	+1	0,33	0,33	-1
4	1	+1	+1	0,33	0,33	+1
5	1	0	0	-0,67	-0,67	0
6	1	+1	0	0,33	-0,67	0
7	1	-1	0	0,33	-0,67	0
8	1	0	+1	-0,67	0,33	0
9	1	0	-1	-0,67	0,33	0

Таблиця 3 – Результати дослідження адгезійної міцності при відриві КМ

№ дослідів	Дозування компонентів, мас.ч.		Адгезійна міцність при відриві, МПа
	x_1	x_2	y
1	60	25	56,1
2	80	25	41,8
3	60	35	25,7
4	80	35	31,5
5	70	30	40,1
6	80	30	33,3
7	60	30	48,7
8	70	35	49,01
9	70	25	65,51

Математичну модель адгезійної міцності КМ – $y = f(x_1, x_2)$ шукали у вигляді рівняння регресії:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{12}x_1x_2^2.$$

Коефіцієнти регресії визначали за формулами:

$$b_0 = \frac{\sum x_0 y}{9}; \tag{1}$$

$$b_1 = \frac{\sum x_1 y}{6}; \tag{2}$$

$$b_2 = \frac{\sum x_2 y}{6}; \tag{3}$$

$$b_{11} = \frac{\sum (x_1)^2 y}{2}; \tag{4}$$

$$b_{22} = \frac{\sum (x_2)^2 y}{2}; \tag{5}$$

$$b_{12} = \frac{\sum x_1 x_2 y}{4}; \quad (6)$$

Таблиця 4 – Коефіцієнти рівняння регресії

b_0	b_1	b_2	b_{11}	b_{22}	b_{12}
43,4	- 4,10	-9,4	47,5	42,04	5,02

В результаті отримали наступне рівняння регресії:

$$y = 43,4 + (-4,10) x_1 + (-9,4) x_2 + 47,5 x_1^2 + 42,04 x_2^2 + 5,02 x_1 x_2^2.$$

Для статистичної обробки отриманих результатів експерименту проведено перевірку відтворюваності дослідів за критерієм Кохрена:

$$G = \frac{S_{u \max}^2}{\sum_{u=1}^n S_u^2} \leq G_{(0,05; f_n; f_u)}; \quad (7)$$

де $S_u^2 = \frac{\Delta^2}{2}$ – дисперсія, що характеризує розсіювання результатів дослідів на i -

му поєднанні рівнів факторів для $m = 5$;

m – кількість паралельних дослідів;

$S_{u \max}^2$ – найбільша з дисперсій в рядках плану;

Середнє значення адгезійної міцності при різних варіантах планування становить $\sigma_{a(сep.)} = 43,4$ МПа.

Тоді, абсолютне відхилення:

$$\Delta_i = \sigma_{a(сep.)} - \sigma_i; \quad (8)$$

Дисперсії адекватності визначали за формулою:

$$S_{ui}^2 = \frac{\Delta^2}{2}; \quad (9)$$

Дисперсії відтворення визначали за формулами:

$$\sigma^2 \{ \gamma \} = \frac{\sum_{i=1}^{N=9} \sum_{j=1}^{n=3} (y_i - y_{ij})^2}{N(n-1)}; \quad (10)$$

$$\sigma^2 \{ y_{сep} \} = \frac{\sigma^2 \{ \gamma \}}{N} \text{ або } S_{b_0}^2 = \frac{S_0^2}{N}. \quad (11)$$

Значення дисперсій наведено у табл. 5.

Таблиця 5 – Значення абсолютного відхилення (Δ_i), дисперсії адекватності (S_u^2) і дисперсії відтворення ($\sigma^2(y)$)

№ п/п	Абсолютне відхилення		Дисперсії адекватності		Дисперсії відтворення	
	Умовне позначення	Значення	Умовне позначення	Значення	Умовне позначення	Значення
1	Δ_1	-12,7	S_{u1}^2	80,6	$\sigma^2(y)_1$	0,52
2	Δ_2	1,6	S_{u2}^2	1,28	$\sigma^2(y)_2$	0,49

Продовження таблиці 5

3	Δ_3	17,7	S_{u3}^2	156,6	$\sigma^2(y)_3$	0,74
4	Δ_4	11,9	S_{u4}^2	70,8	$\sigma^2(y)_4$	0,58
5	Δ_5	3,3	S_{u5}^2	5,4	$\sigma^2(y)_5$	1,16
6	Δ_6	10,1	S_{u6}^2	51,0	$\sigma^2(y)_6$	0,2
7	Δ_7	-5,3	S_{u7}^2	14	$\sigma^2(y)_7$	0,1
8	Δ_8	-5,6	S_{u8}^2	15,6	$\sigma^2(y)_8$	2,0
9	Δ_9	-22,1	S_{u9}^2	244,2	$\sigma^2(y)_9$	0,0027

При цьому:

$$\sum_{u=1}^n S_u^2 = 639,6;$$

$$S_0^2 = \sigma^2\{\gamma\} = 0,32$$

Тоді розрахункове значення критерію Кохрена при 5 %-ному рівні значущості:

$$G_{розр} = \frac{S_{u_{max}}^2}{\sum S_u^2}; \quad (12)$$

$$G = 244,2/639,6 = 0,381.$$

Перевірка результатів експерименту за критерієм Кохрена [4] для фіксованої ймовірності $\alpha = 0,05$ підтвердила відтворюваність дослідів. Дисперсія, що характеризує розсіювання результатів дослідів на i -му поєднанні рівнів факторів: $S_u^2 = 244,2$. Розрахункове значення критерію Кохрена: $G_{розр} = 0,381$.

Табличне значення критерію Кохрена: $G_{табл} = 0,85$.

Тобто, виконується умова (7):

$$G_{розр} = 0,381 \leq G_{табл} = 0,85$$

Надалі визначали значущість коефіцієнтів рівняння регресії, аналізуючи результати за планом експерименту (табл. 6).

Таблиця 6 – Експериментальні результати дослідження адгезійної міцності КМ при відриві

№ досліді	Адгезійна міцність при відриві, σ_a , МПа					Середнє значення, σ_a , МПа
	1	2	3	4	5	
1	56,60	56,00	55,60	56,20	56,10	56,10
2	41,30	42,20	41,80	42,00	41,60	41,80
3	25,10	25,70	25,60	25,80	26,30	25,70
4	31,30	31,50	31,70	32,00	31,00	31,50
5	40,10	40,80	39,40	39,80	40,40	40,10
6	33,20	33,40	33,30	33,00	33,60	33,30
7	48,90	48,80	48,70	48,60	48,50	48,70
8	49,01	49,01	50,01	48,01	49,01	49,01
9	65,50	65,51	65,47	65,54	65,52	65,51

Надалі визначали дисперсії коефіцієнтів регресії (табл. 7):

$$S_{b_0}^2 = \frac{S_0^2}{N}; \quad (13)$$

$$S_{b_1}^2 = S_0^2 / \Sigma(x_1^2); \quad (14)$$

$$S_{b_2}^2 = S_0^2 / \Sigma(x_2^2); \quad (15)$$

$$S_{b_{11}}^2 = S_0^2 / \Sigma(x_1^2); \quad (16)$$

$$S_{b_{22}}^2 = S_0^2 / \Sigma(x_2^2); \quad (17)$$

$$S_{b_{12}}^2 = S_0^2 / \Sigma(x_1 x_2). \quad (18)$$

Значущість коефіцієнтів регресії визначали за критерієм Стьюдента [1, 4]. При цьому визначали табличний (t_m) і розрахунковий критерій (t_p) критерії Стьюдента (табл. 7).

Залежно від ступенів вільності: $f_1 = N - (k - 1) = 9 - (6 + 1) = 2$, $f_2 = N(n - 1) = 9(5 - 1) = 36$, визначали табличне значення критерію Стьюдента, яке становить $t_T = 2,04$.

Визначали розрахункові значення критерію Стьюдента (t_p) і значущість коефіцієнтів: $t_{0p}, t_{1p}, t_{2p}, t_{11p}, t_{22p}, t_{12p} > t_T$.

Причому:

$$t_{ip} = \frac{|b_i|}{S_{b_i}^2}; \quad (19)$$

$$t_{ijp} = \frac{|b_{ij}|}{S_{b_{ij}}^2}; \quad (20)$$

$$t_{iip} = \frac{|b_{ii}|}{S_{b_{ii}}^2}; \quad (21)$$

Таблиця 7 – Дисперсії коефіцієнтів регресії (S_b^2) і розрахункові значення критерію Стьюдента (t_p)

№ п/п	Дисперсії коефіцієнтів регресії		Розрахункові значення критерію Стьюдента	
	Умове позначення	Значення	Умове позначення	Значення
1	$S_{b_0}^2$	0,187	t_{0p}	232,08
2	$S_{b_1}^2$	0,23	t_{1p}	17,8
3	$S_{b_2}^2$	0,23	t_{2p}	40,8
4	$S_{b_{11}}^2$	0,39	t_{11p}	121,7
5	$S_{b_{22}}^2$	0,39	t_{22p}	107,7
6	$S_{b_{12}}^2$	0,28	t_{12p}	17,9

Враховуючи те, що розрахункові значення критерію Стьюдента $t_{0p}, t_{1p}, t_{2p}, t_{11p}, t_{22p}, t_{12p}$ є більшими від t_T , тому коефіцієнти рівняння регресії є значущими. Внаслідок чого рівняння регресії матиме наступний вигляд:

$$y = 43,4 - 4,10 x_1 - 9,4 x_2 + 47,5 x_1^2 + 42,04 x_2^2 + 5,02 x_1 x_2^2.$$

Адекватність отриманої моделі перевіряли за критерієм Фішера [1, 4]:

$$F_p = \frac{S_{u \max}^2}{S_y^2} \leq F_{(0,05; f_{ad}; f_y)}; \quad (22)$$

$$S_y^2 = \frac{\sum_{u=1}^n S_u^2}{n}, \quad (23)$$

де $S_{u \max}^2 = 244,2$ – розрахункове значення дисперсії адекватності (табл. 5);

$S_y^2 = 127,9$ – дисперсія відтворення;

Тоді: $F_p = 1,9$

$F_{(0,05; f_{ad}; f_u)}$ – табличне значення критерію Фішера при 5%-ному рівні значущості $F_{(t)} = 3,6$.

Оскільки розрахункове значення критерію Фішера є меншим від табличного, тобто виконується умова (22), можна вважати, що рівняння адекватно описує склад композиції.

Отже, на основі проведених розрахунків можна стверджувати, що обидва фактори є важливими, тому що значення коефіцієнтів x_1 і x_2 є великими за абсолютною величиною. Однак, на основі результатів експериментальних досліджень (табл. 3) доведено, що максимальними показниками адгезійної міцності КМ при відриві характеризується композит наступного складу: ЕД-20 – 100 мас.ч., твердник – 10 мас.ч., основний наповнювач (ZrO_2) (63 мкм) – 70 мас.ч; додатковий наповнювач – пічна чажа (ПГМ-33) (8...12 мкм) – 25 мас.ч. Такий склад композиції доцільно використовувати для формування захисних покриттів з поліпшеними адгезійними властивостями.

Висновки. Методом математичного планування експерименту визначено оптимальний вміст інгредієнтів композиції, що дає можливість отримати покриття з прогнозованими адгезійними властивостями. Склад композиції з поліпшеними адгезійними властивостями становить: ZrO_2 – 70 мас.ч. та ПГМ-33 – 25 мас.ч. на 100 мас.ч. олігомеру ЕД- 20 і 10 мас.ч. твердника ПЕПА. Такий матеріал має адгезійну міцність $\sigma_a = 65,51$ МПа.

В подальшому планується дослідити вплив агресивних середовищ та гідроабразивну зносостійкість розроблених двошарових покриттів.

Список літератури

1. Крутов В.И. Основы научных исследований: Учебник для технических вузов / Крутов В.И., Грушко И.М., Попов В.В. и др.; Под ред. Крутова В.И., Попова В.В. – М.: Высшая школа, 1989. – 400 с.
2. Букетов А.В. Властивості модифікованих ультразвуком епоксипластів / А.В.Букетов, П.Д.Стухляк, І.В.Чихіра. – Тернопіль: Крок, 2011. – 201 с.
3. Стухляк П.Д., Букетов А.В., Редько О.І. Епоксидно-діанові композити: технологія формування, фізико-механічні і теплофізичні властивості: монографія. – Тернопіль: Крок, 2011. – 165 с.
4. Зазимко В. Г. Оптимизация свойств строительных материалов: Учебное пособие для вузов / Зазимко В. Г. – М.: Транспорт, 1981. – 103 с.

Aleksandr Sapronov

Kherson State Maritime Academy, Kherson

Optimization of protective coating method of mathematical experiment planning

The dependence of the content of dispersed fillers in adhesive properties of epoxy composites to form a protective coating. The introduction of filler composition with different dispersion at the optimum content provides improved adhesion properties of coatings. The method of mathematical planning of the experiment to

determine the content of main and additional filler in the formation of coatings. For statistical analysis of the results of the experiment have audited the reproducibility of experiments on the criterion Cochran. Thus determined regression coefficients, the significance of which tested by Student's test. The adequacy of the obtained model tested by the Fisher criterion. Established optimal content zirconium dioxide and carbon black furnace, which is: (ZrO₂) - 70 parts, (GMP-33) - 25 parts, ED-20 - 100 parts, hardener PEPA - 10 parts.

adhesion, protective coatings, disperse filler, mathematical planning

Одержано 07.10.13

УДК 621. 923

О.О.Ситник, канд. техн. наук, В.В.Прудченко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Інтенсифікація обробки керамічних матеріалів з додатковим хімічним впливом мастильно-охолодної рідини (МОР) з різним рН

Наведені результати теоретичних та експериментальних досліджень хімічного впливу мастильно-охолодної рідини на процес алмазного шліфування змінних непероточуваних пластин із інструментальної кераміки. Встановлені властивості та наведені практичні рекомендації щодо використання технологічного середовища при алмазному шліфуванні керамічних матеріалів.

інструментальна кераміка, алмазне шліфування, тверді сплави

А.А.Сытник, В.В.Прудченко

Кировоградский национальный технический университет

Интенсификация обработки керамических материалов с дополнительным химическим влиянием смазывающе-охлаждающей жидкости (СОЖ) с разным рН

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований химического влияния смазывающе-охлаждающей жидкости на процесс алмазного шлифования сменных неперетачиваемых пластин из инструментальной керамики. Установлены свойства и приведены практические рекомендации по применению технологической среды при алмазном шлифовании керамических материалов.

инструментальная керамика, алмазное шлифование, твердые сплавы

Одним з пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки України є розроблення технологій отримання нових високоміцних сталей та чавунів для машинобудування, що зумовлюється забезпеченням необхідних для зростання національного валового продукту темпів розвитку машинобудування в Україні. Аналіз ринку чорних металів України це підтверджує [1]. Таке збільшення виробництва вказаних металів зазвичай зумовлює і збільшення обсягів їх механічної обробки. Наведене вище свідчить про те, що в Україні виникла проблема високопродуктивної обробки нових ефективних, але важкооброблюваних матеріалів, до яких відносяться поліпшені і загартовані сталі та чавуни високої міцності. Особливо це стосується обточування та профілювання фасонних поверхонь металопрокатних валків, каландрових валів, а також виробів типу "вал", що застосовуються у металопереробній та харчовій промисловості, на яких доводиться стикатися з високою твердістю (твердість по Шору С до 90 од.), обробкою по кірці та підвищеною анізотропією властивостей поверхонь, що піддаються обробці.

Останнім часом для вирішення цих проблем все більшого розповсюдження отримує різальна кераміка. Відомо, що вже в середині 80-х років у Західній Європі токарна обробка чавуну різальною керамікою складала більше 20%, а обсяги виробництва різальних керамік у вигляді змінних многогранних пластин (ЗМП) в Японії складають до 10 % і на найближчий період оцінюються до 40 % від загального обсягу вироблених інструментів. Це є наслідком того, що кераміка є високотвердим інструментальним матеріалом, який не піддається окисленню до досить високих температур, а також є нечуттєвим до хімічної взаємодії з оброблюваним матеріалом.

Для впровадження такого ефективного різального інструмента важливим є також вивчення питання якісної та продуктивної алмазної обробки таких пластин. Вкажемо, що в літературі відомості по алмазному шліфуванню інструментальної кераміки вкрай обмежені, тому нами і було приділено окрема увага цьому. Тим більше, що саме якісна обробка таких пластин є запорукою їх ефективної роботи у вигляді різального інструменту.

Технологія виготовлення змінних різальних пластин (ЗРП) із різальної кераміки передбачає значні зйоми оброблюваного матеріалу за умови одержання високої якості обробленої поверхні.

Вкажемо, що окрім чисто силового впливу ріжучої поверхні алмазного круга на поверхню керамічного виробу, важливим фактором, що визначає якість обробленої поверхні пластин, є тепловий вплив на кераміку в процесі шліфування, який може бути досить істотним. Згадане вище підвищення температур особливо небезпечно для керамік з точки зору виникнення тріщин та виколів на кромках пластин за рахунок небажаного розподілу поля напружень у багатошарових пластинах.

Інтенсифікація обробки і зниження собівартості може бути досягнуто за рахунок використання при шліфуванні ефективних складів технологічних середовищ - мастильно-охолоджувальних рідин (МОР). Сучасні МОР невід'ємна частина усього комплексу засобів, що забезпечують ефективну експлуатацію металообробного обладнання. На практиці умови різання значно відрізняються, то відповідно застосовується і більше число МОР, що штучно подаються в зону різання. Тому питання про призначення, класифікацію та фізико-хімічні основи дії МОР потребують особливої уваги.

Головною вимогою до МОР є забезпечення підвищення стійкості ріжучого інструменту та якості обробленої поверхні при заданих параметрах точності. Виконання цієї вимоги призводить до зниження вартості металообробки внаслідок зменшення витрат на ріжучий інструмент, скорочення браку та простоїв обладнання, пов'язаних із заміною інструменту. В залежності від умов обробки МОР повинні забезпечувати змащувальну, охолоджуючу, диспергуючу або миючу дію. Однак в більшості випадків необхідно забезпечити декілька ефектів одночасно.

МОР призначені для змащування поверхні тертя, охолодження ріжучого інструменту та оброблюваної заготовки, полегшення процесу деформування металу, своєчасне видалення із зони різання продуктів обробки, а також для тимчасового захисту обладнання та виробів від корозії. Завдяки цьому МОР в значній мірі визначають економічність та надійність роботи багатьох одиниць металорізального обладнання, а саме: збільшують стійкість металорізального інструменту, покращують якість виробів, знижують сили різання та необхідну потужність.

Застосування мастильно-охолоджувальної рідини знижує тертя та температуру в зоні контакту шліфувального круга з оброблюваною деталлю, поліпшує відведення тепла та видалення відходів шліфування з зони різання, внаслідок чого зменшується затуплення, засалювання та знос шліфувального круга, підвищується продуктивність та якість обробки.

В основу методики лабораторних досліджень був покладений принцип вивчення активації стираючого впливу в зоні контакту “оброблюваний матеріал – алмазозносний матеріал”. Характерною особливістю методики є те, що вона дозволяє визначити склади МОР, які навіть в умовах невисоких тисків і швидкостей сприяє зниженню зносу кругів.

Під час проведення лабораторних і виробничих випробувань використовувались зразки алмазозносного шару з характеристиками: АС4 100/80 МА – В1-13 – 100% виробництва ІНМ НАН України, які показали [2] найкращі результати при алмазній обробці безвольфрамових твердих сплавів.

Встановлено, що для обробки оксидної кераміки В013 мають перевагу лужні та нейтральні склади і малоефективні кислотні. Оксидно-карбідна кераміка В0К60 переважно повинна оброблятися або в кислотних, або в лужних середовищах. Нейтральні склади з рН = 8 не забезпечують великого зйому. Надмірне залуговування МОР не приводить до збільшенню зйому і різко підвищує знос алмазозносного шару.

Для підтвердження даних висновків вивчена працездатність алмазних кругів 12А2-45° 150 x 10 x 32 АС4 100/80 В1-13 – 100% при шліфуванні кераміки В013 в різних складах МОР. Режим обробки: $V_{кр}=15$ м/с; $S_{прод}=0.3$ м/хв; $S_{поп}=0.25$ мм/подв.хід.

Дані приведені в табл. 1.

Таблиця 1- Вплив водного складу МОР на показники процесу шліфування кераміки марки В013

№ п/п	Склад МОР		Водневий показник МОР, рН	Ефективна потужність шліфування, кВт	Відносна витрата алмазів, мг/г
	Компоненти	Вміст, мас.%			
1	Сірнокислий амоній	1,0	7	0,25	1,70
2	Натрій фосфорно-кислий двоаміщений Нітрит натрію	2,5 0,5	8	0,20	1,27
3	Вода	100	9	0,30	1,1
4	Кальцінована сода	3,0	10	0,25	3,71

Із даних табл. 1 видно, що із зростанням водневого показника МОР знос кругів при шліфуванні кераміки марки В013 знижується. Виняток складають водні розчини кальцінованої соди, застосування яких недоцільно із-за підвищеного зносу кругів на органічних зв'язках.

На підставі одержаних результатів були досліджені склади МОР на основі розчинів синтетичних концентратів.

Оброблялись змінні різальні пластини кераміки В0К71 форми 03111-120408 по ГОСТ 25003-81. Як інструмент використовувався алмазний круг 6А2 350 АС4 80/60 В1-01 – 100%. Обробка здійснювалась на верстатах моделі МШ289 на таких режимах: швидкість різання – 17 м/с, тиск шліфуємих заготовок до ріжучої поверхні круга – 6МПа, тривалість циклу обробки однієї пластини 55 секунд (згідно з технологічним процесом) [3].

Досліджувались такі розчини синтетичних концентратів МОР виробництва ВО «МАСМА»:

- 3%-ний розчин «Аквол-10 М» рН 8-10;
- 3%-ний розчин «Аквол-11» рН 9;
- 2%-ний розчин «Сінхо-2М» рН 8-10;
- 2,5%-ний розчин «Аквол-15» рН 9;
- 2%-ний розчин «Карбомол-С1» рН 9,0-9,5.

Для оцінки ефективності МОР приймалися до уваги показники:

- шорсткість обробленої поверхні;
- наявність викришування після обробки;
- частота правки кругів;
- знос кругів;
- антикорозійні властивості рідини.

В результаті випробувань МОР на основі розчинів синтетичних концентратів, проведених у виробничих умовах, виявлено, що для виробничого використання на операціях алмазного шліфування ріжучої кераміки, крім водних розчинів, можливо рекомендувати 2%-ний розчин “Карбомол-С1” (рН 9,0...9,5).

Список літератури

1. Шейко А.Н. Черные металлы: Украина, производство // Металл. – 2001. - № 7. – С. 40 – 45.
2. Лоладзе Т.Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента.-М.: Машиностроение, 1989.
3. Работоспособность алмазных секторных кругов при шлифовании многогранных пластин /В.И. Лавриненко и др./ Сверхтвердые материалы.-1986- №2.

A. Sitnik, V.Prudchenko

Kirovograd national technical university

Intensification processing of ceramic materials with additional chemical effect of cooling lubricant (coolant) with different pH

The aim of the article is physical-chemical cooling liquid influence on the cutting process under glazier's diamond processing of tool-making ceramics.

Structures of modern lubrication-cooling liquids have been studied. Cutting conditions at mechanic processing of cutting ceramics are defined. Methods of laboratory research of technological medium influence on glazier's diamond wear and tear diminution are presented. The research of glazier's diamond efficiency at different tool-making materials grinding has been conducted. Efficiency estimation of lubrication-cooling liquid use at glazier's diamond processing has been conducted.

There are recommendations on the choice of synthetic lubrication-cooling liquids during cutting ceramics processing.

diamond polishing, instrumental ceramics, hard-facing alloys

Одержано 11.11.13

УДК 681.513.2

Н.В. Смирнова, канд. техн. наук, В.В. Смирнов, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Управление процессом горения электрической дуги на нелинейных участках ее вольт-амперной характеристики с использованием массива прецедентов

Приведено описание процесса формирования массива прецедентов для обучения системы управления процессом горения электрической дуги на нелинейных участках ее вольт-амперной характеристики.

электрическая дуга, нелинейный участок, прецедент, объект управления

Н.В. Смірнова, В.В. Смірнов

Кіровоградський національний технічний університет

Управління процесом горіння електричної дуги на нелінійних ділянках її вольт-амперної характеристики з використанням масиву прецедентів

Наведено опис процесу формування масиву прецедентів для навчання системи управління процесом горіння електричної дуги на нелінійних ділянках її вольт-амперної характеристики.

електрична дуга, нелінійн

електрична дуга, нелінійна ділянка, прецедент, об'єкт управління

В управлении процессом обработкой деталей электрической дугой необходим постоянный контроль параметров электрической дуги, вольт-амперная характеристика (ВАХ) которой имеет нелинейные участки, характеризующиеся неустойчивыми режимами работы. Например, при уменьшении тока дуги ниже установленного предела рабочая точка на ВАХ дуги перемещается в область неустойчивого горения, что может привести к обрыву дуги. Увеличение тока дуги выше допустимого предела также перемещает рабочую точку в другую область неустойчивого горения дуги, что может привести к короткому замыканию (КЗ).

Тем не менее, существует необходимость в режимах горения дуги на нелинейных участках ВАХ для расширения диапазона рабочих токов дуги в процессе обработки деталей как в сторону увеличения, для повышения скорости обработки, так и в сторону уменьшения, для повышения чистоты обработки.

Анализ исследований и публикаций. В работе [1] рассмотрено применение предсказывающего фильтра Колмогорова-Габора, который может быть применен для решения задачи стабилизации процесса горения дуги на нелинейных участках ВАХ дуги при условии, что существует возможность определения оптимальных параметров рабочей точки дуги. В работе [2] показано, что экстремум выборочного коэффициента взаимной корреляции R между током I_d и напряжением дуги U_d строго соответствует оптимальному положению рабочей точки на ВАХ дуги.

Для проверки ефективности применения метода была рассмотрена статистическая гипотеза о неравенстве нулю коэффициента корреляции R двумерной нормальной совокупности [3] для тока дуги I_d и напряжения дуги U_d в окрестностях рабочей точки дуги. Для обнаружения корреляционной зависимости двух случайных сигналов определяется выборочный коэффициент корреляции R и по его значению делается вывод о соответствии значения тока и напряжения дуги в пределах выборки искомому положению рабочей точки дуги U_{d_pt} на ее динамической ВАХ и оптимальной величине межэлектродного промежутка (МЭП) в рабочей точке S_{pt} , при $R \rightarrow 1$.

Зависимость значения выборочного коэффициента корреляции R от величины $S_{MЭП}$ МЭП в процессе его изменения представлена на рис. 1.

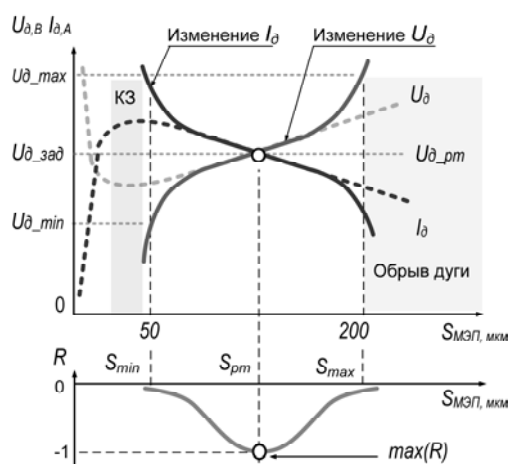


Рисунок 1 - Зависимость значения выборочного коэффициента корреляции R от величины МЭП в процессе его изменения

Из рис. 1 следует, что для каждого заданного значения тока дуги $I_{d_зад}$ существует только одно значение напряжения дуги U_{d_pt} (в рабочей точке), при котором выборочный коэффициент корреляции R имеет экстремум. То есть, положение рабочей точки дуги определяется с достаточной для системы управления точностью. Интерес представляют нелинейные участки ВАХ дуги при величине МЭП около 50 μm и 200 μm , для которых выборочный коэффициент корреляции R имеет минимальное значение.

Постановка задачи. Поскольку корреляционный метод определения оптимального режима горения дуги является эффективным, то целесообразно его применение для разработки способа расширения диапазона рабочих токов дуги за счет стабилизации режима горения дуги на нелинейных участках ВАХ. Эти участки ВАХ характеризуются неустойчивыми режимами горения дуги.

Для решения этой задачи возможно применение методов искусственного интеллекта в системе управления процессом размерной обработки деталей (РОД) для принятия решения об изменении величины МЭП в конкретный момент времени с учетом текущих параметров процесса горения дуги и ранее приобретенного опыта в процессе обучения системы управления.

Основная часть. Для решения задачи расширения диапазона рабочих токов дуги за счет использования режимов горения дуги на нелинейных участках ВАХ использован метод обучения системы управления на основе прогнозирования с использованием массива прецедентов [4].

В основу метода положена модель прогнозування на основі вироботки експериментальних даних по значенню виборочного коефіцієнта кореляції R между параметрами реальної ВАХ и ее модели.

Массив виборочних коефіцієнтів кореляції R (протокол спостережень) для нелінійних участків ВАХ дуги отражает множество експериментальних даних, на основанні якого изменение напруги дуги U_δ может характеризовать причину X и следствие Y процесса P , для которого необходимо осуществить прогноз [4].

Прецедент представляє собою об'єднання двох підмножин подій, характеризуючих причину $\{X\}$ и следствие $\{Y\}$:

$$\{P\} = \{X\} \cup \{Y\}. \quad (1)$$

Взаємозалежність тока I_δ и напруги дуги U_δ , а также соответствующее значение виборочного коефіцієнта взаємної кореляції R фіксується в виде протокола спостережень:

$$\{PR\} = \langle X, Y^{t+1} \rangle = \langle Y_i^t, Z_i, K_i, Y_i^{t+1}, i = 1, \dots, N \rangle, \quad (2)$$

где $X = [Y^t, Z, K]^T$ - вектор параметров дуги для данной точки ВАХ;

$Y^t = (y_1^t, \dots, y_n^t)$ - вектор параметров дуги, принимаемых в качестве исходных в i -й зафиксированной ситуации, включающий значение виборочного коефіцієнта кореляції R ;

$Z_i = (z_1, \dots, z_m)$ - вектор интегрального показателя прогнозного фона предшествующего периода (вероятность короткого замыкания или обрыва дуги);

$K_i = (k_1, \dots, k_l)$ - вектор управляющего воздействия регулятора в i -й зафиксированной ситуации;

$Y_i^{t+1} = (y_i^{t+1}, \dots, y_n^{t+1})$ - вектор реальных параметров дуги, принимаемых в качестве следствия в i -й зафиксированной ситуации.

В процессе формирования виборочного коефіцієнта взаємної кореляції R для прецедента используется два компонента: реальная ВАХ дуги, где $(i_1, u_1), (i_2, u_2), \dots, (i_n, u_n)$ - выборка значений тока и напруги в интервале допустимых значений МЭП на реальной ВАХ дуги и модель ВАХ дуги, где $(mi_1, mu_1), (mi_2, mu_2), \dots, (mi_n, mu_n)$ - выборка значений тока и напруги на модели ВАХ дуги. Выборки представляют собой двумерное нормальное распределение.

Значение виборочного коефіцієнта взаємної кореляції R между параметрами модели ВАХ и параметрами реальной ВАХ дуги в определенной точке вычисляется в соответствии с выражением:

$$R = \frac{\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (i_k - \bar{i}) \cdot (u_k - \bar{u}) \cdot (mi_k - m\bar{i}) \cdot (mu_k - m\bar{u})}{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (i_k - \bar{i})^2 \cdot \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (u_k - \bar{u})^2 \cdot \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (mi_k - m\bar{i})^2 \cdot \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (mu_k - m\bar{u})^2}}, \quad (3)$$

$$\text{где } \bar{i} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n i_k; \quad \bar{u} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n u_k; \quad m\bar{i} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n mi_k; \quad m\bar{u} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n mu_k.$$

С целью проверки эффективности предложенного метода была проведена серия экспериментов с помощью моделирования процесса в программной среде "Signal

Explorer” с использованием ранее записанных реальных сигналов процесса размерной обработки деталей электрической дугой. Результаты моделирования подтвердили возможность обучения системы управления и ее способность поддерживать режим стабильного горения дуги на нелинейных участках ВАХ. Количество коротких замыканий и обрывов дуги снизилось в среднем на 15-18% по отношению к их количеству в исходных данных.

Выводы. Использование прецедентов в системе управления процессом горения дуги на нелинейных участках ВАХ дуги показало, что эффективность применения метода не в полной мере удовлетворяет требованиям технологического процесса. Тем не менее, для решения поставленной задачи целесообразно проведение дальнейших исследований в области применения элементов искусственного интеллекта. В частности, представляется перспективным использование нейронных сетей и генетических алгоритмов для обучения системы управления процессом горения дуги и способности ее адаптации к изменяющимся параметрам процесса горения дуги на нелинейных участках ее вольт-амперной характеристики.

Список литературы

1. Ивахненко А. Г. Предсказание случайных процессов / А.Г. Ивахненко, В.Г. Лапа. – К.: «Наукова Думка», 1971. – 416 с.
2. Смірнова Н.В. Автоматизована система керування процесом розмірної обробки деталей електричною дугою: автореф. дис. канд. техн. наук. Н.В. Смірнова – Кіровоград, 2011. – 20 с.
3. Энциклопедия кибернетики. Т. 1 / [В. М. Глушков, Н. М. Амосов, И. А. Артеменко и др.]. – К.: Главная редакция УСЭ, 1974. – 608 с.
4. Назаров А.В. Нейросетевые алгоритмы прогнозирования и оптимизации систем / А.В. Назаров, А.И. Лоскутов – СПб.: Наука и техника, 2003. – 384 с.

Nataliya Smirnova, Vladimir Smirnov
Kirovograd National Technical University

The electric arc on the non-linear parts of its current-voltage characteristics burning process control using precedents array

The purpose of this article is the nonlinear plots her current-voltage characteristics to solve problem of stability electric arc process burning. Solving this problem allows to increase the range of operating currents of the arc in the processing parts from increase to increase the processing speed and downward to improve surface finish.

The realization the forming a precedent process for Learning Control System of the machining of parts arc using for determining the optimal arc correlation method.

The results the control system modeling behavior are positive, suggesting the need for further research in the area of "smart" controllers and control systems using neural networks and genetic algorithms.

electric arc, non-linear plot, the precedent, controlled object

Получено 09.10.13

УДК 631.358

В.В. Теслюк, проф., д-р с.-г. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Київ

Пропускна здатність очисника вороху коренеплодів

Наведено розрахункові математичні моделі, які характеризують взаємозв'язок зміни секундної подачі викопаного вороху коренеплодів до еліпсних шнеків очисника, або зміни необхідної пропускної здатності очисника залежно від конструктивних параметрів лемешів вібраційних копачів і агрофізичних характеристик коренеплодів та експлуатаційних умов роботи коренезбиральної машини.

ворох, коренеплоди, подача, очисник, коренезбиральна машина, пропускна здатність

В.В. Теслюк

Національний університет біоресурсів і природопользования Украины, Киев

Пропускная способность очистителя вороха коренеплодов

Приведены расчетные математические модели, характеризующие взаимосвязь изменения секундной подачи выкопанного вороха коренеплодов к эллипсным шнекам очистителя или изменения необходимой пропускной способности очистителя в зависимости от конструктивных параметров лемехов вибрационных копателей и агрофизических характеристик коренеплодов и эксплуатационных условий работы корнеуборочной машины.

ворох, коренеплоды, подача, очиститель, корнеуборочная машина, пропускная способность

Умовні позначення:

W_o - пропускна здатність доочисника, кг/с;

W_c - загальна секундна подача вороху до доочисника, кг/с;

n - кількість рядків коренеплодів, які збираються одночасно;

$\sum_{i=1}^n W_{ci_1}, \sum_{i=1}^n W_{ci_2}, \dots, \sum_{i=1}^n W_{ci_n}$ - відповідно загальні секундні подачі вороху,

викопаного з одного n -го рядка коренеплодів, які надходять безпосередньо до доочисника, кг/с;

$W_{cp_1}, W_{cp_2}, \dots, W_{cp_n}$ - відповідно секундна подача ґрунту з одного n -го рядка коренеплодів, який надходить безпосередньо до доочисника кг/с;

$W_{cr_1}, W_{cr_2}, \dots, W_{cr_n}$ - відповідно секундна подача рослинних домішок із одного n -го рядка коренеплодів, які надходять безпосередньо до доочисника кг/с;

$W_{ck_1}, W_{ck_2}, \dots, W_{ck_n}$ - відповідно секундна подача коренеплодів із одного n -го рядка, які надходять безпосередньо до доочисника кг/с;

k_c - коефіцієнт сепарації домішок вороху на шляху його переміщення ТТС КМ до еліпсних шнеків;

$k_{p_1}, k_{p_2}, \dots, k_{p_n}$ - відповідно коефіцієнт сепарації ґрунту вібраційним лемішним копачем n -го рядка;

$k_{p_1}, k_{p_2}, \dots, k_{p_n}$ - відповідно коефіцієнт сепарації рослинних домішок вібраційним лемішним копачем n -го рядка;

$k_{k_1}, k_{k_2}, \dots, k_{k_n}$ - відповідно коефіцієнт втрат коренеплодів вібраційним лемішним копачем із n -го рядка;

$W_{1cp_1}, W_{1cp_2}, \dots, W_{1cp_n}$ - відповідно секундна подача ґрунту, який безпосередньо викопується лемішним копачем із n -го рядка коренеплодів за 1 с, кг/с;

$W_{1cp_1}, W_{1cp_2}, \dots, W_{1cp_n}$ - відповідно секундна подача рослинних домішок, які безпосередньо викопуються лемішним копачем із n -го рядка за 1 с, кг/с;

$W_{1ck_1}, W_{1ck_2}, \dots, W_{1ck_n}$ - відповідно секундна подача коренеплодів, які безпосередньо викопуються лемішним копачем із n -го рядка за 1 с, кг/с;

$V_{1\rho_1}, V_{1\rho_2}, \dots, V_{1\rho_n}$ - відповідно об'єм ґрунту, який безпосередньо викопується лемішним копачем із n -го рядка коренеплодів за 1 с, м³/с;

$V_{1p_1}, V_{1p_2}, \dots, V_{1p_n}$ - відповідно об'єм рослинних домішок, які безпосередньо викопуються лемішним копачем із n -го рядка коренеплодів за 1 с, м³/с;

$V_{1k_1}, V_{1k_2}, \dots, V_{1k_n}$ - відповідно об'єм коренеплодів, які безпосередньо викопуються лемішним копачем із n -го рядка за 1 с, м³/с;

$\rho_\rho, \rho_p, \rho_k$ - відповідно питома маса ґрунту, рослинних домішок і коренеплодів, кг/м³;

$\sum_{j=1}^z V_{kn_1j}$ - сума об'ємів підземних частин коренеплодів, які викопуються з одного n -го рядка за 1с, м³/с;

z - кількість j -их значень коренеплодів однакових розмірних параметрів, які викопуються з одного рядка;

$\sum_{i=1}^n V_{kn_i}$ - загальна сума об'ємів підземних частин коренеплодів із n -их рядків, які викопуються одночасно за 1 с, м³/с;

$\sum_{j=1}^z V_{kn_1j}, \sum_{j=1}^z V_{kn_2j}, \dots, \sum_{j=1}^z V_{kn_nj}$ - відповідно сума об'ємів підземних частин коренеплодів, які викопуються з одного n -го рядка за 1с, м³/с;

$V_{kn_1}, V_{kn_2}, \dots, V_{kn_n}$ - відповідно об'єм підземної частини одного коренеплоду з однаковими j -ми розмірними параметрами, який викопується за 1с, м³/с;

$N_{1_1}, N_{1_2}, \dots, N_{1_z}; N_{2_1}, N_{2_2}, \dots, N_{2_z}; N_{n_1}, N_{n_2}, \dots, N_{n_z}$ - відповідно кількість коренеплодів одного n -го рядка з однаковими j -ми розмірними параметрами, які викопуються за 1с, м³/с;

h_k - усереднена глибина ходу лемішних копачів, м;

a - задній розхил лемешів, м;

S - шлях, який проходить КМ за 1 с, м/с;

V_p - швидкість руху КМ, м/с;

α - половина кута розхилу носків лемешів, град.;
 β - кут нахилу лемешів до вертикальної площини, паралельної напрямку швидкості руху копача, град.;
 l - довжина леза лемеша, м;
 V_{1kn} - об'єм підземної частини коренеплоду, м³/с;
 d_{ρ} - діаметр тіла коренеплоду на рівні поверхні ґрунту, м;
 h_{ρ} - глибина залягання коренеплоду в ґрунті, м;
 V_{2kn} - об'єм коренеплоду, м³/с;
 d_k - діаметр головки коренеплоду, м;
 L_k - загальна довжина коренеплоду, м;
 l_k - довжина тіла коренеплоду, м;
 γ - кут конуса росту коренеплоду, град.;
 Q - урожайність гички, т/га.

Постановка проблеми. Сепарація вороху коренеплодів, який викопується викопувальними робочими органами коренезбиральної машини (КМ) і подається її транспортно-технологічними системами (ТТС) до доочисних робочих органів є однією із важливих і складних у технологічному розумінні операцій в загальному виробничому процесі роботи КМ. Відокремлення вільного та налиплого на поверхні тіл коренеплодів ґрунту, рослинних домішок є складною та відповідальною задачею у загальному контексті дотримання агротехнічних вимог до процесу сепарації домішок, тобто до якості вихідної цукрової сировини та кінцевого виходу із неї цукру.

Окрім сепаруючої здатності, доочисники вороху цукрових буряків також характеризуються експлуатаційно-технологічними критеріями, серед яких пріоритетно-значущим є їх технологічна пропускна здатність, або “секундна подача” вороху [1], яка регламентує продуктивність доочисних робочих органів КМ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Результати, які наведені в праці [1] виконані без врахування розмірних характеристик коренеплодів і пропускної здатності очисників. Для обґрунтування раціональних конструктивно-кінематичних параметрів комбінованого доочисника вороху цукрових буряків [2], тобто мінімізації його параметрів при задовільних технологічних показниках і показниках якості роботи, першочерговою задачею є теоретичне дослідження пропускної здатності доочисника на основі аналізу секундної подачі викопаного вороху до його робочих органів.

Формулювання цілей. Подальший розвиток теоретичних аспектів оптимізації параметрів очисних робочих органів.

Виклад основного матеріалу. У основу критерію оптимізації технологічного процесу роботи доочисника вороху коренеплодів покладемо умову, що пропускна здатність робочих органів доочисника за проміжок часу $\Delta t = 1$ с повинна бути рівною або більшою за загальну секундну подачу викопаного вороху, який надходить до них із попередніх транспортно-технологічних систем коренезбиральної машини, тобто повинна забезпечуватися умова

$$W_o \geq W_c. \quad (1)$$

Для розрахунку загальної секундної подачі вороху W_c та подальшого теоретичного обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів доочисника вороху розглянемо складену розрахункову схему викопування коренеплодів цукрових буряків викопувальним робочим органом, яка наведена на рис. 1.

$$W'_{c\rho} = k_c \rho_\rho \left\{ \begin{array}{l} h_k V_p (a + 2l \sin \alpha + h_k \operatorname{tg} \beta) - \\ - \frac{1}{12} \pi \left[d_{k_1}^2 N_{1_1} (L_{k_1} + 0,15 d_{k_1}) + d_{k_2}^2 N_{1_2} (L_{k_2} + 0,15 d_{k_2}) + \dots + \right. \\ \left. + d_{k_z}^2 N_{1_z} (L_{k_z} + 0,15 d_{k_z}) \right] k_{\rho_1} - \\ - \frac{1}{12} \pi \left[d_{k_1}^2 N_{2_1} (L_{k_1} + 0,15 d_{k_1}) + d_{k_2}^2 N_{2_2} (L_{k_2} + 0,15 d_{k_2}) + \dots + \right. \\ \left. + d_{k_z}^2 N_{2_z} (L_{k_z} + 0,15 d_{k_z}) \right] k_{\rho_2} - \\ - \dots - \frac{1}{12} \pi \left[d_{k_1}^2 N_{n_1} (L_{k_1} + 0,15 d_{k_1}) + d_{k_2}^2 N_{n_2} (L_{k_2} + 0,15 d_{k_2}) + \dots + \right. \\ \left. + d_{k_z}^2 N_{n_z} (L_{k_z} + 0,15 d_{k_z}) \right] k_{\rho_n} \end{array} \right\}, (6)$$

де $W_{c\rho}$ - для випадку розташування головки коренеплоду над поверхнею ґрунту, а $W'_{c\rho}$ - для випадку, коли коренеплід залягає в ґрунті на всю свою довжину;

- секундної подачі рослинних домішок W_{cp}

$$W_{cp} = 0,1 k_c V_p [a + 2(l \sin \alpha + h_k \operatorname{tg} \beta)] (Q + 1) (k_{\rho_1} + k_{\rho_2} + \dots + k_{\rho_n}); (7)$$

- секундної подачі коренеплодів W_{ck}

$$W_{ck} = \frac{1}{12} \pi \rho_k \left\{ \begin{array}{l} \left[d_{k_1}^2 N_{1_1} (L_{k_1} + 0,15 d_{k_1}) + d_{k_2}^2 N_{1_2} \times \right. \\ \left. \times (L_{k_2} + 0,15 d_{k_2}) + d_{k_z}^2 N_{1_z} (L_{k_z} + 0,15 d_{k_z}) \right] k_{k_1} + \\ + \left[d_{k_1}^2 N_{2_1} (L_{k_1} + 0,15 d_{k_1}) + d_{k_2}^2 N_{2_2} \times \right. \\ \left. \times (L_{k_2} + 0,15 d_{k_2}) + d_{k_z}^2 N_{2_z} (L_{k_z} + 0,15 d_{k_z}) \right] k_{k_2} + \\ + \dots + \left[d_{k_1}^2 N_{n_1} (L_{k_1} + 0,15 d_{k_1}) + d_{k_2}^2 N_{n_2} \times \right. \\ \left. \times (L_{k_2} + 0,15 d_{k_2}) + d_{k_z}^2 N_{n_z} (L_{k_z} + 0,15 d_{k_z}) \right] k_{k_n} \end{array} \right\}. (8)$$

Таким чином, кінцева залежність для визначення секундної подачі W_c викопаного вороху коренеплодів із n рядків, який безпосередньо надходить до еліпсних шнеків доочисника має вигляд:

- для випадку, коли головка коренеплоду має форму півсфери, а коренеплід залягає в ґрунті на всю свою довжину

$$W'_c = A \rho_\rho k_c + B k_c (k_{\rho_1} + k_{\rho_2} + \dots + k_{\rho_n}) - \frac{1}{12} \pi k_c (\rho_\rho - \rho_k) \times; (9) \\ \times [C_1 (k_{\rho_1} + k_{k_1}) + C_2 (k_{\rho_2} + k_{k_2}) + \dots + C_n (k_{\rho_n} + k_{k_n})]$$

- для випадку розташування головки коренеплоду над поверхнею ґрунту

V.Teslyuk

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev

To calculation of carrying capacity to purifier lots of root crops

Substantiated problem separation heap roots that dug working bodies korneuborochnoy machines (KM). The solution to this problem depends on the ability of separating doochistitelnyh working bodies KM

Calculations mathematical models which characterize intercommunication of change of the second serve of dug up to the lots of root crops to ellipses of purifier or changes of necessary carrying capacity of purifier descriptions of root crops and operating terms of work of machine are resulted.

heap, root crops, feed, cleaner, korneuborochnaya machine throughput

Одержано 17.11.13

УДК 631.313

Г.В. Теслюк, канд. техн. наук

Дніпропетровський державний аграрний університет

Дисковий плуг для роботи в умовах садово-паркових господарств

В статті на основі аналізу особливостей обробітку ґрунту в умовах садово-паркових господарств аргументована конструкція дискового робочого органа до мотоблоку. Особливість конструкції полягає в тому, що вона адаптована до роботи в ґрунтового середовищі, насиченому кореневою системою та її залишками. Експериментами доведена вірність обраного технічного рішення.

обробіток ґрунту, коренева система, диск, садово-паркове господарство

Г.В. Теслюк

Днепропетровский государственный аграрный университет

Дисковый плуг для работы в условиях садово-парковых хозяйств

В статье на основе анализа особенностей обработки почвы в условиях садово-парковых хозяйств аргументирована конструкция дискового рабочего органа к мотоблоку. Особенность конструкции заключается в том, что она адаптирована к работе в почвенной среде, насыщенной корневой системой и ее остатками. Экспериментами доказана правильность выбранного технического решения.

обработка почвы, корневая система, диск, садово-парковое хозяйство

Постановка проблеми. Садово-паркові господарства розташовані більшою частиною в межах міської зони. Це накладає певні особливості на механіко-технологічні властивості ґрунтів, що треба обробляти.

Дніпропетровська область розташована в степовій зоні. Основні площі землекористування зайняті чорноземами: звичайними мало гумусними і їх змитими та намитими різновидами. Вони мають сприятливі для землеробства водно-фізичні, фізико-хімічні та агрохімічні властивості. Але в міській зоні треба враховувати те, що багаторічна діяльність людини внесла свої корективи. Перш за все це наявність сторонніх включень, як то шматки дроту, скляні вироби, залишки будівельних матеріалів. Не в останню чергу на роботу ґрунтообробного агрегату будуть впливати залишки кореневої системи дерев та кущів, яких особливо багато саме в парках.

Для роботи за таких умов потрібен робочий орган підвищеної підрізаючої спроможності і диск найбільше для цього підходить.

Задачі, які виконує дисковий робочий орган в умовах поля і в умовах садово-паркових ділянок, дещо відрізняються. В першому випадку ґрунтообробна машина укомплектована дисками діаметром 560 - 660 мм агрегатується з потужним трактором і працює у відносно стабільному режимі. В другому випадку диск відносно малого діаметра (450 мм) агрегатований з малопотужним мотоблоком ріже міцну кореневу систему кущів та дерев і при цьому все навантаження по стабілізації ходу лягає на руки оператора, що спрямовує агрегат. Тому, необхідно знаходити технічні рішення для раціоналізації режиму різання

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як показав виконаний нами аналіз садово-паркових господарств Дніпропетровська, обробці ґрунту підлягають ділянки, які за своїми розмірами в основному знаходяться в діапазоні коли ручний обробіток виконати практично не можливо, а застосування серійної високо-продуктивної техніки економічно не доцільне. Створення на базі мотоблоку шлейфу знарядь є найбільш раціональним вирішенням наведеної проблеми. Складність полягає в тому, що мотоблок спрямовується вручну і це накладає специфічних вимог до цього шлейфу знарядь.

Дисковий плуг у порівнянні з іншими ґрунтообробними знаряддями має значно менший тяговий опір і це робить його перспективним для використання у складі з мотоблоком. Додаткова перевага полягає ще в тому, що, завдяки можливості регулювання кутів постановки диска до вертикалі і напрямку руху, можна в широких межах регулювати якість розпушення і укладання підрізаного шару. Таким чином, використання дискового плуга може бути перспективним.

Огляд наукової і технічної літератури показує, що аналітичні та експериментальні дослідження дискових робочих органів виконувались в основному стосовно знарядь основного та поверхневого обробітку ґрунту в умовах окультурених плантацій. Аналітичні дослідження проводились в основному стосовно взаємодії дискового робочого органа з ґрунтом, який моделювався суцільним пружно-в'язким середовищем. Серед найбільш відомих напрацювань слід відмітити роботи С.Г.Мударісова [1,2], І.А.Шевченка [3,4], А.Н.Худоєрова [5], А.С.Кушнарьова [6]. Взаємодію диска з кореневою системою рослин досліджував А.М.Есоян [7].

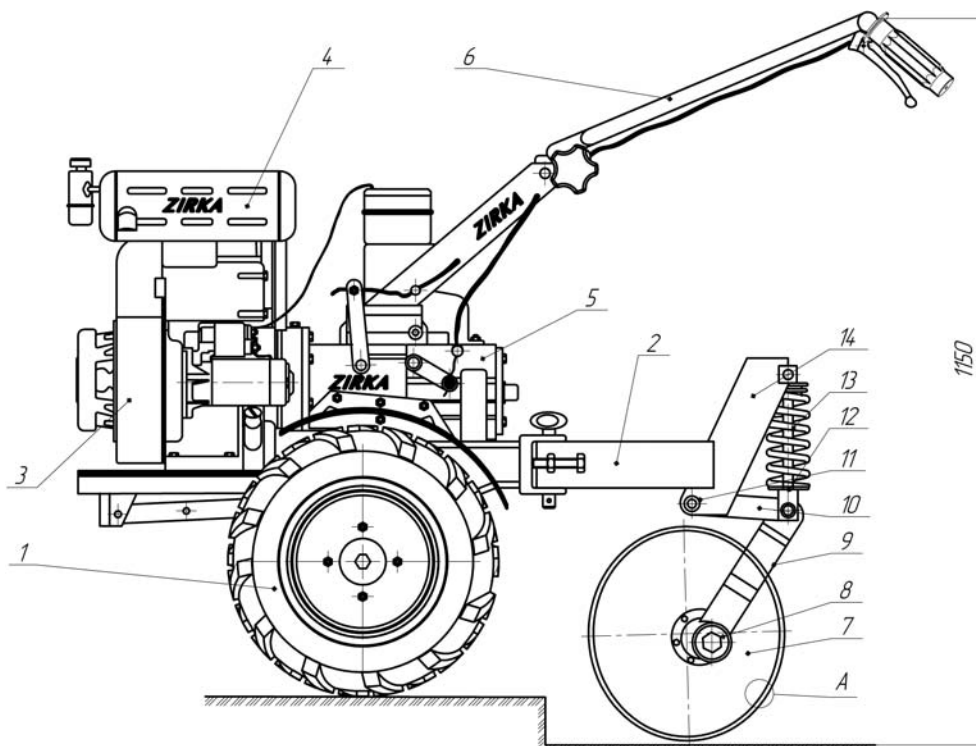
Мета роботи – створення працездатної ґрунтообробної машини для роботи у специфічних умовах садово-паркових господарств.

Виклад основного матеріалу Запропонована нами конструкція представлена на рис.1.

Дисковий плуг являє собою окрему секцію, що навішується на раму мотоблока. Секція складається з диска 7, який з можливістю обертання встановлений на маточині 8. Маточина закріплена на стояку 9, який має перегин в центральній частині. Така конструкція дозволяє встановити диск по осі рами мотоблоку. Стояк віссю 10 зафіксований на нижньому упорі 11, при цьому відносне переміщення стояка і упору відсутнє. На упорі встановлена нижня чашка 12 та верхня чашки, між якими поміщено пружину 13. Конструкція працює наступним чином.

В процесі підготовки дискового робочого органу до роботи регулюють силу стискання пружини, що змінює її жорсткість. Регулювання виконується стяжним гвинтом (на рисунку не показаний). Далі, запускається двигун мотоблоку і оператор важелем 6 заглиблює диск і спрямовує мотоблок в робочому напрямку. Диск ріже рослинні рештки на поверхні і розпушує ґрунтову смугу. При попаданні диска в більш щільну зону ґрунту або наїзді на стороннє включення, диск частково вглиблюється і стискає пружину. При переїзді перешкоди диск повертається в вихідне положення під

дією пружини. Таким чином конструкція гасить струси машини, чим полегшує роботу оператора.



1 – міст ведучий; 2 – рама; 3 – двигун; 4 – паливний бак; 5 – редуктор; 6 – важіль керування; 7 – диск; 8 – маточина; 9 – стояк; 10 – вісь; 11 – упор нижній; 12 – чашка нижня; 13 – пружина; 14 – рама плуга

Рисунок 1 - Загальна схема агрегату

Але основні зміни запропонованої конструкції полягають у раціоналізації ріжучої кромки диска. самого диска. Суть удосконалення полягає в тому, щоб на лезі диска сформувати профілі з різними кутами різання. Логіка наших дій базується на наступному.

Відомо, що опір на перерізання кореневої системи однакового рослинного походження збільшується пропорційно квадрату її діаметра [8]. Також відомо, що найбільш оптимальний режим різання – це різання з проковзуванням при забезпеченні підпорного режиму [8]. Розглянемо детальніше як нами було сформовано форму диска (рис.2.).

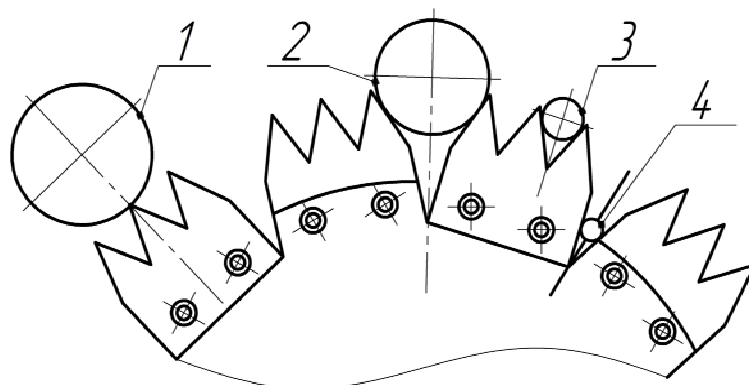


Рисунок 2 – Вид А (рис.1): Схема взаємодії ріжучого периметра диска з кореневою системою

Оптимальний варіант для перерізання – корінець заклинює між лезами двох сусідніх ріжучих сегментів і протягує між ними (поз.4.). В такому випадку маємо підпорне різання з проковзуванням. Якщо корінь має більший діаметр, він потрапить у міжзубовий простір ріжучого сегмента (поз.3) і ми отримуємо знову підпорне різання з проковзуванням. Якщо ще більший діаметр, то корінь потрапляє в зазор між лезами сусідніх ріжучих сегментів і процес відбувається аналогічно. Якщо діаметр кореня такий, що імовірність перерізання по наведеній вище схемі не можлива, то ріжучий сегмент гострими зубами виконує пропили, як це робить звичайна пила (поз.1.).

Конструктивні параметри сегмента визначаються кутами, що забезпечують різання з проковзуванням. Розрахункова схема представлена на рис. 3.

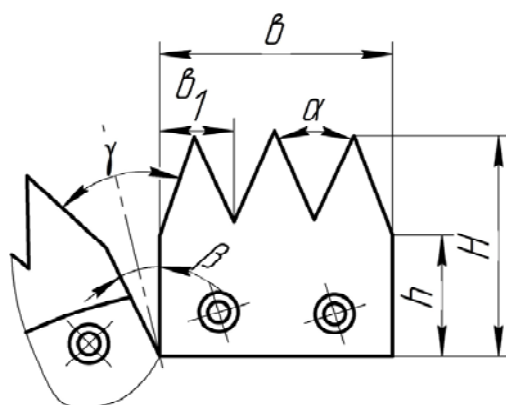


Рисунок 3 - Розрахункова схема до визначення параметрів сегмента

Конструктивно приймаємо діаметр диска 450 мм. Кількість сегментів – 24. Кількість зубців на сегменті – 3 шт. З урахуванням припуску на кріплення сегменту до диска (20мм) ширина сегменту буде дорівнювати

$$b = \frac{\pi \cdot (450 - 40)}{24} = 53,7 \text{ мм}.$$

Приймаємо $b = 51$ мм.

Тоді $b_1 = 51/3 = 17$ мм.

Враховуючі, що кут тертя становить приблизно 30 градусів, кут $\alpha = 90^\circ - 30^\circ = 60^\circ$.

Тоді $H - h = 0,5 \cdot b_1 \cdot \text{tg}(0,5 \cdot \alpha) = 0,5 \cdot 17 \cdot 0,577 = 4,9$ мм. Приймаємо 5 мм. Якщо прийняти $H = 50$ мм, то $h = 50 - 5 = 45$ мм.

Для визначення кутів β і γ розглянемо наступну схему (рис.4.).

Центральний кут дорівнює $\theta = 360/n = 360/24 = 15^\circ$, де $n = 24$ - кількість сегментів.

З трикутника OAB, $\Delta = 180 - 90 - \theta/2 = 82,5^\circ$.

Тоді, кути защемлення будуть дорівнювати

$$\beta = 2 \cdot (180 - 82,5 - 90) = 15^\circ,$$

$$\gamma = 2 \cdot (\beta/2 + \alpha/2) = 2 \cdot (7,5 + 30) = 75^\circ.$$

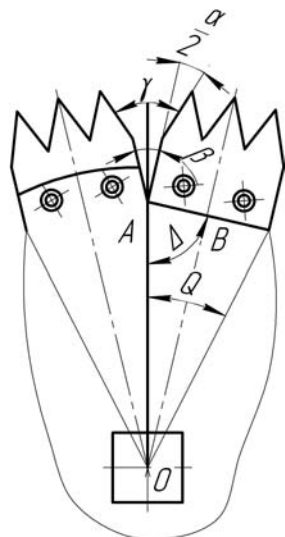


Рисунок 4 - Розрахункова схема до визначення кутів защемлення β і γ

Висновки.

Запропонована конструкція диска забезпечує розпушення ґрунту, як і звичайний диск і додатково має підвищену підрізаючу спроможність. Останнє забезпечує надійну роботу агрегату в цілому в умовах перенасиченості місцевості кореневою системою.

В запропонованій конструкції кути різання робочих поверхонь перекривають весь можливий діапазон різання з ковзанням від $\beta = 30$ градусів до $\gamma = 90$ градусів.

Список літератури

1. Мударисов С.Г. Повышение качества обработки почвы путем совершенствования рабочих органов машин на основе моделирования технологического процесса: Автореф. дис... докт. техн. наук: 05.20.01. – Челябинск, 2007. – 40с.
2. Мударисов С.Г. Дисковые орудия с адаптирующимися рабочими органами / С.Г. Мударисов // Картофель и овощи, №4. – 2005. – С.30-31.
3. Шевченко І.А. Обґрунтування геометричних параметрів дискових робочих органів / І.А.Шевченко // Праці ТДАТА – Вип. 2., Т.16. – Мелітополь: ТДАТА, 2001. – С. 13-19.
4. Шевченко І.А. Обґрунтування геометричних параметрів дискових робочих органів / І.А.Шевченко // Праці ТДАТА. – Вип. 2, т.16.-Мелітополь: ТДАТА, 2001 – С.13 - 20.
5. Худоеров А.Н. Определение скорости движения частиц почвы по рабочей поверхности сферического диска / А.Н.Худоеров // Техника в сельском хозяйстве. – 2009. - №4. – С.44-45.
6. 2010. – 40с.
7. Кушнарев С.А. Кинематика точек сферических дисков почвообрабатывающих орудий при взаимодействии с почвой/ С.А.Кушнарев, В.В.Погорельый, С.А.Чуб // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Вип..75. – Т.1. – Харків, 2008. – С.121 – 127.
8. Есоян А.М. К теории оптимизации параметров сферических дисков почвообрабатывающих машин / А.М.Есоян, П.А.Тонапетян, А.А.Аракелян // Известия Государственного аграрного университета Армении – 2006., №2. – С.56- 58
9. Кобець А.С. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів / А.С.Кобець, Т.Д. Іщенко, Б.А.Волик, О.А.Демідов: Навчальний посібник.- Дніпропетровськ: Видавництво «Свідлер А.Л.», 2009. – 84 с.

Gennady Teslyuk

Dnepropetrovsk state agrarian university

Disk plow for a robot of minds in Amenity Horticulture

The purpose of article - Development of a workable tillage machines to work in the specific conditions of gardens hazyaystv. As shown by the analysis we performed landscape - park Dnepropetrovsk farms, processing subject areas, which in size are mainly in the range where manual handling is almost impossible to fulfill, and the use of standard high-performance equipment is not economically feasible. Creating a loop on the basis of two-wheel tractor implements is the most sensible decision given problem. The difficulty lies in the fact that

walk-behind and hand- routed it imposes specific requirements for this trail guns. Disk plow compared to other tillage implements has a much smaller draft resistance and this makes it promising for use in a motor-block. An additional advantage is still in the fact that due to the possibility of adjusting the angle to the vertical disk staging and direction, can be adjusted within a wide range and quality of loosening conclusion clipped layer. Thus, the use of disk plow may be promising. The main changes proposed by us are to rationalize the design of the cutting edge of the disc. The essence of the improvement consists in that the blade disc shaped profiles with different cutting angles.

The proposed design provides disk loosening the soil, as well as a regular disk and additionally has a high cropping ability. The latter ensures the reliable operation of the unit as a whole in oversaturated areas root system.

plow disc, the root system , scoring spromozhnost

Одержано 10.10.13

УДК 631.362:53

С.А. Харченко, доц., канд. техн. наук

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, Украина

Построение решения уравнений динамики зерновых смесей на плоских виброрешетах

В статье приведено решение уравнений динамики зерновых смесей на виброрешетах. Получены математические выражения для определения поля скоростей зерновой смеси, учитывающие конструктивно-кинематические параметры виброрешет.

сепарация, решето, эффективность

С.О. Харченко

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна

Побудова розв'язку рівнянь динаміки зернових сумішей на плоских виброрешетах

В статті наведено розв'язок рівнянь динаміки зернових сумішей на виброрешетах. Одержані математичні вирази для визначення поля швидкостей зернової суміші, які ураховують конструктивно-кінематичні параметри виброрешіт.

сепарація, решето, ефективність

Постановка проблемы. Повышение эффективности работы зерновых сепараторов напрямую связано с научными исследованиями процессов сепарации зерновых смесей на виброрешетах. Моделирование процессов динамики зерновой смеси по виброрешету представляет сложную теоретическую задачу, и как правило предназначается для определения скорости движения смеси, производительности и полноты разделения.

Применение аналогии между движением вязкой несжимаемой жидкости и зерновой смеси, которая находится в псевдооживленном состоянии под воздействием вибрационных колебаний решета показали свою эффективность [1-7].

Цель работы: исследования динамики зерновой смеси по виброрешету, получение математических выражений с учетом конструктивно-кинематических параметров решета.

Основной материал. Возможность применения методов механики сплошных сред позволили определить направление по уточненному моделированию динамики зерновой смеси (ЗС) на виброрешетах [8]. Виброрешета рассмотрены как периодическая структура с периодом, определяемым расположением отверстий. Заданы краевые условия: нормальные компоненты скорости на поверхности расположения отверстий, а касательные - на поверхности их поперечных перемычек. Решение нелинейных уравнений Навье – Стокса, удовлетворяющее указанным выше краевым условиям, строим методом последовательных приближений.

Пусть слой ЗС толщиной h движется по плоскому решету. Введем декартовую систему координат x_1, x_2, x_3 таким образом, чтобы Поверхность решета совпадает с плоскостью x_1, x_3 , наклонено к горизонту под углом θ , совершает колебания с амплитудой A и круговой частотой ω . Под воздействием этих колебаний зерновой слой находится в псевдооживленном состоянии - как течение несжимаемой вязкой псевдожидкости [1].

Получив для первого и второго приближения следующие уравнения [8]:

$$\frac{\partial \vec{U}_1}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \nabla P_1 + \nu \Delta \vec{U}_1, \quad (1)$$

$$\operatorname{div} \vec{U}_1 = 0,$$

$$\frac{\partial \vec{U}_2}{\partial t} + (\vec{U}_1, \nabla) \vec{U}_1 = -\frac{1}{\rho} \nabla P_2 + \nu \Delta \vec{U}_2, \quad (2)$$

$$\operatorname{div} \vec{U}_2 = 0,$$

где ρ - усредненное значения плотности псевдооживленного зернового слоя;

$\nu = \mu / \rho$ - кинематический коэффициент вязкости псевдожидкости;

U_1 и U_2 - соответственно, компоненты поля скорости вдоль осей x_1 и x_2 (x_1 – направлена вдоль направления движения ЗС, x_2 – по высоте слоя), учитываем начальные условия по давлению и скорости псевдооживленного зернового слоя:

$$P_1|_{t<0} = 0, \quad \vec{U}_1|_{t<0} = 0. \quad (3)$$

Тогда применив к (1), (2) преобразование Лапласа по времени, получаем:

$$\begin{aligned} q \overline{U}_{11} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}_1}{\partial x_1} + \nu \Delta \overline{U}_{11}, \\ q \overline{U}_{12} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}_1}{\partial x_2} + \nu \Delta \overline{U}_{12}, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{\partial \overline{U}_{11}}{\partial x_1} + \frac{\partial \overline{U}_{12}}{\partial x_2} = 0.$$

Здесь $\overline{U}_{1n}, n=1,2$ и \overline{P}_1 - соответственно преобразование Лапласа компонент скорости \vec{U}_1 и давления P_1 :

$$\begin{aligned}\overline{U}_{1n} &= \int_0^{\infty} U_{1n}(x_1, x_2, t) e^{-qt} dt, \\ \overline{P}_1 &= \int_0^{\infty} P_1(x_1, x_2, t) e^{-qt} dt.\end{aligned}\quad (5)$$

Поскольку решетку вдоль оси x_1 является периодической структурой с периодом l , то решение уравнений (4) будем искать в виде рядов Фурье:

$$\begin{aligned}\overline{U}_{1m} &= \sum_{n=-\infty}^{+\infty} U_n^m(x_2) e^{i\frac{2\pi n}{l}x_1}, \quad n=1,2, \\ \overline{P}_1 &= \sum_{n=-\infty}^{+\infty} q_n(x_2) e^{i\frac{2\pi n}{l}x_1}.\end{aligned}\quad (6)$$

Подставляя (6) в (4) и учитывая граничные условия на свободной поверхности при $x_2 = h$ избыточное давление и тензор напряжений обращается в нуль:

$$P|_{x_2=h} = 0, \quad \frac{\partial U_1}{\partial x_1} = \frac{\partial U_2}{\partial x_2}|_{x_2=h} = 0, \quad \left(\frac{\partial U_1}{\partial x_2} + \frac{\partial U_2}{\partial x_1} \right)|_{x_2=h} = 0.$$

после ряда преобразований имеем:

$$U_n^1(x_2) = \begin{cases} A_0 \left(e^{-\sqrt{\frac{q}{v}}(h-x_2)} + e^{\sqrt{\frac{q}{v}}(h-x_2)} \right), & n=0, \\ A_n \left[e^{ia_n(2h-x_2)} - e^{ia_n x_2} - \frac{i(b_n^2 + 1)}{2b_n^2} e^{-\frac{2\pi|n|h(b_n-1)}{l}} \left(e^{-\frac{2\pi|n|}{l}(2h-x_2)} - e^{-\frac{2\pi|n|}{l}x_2} \right) \right], & n \neq 0, \end{cases}\quad (7)$$

$$U_n^2(x_2) = \begin{cases} 0, & n=0, \\ -i \frac{|n|}{n} \frac{A_n}{b_n} \left[e^{ia_n(2h-x_2)} + e^{ia_n x_2} - i \frac{(b_n^2 + 1)}{2} e^{-\frac{2\pi|n|h(b_n-1)}{l}} \times \right. \\ \left. \times \left(e^{-\frac{2\pi|n|}{l}(2h-x_2)} + e^{-\frac{2\pi|n|}{l}x_2} \right) \right], & n \neq 0, \end{cases}\quad (8)$$

$$q_n(x_2) = \begin{cases} 0, & n=0 \\ \frac{(1+b_n^2)\rho q}{4\pi b_n} e^{-\frac{2\pi|n|h}{l}} A_n \left(e^{-\frac{2\pi|n|}{l}(2h-x_2)} - e^{-\frac{2\pi|n|}{l}x_2} \right), & n \neq 0. \end{cases}\quad (9)$$

Здесь A_n - неизвестные коэффициенты,

$$a_n = i \sqrt{\frac{q}{v} + \left(\frac{2\pi n}{l} \right)^2}, \quad b_n = \sqrt{1 + \frac{ql^2}{v4\pi^2 n^2}}.$$

Для определения коэффициентов A_n , воспользуемся граничными условиями на поверхности решета:

- на отверстиях нормальная к плоскости решета компонента скорости:

$$U_2|_{x_2=0} = V_0, \quad (10)$$

- на неперфорированной части решета касательная компонента скорости:

$$U_1|_{x_2=0} = A\omega \sin \omega t. \quad (11)$$

Подставляя (6) в (10) и (11) и учитывая (7), (8), получаем систему парных сумматорных уравнений:

$$\sum_{n=-\infty}^{+\infty} y_n e^{i \frac{2\pi n}{l} x_1} = 0, \quad |x_1| > \frac{d}{2},$$

$$\sum_{n \neq 0} y_n \frac{|n|}{n} (i + \delta_n) e^{i \frac{2\pi n}{l} x_1} = \frac{V_0}{q}, \quad |x_1| < \frac{d}{2},$$
(12)

где d - усредненный диаметр (длина) отверстий решета,

$$\delta_n = -i \left[1 - \frac{1 - \frac{i}{2} (b_n^2 + 1) e^{-\frac{2\pi |n|}{l} h(b_n-1)}}{1 - \frac{i (b_n^2 + 1)}{2b_n} e^{-\frac{2\pi |n|}{l} h(b_n-1)}} \right],$$

и неизвестные коэффициенты y_n связаны с A_n по формулам:

$$y_n = \begin{cases} A_0 \left(1 + e^{-\sqrt{\frac{q}{v}} h} \right) - \frac{A \omega^2}{q^2 + \omega^2}, & n = 0, \\ A_n \left[-1 + i \frac{b_n^2 + 1}{2b_n} e^{-\frac{2\pi |n|}{l} h(b_n-1)} \right], & n \neq 0 \end{cases}.$$
(13)

Система уравнений (12) с помощью метода задачи Римана – Гильберта [9] сводится к бесконечной системе линейных алгебраических уравнений $\Pi^{\text{го}}$ рода:

$$y_m = V_m^0 \left(y_0 - \frac{iV_0}{q} \right) + i \sum_{n \neq 0} \frac{|n|}{n} \delta_n V_m^n x_n, \quad m = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$$
(14)

Здесь коэффициенты V_m^n выражаются через полиномы Лежандра и вычислены в [9]:

$$V_m^n = \frac{1}{2} \begin{cases} \sum_{P=0}^{n+1} P_{n+1-P}(U) \rho_{m-P}(U), & n \geq 0, \\ \rho_m(U) - \rho_{m+1}(U), & n = -1, \\ - \sum_{P=0}^{-n-1} P_{-n-1-P}(U) \rho_{P+m-1}(U), & n < -1 \end{cases},$$
(15)

где $U = \cos \frac{\pi d}{l}$, $P_n(U)$ - полином Лежандра, причем $P_{-n}(U) = P_{n-1}(U)$, а величины $\rho_n(U)$ удовлетворяют рекуррентной формуле

$$\rho_0(U) = 1, \rho_1(U) = -U, \rho_n(U) = P_n(U) - 2UP_{n-1}(U) + P_{n-2}(U), n \geq 2, \rho_{-n}(U) = \rho_{n+1}(U).$$

Можно показать, что коэффициент δ_n при $|n| \rightarrow \infty$ достаточно быстро стремится к нулю. Это позволяет для построения решения системы уравнений (14) применить метод последовательных приближений [10].

Тогда, учитывая (13), окончательно получаем:

$$A_n = \begin{cases} \left(1 + e^{-\sqrt{\frac{q}{v}} h} \right)^{-1} \left[\frac{A \omega^2}{q^2 + \omega^2} + i \frac{V_0}{q} \frac{(U-1)^2 - 2}{(U-1)^2 + 2} \right], & n = 0, \\ \left(1 - i \frac{b_n^2 + 1}{2b_n} e^{-\frac{2\pi |n|}{l} h(b_n-1)} \right)^{-1} \frac{i 2V_0 (U \rho_n(U) + \rho_{n-1}(U))}{q(2 + (1-U)^2)}, & n \neq 0 \end{cases}.$$
(16)

Итак, формулы (6)-(9) и (16) дают решение уравнений (4). Теперь достаточно обратить преобразование Лапласа и тем самым получить решение уравнений первого приближения (1). С этой целью воспользуемся тем, что коэффициенты A_n как функции параметра q имеют в комплексной плоскости особенности типа полюса в точках $q = \pm i\omega$ и $q = 0$. Тогда применяя метод вычетов [11], получаем следующее представление для поля скорости:

$$\begin{aligned}
 U_{11} &= 2A\omega \operatorname{Im} \left[e^{i\omega t} \left(1 + e^{-\sqrt{\frac{i\omega}{v}h}} \right)^{-1} \operatorname{ch} \left(\sqrt{\frac{i\omega}{v}}(h - x_2) \right) \right] - \\
 &- \frac{4V_0}{2 + (1-U)^2} \sum_{n=1}^{\infty} b_n(U) e^{-\frac{2\pi n h}{l}} \operatorname{ch} \left(\frac{2\pi n}{l} x_2 \right) \sin \frac{2\pi n}{l} x_1, \\
 U_{12} &= \frac{4V_0}{2 + (1-U)^2} \sum_{n=1}^{\infty} b_n(U) e^{-\frac{2\pi n h}{l}} \operatorname{ch} \left(\frac{2\pi n}{l} x_2 \right) \cos \frac{2\pi n}{l} x_1.
 \end{aligned} \tag{17}$$

Здесь

$$\begin{aligned}
 B_n(U) &= U(\rho_n(U) - \rho_{n-1}(U)) + \rho_{n-1}(U) - \rho_{n+2}(U), \\
 U &= \cos \frac{\pi d}{l}.
 \end{aligned}$$

Im - обозначает мнимую часть.

При получении формулы (17) экспоненциально затухающие во времени члены были опущены.

Выводы. Таким образом, в работе на основе метода последовательных приближений исследуется задача о движении псевдооживленного зернового слоя на плоском решете, совершающем гармонические колебания. Получены расчетные формулы для поля скоростей, учитывающие как характеристики колебаний решета (амплитуда и частота колебаний), так и его конструктивные параметры – размеры отверстий и период их повторения. Показано, что поле скорости зависит не только от координаты вдоль толщины слоя, но периодически изменяется вдоль поверхности решета с периодом, определяемым взаимным расположением его отверстий.

Список литературы

1. Тищенко Л.Н. Гидродинамика сепарирования зерна / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. - Харьков: "Міськдрук", 2010. - 174 с.
2. Brilliantov N. Hydrodynamics and transport coefficients for Granular Gases/ N. Brilliantov, T. Proschel // arxiv: cond-mat 0301152. V. 1.10 Jan., 2003.
3. Dufty James W. Hydrodynamics Models for Granular Gases / arxiv: cond-mat 0302170, V.1, 10 Feb. 2003.
4. Paolotti D., Cattuto C., Marini V., Marconi D., Puglisi A. / arxiv: cond-mat 0207601. V.1. 25 Jul., 2002.
5. Тищенко Л.Н. Виброрешетная сепарация зерновых смесей / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. - Харьков: "Міськдрук", 2011. - 280 с.
6. Тищенко Л.Н. Колебания зерновых потоков на виброрешетках / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. - Харьков: "Міськдрук", 2012. - 267 с.
7. Тищенко Л.Н. Моделирование потока зернового слоя на решете с учетом просеивания // MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, 2012. – Vol. 14 D. – P. 39-48.
8. Тищенко Л.Н., Харченко С.О. К применению методов механики сплошных сред для описания движения зерновых смесей на виброрешетках // MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, 2013. – Vol. 15 D. – №7. – P. 94-99.
9. Шестопалов В.П. Метод задачи Римана – Гильберта в теории дифракции и распространении электромагнитных волн / В.П. Шестопалов. - Харьков: Изд-во Харьков Университет, 1971. - 400 с.
10. Кантарович Л.В., Акилов Г.П. Функциональный анализ. - М.: Наука, 1977. – 741 с.

11. Лаврентьев М.Л., Шабат Б.В. Методы теории функций комплексного переменного. - М.: ГИФМЛ, 1958. – 675 с.

Sergey Kharchenko

Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture

Constructing a solution of dynamics of grain mixtures for flat vibrating sieves

To study the dynamics of the grain mixture on a vibrating sieve, obtaining mathematical expressions, taking into account structural and kinematic parameters of the sieve.

The paper presents the solution of dynamics of grain mixtures vibrating sieves. The mathematical expressions for the velocity field of the grain mixture, taking into account the structural and kinematic parameters of vibrating sieves.

Conclusions. Calculation formulas for velocity, taking into account the characteristics of the oscillations as a sieve (amplitude and frequency), and its design parameters - the size of the holes and the period of their recurrence.

separation, sieve, efficiency

Одержано 08.10.13

УДК 631.3:621:695:553:973

С.М Хомич, ас.

Луцький національний технічний університет

Дослідження закономірності зміни об'ємного газовмісту за висотою забірною пристрою засобу для добування органічного сапропелю

У статті наведено теоретичні закономірності зміни об'ємного газовмісту за висотою забірною пристрою засобу для добування органічного сапропелю. На основі розв'язку отриманої залежності числовим методом, побудовані графічні залежності даного параметра.

повітряно-сапропелева суміш, об'ємний газовміст, забірний пристрій, режим руху, сапропель, висота, січення

С.М Хомич

Луганский национальный технический университет

Исследование закономерности изменения объемного газосодержания за высотой заборного устройства средства для добычи органического сапропеля

В статье приведены теоретические закономерности изменения объемного газосодержание по высоте заборного устройства средства для добычи органического сапропеля. На основе решения полученной зависимости численным методом построены графические зависимости данного параметра. **воздушно-сапропелевая смесь, объемный газосодержатель, заборное устройство, режим движения, сапропель, высота, сечение**

Постановка проблеми. Для забезпечення сільського господарства якісною сировиною з метою створення органічних добрив та компостів для підвищення родючості ґрунту слід використовувати донні відклади прісноводних озер – сапропелі. Органічні сапропелі являються екологічним альтернативним джерелом підтримання родючості ґрунтів. Для добування сапропелів різного типу, з підводних озерних родовищ використовують різного роду конструкції засобів, установок, машин, модулів

і ін. за механічної, гідравлічної та гідромеханічної технологій, які в свою чергу створені лише для очищення акваторії без подальшого застосування добутих покладів. При дослідженні покладів добутих таким шляхом встановлено, що вони добуваються приблизно 96-99% вологості; виділення з їх вільної та капілярно-зв'язної води відбувається дуже енергозатратно у зв'язку з порушенням структури; а вносити їх у такому вигляді у ґрунт економічно недоцільно оскільки ефективність внесення сапропелевих добрив у натуральному вигляді в ґрунт забезпечується при 60%-ій їх вологості. Тому застосування даних технологій у сільському господарстві для добування органічних сапропелів недоцільно. [1, 2].

Добувати органічний сапропель природної вологості дозволяє пневматичний забірний пристрій [3] у складі ерліфтного засобу для добування. Цінність даної конструкції заключається в добуванні сапропелів з під шару покладів природної вологості приблизно 85% і менше, що знижує енергетичні затрати на подальші операції обробки даної сировини та забезпечує збереження природної структури покладів. Також дана конструкція забірної пристрою у порівнянні з іншими заощаджує на власних енерговитратах та забезпечує інтенсифікацію процесу.

Аналіз останніх досліджень. Основні аспекти роботи даного засобу базуються на використанні енергії руху повітряного потоку (рис. 1). За рахунок взаємодії струменів повітряного потоку, що виходять з сопел напірного пневмопроводу, і сапропелю, що знаходиться всередині забірної пристрою утворюється пневморозрідження, де поклади сапропелю розбиваються бульбашками повітря утворюється так званий бульбашковий висхідний режим руху двофазного середовища. За рахунок конічної форми пристрою пневморозріджений потік сапропелю направляється до піднімального трубопроводу, де утворюється снарядний режим руху висхідної течії, з допомогою якого сапропель потрапляє до надводної поверхні. Детальний технологічний процес роботи пневматичного засобу описано у праці [4].

Основною характеристикою, яка визначає перехід бульбашкового режиму руху повітряно-сапропелевої суміші у снарядний режим є об'ємний газовміст.

$$\varphi_n = V_n / V,$$

де V_n – об'єм повітря у суміші об'ємом V , м³.

Також, з аналізу процесу формування повітряно-сапропелевої суміші у конічному корпусі забірної пристрою, можна зробити висновок, що за постійної подачі повітря у змішувач, об'ємний газовміст за висотою корпусу буде змінюватись.

Мета роботи. Тому, з метою забезпечення високої продуктивності засобу для добування органічного сапропелю, досліджували закономірності зміни об'ємного газовмісту за висотою забірної пристрою.

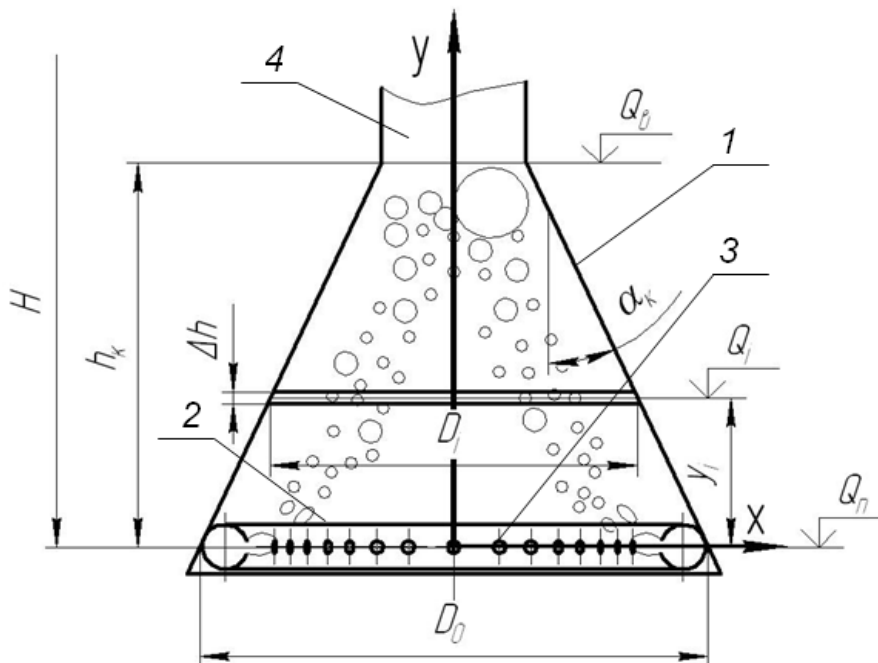
Результати досліджень. Розглянемо деяке довільне січення повітряно-сапропелевої суміші у забірному пристрої висотою $\Delta h \rightarrow 0$ розташоване на віддалі y_i від розташування осей вихідних сопел кільцевого напірного трубопроводу (рис. 1).

Оскільки висота виділеного перерізу $\Delta h \rightarrow 0$ то об'ємний газовміст для даної координати y_i буде рівний:

$$\varphi(y_i) = \frac{S_{нов.}(y_i)}{S_{\Sigma}(y_i)}, \quad (1)$$

де $S_{нов.}(y_i)$ – площа яку у розглядуваному перерізі займає повітря, м²;

$S_{\Sigma}(y_i)$ – сумарна площа розглядуваного перерізу, м².



1 – конічний корпус, 2 – напірний пневмопровід, 3 – сопла, 4 – піднімальний трубопровід

Рисунок 1 – Схема до визначення закономірності розподілу об'ємного газомісту за висотою забірного пристрою

Сумарна площа становить:

$$S_{\Sigma}(y_i) = \pi \cdot f^2(y_i), \quad (2)$$

де $f(y_i)$ – функція якою задається рівняння твірної бічної поверхні забірною пристрою.

Для розглядуваного випадку конічного корпусу забірною пристрою така функція має вигляд

$$x = f(y) = \frac{D_0}{2} - y \cdot \operatorname{tg} \alpha_k, \quad (3)$$

де D_0 – діаметр конічного корпусу на рівні осей вихідних отворів кільцевого напірного трубопроводу, м;

α_k – кут відхилення від вертикалі твірної конічного корпусу, град.

Тоді

$$S_{\Sigma}(y_i) = \pi \cdot (D_0/2 - y_i \cdot \operatorname{tg} \alpha_k)^2. \quad (4)$$

Площу $S_{нов.}(y_i)$, яку у розглядуваному перерізі займає повітря визначимо із наступних міркувань. Оскільки із умови нерозривності повітряного потоку у забірному пристрої справедливою є рівність

$$Q_{nm} = Q_{em} = Q_{im}, \quad (5)$$

де Q_{nm} – масова подача повітря у забірний пристрій, кг;

Q_{em} – масова витрата повітря через вихідний отвір конічного корпусу забірною пристрою, кг;

Q_{im} – масова витрата повітря через виділений переріз, кг,

то об'ємна витрата повітря через виділений переріз з урахуванням вищевикладеного становитиме

$$Q_{nV}(y_i) = \frac{n \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} \cdot R \cdot T_n \cdot P_n^2}}{4 \cdot \mu \cdot (P_{амм} + \bar{\rho}_c \cdot g \cdot (H - y_i))} \quad (6)$$

З іншої сторони об'ємна витрата повітря через і-тий переріз становить

$$Q_{nV}(y_i) = S_{нов.}(y_i) \cdot v_y(y_i), \quad (7)$$

де $v_y(y_i)$ – вертикальна складова швидкості потоку повітря у даному перерізі, м/с.

Прирівнявши праві частини виразів (6) та (7) отримаємо:

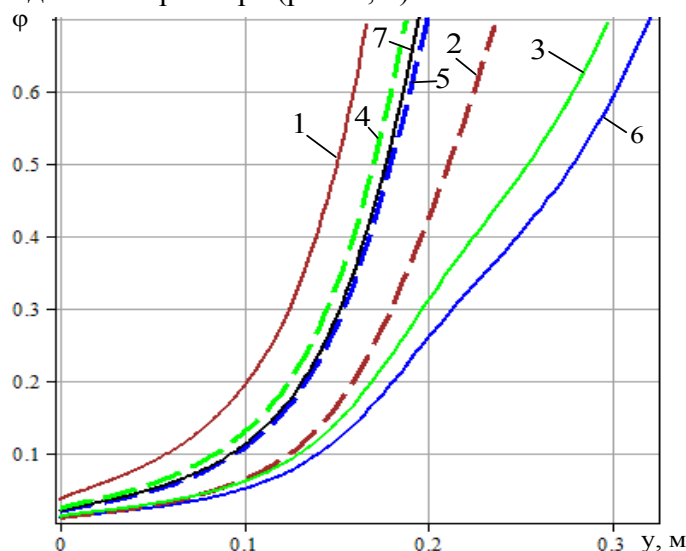
$$S_{нов.}(y_i) = \frac{n \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} \cdot R \cdot T_n \cdot P_n^2}}{4 \cdot \mu \cdot (P_{амм} + \bar{\rho}_c \cdot g \cdot (H - y_i)) \cdot v_y(y_i)} \quad (8)$$

Враховуючи, що формула (1) для визначення об'ємного газовмісту записана для довільного перерізу, а також вирази (4) та (8) отримаємо:

$$\varphi(y) = \frac{n \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} \cdot R \cdot T_n \cdot P_n^2}}{4 \cdot \mu \cdot (P_{амм} + \bar{\rho}_c \cdot g \cdot (H - y)) \cdot v_y(y) \cdot \left(\frac{D_0}{2} - y \cdot \operatorname{tg} \alpha_k\right)^2} \quad (9)$$

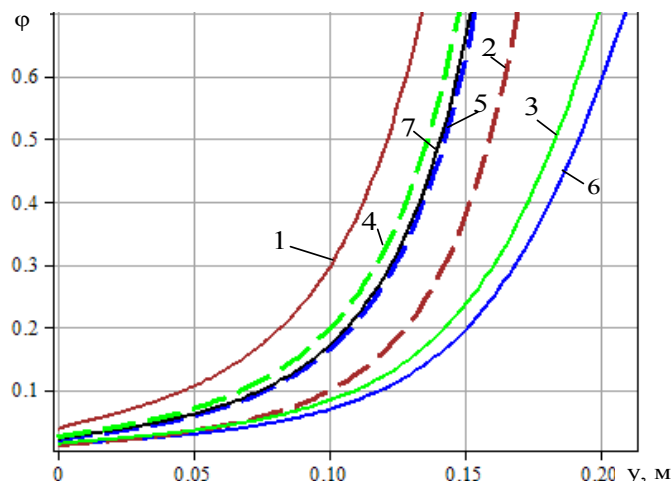
Отримана залежність дозволяє отримати закономірність зміни об'ємного газовмісту за висотою забірного пристрою.

Для дослідження впливу конструктивних параметрів конічного корпусу забірного пристрою на зміну об'ємного газовмісту у середовищі Marle були побудовані графічні залежності даного параметра (рис. 2; 3).



1 – $D_0=0,3\text{м}$, $H=4\text{м}$, $n=60$, $P_n=500\text{кПа}$; 2 – $D_0=0,3\text{м}$, $H=4\text{м}$, $n=20$, $P_n=500\text{кПа}$; 3 – $D_0=0,4\text{м}$, $H=4\text{м}$, $n=40$, $P_n=500\text{кПа}$; 4 – $D_0=0,3\text{м}$, $H=4\text{м}$, $n=40$, $P_n=500\text{кПа}$; 5 – $D_0=0,3\text{м}$, $H=4\text{м}$, $n=40$, $P_n=400\text{кПа}$; 6 – $D_0=0,4\text{м}$, $H=4\text{м}$, $n=40$, $P_n=400\text{кПа}$; 7 – $D_0=0,3\text{м}$, $H=6\text{м}$, $n=40$, $P_n=500\text{кПа}$

Рисунок 2 – Залежність об'ємного газовмісту φ з висотою забірного пристрою за кута нахилу твірної конічного корпусу $\alpha_k=20^\circ$



1 – $D_0=0,3\text{м}$, $H=4\text{м}$, $n=60$, $P_n=500\text{кПа}$; 2 – $D_0=0,3\text{м}$, $H=4\text{м}$, $n=20$, $P_n=500\text{кПа}$; 3 – $D_0=0,4\text{м}$, $H=4\text{м}$, $n=40$, $P_n=500\text{кПа}$; 4 – $D_0=0,3\text{м}$, $H=4\text{м}$, $n=40$, $P_n=500\text{кПа}$; 5 – $D_0=0,3\text{м}$, $H=4\text{м}$, $n=40$, $P_n=400\text{кПа}$; 6 – $D_0=0,4\text{м}$, $H=4\text{м}$, $n=40$, $P_n=400\text{кПа}$; 7 – $D_0=0,3\text{м}$, $H=6\text{м}$, $n=60$, $P_n=500\text{кПа}$

Рисунок 3 – Залежність об'ємного газовмісту φ з висотою забірного пристрою за кута нахилу твірної конічного корпусу $\alpha_k=30^\circ$

Із отриманих графічних залежностей можна зробити висновок, що за кута нахилу твірної конічного корпусу $\alpha_k=20^\circ$ досягнення об'ємного газовмісту, що відповідає появі снарядного режиму руху, відбуватиметься на віддалі 0,1...0,2 м від вхідного вікна забірного пристрою. Для забірного пристрою із $\alpha_k=30^\circ$ необхідний газовміст досягатиметься на віддалі 0,08...0,17 м. Збільшення глибини добування спричиняє незначне видовження зони досягнення граничного газовмісту. Також не значним є вплив на даний параметр зростання тиску подачі повітря із $P_n=400\text{кПа}$ до $P_n=500\text{кПа}$. Узагальнюючи можна відмітити, що для забезпечення формування у конічному корпусі забірного пристрою стійкого снарядного режиму руху повітряно-сапропелевої суміші його висота повинна знаходитись у межах $h_k=0,18...0,32\text{м}$. За таких значень h_k , кута $\alpha_k=20^\circ...35^\circ$ та $D_0=0,3...0,4\text{м}$ діаметр вихідного отвору змішувача знаходитиметься у межах $D_g=0,09...0,14\text{м}$ відповідно до якого буде приєднуватись піднімальний трубопровід таких же розмірів $d=0,09...0,14\text{м}$.

Аналіз отриманих результатів вказує на доцільність використання засобу для добування сапропелю із пневматичним забірним пристроєм внаслідок зменшення енергетичних затрат та здешевлення вартості машини.

Список літератури

1. Лопотко М.З., Озера и сапропель. Под ред. И.И. Лиштвана – Мн.: 1978. – 88 с.
2. Сукач М.К. Разработка глубоководных грунтов. К.: Наукова думка, 1998. – 34 с.
3. Пат. 39044 України, МПК E02F 3/08. Забірний пристрій / Цизь І.Є., Хомич С.М. ЛНТУ. – №u200810917; заявл. 05.09.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. №2.
4. Хомич С.М., Цизь І.Є., Артинюк С.Б. Фізична модель пневматичного пристрою (ерліфта) для добування сапропелю / Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. - Вип. 21. – Том. II – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2011. – С. 166-172.

S. Khomich

Lutsk National Technical University

The study of regularity of change of volume of gas content by the height of intake device of tool for extracting of organic sapropel

The theoretical regularities of change of volume of gas content by the height of intake device of tool for extracting of organic sapropel are presented in the article. Graphical dependences were built based on the obtained solution using numerical method of this parameter.

Одержано 05.11.13

УДК 536:644.8

В.Ф. Ялпачик, доц., д-р техн.наук, С.В. Кюрчев, доц., канд. техн. наук, В.Г. Тарасенко, інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет, м. Мелітополь

Моделювання процесу заморожування гарбузових ОВОЧІВ

Робота присвячена розробці математичної моделі процесу заморожування гарбузових овочів та її апробації по змінних в часі температурних полів, тривалості процесу і тепловим потокам шляхом порівняння розрахункових та експериментальних даних з метою контролю процесів в промислових умовах і подальшого вирішення задач енерго- та ресурсозбереження на агропромислових підприємствах.
моделювання, заморожування, кабачок, гарбуз, фазове перетворення, теплообмін

В.Ф. Ялпачик, С.В. Кюрчев, В.Г. Тарасенко

Таврійський державний агротехнологічний університет, г. Мелітополь

Моделирование процесса замораживания тыквенных овощей

Работа посвящена разработке математической модели процесса замораживания тыквенных овощей и ее апробации по переменным во времени температурным полям, продолжительности процесса и тепловым потокам путем сравнения расчетных и экспериментальных данных с целью контроля процесса в промышленных условиях и дальнейшего решения проблемы энерго- и ресурсосохранения в агропромышленных предприятиях.

моделирование, замораживание, кабачок, тыква, фазовый переход, теплообмен

Постановка проблеми. Відомо, що теплофізичні властивості різних видів овочів істотно залежать від температури, особливо в області від'ємних температур. Через це крайова задача теплопровідності для одержання температурних полів об'єктів заморожування має бути нелінійною, враховувати теплові ефекти, зумовлені протіканням фазових перетворень вода – лід.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При аналізі процесів тільки охолодження сировини достатньо було б провести необхідне моделювання в рамках лінійних крайових задач теплопровідності [1]. В області від'ємних температур, при протіканні фазового перетворення вода – лід, неможливо використовувати лінійні постановки. Тому, для вирішення задач даної роботи необхідно провести моделювання в рамках нелінійних крайових задач теплопровідності, що дозволить описувати як стадію охолодження, так і стадію заморожування в рамках однієї моделі, одного розрахункового алгоритму. Раніше нами вже було досліджено зміни теплофізичних властивостей кабачків і гарбуза [2].

Експериментальні дослідження процесу заморожування кабачків і гарбуза в даній роботі вдалося провести за умов вільної конвекції охолоджуючого повітря та у потоці пари азоту. При задовільному узгодженні експериментальних даних з вимірних та розрахованих значень температур в окремих точках об'єктів заморожування стане обґрунтованим використання розробленої методики та алгоритму для прогнозування промислових режимів заморожування в умовах примусової конвекції охолоджуючого повітря [3]. Результати для цих об'єктів відповідно до умов їх заморожування в експериментальних дослідженнях та умов можливих режимів промислового заморожування представлені нижче.

Об'єкти заморожування, в даній роботі кабачки і гарбуз, представляють собою тверді тіла, і зміни їх температурних профілів здійснюються в основному за рахунок молекулярної теплопровідності (кондуктивний теплоперенос). За геометрією ці тіла (як і їх нарізані кружками шматки) є суцільними, для них як тіл неправильної геометричної форми можливо визначити „псевдоцентр“ з координатою $x = 0$ та розмір $x = R$, як характерну відстань від псевдоцентру до поверхні. Відповідно, якщо температурне поле нестационарне та одомірне, моделюється функцією $T(x, \tau)$, то для псевдоцентру $x=0$ має бути записана умова симетрії температурного поля

$$\frac{\partial T(0, \tau)}{\partial x} = 0. \quad (1)$$

Підсумовуючи наведені вимоги до математичної моделі процесу заморожування овочевої сировини, запишемо її у наступному вигляді, з використанням загальноприйнятих позначень:

$$\begin{cases} C_e(T)\rho(T)\frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = \frac{1}{x^r} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(T)x^r \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial x} \right]; & \tau > 0, \\ T(x, 0) = f(x), \\ \lambda[T(\tau)]\frac{\partial T(\tau)}{\partial x} + \alpha_1(\tau)[T_{c1}(\tau) - T(\tau)]\frac{F_1}{F_2} = 0, \\ -\lambda[T(\tau)]\frac{\partial T(\tau)}{\partial x} + \alpha_2(\tau)[T_{c2}(\tau) - T(\tau)] = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Тут моделюючою функцією виступає температурне нестационарне і одомірне поле $T(x, \tau)$, $C_e(T)$ - ефективна питома теплоємність продукту, $\rho(T)$ - густина продукту, $\lambda(T)$ - ефективна теплопровідність (перколяція теплоти) продукту, $\alpha_1(\tau)$, $\alpha_2(\tau)$ - змінні в часі коефіцієнти тепловіддачі відповідно з внутрішньої та зовнішньої поверхні теплообміну, $T_{c1}(\tau)$, $T_{c2}(\tau)$ - температури охолоджуючого середовища, що омиває відповідно внутрішню та зовнішню поверхні.

Постановка завдання. Описану математичну модель процесів охолодження та заморожування успішно було апробовано проф. Оніщенко В.П., але для сировини тваринного походження. З метою перевірки адекватності моделі для рослинної сировини було проведено її апробацію.

Виклад основного матеріалу. В основу розрахункових співвідношень покладено напівемпіричні формули для коефіцієнтів тепловіддачі при натіканні потоку на плоску пластину:

$$Nu_\delta = Nu_{\min} + \sqrt{Nu_{\delta, lam}^2 + Nu_{\delta, turb}^2}, \quad (3)$$

$$Nu_{\delta, lam} = 0,664 \sqrt{Re_{\delta}} \cdot \sqrt[3]{Pr} , \quad (4)$$

$$Nu_{\delta, turb} = \frac{0,037 \cdot Re_{\delta}^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_{\delta}^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)} . \quad (5)$$

Тут $Nu_{\delta, lam}$, $Nu_{\delta, turb}$ - відповідно числа Нусельдта для ламінарного та турбулентного пограничного прошарку газу чи рідини обтікання, Re_{δ} - число Рейнольдса для потоку газу чи рідини, Pr - число Прандтля при температурі газу чи рідини. Індекс δ в формулах (3-5) підкреслює значення характерного розміру при розрахунках чисел Re , Nu як довжини обтікання.

Заморожування кубиків гарбуза і кабачків за різних умов теплообміну розглянемо далі. В попередніх дослідженнях нами обґрунтовано доцільність заморожування гарбуза у вигляді нарізаних шматочків-кубиків, а кабачків – нарізаних кружечками [4]. Коли об'єкт заморожування має куб з ребром a , температури визначаються в координатному діапазоні від 0 (координата псевдоцентра) до $R=a/2$ (відповідає значенню найменшої напівтовщини). Характерний розмір при визначенні значень коефіцієнту тепловіддачі за формулами (3-5) залишається рівним πR . Щодо значень коефіцієнту геометричної форми кубика при його зовнішньому омиванні холодоносієм, то чисто геометрична оцінка об'єму і поверхні дає для нього значення 2.

Очевидно, що відмінність значень геометричної поверхні від поверхні теплообміну (узгодженої з розрахованим коефіцієнтом тепловіддачі), приведе до дещо менших від 2 коефіцієнтів геометричної форми, за різними оцінками біля 1,8...1,9. Тому нами прийнято в подальших розрахунках значення $\Gamma=1,85$.

Результати апробації математичної моделі, розрахункового алгоритму та теплофізичних властивостей гарбуза представлені на рис. 1 для процесу заморожування кубика гарбуза в потоці насиченої пари азоту.

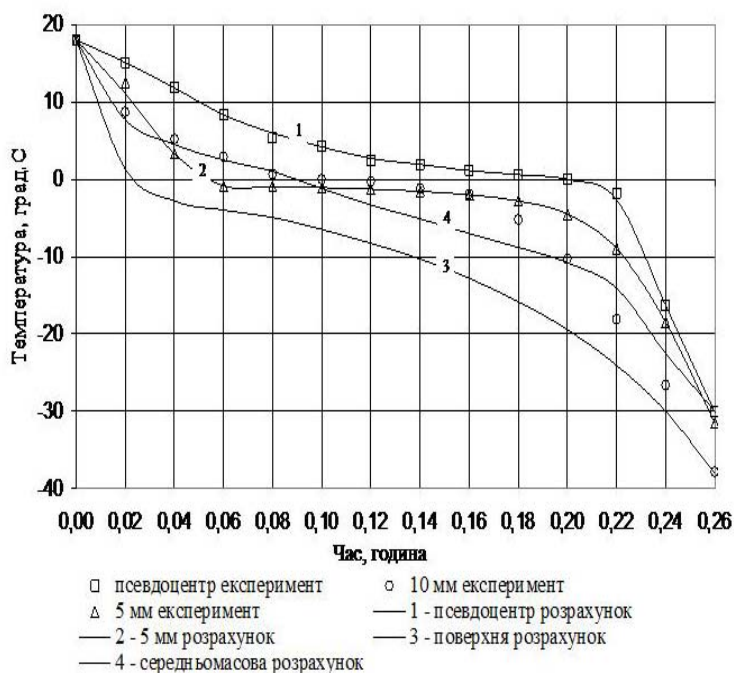


Рисунок 1 – Експериментальні та розрахункові дані зі змін температур у характерних точках кубика гарбуза в процесі заморожування в насиченій парі азоту

При цьому розрахункове значення швидкості руху пари азоту становило 0,206 м/с, а коефіцієнт тепловіддачі змінювався (за рахунок радіаційного теплообміну) від 13,8 до 13,3 Вт/м²К. Відповідно питомі значення теплових потоків змінювались від 2800 до 2060 Вт/м² за весь процес заморожування, в основному за рахунок змін температури поверхні кубика. Необхідно також додати, що кубик гарбуза в цьому досліді мав ребро $a=35$ мм і початкову температуру 18 °С, в кінці процесу значення температури псевдоцентру і середньомасової достатньо близькі.

Заморожування в розсолі також достатньо інтенсивний процес, навіть при відносно високих температурах, як, наприклад, в разі дослідження, представленого своїми результатами на рис. 2.

Тут температура розсолу становила мінус 12,3 °С, початкова температура кубика гарбуза 19,0°С, а ребро кубика – 48 мм.

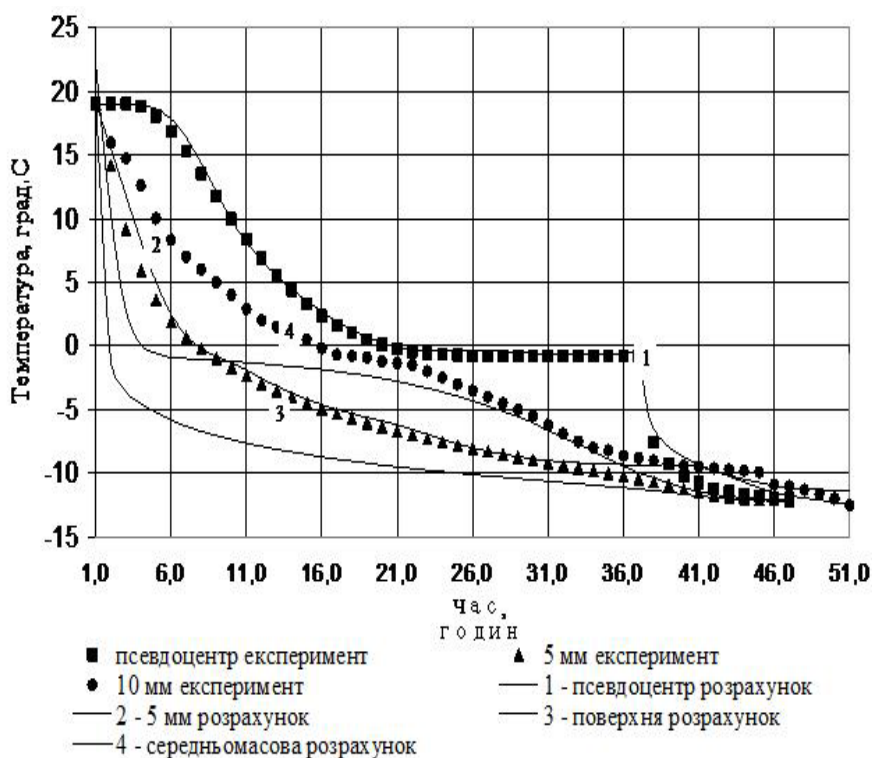


Рисунок 2 – Експериментальні та розрахункові дані зі змін температур у характерних точках кубика гарбуза в процесі заморожування в розсолі NaCl

Механізм теплообміну – конвективний, за умов вільної конвекції розсолу відносно кубика гарбуза, коефіцієнти тепловіддачі змінювались від значень близько 360 на початку до 130 Вт/м²К в кінці процесу заморожування, питомі значення теплового потоку відповідно від 3500 Вт/м² до 15 Вт/м². На рис. 2 представлені також результати апробаційних розрахунків, які демонструють розходження розрахункових і експериментальних даних на рівні до 0,5 -1,5 °С, за виключенням декількох точок в областях, де температура різко зменшується (наприклад, температура псевдоцентру в кінці процесу).

Звичайно, заморожування нарізаних кубиків гарбуза в розсолах NaCl в промислових умовах мабуть не є доцільним (скоріше в сиропах), але тут важливим є задовільні результати апробації. Інтенсивне заморожування кубиків гарбуза в потоці повітря при відносно високих швидкостях руху охолоджуючого повітря (у псевдозріженому шарі) є найбільш прийнятним для промислової реалізації, тому тут представляє інтерес проведення апробаційних розрахунків.

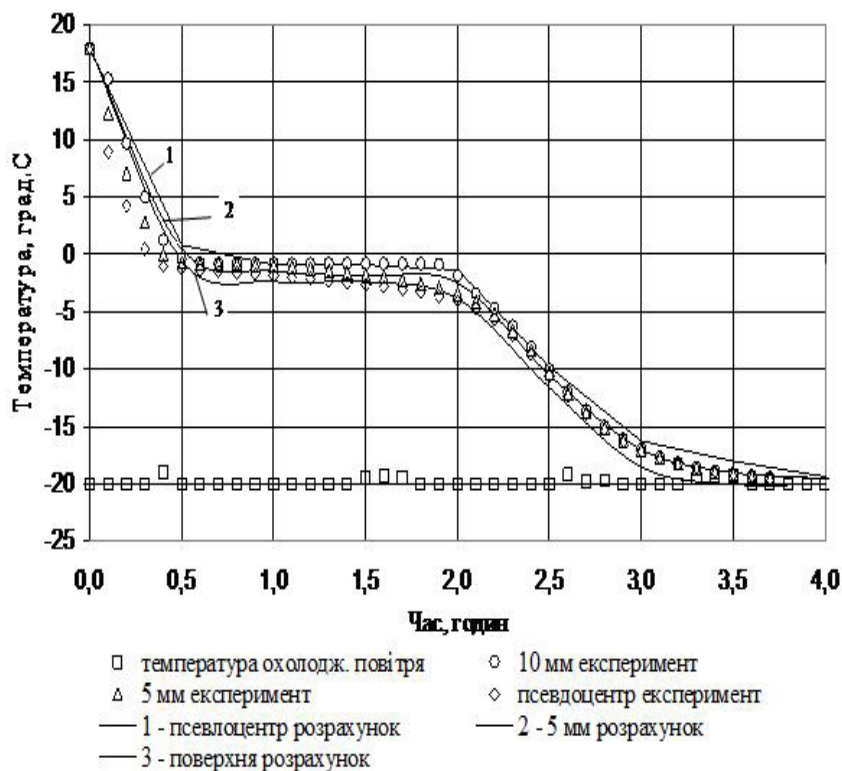


Рисунок 3 – Експериментальні та розрахункові дані зі змін температур у характерних точках кубика гарбуза в процесі заморожування в повітрі за умов вільної конвекції у холодильній камері

На рис. 3 наведені експериментальні та розрахункові дані, згідно з якими кубик гарбуза з ребром 32 мм, початковою температурою 18 °C заморожувався в повітрі холодильної камери, де підтримувалась температура біля мінус 20 °C. Розрахункові значення коефіцієнту тепловіддачі зменшувались від значень близько 13,0 на початку до значення 7,6 Вт/м²К в кінці процесу заморожування, питомі значення теплових потоків відповідно від 360 до 4,0 Вт/м².

Узгодження розрахункових і експериментальних результатів досліджень задовільне, при заморожуванні в повітрі також досягаються в часі процесу температурні поля з меншою неоднорідністю, ніж у вище наведених інтенсивних процесах заморожування.

Для апробації математичної моделі процесів заморожування нарізаних кружочків кабачків достатньо експериментальних даних з характеристик процесів заморожування цих об'єктів в охолоджуючому повітрі за довільних значень його температури та швидкості руху, зокрема, за умов вільної конвекції (з урахуванням радіаційного теплообміну в холодильній камері).

Якщо виходити з того, що нарізаний кружок кабачка являє собою циліндр радіусу R та висотою δ , то оцінка геометричних значень величини його об'єму та поверхні приводить до коефіцієнту його геометричної форми Γ , що дорівнює відношенню δ/R . Цей результат за відомих причин є приблизним, але коректним, оскільки при $R \rightarrow \infty$ об'єкт вироджується в нескінченну пластину товщиною δ , для якої $\Gamma=0$. Тому, в разі значень $\delta = 25$ мм та $R = 29$ мм одержуємо $\Gamma \approx 0,9$, що й було прийнято в подальших розрахунках. При цьому відносно площин зрізу об'єкт заморожування є симетричним, тому достатньо розрахувати температурне поле тільки для половини тіла (по висоті), тобто для значень координати x від R_1 до $R_2 = \delta/2$ з використанням граничної умови (1) або умови (2) з $\alpha_1(\tau)=0$. Розрахунок $\alpha_2(\tau)$ проводиться за наведеними вище формулами за умов вільної конвекції охолоджуючого повітря відносно об'єкту заморожування.

На рис. 4 представлено порівняння розрахункових та експериментальних даних для змін в часі температури в псевдоцентрі нарізаного кружечка кабачку, а також для повноти інформації і розрахункові криві для температур поверхні та середньомасової температури.

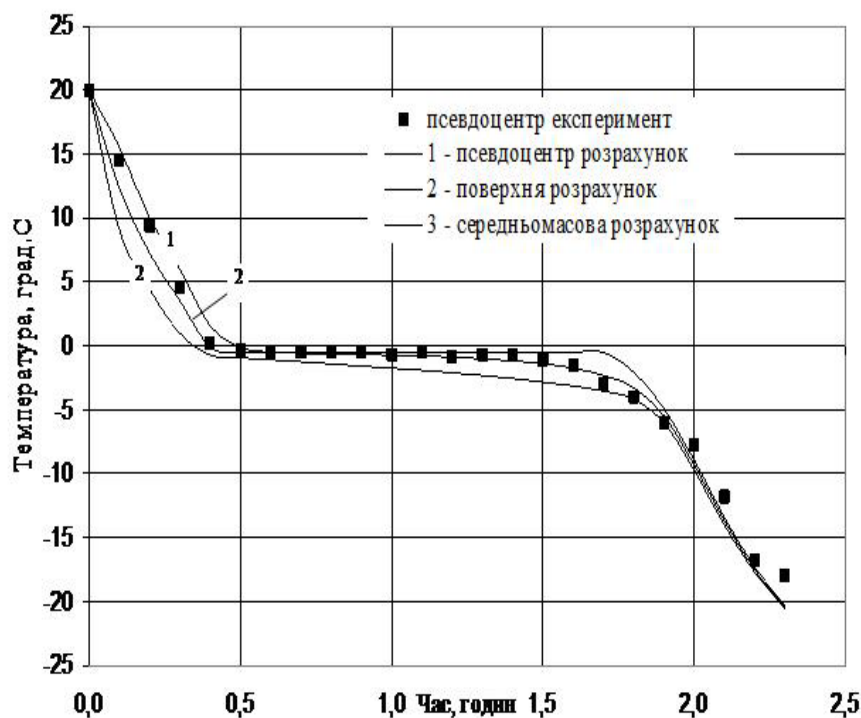


Рисунок 4 – Порівняння експериментальних значень температури в псевдоцентрі кружечка кабачка при його заморожуванні в повітрі холодильної камери за умов вільної конвекції

Узгодженість даних лежить в границях похибки експериментальних даних, яка складає не більше 1,5...2,0 °С за весь період заморожування.

Необхідно тут звернути увагу, що процес заморожування нарізаних кружків кабачка в промислових об'ємах може бути здійснено в конвеєризованих швидкоморозильних апаратах з сітчастою або суцільнометалевою (апарат типу пельменного) конвеєрною стрічками.

Висновки:

- сформульована нелінійна інтерполяційна математична модель для процесу охолодження і заморожування гарбузових овочів дозволяє розраховувати зміни температурних полів та теплових потоків з поверхні об'єктів холодильної обробки в часі;

- на формування температурних полів і теплових потоків при холодильній обробці овочевої сировини суттєвий вплив здійснюють не тільки температура і швидкість руху охолоджуючого середовища, а і геометрія об'єкту, наявність радіаційного теплообміну між об'єктом і огорожуючими конструкціями холодильного обладнання, теплофізичні властивості як холодоносія, так і овочевої сировини;

- на основі проведення апробації сформульованої математичної моделі одержані задовільні результати апробації – розходження між розрахованими та експериментальними значеннями температур в характерних точках об'єктів заморожування не перевищує похибки експериментальних даних ($\pm 1...2^{\circ}\text{C}$);

- за результатами проведеної апробації сформульованої математичної моделі геометрія овочевої сировини як об'єкта холодильної обробки характеризується значеннями коефіцієнта геометричної форми G , що дорівнює $(1,85 \pm 0,05)$ для кубиків нарізаного гарбуза, $(0,9 \pm 0,05)$ для нарізаних кружків кабачка.

Список літератури

- 1 Лыков А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. – М. : Высшая школа, 1967. – 592 с.
- 2 Ялпачик В.Ф. Определение теплофизических свойств кабачков при замораживании / В.Ф. Ялпачик, В.Г. Тарасенко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2007. – Вип.7. – Том 1. – С. 58 – 61.
- 3 Ялпачик В.Ф. Математичне моделювання процесів заморожування плодоовочевої сировини за різних умов теплообміну / В.Ф. Ялпачик // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2011. – Вип.11. – Том.6. – С. 25 – 37.
- 4 Ялпачик В.Ф. Обоснование размеров кусочков тыквы и кабачков при замораживании / В.Ф. Ялпачик, К.Н. Стручаев, В.Г. Тарасенко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА. – 2006. – Вип. 37. – С. 176-182.

Vladimir Yalpachik, Sergey Kyurchev, Vera Tarasenko

Tavria State Agrotechnological University

Modeling of frozen pumpkin vegetables

The work is devoted to developing a mathematical model of the process of freezing pumpkin vegetables and its approval by variable temperature fields over time, and duration of the heat flux by comparing the calculated and experimental data for process control in an industrial environment and further solve the problems of energy efficiency in the agro-industrial enterprises. Nonlinear interpolation formulated a mathematical model for the process of cooling and freezing pumpkin vegetables can expect changes in temperature fields and heat fluxes from the surface facilities refrigeration processing time. On the basis of testing of the formulated mathematical model obtained satisfactory results of testing.

modeling, freezing, squash, pumpkin, phase transformation, heat transfer

Одержано 13.11.13

Зміст

<i>А.І. Бойко, К.М. Думенко, І.С. Павлюченко</i> Перспективні напрямки забезпечення надійності посівних агрегатів як технічних систем.....	3
<i>М.І. Денисенко, В.І. Рубльов</i> Технологічні методи забезпечення довговічності робочих органів і надійності сільськогосподарських машин	7
<i>В.М. Бакалова, А.Г. Козловський, Г.В. Баскова</i> Конструювання універсального пристрою ґрунтообробного знаряддя	18
<i>П.А. Барабаш, А.Б. Голубев, Я.Е. Трокоз, В.В. Горин</i> Разработка установки для опреснения воды методом вымораживания	22
<i>В.В. Біліченко, О.Л. Добровольський</i> Перспективи використання активного рульового керування	27
<i>А.І. Бойко, А.В. Новицький, О.О. Банний</i> Оцінка надійності системи «людина-машина» в умовах зниження рівня її працездатності й удосконаленні складової «людина-оператор»	32
<i>В.Н. Борзилов</i> Устройство для измерения пространственных координат отвальной поверхности плуга с использованием компьютерной графической программы	39
<i>В.В. Братішко</i> Аналіз продуктивності гвинтового гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами гвинта за його довжиною	43
<i>А.І. Бойко, О.В. Бондаренко, В.М. Савченко</i> Вирішення основної матриці математичної моделі надійності функціонування активно резервованої технічної системи	49
<i>В.Д. Войтюк</i> Визначення техніко-технологічних параметрів сервісних центрів	54
<i>О.І. Гапоненко</i> Експериментальні дослідження роботи сферичного диска на пружному кріпленні	61
<i>В.В. Гончаров, Г.Б. Филimoniхин</i> 3D модель для исследования динамики центробежной соковыжималки с шаровым автобалансиром	67
<i>В.П. Горобей, М.А. Литвиненко</i> Дослідження експериментальної селекційної сівалки СЦН-10 в польових умовах.....	73

<i>К.М. Думенко, К.С. Шевченко</i> Аналіз проблематики виділення насіння в Україні та особливості побудови лінії для виділення насіння з баклажанів	78
<i>В.Ю.Ільченко, Р.Г.Пономаренко, Н.О.Пономаренко, В.В.Ісак</i> Енергетична оцінка роботи розкидачів мінеральних добрив відцентрового типу	81
<i>М.І. Ікальчик</i> Обґрунтування впливу конструктивних параметрів на продуктивність удосконаленої скреперної установки для прибирання гною	89
<i>Н.П. Исмаилова</i> Разработка компьютерной программы в системе Matlab графоаналитического метода построения поверхностей	96
<i>В.Ю. Ільченко, Н.О. Пономаренко, Р.Г. Пономаренко, Д.М. Бутенко</i> Переваги та недоліки NO-TILL системи	101
<i>Р.В. Кісільов, К.Д. Матвєєв, П.Г. Лузан</i> Дослідження технологічної ефективності змішування кормів двоступеневим одновальним комбінованим змішувачем періодичної дії	108
<i>В.В. Клименко, В.І. Кравченко</i> Газифікація твердих біопалив та обґрунтування конструкції газогенераторів для її провадження	113
<i>А. В. Колесников</i> К методике проведения экспериментальных исследований молотильно-сепарирующего устройства	119
<i>М.В. Красота, И.В. Шепеленко, А.А. Матвиенко, Аль Соодани Салем М. Муташаир</i> Исследование влияния загрязнений электромагнитных форсунок на параметры бензиновых двигателей	125
<i>Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, К.Ю. Кулешкова</i> Анализ экспериментальных исследований пульсации мгновенной подачи шестеренного насоса	134
<i>П.М. Кухаренко, Б.Г. Пелешенко, О.Ю. Липка</i> Обґрунтування закону розподілу рослинних решток в методиці математичного моделювання роботи робочих органів посівних машин за технологією no-till	148
<i>О.П. Лобок, Б.М. Гончаренко, А.М.Слезенко</i> Дослідження мінімаксного керування та спостереження теплових об'єктів сільськогосподарського призначення	154
<i>В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, А.П. Сачик</i> Дослідження режимів руху гілки неврівноваженої підйомної установки.....	163

<i>И.М. Лукьянов</i> Определение необходимого натяжения лент норий – элеваторов и разработка способов его контрол	171
<i>О.П. Лобок, Б.М. Гончаренко, Л.Г. Віхрова</i> Особливості синтезу робастних регуляторів для випадків повного та неповного вимірювання вектора стану об'єкта	177
<i>В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, А.П. Сачик</i> Застосування методів математичної фізики у дослідженні динаміки канатів змінної довжини	184
<i>С.М. Луц, В.І. Харитонов</i> Визначення параметрів кидання за умови зміни точки сходу матеріалу	194
<i>Д.О. Мілько</i> Визначення основних параметрів шнекового відокремлення рослинної сировини при боковій подачі	200
<i>Р.М. Минайленко</i> Отримання динамічних характеристик сигналу навантаження норії при різних розміщеннях компонентів системи контролю навантаження	205
<i>П.Н. Мнушко, Н.А. Мнушко</i> Устройство для определения дальности полета пласта почвы после схода его с лемеха наклонного рыхлителя	208
<i>С.М. Мороз, О.М. Васильковський</i> Експериментальні дослідження впливу параметрів транспортера-сепаратора на показники його роботи	213
<i>А.Ю. Несмиян, В.В. Должиков</i> Модернизация пропашной сеялки	220
<i>О.М. Орлова</i> Спосіб фумігації зерна мобільним пристроєм	225
<i>Д.І. Петренко, О.М. Васильковський, С.М. Леценко, О.В. Нестеренко</i> Ефективність розділення зернового матеріалу на фракції турбінним сепаратором	230
<i>М.І. Ролдугін, Є.С. Михайловський</i> Стан і перспективи розвитку комбінованих агрегатів	237
<i>В.І. Рубльов, О.С. Дев'ятко</i> Аналіз конструкцій індивідуальних доїльних установок на відповідність забезпечення вимог виробництва молока	241
<i>В.В. Русских</i> Дослідження складу забруднень робочої рідини гідросистем дорожньо-будівельних машин, тракторів та автомобілів	246

<i>О.В. Нестеренко, О.А. Кислун, П.Г. Лузан, Д.В. Богатирьев</i> Визначення форми гравітаційної направляючої поверхні живильного пристрою пневмосепаратора	255
<i>О.О.Сапронов</i> Оптимізація складу захисного покриття методом математичного планування експерименту	260
<i>О.О.Ситник, В.В.Прудченко</i> Інтенсифікація обробки керамічних матеріалів з додатковим хімічним впливом мастильно-охолодної рідини (МОР) з різним рН	267
<i>Н.В. Смирнова, В.В. Смирнов</i> Управление процессом горения электрической дуги на нелинейных участках ее вольт-амперной характеристики с использованием массива прецедентов	271
<i>В.В. Теслюк</i> Пропускна здатність очисника вороху коренеплодів	275
<i>Г.В. Теслюк</i> Дисковий плуг для роботи в умовах садово-паркових господарств	282
<i>С.А. Харченко</i> Построение решения уравнений динамики зерновых смесей на плоских виброрешетах	287
<i>С.М.Хомич</i> Дослідження закономірності зміни об'ємного газовмісту за висотою забірною пристрою засобу для добування органічного сапропелю	292
<i>В.Ф. Ялчак, С.В. Кюрчев, В.Г. Тарасенко</i> Моделювання процесу заморожування гарбузових овочів	297

**Конструювання, виробництво та експлуатація
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 43

Частина II

Відповідальний за випуск Д.І. Петренко

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О. Г. Каліч

*Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»
Свідоцтво про реєстрацію № 05720-ПП-1 від 10.12.1996.
25006, м. Кіровоград, вул. Шевченка, 25
тел./факс 24-35-53*

Здано в набір 27.11.2013 Підписано до друку 11.12.2013. Формат 60x84 1/8.
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк.38
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №0029.