

ISSN 2307-1699

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 33

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2015

УДК 631.3.00

Сільськогосподарські машини: 36. наук. ст. – Вип. 33. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2015. – 174 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 3 від 29.10.2015 р.

У даний збірник включено статті, які висвітлюють питання конструювання та використання сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів для посіву, збирання, сушіння та транспортування сільськогосподарських культур. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

The journal contains articles of construction and using agricultural machinery. The machines and processes of planting and harvesting of crops, drying and transportation of agricultural materials as well as other tasks are investigated.

The journal is designed for researchers.

Редакційна колегія: д.т.н., проф., Заслужений діяч науки і техніки, акад. ІАУ Г.А. Хайліс (відповід. ред.), Луцький НТУ; д.т.н., проф. В.Ф. Дідух (заст. відповід. ред.), Луцький НТУ; д.т.н., проф., П.П. Савчук, Луцький НТУ; Ph. D. Eng., В. Владут; д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко; к.т.н., доц. Р.В. Кірчук; д.т.н., проф. В.П. Ковбаса; д.т.н., проф. Є. Красовський; д.т.н. Р.Д. Кузмінський; д.т.н., проф. О.О. Налобіна; д.т.н., проф. С.І. Пустюльга, Луцький НТУ; д.т.н. Є.Й. Ріпецький; д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський; д.т.н., проф. В.М. Сало, к.т.н., доц. М.М. Толстушко; д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк, Луцький НТУ; д.с.-г.н., проф. М.Й. Шевчук; д.т.н., ст.наук.сп. В.О. Шейченко; к.т.н., доц. І.Є. Цизь (відповід. секретар); к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук.

© Луцький національний технічний університет, 2015
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР
від 13.11.2009 р.)

УДК 631.331.85

© А.І. Бойко, д.т.н., П.С. Попик, О.О. Банний, к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

ВПЛИВ ШВИДКОСТІ ПЕРЕМІЩЕННЯ ДОЗУЮЧОГО ЕЛЕМЕНТА З КЕРОВАНИМ ВЕКТОРОМ ПРИСМОКТУВАННЯ НА ПОЯВИ ПРОПУСКІВ ТА ДВІЙНИКІВ ПРИ ВИСІВІ НАСІННЯ

В статті представлено результати експериментальних досліджень по встановленню впливу швидкості переміщення дозуючого елемента на ймовірність появи пропусків та двійників при висіві насіння пневмомеханічним висівним апаратом оснащеним комірками з направленим вектором дії.

НАСІНИНА, ШВИДКІСТЬ ПЕРЕМІЩЕННЯ, ПРОПУСК, ДВІЙНИК, ПНЕВМОМЕХАНІЧНИЙ АПАРАТ, КОМІРКА З НАПРАВЛЕНИМ ВЕКТОРОМ ДІЇ.

Постановка проблеми. Одною з основних причин збоїв в роботі традиційних пневмомеханічних апаратів з дисковим дозатором і комірками у вигляді отворів є неспівпадання вектора швидкості з вектором направлення зусиль присмокткування насінин. В результаті цього час присмокткування зводиться до мінімального, що знижує ефективність відокремлення окремих насінин від загальної маси.

Для збільшення часу присмокткування розроблено апарат з направленим вектором взаємодії комірки з насіниною [1], який відрізняється керованим положенням комірки по відношенню до насінини у всіх фазах роботи дозуючого пристрою. Такий підхід відкриває можливість зменшити недоліки дозування і підвищити ефективність його виконання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблемі відокремлення насіння від загальної маси в завантажувальних камерах висівних апаратів присвячено ряд досліджень. Більшість з них направлено на пошук кращої форми присмоктувальної комірки [2]. В цьому напрямку відомі роботи по універсалізації геометрії комірки для досягнення захвату насінин різних культур [3]. Запропоновані конічні, тороїдальні, овальні та інші форми комірки, але в будь-якому випадку застосування таких комірок виникає необхідність вивчення впливу технологічних параметрів дозування на точність виконання процесу виділення насінин у однозерновий потік.

Суттєвий вплив на якість дозування здійснює швидкість відносного переміщення комірки. Вона представляє собою важливий

фактор, що визначає продуктивність апарату, а значить і можливу швидкість руху сівалки по полю. Враховуючи, що посів необхідно проводити в найкоротші терміни визначені агро вимогами, бажано без втрати точності дозування використовувати високі швидкості руху дозуючого елемента.

Мета досліджень. Дослідити вплив швидкості переміщення дозуючого елемента на появу пропусків та двійників при дозуванні насіння пневмомеханічним апаратом з дозатором направленої дії.

Результати досліджень. Досліди виконані для насіння технічних культур: сої, кукурудзи, цукрового буряка і соняшника.

Вплив швидкості на формування пропусків при висіві показано на рис. 1.

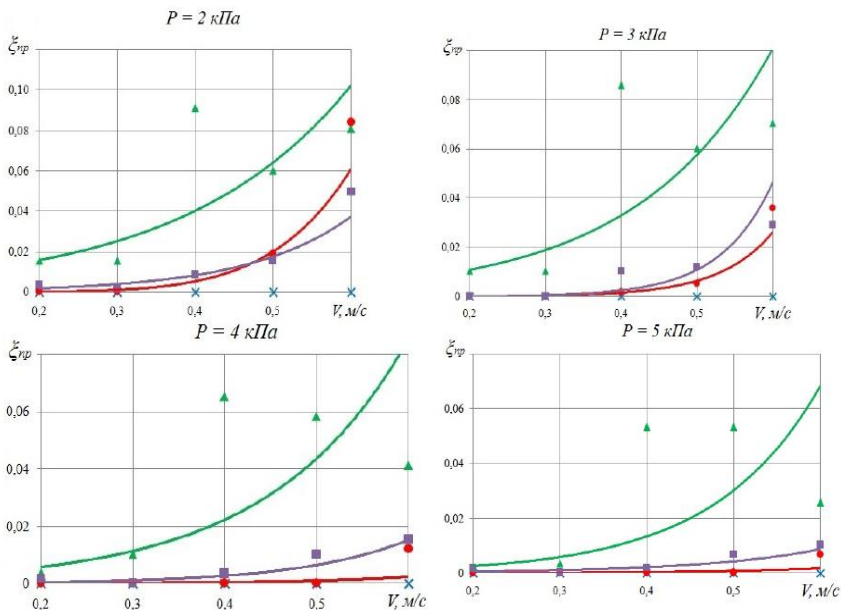


Рис. 1 - Залежність пропусків від швидкості переміщення дозуючого елемента:

- X - соя;
- - кукурудза;
- ▲ - соняшник;
- - цукровий буряк

З графіків очевидні нелінійні залежності ймовірності пропусків від швидкості для всіх досліджених культур. Найбільші значення ймовірностей спостерігаються для насіння соняшника, де підвищення швидкості суттєво збільшує ймовірність пропусків. Причому, така закономірність характерна у всьому діапазоні змін розрідження від $P=2кПа$ до $P=5кПа$. Суттєво менші значення ймовірностей пропусків (в 2...3 рази) отримані для насіння інших культур.

На другому місці по кількості пропусків знаходиться насіння буряка, ще менше пропусків у кукурудзи і незафіксовані пропуски для насіння сої.

Фазами руху дозуючого елемента передбачено сектор, в якому сили, що діють на насінини, складаються таким чином, що сприяють позбавленню двійників, якщо вони були захоплені присмоктуючою коміркою. Однак попередні експериментальні дані і практика експлуатації пневмомеханічних висівних апаратів показують на неповне скидування зайвих насінин і присутність двійників в потоці насіння, що висівається.

Для підвищення ефективності своєчасного їх скидування в багатьох конструкціях апаратів, передбачаються спеціальні додаткові пристрої. Вони знижують ймовірність появи двійників, але не вирішують проблему їх усунення повністю. Тому виникає наукове завдання виявлення вмісту двійників в залежності від режимів експлуатації висівного апарату і встановлення сприятливих умов для їх мінімізації.

Залежності зміни ймовірності появи двійників від швидкості переміщення дозуючого елемента представлені на рис. 2.

Для насінин сої при всіх режимах дозування, двійників не виявлено. Пояснюється це формою насінин, яка наближається до сферичної і в контакт з коміркою не сприяє створенню бокових потоків повітря для захвату додаткових насінин. Крім того, насінини сої мають відносно велику щільність, а значить і масу, що теж не сприяє захвату їх потоками повітря в зазорах.

Як видно з графіків (рис. 2) для більшості культур залежності носять спадаючий нелінійний характер. Зі збільшенням швидкості ймовірності двійників зменшуються. Тому чим більше швидкість руху дозуючого елемента, тим більше відцентрова сила, а значить і більше ймовірність скидування зайвих насінин. Найбільш чутливі до такого механізму скидування виявились насінини соняшника. При перепаді швидкостей у 3 рази від $V=0,2 м/с$ до $V=0,6 м/с$, ймовірність двійників для них міняється в 3...4 рази.

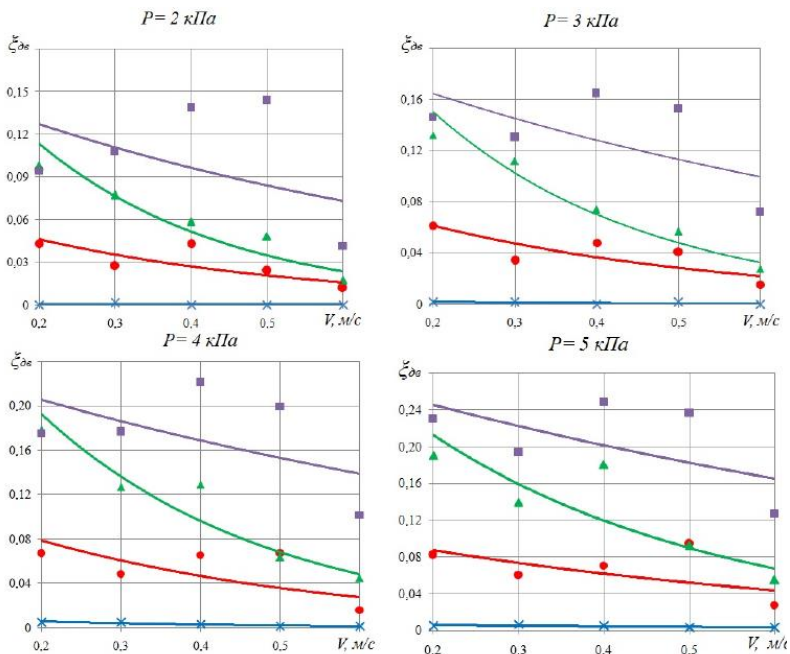


Рис. 2 - Залежність утворення двійників від швидкості переміщення дозуючого елемента:

- × - соя;
- - кукурудза;
- ▲ - соняшник;
- - цукровий буряк

До утворення двійників найбільш схильне насіння цукрових буряків. Очевидно це пов'язано з станом зовнішньої поверхні, що представляє собою складну різновисоку поверхню з багатьма нерівностями. Вони не дають щільного контакту з поверхнею комірки. В результаті через зазори між насінною і коміркою проникає присмоктуюче повітря, яке і захватує додаткові насінини. Для насіння цукрових буряків ймовірності двійників досягають $\xi_{дв}=0,24$ при низькій швидкості $V=0,2$ м/с і високому розрідженні $P=5$ кПа. Насіння інших культур (кукурудза, соняшник) мають ймовірності двійників нижчі ніж у буряка.

Висновок. Встановлені нелінійні залежності зміни ймовірностей пропусків і двійників від швидкості переміщення

дозуючого елемента з направленим вектором присмоктування насінин. Причому збільшення швидкості, як правило, сприяє підвищенню пропусків і навпаки зменшує ймовірності утворення двійників.

Література

1. Патент на корисну модель № 90890 Україна, МПК А01С 7/04, А01С 17/00, А01С 19/00. Пневмомеханічний висівний апарат з поворотною коміркою висівного диска / А.І.Бойко, П.С. Попик, О.О. Банний // - № u 2014 00807; Заяв. 29.01.2014; Опубл. 10.06.2014, Бюл. № 11.

2. Амосов В.В. Обґрунтування параметрів універсального висівного апарата для просапних культур: автореф. дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11. «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / В.В. Амосов – Кіровоград, 2007 -19 с.

3. Свірень М.О. Науково-технологічні основи підвищення ефективності роботи висівних апаратів посівних машин : автореф. дис. на здоб. наук. ступеня д-ра техн. наук: 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва»/ М.О. Свірень - Кіровоград, 2012. - 36 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.171

© В.В.Васильків к.т.н., А.Б. Гупка

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя
В.З.Гудь к.т.н.

Гусятинський коледж ТНТУ імені Івана Пулюя

БАГАТОВАРІАНТНА КЛАСИФІКАЦІЯ ДИСКОВИХ КОПАЧІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН З ГЕНЕРУВАННЯМ УДОСКОНАЛЕНОГО ВИКОПУЮЧОГО ПРИСТРОЮ

Розроблено багатоваріантну структуру класифікації дискових копачів коренезбиральних машин з генеруванням удосконаленої конструкції викопуючого пристрою та з урахуванням конструктивних особливостей елементів копачів. Методи дослідження базуються на використанні аналізу конструкції дискових

копачів, характеру їх рухів, видів ободів, спиць, форми сепараторних отворів. При розробці багатоваріантної структури класифікації дисків копачів використовувались елементи математичного аналізу, а їх смислове рішення здійснювали з використанням ПЕОМ, інженерної творчості та вибору раціональних технічних рішень.

**БАГАТОВАРІАНТНА, КЛАСИФІКАЦІЯ, СИНТЕЗ,
ВИКОПУЮЧИЙ ПРИСТРІЙ, ДИСК КОПАЧА,
КОРЕНЕЗБИРАЛЬНА МАШИНА.**

Постановка проблеми. Розвиток сучасного машинобудування характеризується підвищенням потужностей коренезбиральних машин, що приводить до більш жорстких умов їх експлуатації, тому актуальною є проблема зменшення втрат та пошкоджень коренеплодів, забезпечення надійності викопуючих вузлів коренезбиральних машин, підвищення зносостійкості його основних робочих органів, серед яких важливе місце займають диски копачів. Для вирішення цієї проблеми необхідно постійно удосконалювати і покращувати систему робочих органів машин, призначених для викопування коренеплодів.

Результати останніх досліджень і публікацій. Розробці та дослідженням нових конструкцій дисків копачів присвячені праці Булгакова В.М.[2], Павелчак О.Б. [2, 8] Ткаченка І.Г. [2] Гевка Р.Б. [2, 3], Синій С.В. [3] Смирнова І.І. [4] та ряд інших. Питанням системного аналізу і систематизації конструкцій дискових робочих органів присвячені праці Рогатинський Р.М.[8] Павелчак О.Б.[8] Андрейчиков А.В. [10] Киселёв А.С [10]. та інших та ін. науковців. Незважаючи на значну кількість наукових напрацювань, однак чимало питань залишилися невирішеними. Впровадження сучасних інформаційних, апаратних, системних та інструментальних засобів дозволяє запропонувати ряд нових технічних рішень, які дозволяють підвищити ефективність використання дисків копачів сільськогосподарських машин.

Мета дослідження. Розробити багатоваріантну структуру класифікації дискових копачів коренезбиральних машин з генеруванням удосконаленої конструкції викопуючого пристрою та з урахуванням конструктивних особливостей елементів копачів.

Результати досліджень. За роки науково-технічної революції вдосконалення конструкцій дисків копачів (рис. 1) створено значну гамму нових конструкцій дисків копачів (рис. 2). Це веде до безперервного збагачування та удосконалювання класифікації, яка має охоплювати всі нові типи конструктивних реалізацій і ставати основою вивчення та удосконалювання відомих дискових робочих органів і планування їх впровадження у промисловість. Класифікація деталей

типу “Диск”, які є основою для створення дискових копачів, представлено на рис. 3.

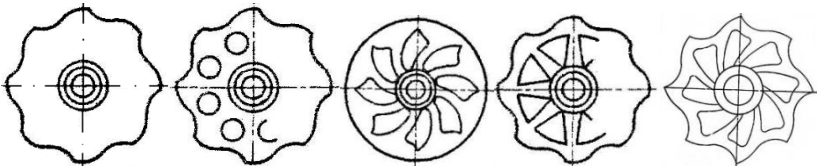


Рис. 1 – Приклад еволюції вдосконалення конструкцій дисків копачів

Використання наукових напрацювань дозволяє запропонувати ряд нових технічних рішень, які дозволяють підвищити ефективність виготовлення дискових копачів коренезбиральних машин. На основі узагальнення та розширення таких класифікацій нами, на основі системного підходу, запропонований напрям до вирішення вказаної проблеми.

Проведений аналіз дозволив виділити такі основні групи системної ідентифікації особливостей багатоваріантної структури виконання дисків копачів:

1. Класифікація за конструктивним виконанням профілів поперечного перерізу дисків площиною, що перпендикулярна до поздовжньої осі OZ диска.

2. Класифікація за ознаками особливостей проєкції контуру профілю диска на площину XOY , що перпендикулярна до поздовжньої осі OZ .

3. Класифікація за формою огинаючих кривих до сліду перетину диска площиною, що проходить через поздовжню вісь OZ .

4. Класифікація дисків за особливостями форми розгортки криволінійного перерізу диска, що є еквідистантним до його поздовжньої осі.

5. Класифікація за іншими конструктивно-технологічними параметрами (матеріал, покриття, спеціальні особливості поверхонь диска тощо).

У відповідності до цього розроблена багатоваріантна структура класифікації дисків копачів, фрагменти структури якої представлені в таблиці 1, а опис класифікації виконано нижче. При розробці класифікації введено кодування, а також ураховано багатоваріантність термінології. Наприклад, для означення профільної форми зовнішнього краю ободу дисків використовують такі терміни: обод з виступами, з ґрунтозачепами, криволінійної форми, зубчата форма, форма у вигляді хвилювої лінії та ін.

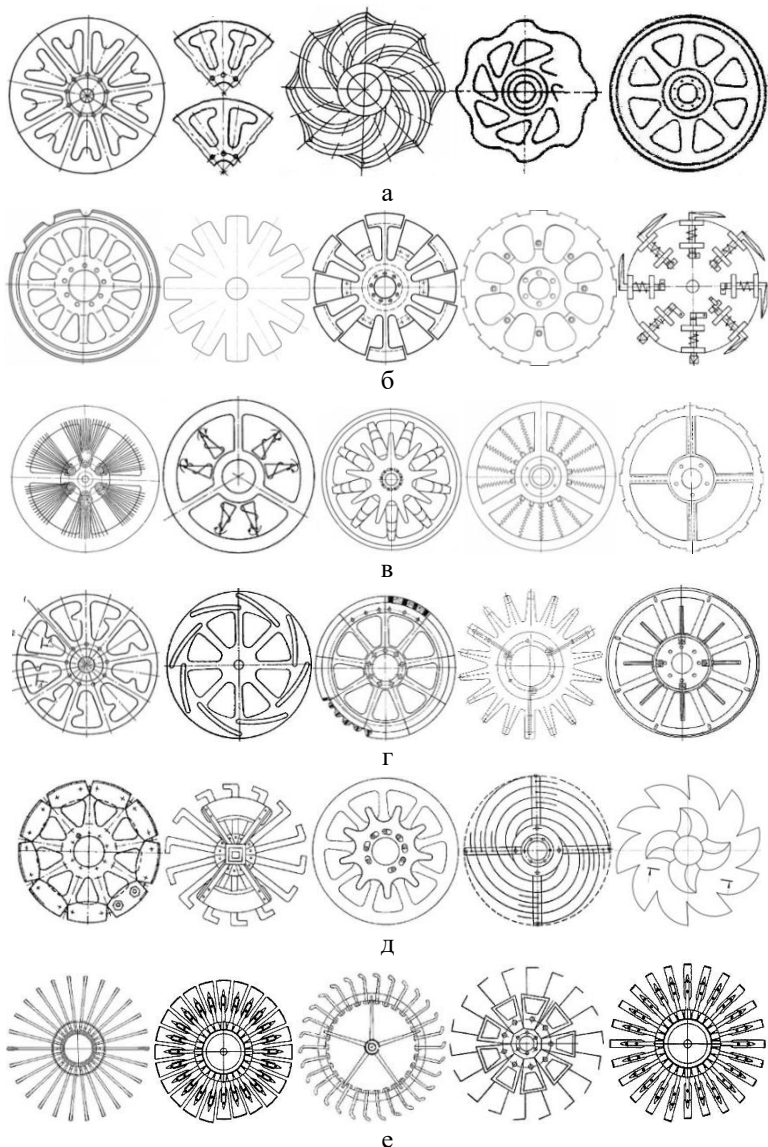


Рис. 2 – Варіанти виконання конструкцій дисків копачів за формою: а - просвітних вікон; б - зовнішньої крайки ободу; в - шпиль; г - торцевих зачепів; д - додаткових елементів; е - шпиль пруткових дисків копачів

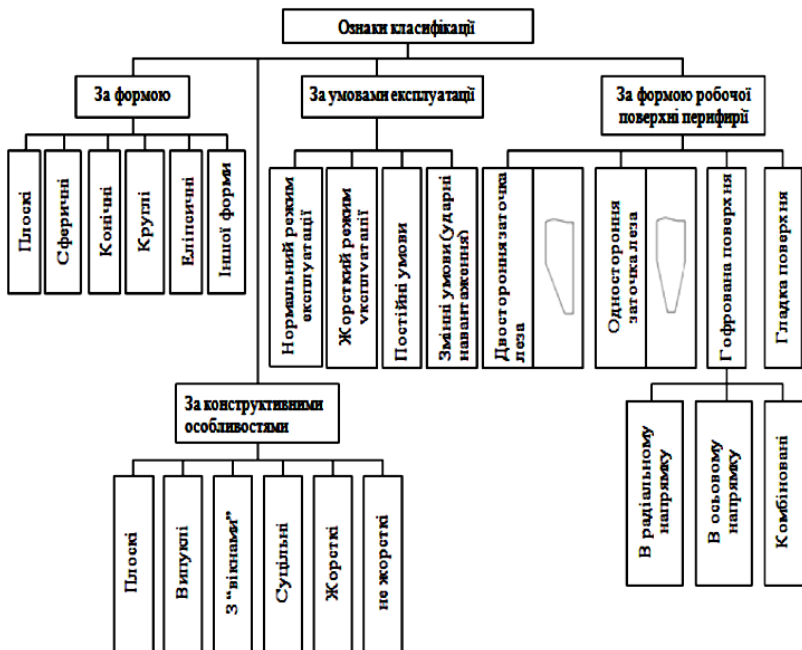


Рис. 3 - Класифікація деталей типу “Диск”

Таблиця 1 - Багатоваріантна структура класифікації дисків копачів

Код	КЛАСИФІКАЦІЙНА ОЗНАКА
1	2
S	Аналіз дисків копачів у складі системи викопуючих робочих органів коренезбиральних машин
S1	Типи за конструктивною схемою виконання
S2	Принцип функціонування РО (особливості процесу руйнування ґрунту)
S3	Загальна особливість компоновки у складі системи дискового викопуючого робочого органу
S4	Види дискових копачів
S5	Види додаткових рухів у процесі їх експлуатації
S6	Параметри кінематики
M	Морфологія дисків копачів

1	2
M0	Різновиди компоновок
Md	Будова диска
M1.1	Ступиця (маточна)
M2.1	Обод
M2.2	Конструктивна форма робочої поверхні ободу
M2.3	Форми поперечного перерізу ободу диска
M2.4	Форма периферійної частини ободу
M2.5	Варіанти виконання зубчатої (хвилястої) форми периферії частини ободу
M2.6	Види утворення зубчатої форми периферійної частини ободу
M2.7	Форма торцевої поверхні ободу
M3.1	Види спиць
M7	Наплавлення
M7.1	Наявність наплавленого шару
M7.2	За кількістю шарів
M7.3	Товщина шару наплавлення
M7.4	Види базових поверхонь наплавки
M7.5	Види наплавлення
M7.6	Матеріал наплавленого шару (марка порошкоподібних сплавів)
M7.7	Технічні вимоги до виконання наплавленого шару
M8	Сепаруючі вікна
M8.1	Форма сепаруючих вікон
M8.2	Види сепаруючих вікон
M4	Пластини сепаруючих вікон
M6	Еластичні елементи сепаруючих вікон
G	Загальна характеристика
G1	Приклади сільськогосподарських машин, оснащених дисковими копачами та умови їх експлуатації
G2	Провідні підприємства, що реалізують технології
G3	Функціональне призначення дискового викопуючого робочого органу
G4	Основні геометричні параметри
G5	Діаметри дисків для відповідних умов
G6	Маса дисків і відповідні геометричні параметри
G7	Матеріал основної частини дисків

1	2
G8	Загальна характеристика
A	Елементи результатів системного аналізу конструкцій
A1	Переваги і недоліки
A1.1	Переваги дискових робочих органів
A1.2	Недоліки дискових робочих органів
A2	Причини виходу з ладу та експлуатаційні наслідки
A2.1	Причини виходу з ладу
A2.2	Форми профілю лез відповідно до розподілу тисків у ділянках контакту робочого органу з ґрунтом
A2.3	Експлуатаційні наслідки затуплення лез
A3	Задачі досліджень
A3.1	Основні
A4	Шляхи вдосконалення конструкцій дисків і ТП їх виготовлення
A4.1	Способи підвищення стійкості проти спрацювання
A4.2	Приклади технічних рішень, що забезпечують підвищення довговічності дисків копачів
A.4.3	Мотиваційні фактори вдосконалення кінематики дисків
A5	Вимоги до виконання конструктивних елементів дисків
A5.1	Обод і спиці
A5.2	Сепаруючі вікна
A5.3	Леза
A5.4	Загальні конструкторсько-технологічні та експлуатаційні обмеження
A6	Методи очищення робочих поверхонь дисків копачів

Опис класифікації:

S1: Лемішні (Використовують у старих конструкціях машин). Нові форми таких робочих органів належать до класу вібраційних (теребильна машина СКМ-2). Роторні (роторний барабан з вертикальною віссю обертання): робочі органи корене-викопувачів фірм “Mogean”, “Herriau” (Франція), прутковий ротор фірми “Holmer” (Німеччина), ...

S2: Дисковий копач Лезо діє на пласт поступово по всій глибині (основна відмінність від лемішних і вильчатих копачів). Лемішні і вильчасті копачі Стиск ґрунту лезом клина або поверхнею вилки на глибині викопування, утворення тріщин і захоплення куска

грунту під деяким кутом, наступне виникнення сил підпору до створення витягаючого зусилля в руслі копача.

S3: 1. Наявність очисних елементів: наявність очисників коренеплодів (еластичні елементи, що закріплені на ступиці) (ас. СРСР №1653589); копач з активним доочисником (ас. СРСР № 1690558; копач з розміщеними між дисками конічними шнеками (ас. СРСР № 1166704), циліндричного шнека (ас. СРСР №1375167А1), ... 2. Наявність робочих органів для рихлення ґрунту і порушення зв'язків з ґрунтом хвостової частини коренеплоду у момент викопування: перед дисками розміщують розрихлюючі елементи у вигляді сферичних дисків, складених із сферичних елементів (ас. СРСР № 1794362А1); рихлячі елементи виконані у вигляді культиваторних лап, долота. (ас. СРСР №1794363А1); допоміжні диски встановлені попереду основних і мають менший зовнішній діаметр (ас.СРСР№1079203)- пристрій для міжрядь рівних 600мм., ... 3. Наявність пристроїв для стабілізації руху Наявність направляючої лижі, що служить стабілізатором руху бурякозбиральної машини і опорою до витримування певної глибини копання, ...

S4: *Пасивні.* Переважно з ґрунтозачеплювачами (може використовуватись один пасивний диск без допомоги інших робочих органів (ас. СРСР №898983). Активно-пасивні. Згідно тверджень проф. Гевка Р.Б. найуніверсальнішими робочими органами є дискові копачі, один з яких є активний інший - пасивний (Пат. України №3017938). Активні (привідні, з вимушеним обертанням).

S5: *Поперечно-тангенціальний:* а) для зменшення тягового зусилля в процесі викопування один диск розміщують нахилено до своєї півосі (через зміщений отвір) а другий перпендикулярно до своєї півосі (ас. СРСР №1055388); б) один диск здійснює коливальні рухи завдяки профільній торцевій площині його ступиці (ас. СРСР № 1175382А1); в) осі зв'язані з конічними шестернями за допомогою шарнірів балансовим механізмом (ас. СРСР №1273010А1). Згідно досліджень проф. А.К. Саралупова виконання дисків з торцевим биттям до 0,022м сприяє мінімізації пошкоджуваності коренеплодів ... Вібраційний (дисково-вібраційні копачі): частота коливань 12,5 Г, кутова амплітуда 9 – 11°, ...

S6: *Показник кінематичного режиму* (відношення колової швидкості диска до його поступальної швидкості руху $\lambda = 2,0...2,5$); еквівалентна характеристика – відношення поступальної швидкості диска, що має радіус $D/2$ до лінійної швидкості точки $V = \omega D/2$ називається модулем кривої траєкторії. Для $m = v/v_0$, при $m=1$ - циклоїдна, $m<1$ - видовжена циклоїда. (для реальних умов роботи),

$m > 1$ - вкорочена циклоїда; лінійна швидкість кромки диска $v_0 = \omega r$, r - радіус кромки диска; кількість обертів активного диска (кутова швидкість ω), ...

М: Диск (ступиця, штрихи-обод)-променева шайба (пат. Чехословаччини № 199359), диск - сепаруючі радіальні вікна (пази), (а.с. СРСР №135698А1; ступиця - штрихи -обод (кільце) (а.с. СРСР №709020); ступиця - штрихи (вильчастий, голчастий, роторний диск, диск з прутковою робочою поверхнею: Пат США №2682739, ...).

Мd: М1. Ступиця (маточна); М2. Обод; М3. Спиці (штрихи); М.4. Пластини; М5. Сепаруючі (просівні) вікна; М6. Еластичні елементи; М7. Шар наплавки; М8. Сепаруючі вікна.

М1.1: На ступиці розміщене колесо у вигляді пруткового диска. Прутки можуть пружинно деформуватись в напрямку осі диска, завдяки шарнірам (Пат. Німеччини №202004009320), ...

М2.1: Обод: суцільний: а) зігнуте кільце з кінцями, що скріплені електрозварюванням; б) із зварених сегментів, ...; складений ((із окремих частин, розміщених із зазором)...

М2.2: плоска; сферична. При глибокому обробітку ґрунту із зменшенням кута атаки ($\alpha < 30^\circ$) спостерігається зминання стінки борони випуклою поверхнею диска. При цьому перемички (шпиці) можуть виконувати додаткове підрізання стінок борони; конічна.

М2.3: тороїдальна (авт: Шелудченко Б.А., Фомін М.П., Губенко В.О.); змінної ширини за рахунок нерівномірної товщини наплавленого матеріалу. (а.с. СРСР №986329); обод виконаний складним, при цьому частини ободу мають криволінійну форму з випуклістю, що направлена на внутрішню частину робочого органу (а.с. СРСР №1426489А1; обод виконаний із спеціальними впадинами, конусністю на зовнішній чи торцевій поверхні для кріплення пластин, кілець, ...

М2.4: гладка, переважно у привідних дисків; з тангенціально-радіальними зачепами (а.с. СРСР №1177296А1); за зовнішнім краєм диска виконані впадини в яких на шарнірах встановлені поворотні лапи (а.с. СРСР №1291056); з радіальними зачепами (а.с. СРСР №1813344), ...

М2.5: суцільні з ободом зуба секторної форми (Пат. США №3181616); зуби виконані у вигляді змінних накладних пластин, краї яких виконані по радіусу, що адекватний зовнішньому краю ободу диска (а.с. СРСР № 1382122А1); суцільні з ободом зуба (суцільно зубчаті диски) з формою дуг у вигляді логарифмічної спіралі з постійним полярним кутом різання (а.с. СРСР № 1674723А1), ...

М2.6: експлуатаційний: в процесі нерівномірного зношення ділянок леза ободу. Застосовується для таких видів наплавки: а) дискретне наплавлення (призводить до зниження заданого ресурсу ножів, але дозволяє більш тривалий час зберігати гостроту лез); б) наплавлення шару змінної товщини (використовують для робочих органів на яких при первинному напавленні утворюються дуже високі зубці, що викришуються в процесі роботи); конструкційний: виступи, утворені верхніми частинами накладних пластин різної форми закріплені на ободі а впадини утворені зовнішнім краєм ободу, ...

М2.7: радіально-бокові (радіально-торцеві) зачепи: а) на ободі з внутрішньої сторони диска виконані радіальні рифлення (а.с. СРСР №1160968); б) на торцевій поверхні розміщені в першого диска плоскі, а в другого клиноподібні ребра (а.с. СРСР №1613027); в) бокові загини трикутної форми (Пат. США №3017933; г) на зовнішній стороні радіально-торцеві загини (Пат. США №4942927); дугові виступи. На ободі зі сторони робочої поверхні виконані дугові виступи, випукла частина яких направлена в сторону, протилежну до напрямку його обертання (а.с. СРСР №176806); циклоїдні виступи. Виконані за рахунок змінної ширини винця у дисків з циклоїдними спицями. Випукла частина ободу направлена в сторону, протилежну напрямку обертання диска (а.с. СРСР №1824060А1), ...

М3.1: *прямі* (радіальні): а) *циліндричні спиці* (Пат. США №3250332, а.с. СРСР №175763); б) *на циліндричні спиці насаджені втулки, що мають конічну зовнішню поверхню* (а.с. СРСР №1160968); змінного поперечного перерізу (спиця має в поперечному перерізі симетричну форму, при чому в центральній частині перерізу спиця виконана випуклою, а по краях увігнутою (а.с. СРСР № 1782410А1; циклоїдні (у вигляді увігнуто випуклої кривої) постійного поперечного перерізу (а.с. СРСР №1130221); спеціальні (а.с. СРСР №1105148) виконані у вигляді поворотно відносно своєї осі симетрії конусів, направленою вершиною до ободу диска, при цьому робоча поверхня конуса диска оснащена спіральною навивкою.

М7.1: без напавленого шару Відсутність ділянок леза зі зміцненням твердим сплавом (Пат ФРН №1922586), ...

М7.2: *одношарове лезо; багатшарове лезо*

М7.3: *постійної товщини; змінної товщини*

М7.4: *змінні пластини (складений диск); торець ободу суцільного диска, ...*

М7.5: суцільний (одно- і двохсторонне); перервний (дискретне): а) односторонне (без попереднього формоутворення зуба); б) з попереднім формоутворенням зуба; в) двохсторонне ...

M7.6: марка порошкоподібних сплавів: ПГ-С1 (сормайт №1, У30Х28Н4С4) ГОСТ 21448-75; порошковий сплав “Елкефем” угорської фірми “Іновелд”; ПГ-С27 ГОСТ21448-75, ПГ-С27-М ГОСТ21448-75 у суміші з баровмісним дегідрованим флюсом (для чавунних дисків); клас економно-легованих евтектичних сплавів системи Fe-Mn-C-B-Cr, одержаних методом наплавлення СВЧ, ...

M7.7: товщина - 1,5мм, ширина - 25мм. допускається збільшення ширини не більше 30 мм; допускається наявність тріщин в наплавленому шарі без виходу в основний метал до 25мм; після наплавлення сормайту товщина ріжучої кромки повинна бути для зубчатого диска: а) по виступах до 2,5 мм; б) по впадинах до 3 +, - 1мм, ...

M8.1: *V-подібна* (а.с. СРСР №1807838А3); *Г-подібна*. Такі диски характеризуються більшою ступінню сепарації землі на стадії викопування у порівнянні з *U-подібною* (Пат. України №9513А); *трикутна із заокругленнями* (а.с. СРСР № 655356); *трапецієподібна* (обернена трапеція з криволінійними основами); *циклоїдна* (а.с. СРСР №1130221), ...

M8.2: *відкриті; прикриті* (для плантацій з малими коренеплодами і низькою вологістю ґрунту. Характеризуються наявністю пружних зіркоподібних дисків з висотою, що зменшується до центру. Промені дисків розміщені у вікнах (а.с. СРСР №898983), ...

M4: між спицями розміщені еластичний елемент у вигляді пластини, закріпленої на ступиці (Пат. США №4942927), ...

M6: між спицями розміщені еластичні елементи, виконанні у вигляді пружин, один кінець яких закріплений до ступиці а другий до ободу (а.с. СРСР №2910112); між спицями розміщені еластичний елемент у вигляді радіально розміщених плоских або стержневих пружин, один кінець закріплений на ободі, інший - на ступиці. (Пат. Німеччини №121470187725); еластичні елементи закріплені на пасивному диску. Вони виконані у вигляді гофрованої металеві стрічки (а.с. СРСР №1511248), ...

G1: 1. *Модифікація і установка-виробник:* РКС-6 (ОАО Дніпропетровський комбайновий завод) Викопувач вилчастого і дискового типів РКМ-6-02, РКМ-6-05 (прибирання коренеплодів кормового буряка); *умови використання дисків:* прибирання в умовах перезволожених (вологість 26-30%) або твердих ґрунтів (твердість > 3-4 МПа), ...

G2: 1. *Сель-хозкомплект-SMK* (Росія – Німеччина), ЗАО “Агродон” (Росія). 2. Фірми Garford-Viktor (Англія), Thureqod, комбайн “Т5”), WKM (Німеччина, комбайн “CLE 130V”, ТІМ (Данія, комбайни

“M2SA”, “M3SA”), STANDEN-THUREGOD (Англія), BBG (Німеччина), Amity technology (США), “Herriau”, “Moreau”, “Matrot”, “SUC” (Франція, пасивні диски), Гримме Макстрон 620 (Німеччина), ...; ремонту дисків копачів (вітчизняні підприємства): 1. ОАО ”Жмеринське РП Агромаш” (заточка дисків). 2. Донснаб–Захід, ТОВ (м. Тернопіль), ...

G3: зрізання пласту ґрунту разом з коренеплодами; розкришування ґрунту; відділення ґрунту від коренеплоду і переміщення корисної частини на очисні і транспортуючі робочі органи; робочі органи можуть використовуватись як підкопувальні диски при збиранні кормових і цукрових буряків, значна частина яких розміщена над поверхнею ґрунту, ...

G4: Загальні: товщина диска $\delta = 0,008D$. Для дисків, що працюють у важких умовах $\delta = 0,008 DH$; кут атаки 2γ . Кут між лініями перетину горизонтальної площини з площиною обертання диска, $2\gamma = 20...25$; висота опуклості поверхні h (для сферичних дисків); зовнішній діаметр D , ... Структурних елементів. Для секторних лез: кут при вершині сектора диска, ... Для сепаруючих вікон: відношення максимальних і мінімальних діаметрів кіл, вписаних у форму вікон (складає 1,4–2,6); мінімальний радіус заокруглення кутів, в залежності від вологості ґрунту складає. $R = 10...20$ мм, ... Шприх: відношення максимальних і мінімальних діаметрів кіл, вписаних у форму вікон, складає 1,4 – 2,6, а відношення діаметра диска до найбільшого діаметра кола, вписаного у форму вікна рівна 9 – 12. Для дисків спеціальних конструкцій: величина ексцентриситету активного диску відносно його геометричної осі, ...

G5: глибина ходу дискових копачів менша за 80мм (560 мм (диски «Ромашка» для БДМ), 680 мм, 700 мм, ...); глибина ходу складає 80-100мм (765-785 мм, ...). Глибина ходу — заглиблення в ґрунт тільки на 12-15% від величини свого діаметру.

G6: Модифікація, маса дисків і відповідні геометричні параметри: Р12.097.222 (литий), 24 кг. Товщина $S = 35 \pm 10$, ширина леза

$V = 35 \pm 10$, $D = \varnothing 680^{-3,0}$, $d = 120^{+0,5}_{-0,2}$; КС6В-47.440, 17кг, $V = 32^{+6,0}_{-4,0}$
 $D = 680 \pm 3,0$, $d = 120^{+0,3}_{-0,5}$, $S = 10$ мм; КС6В-47.478, 17,3 кг, $D = 680 \pm 3,0$, $V = 32^{+6,0}_{-4,0}$, $d = 120^{+0,3}_{-0,5}$, $S = 10$; СДК 3190 (1973р.), 21 кг, $D = 710$, $d = 116^{+0,3}_{-0,5}$, ...

G7: *Леговані сталі* (закорд. марки: Сталь 30MnB5, Сталь 50MnSi7 (сталі з домішками хрому, бору, кремністо-марганцевисті сталі з різним вмістом вуглецю від 0,3-0,9%), ...; *високо вуглецеві сталі вітчизняних марок:* 65Г ГОСТ2283-79, 60С25 ГОСТ 2185-82, 5С2

ГОСТ 14959-79, ...; ливарні сталі (Сталь 45Л ГОСТ 977-65, Сталь 35 ГЛ-П ГОСТ 977-75, ...), ...

G8: *розрахункова схема* (у схемному вигляді) – спарені трохгранні клини; розподіл контактних напружень для випадків використання 2-х пасивних і 1-го активного дисків копачів. Для 1-го випадку контактні напруження розподіляються за логарифмічним законом, для 2-го - розподіл контактних напружень в зоні деформації буде відрізнятися від рівномірного при взаємодії з ґрунтом; енергосилові параметри роботи дискових копачів: величина крутного моменту, основні зусилля на кронштейні копача (лобова сила опору), ...

A1.1: *низький тяговий опір:* за рахунок локалізації впливу піднімають в 2-3 рази менше землі і більш активно деформують ґрунт в зоні коренеплоду ніж лемехові і вильчасті; *збереження функціональних властивостей копача при роботі на підвищених швидкостях коренезбиральної машини:* машина з дисками працює на більш високій швидкості, ніж машина, оснащена лемеховими і вильчастими копачами за однакових якісних показників (до 2,6 м/с.); краще працюють на сильно забруднених бур'янами ділянках поля; добре працюють на в'язких ґрунтах (вологі суглинки, чорнозем) при високій твердості ґрунту (3-4 МПа) та вологості 26-30%, ...

A1.2: складні елементи приводу для вузлів, що складає 40-45% від конструктивної складності і ціни пристрою в цілому; частіше ніж вильчаті наносять сильні пошкодження коренеплодам, відривають їх хвостові частини; на сухих і твердих ґрунтах допускають більші втрати коренеплодів: в таких умовах краще працюють вильчасті, лемехові і комбіновані робочі органи; висока собівартість дисків....

A2.1: *рівень нерівномірності спрацювання леза* (збільшення товщини ріжучої кромки і кута загострення леза утворення широкої затилувальної фаски), що призводить до його затушення. Існують зони підвищеного зношення і часткового руйнування через анізотропію; утворення втомних тріщин зварних швів. (при зварюванні сталі 65Г не забезпечується необхідна міцність з'єднання через утворення в зоні термомеханічного впливу гартованих структур. Ширина зони термомеханічного впливу при точковому і шовному зварюванні менші 1 мм (для дугової – більша); величина абсолютного спрацювання (зносу) робочої поверхні диска. Зношення за діаметром складає 0,14 мм/га. Тому після наробітку 200 га їх замінюють; деформації дисків (вигинання по вінцю), ламання у місцях підвищених концентрацій напружень (при експлуатації на ґрунтах, забруднених камінням), ...

A2.2: клиноподібна: максимальний тиск розвивається біля носка клина. Тріщини виникають при вершині клина; кругла: максимальний тиск розвивається в точці першого початкового контакту у порівнянні з прямокутною і клиноподібною забезпечують більш рівномірний розподіл місць, що спричинює утворення декількох тріщин; парабола парної степені при зміні n від 1 до 5: розподіл тиску на поверхні контакту рівномірний. Тріщини утворюються по всій контактній поверхні виступів. Оптимальною є парабола 4-ої степені з вершиною, направленою в сторону руху робочого органу, ...

A2.3: неможливість перерізання рослинних залишків; забивання ґрунтом чи рослинними залишками; самозаглиблювання дисків (вихід диска на поверхню, втрата стійкості ходу по глибині), ...

A3.1: збереження заданого профілю ріжучої кромки при її спрацюванні (створення умов для самозагострення): а) забезпечення рівномірного спрацювання (через зниження впливу анізотропності матеріалу). Існують зони підвищеного зношування і часткового руйнування через анізотропію, ...; підвищення стійкості проти спрацювання, ...; Основна задача – створення копачів, ресурс роботи яких відповідає терміну служби коренезбиральної машини, ...

A4.1: поверхневе гартування леза; плакування стійкою проти спрацювання стрічкою; ідукційне наплавлення твердим сплавом; комплексне термодифузійне легування ...

A4.2: застосування змінних: а) пластин (а.с. СРСР №1382422); б) секторних пелюсток (а.с. СРСР №1426489), в) ободу (Пат ФРН №20204009320U): використання накладних кілець (конічних, циліндричних), ...; використання самозаточуваних лез, які виконують двохшаровими різної твердості (ідея Ігнат'єва А.М. (Пат. Росії № 24451, 1926 р.). Шляхи реалізації: а) застосування двохшарових сталей: основа - сталь 45, плакуючі шари - із твердосплавних матеріалів Х6Ф1, ШХ15; б) застосування найоптимальнішого поєднання основного матеріалу (Ст3, 65Г, У9А, 45Л, 43Л) та матеріалів і методів наплавлення (сормайт №1, ПС4, ПС5, У25, індукційним методом - Р9, Х68Ф- плакуванням), наприклад, 65Г і сормайт, №1...

A.4.3: забезпечення процесу самоочищення від налипання ґрунту і вороху; зниження тягового опору; підвищення ступені кришення ґрунту (поверхнева теорія П Ріттенгера), ...

A5.1: локалізація зони заглиблення, тобто концентрація зусилля в зоні кореня, інтенсифікуючи дію в нижніх шарах вирізаного пласту (використання циклоїдних спиць); забезпечення малих кутів кришіння ґрунту ($\beta \angle 20-40^\circ$). Робоча частина спиць, заглиблюючись у моноліт ґрунту має ніби ламати його, сприяючи

кришінню шляхом відривання. Такий процес відбувається за умови перевищення значення тимчасового опру розриву для $\beta > 60^\circ$, що має місце в дисках з радіально розміщеними спицями, ...

A5.2: оптимальною вважається така форма вікон, точка якого максимальна при вписаному колі діаметра $D_{кор}$, $D_{кор}=50...60\text{мм}$ (із умови попередження втрат коренеплодів діаметром більше 40мм), ...

A5.3: малий кут защемлення між дотичною до зуба і поверхнею поля (якщо кут великий, це приводить до переміщення стебел і бур'янів вперед диску); форма ріжучого леза повинна забезпечувати постійний кут різання, що приводить до різання з ковзанням; якщо лезо гладеньке, то коренеплід найповніше витягаються з ґрунту і не пошкоджуються: гладеньке лезо діє на коренеплід через ґрунт і зрушує їх, не пошкоджуючи, особливо ті, що виходять за межі рядка, ...

A5.4: обмеження мінімальної величини розхилу дисків із умови не підрізання коренеплодів великого діаметру при допустимому його відхиленні в рядку; обмеження мінімального значення кута атаки із умови вивільнення коренеплодів на висоті H , достатній для його захвату бітером; обмеження радіуса дисків R не менше мінімального значення R_{min} , що визначається конструктивно із врахуванням ширини ріжучого леза, необхідних розмірів просівних вікон, діаметру редукторів копачів, ...

A5.5: Методи очищення робочих поверхонь дисків копачів: шинковими очисниками (Пат. України № 95391, 2014 р.), *одночасне транспортування і очищення* (а.с. СРСР №46029)

Висновки. 1. Розроблено класифікацію дисків копачів, яка є наслідком системного узагальнення відомих класифікацій і побудована у відповідності з основними принципами класифікації інформації в уніфікаційному синтезі. При розробці класифікації введено кодування, а також ураховано багатоваріантність термінології. Класифікація відкрита для подальшого розширення. Вона є основою для здійснення уніфікаційного синтезу нових конструкцій таких робочих органів.

2. На базі розробленої багатоваріантної структури класифікації дискових копачів коренезбиральних машин згенеровано удосконалену конструкцію дискового викопуючого пристрою (рис. 4).

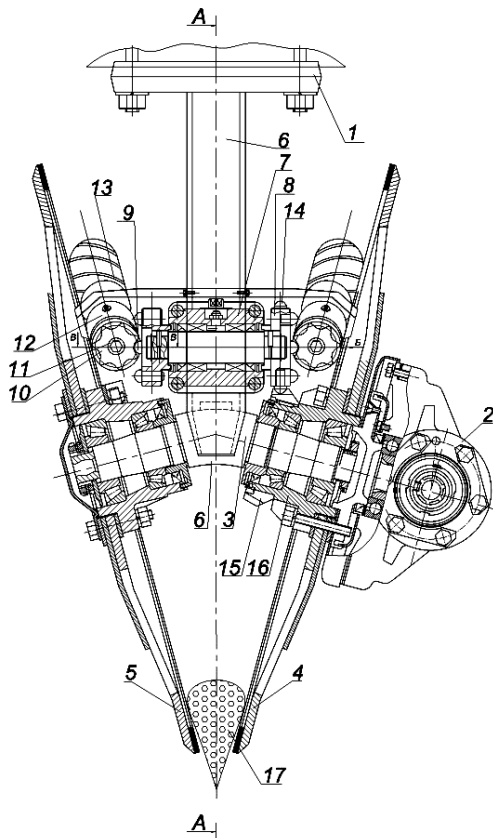


Рис. 4. Викопуючий орган коренезбиральної машини: 1 – рама, 2 – редуктор, 3 – криволінійна вісь, 4,5 – викопуючі диски (лівий, правий), 6 – вертикальна стійка, 7 – поводок, 8 – приводний лемент, 9,14 – сферичні зірочки, 10 – зірочки приводу (шнекових очисників), 11 – шнекові вали, 12 – корпус, 13 – шнекові Г-подібні очисники, 15 – спеціальна зірочка, 16 – стакан, 17 – коренеплід

Література

1. Василенко П.М. О методике механико-математических изысканий при разработке проблем сельскохозяйственной техники.- М.: БТИ ГОСНИТИ, 1962. - 230с.

2. Булгаков В.М., Павелчак О.Б., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г. Методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів коренезбиральною машиною // Збірник Наукових праць Національного аграрного університету. “Механізація сільськогосподарського виробництва” Том 7. —К.: НАУ, 2000. - С. 14-19.

3. Босой Е.С, Верняев О.В., Смирнов И.И. и др. Теория, конструкция и расчет сельхозмашин. - М.: Машиностроение, 1978.- 567с.

4. Карпенко А.Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. - 6-е издание, переработаное и дополненное. - М.: Агропромиздат, 1989. ~ 527с.

5. Основы проектирования и расчет сельскохозяйственных машин / Л.А.Резник, В.Т.Ещенко, Г.Н.Дьяченко, Н.А.Сокол. – М.: Агропромиздат, 1991. – 543 с.

6. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування машини для рільництва 2 / П.В.Сисолін, Т.І.Рибак, В.М. Сало - М.:

7. Сычев И.П. Повышение долговечности режущих рабочих органов свекловичных машин путем оптимизации параметров наплавленного слоя Тракторы и сельхозмашины 1985 №11.С.48-51.

8. Андрейчиков А.В., Киселёв А.С. Эволюционный синтез новых технических систем на основе морфологических таблиц // Изв. вузов. Машиностроение. –2002. –№2-3. –с. 44-48.

9. Голубев И.Г. // Зарубежный опыт восстановления деталей Техника в сельском хозяйстве. – 1989, №4. – С.58-60.

10. Завгородний А.Ф. Кравчук В.Н. Юрчук В.П. Геометрическое конструирование рабочих органов корнеуборочных машин / Под ред. Л.В.Погорелого.- Киев; Аграрна наука 2004-240с.

11. Погорілій В, Куліш В, Бурякозбиральний комплекс WIC // Техніка АПК- 2005. №3-4 с 24-25.

12. Пат. 95391. Україна, МПК А01D 25/02. Дисковий копач коренеплодів / Гевко Б.М., Гупка А.Б., Гупка Б.В., Гудь В.З., Дячун А.Є., заявник і власник патенту Гевко Б.М. Гупка А.Б., Гупка Б.В., Гудь В.З., Дячун А.Є. - № u2014 06788; заявл. 16.06.2014; опубл. 25.12.2014, Бюл. №24.

13. Ковальчук Ю., Тихий С., Ловушко І. За новою технологією // Механізація сільського господарства- с.24.

14. Войтюк Д.Г., Барановський В.М., Погорілов О.М, Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. –К.: Вища школа, 2005. -465с.

15. Копур К., Ламберсон Н., Надежность и проектирование системы. – М.: Мир, 1980. – 604 с.

16. Свеклоуборочные машины: (Конструирование и расчет) / под ред. Л.В.Погорелов. – К.: Тэхника, 1983. – 168 с.

17. Теория, конструирование и расчет сельськохозяйственных машин/ Под ред. Е.С. Босого. – М.: Машиностроение, 1978. – 568с.

18. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины/ под ред. Г.Е. Листопада. – М.; Агропромиздат, 1986. – 668 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 674.05

© М.В. Вржеш, к.т.н., В.С. Пенкаля, А.В. Шульган
Луцький національний технічний університет

ВИБІР ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ЗА ТЕРМІЧНИМ ОПОРОМ ТА ВАРТІСТЮ

У статті виконано порівняльний аналіз ефективності використання сучасних теплоізоляційних матеріалів за їх термічним опором та вартістю.

**ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ, ТЕРМІЧНИЙ ОПІР, ТЕПЛОВІ
ВТРАТИ, ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ, ТЕПЛОНОСІЇ**

Постановка проблеми. У технологічних процесах деревообробних виробництв часто використовують прогрівання та охолодження обладнання при пускові, зупинці або зміні режиму [1]. Зменшення теплових втрат у трубопроводах являється актуальною проблемою, оскільки при виборі матеріалу та товщини шару ізоляції необхідно врахувати як їх термічний опір, так і вартість.

Аналіз останніх досліджень і публікацій [1-3] свідчить про те, що досить широкий асортимент теплоізоляційних матеріалів потребує врахування певних їх особливостей, зокрема теплофізичних характеристик та товщини шару ізоляції.

Зменшення теплових втрат шляхом збільшення товщини шару ізоляції має обмеження, оскільки зі зростанням зовнішнього діаметра до деякого критичного значення, зростають також теплові втрати циліндричної стінки [1].

Рекомендації щодо знаходження критичного діаметра ізоляції важко реалізувати для технологічного устаткування деревообробних виробництв, так як існують конструкційні обмеження на розташування внутрішніх теплопроводів.

Мета дослідження – проаналізувати доцільність застосування різних теплоізоляційних систем за їх термічним опором та вартістю.

Результати дослідження. Повний термічний опір багат шарової циліндричної стінки можна визначити за формулою:

$$R_l = \frac{1}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_n \cdot \pi \cdot d_n} = R_{l,1} + R_{l,c} + R_{l,n}, \quad (1)$$

де d_1 і d_n – внутрішній та зовнішній діаметри циліндричної стінки; α_1 і α_n – коефіцієнти тепловіддачі на поверхнях циліндричної стінки зі сторони гарячого та холодного теплоносіїв; λ_i – коефіцієнти теплопровідності окремих шарів.

Із формули (1) видно, що повний термічний опір багат шарової циліндричної стінки є сумою окремих термічних опорів: $R_{l,1}$ – термічний опір тепловіддачі зі сторони гарячого теплоносія; $R_{l,c}$ – термічний опір багат шарової циліндричної стінки; $R_{l,n}$ – термічний опір тепловіддачі зі сторони холодного теплоносія.

За умови $d_1 = const$ та збільшенням d_n зростає термічний опір $R_{l,c}$, однак зменшується термічний опір $R_{l,n}$. Такий подвійний характер повного термічного опору R_l означає, що існує таке значення d_n , при якому R_l набуває екстремальної величини. Прирівнявши першу похідну від повного опору R_l по діаметру d_n , до нуля, одержимо:

$$\frac{dR_l}{d(d_n)} = \frac{1}{2 \cdot \lambda_1 \cdot d_n} - \frac{1}{\alpha_n \cdot d_n^2} = 0, \quad (2)$$

звідки

$$d_n = d_{кр.} = \frac{2 \cdot \lambda_1}{\alpha_n}. \quad (3)$$

За об'єкт досліджень було взято фрагмент трубчастої теплопровідної системи підігріву плит мембранного преса (рис. 1) та сучасні теплоізоляційні матеріали: керамічне покриття “Термосилат” (рис. 2), полотно фольговане “Теплоізол” (рис. 3), циліндр базальтовий “Техноніколь” (рис. 4).

Теплофізичні характеристики теплоносіїв, фрагменту трубчастої теплопровідної системи, теплоізоляційних матеріалів зведені до таблиць 1-3.

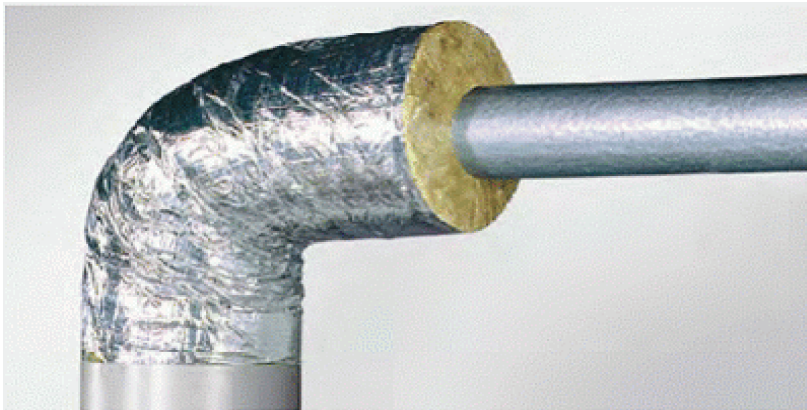


Рис. 1 – Фрагмент трубчастої теплопровідної системи мембранного преса



Рис. 2 – Керамічне покриття “Термосилат”



Рис. 3 – Полотно фольгване “Теплоізол”



Рис. 4 – Циліндр базальтовий “Техноніколь”

Таблиця 1 - Характеристики теплоносіїв

Тип теплоносія	Густина $\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Ізобарна теплоємність $c_{pm}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	Температура, К	Тиск, Па	Стан середовища
повітря	1,225	1,006	366	100325	Статичний
олива (Thermia Oil B, Shell)	797,8	2,2458	393	$2,8 \cdot 10^5$	Динамічний (турбулентний)

Таблиця 2 - Характеристики фрагменту трубчастої теплопровідної системи

Матеріал	Зовнішній діаметр d_2 , мм	Внутрішній діаметр d_1 , мм	Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/м·К	Коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній поверхні α_1 , Вт/м ² ·К	Коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній поверхні α_2 , Вт/м ² ·К
Сталь	48	40	51	3045,5	5

Таблиця 3 - Характеристики теплоізоляційних матеріалів

Матеріал	Зовнішній діаметр d_2 , мм	Внутрішній діаметр d_1 , мм	Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/м·К	Коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній поверхні α_2 , Вт/м ² ·К	Вартість
Керамічне покриття "Термосилат"	49;50;51	48	0,0022	0,022	90 грн/л
Полотно "Теплоізол"	58;68;78	48	0,038	8	18,6 грн/м.п.
Циліндр базальтовий "Техноніколь"	68	48	0,048	8	17 грн/шт.
	78				24 грн/шт.
	88				29 грн/шт.

Спочатку було досліджено залежність між повним термічним опором та його складовими від зміни діаметра зовнішньої поверхні циліндричної стінки без використання ізоляції (рис. 5). Аналізуючи отримані результати, слід зазначити: по-перше, повний термічний опір практично повністю залежить від термічного опору тепловіддачі на зовнішній поверхні; по-друге, збільшення товщини стінки в досліджуваному діапазоні зовнішніх діаметрів є недоцільним; по-третє, критичний діаметр циліндричної неізольованої стінки $d_{кр} = 20,4$ м.

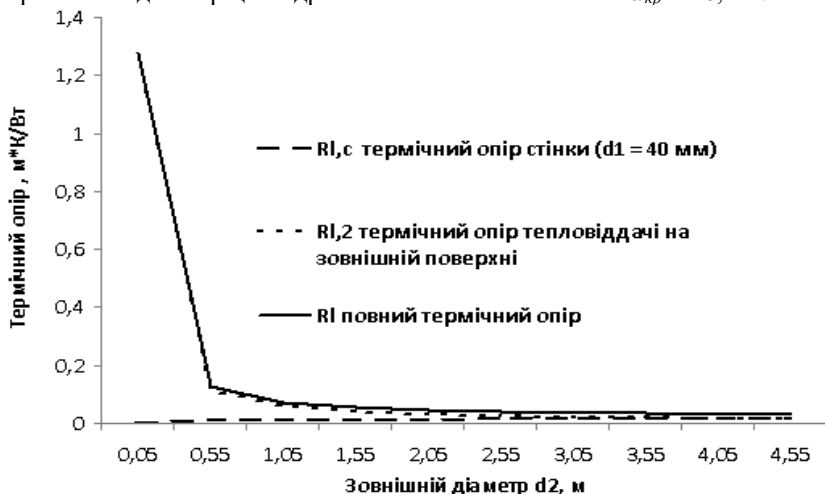


Рис. 5 – Графіки функцій $R_{l,c}=f(d_2)$, $R_{l,2}=f(d_2)$, $R_l=f(d_2)$.

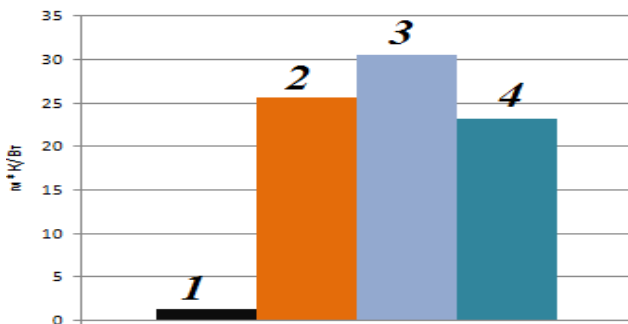
Таким чином, використання теплоізолюючих матеріалів являється єдиною можливістю зменшити теплові втрати у системах теплопроводів деревообробного устаткування.

Далі було досліджено ефективність використання сучасних теплоізолюючих матеріалів за термічним опором та вартістю. Результати досліджень зведені до таблиці 4, а три найкращі варіанти (виділено жирним шрифтом) вибрано для побудови гістограм (рис. 6).

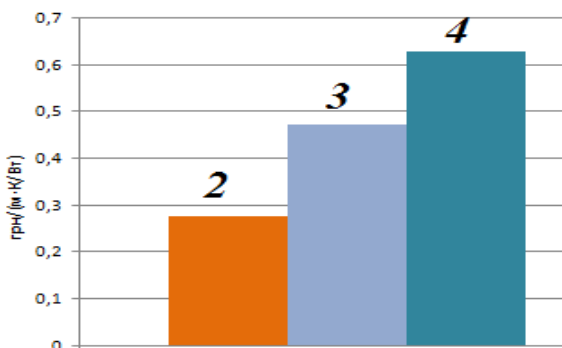
Таблиця 4 - Результати дослідження сучасних теплоізолюючих матеріалів

Матеріал	Товщина шару, мм	Повний термічний опір, м·К/Вт	Питома вартість ізоляції, грн/м	Узагальнений показник, грн/(м·К/Вт)
Сталь	4	1,33	-	-
Керамічне покриття “Термосилат”	0,5	25,64	7,07	0,2756
	1	30,49	14,4	0,4723
	1,5	33,37	21,74	0,6514
Полотно “Теплоізол”	5	23,22	14,6	0,6287
	10	26,12	29,76	1,1393
	15	27,82	45,57	1,6383
Циліндр базальтовий “Техноніколь”	10	21,72	17	0,7826
	15	23,12	24	1,0379
	20	24,12	29	1,2024

Висновки. Аналіз результатів дослідження вказує на те, що використання в якості теплоізоляційного матеріалу термосилату з шаром 1 мм є найбільш ефективним засобом термоізоляції. Дещо нижчий показник термічного опору зафіксовано для термосилату з шаром 0,5 мм. Третій за рівнем показник відноситься до теплоізолу з шаром 5 мм. Однак, з огляду на вартість зазначених матеріалів, доцільніше використовувати все ж термосилат з шаром 0,5 мм, оскільки це дозволяє термоізолювати вдвічі більшу за площею поверхню за близьких показників термічного опору.



а



б

Рис. 6 - Графічна інтерпретація результатів дослідження: а – розподіл термічних опорів; б – розподіл питомих вартостей; 1 – сталь; 2 – термосилат, шар 0,5 мм; 3 – термосилат, шар 1 мм; 4 – теплоізол, шар 5 мм

Література

1. Чечеткин А.В., Занемонец Н.А. Теплотехника: Учеб. для хим.-технол. спец. вузов. – М.: Высш. шк.; 1986. – 344 с.
2. В.Х. Драганов, О.С. Бессараб, А.А. Долінський та ін. Теплотехніка: Підручник – 2-е вид., перероб. і доп. – Київ: Фірма “ІНКОС”, 2005. – 400с.
3. Хижняков С.В. Практичні розрахунки теплової ізоляції. – М: Енергія, 1976.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК 631.171

© Б.М. Гевко, д.т.н., В.М. Клендій, Т.Д. Навроцька
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШАРНІРНО-СЕКЦІЙНОГО ГВИНТОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ НА ЙОГО РАДІУС КРИВИНИ

Розроблена конструкція гнучкого секційного гвинтового робочого органу з шарнірним з'єднанням секцій. Виведені аналітичні залежності для визначення взаємозв'язку між конструктивними параметрами гнучкого валу і радіусом його кривизни, який визначається через кутове зміщення сусідніх секцій. Побудовано графічні залежності впливу конструктивних параметрів секції гвинтового робочого органу на величину кута α .

ГНУЧКИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, ШНЕКОВИЙ КОНВЕЄР, СИПКИЙ МАТЕРІАЛ.

Постановка проблеми. Гвинтові конвеєри є одним із основних засобів для транспортування різного роду сипких матеріалів. Використання секційних гнучких гвинтових конвеєрів при відносно невеликих габаритних розмірах дозволяє транспортувати сипкі вантажі з високою продуктивністю та низьким ступенем пошкодження матеріалу. До недоліків слід віднести складність конструкції та значну металомісткість порівняно з суцільними аналогами. Тому можливість спрощення конструкції, зменшення металомісткості і, як наслідок, зменшення енерговитрат і ступеня пошкодження матеріалу при незмінній продуктивності та експлуатаційних характеристиках є особливо актуальними напрямками для подальших досліджень.

Результати останніх досліджень і публікацій. На даний час ведуться активні пошуки можливості вдосконалення секційних гвинтових робочих органів з метою підвищення їх експлуатаційних показників [1-12], оскільки безвальні гвинтові робочі органи, незважаючи на простоту конструкції, не забезпечують відповідної продуктивності або мають низький ресурс роботи. Основні напрямки вдосконалення конструкцій робочих органів, проведення теоретичних і експериментальних досліджень пов'язані із зменшенням енерговитрат на процес транспортування [13-22], спрощення конструкцій та зменшення їх металомісткості, а також підвищення експлуатаційних показників [3; 4; 5, 16, 19].

Метою дослідження є створення конструкції гнучкого секційного гвинтового робочого органу з шарнірним з'єднанням секцій, а також виведення аналітичних залежностей для визначення раціональних конструктивних параметрів шарнірного з'єднання для забезпечення заданого радіусу кривини робочого органу гвинтового конвеєра.

Результати дослідження. Для досягнення даної мети, запропонована конструкція секційного гвинтового робочого органу з шарнірним з'єднанням секцій загальний вигляд якого представлено на (рис. 1), а його конструктивна схема на (рис.2), який виконано з окремих секцій, до яких з правого кінця жорстко закріплена циліндрична втулка 1. Остання виконана з системою осьових паралельних пазів 2, які розміщені рівномірно по колу, наприклад, чотири і є паралельними до осі циліндричної втулки і які є у взаємодії з тілами кочення 3. З другої сторони тіла кочення 3 є у взаємодії із внутрішньою сферичною поверхнею сферичної втулки 4 з можливістю осьового і кутового провертання сферичного пальця 5.



Рис. 1 - Загальний вигляд гвинтового секційного шарнірного робочого органу

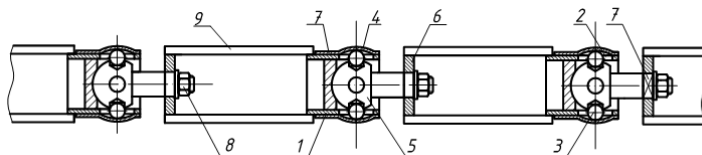


Рис. 2 - Конструктивна схема гвинтового секційного шарнірного робочого органу

З другого кінця зварної циліндричної секції у внутрішній отвір жорстко, перпендикулярно до осі встановлено з'єднувальна втулка 6 з внутрішнім квадратним чи фасонним отвором 7 і яка є у взаємодії з відповідним кінцем сферичного пальця сусідньої секції і жорсткою її фіксацією гайкою 8. До зовнішнього діаметра з'єднувальної втулки 6 рівномірно по колу з одного кінця приварено, перемички 9, а з другого кінця перемички приварені до зовнішнього діаметра циліндричної втулки 1.

На зовнішньому діаметрі циліндричної секції жорстко приварена гвинтова секція, яка є фактично продовженням гвинтових спіралей сусідніх секцій.

Робота гвинтового робочого органу здійснюється наступним чином. Під час обертання секції спіралі обертовий рух передається через тіла кочення 3 на сферичний палець 5 і сусідні секції гвинтового робочого органу.

Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними параметрами гнучкого валу і радіусом його кривини, який визначається через кутове зміщення сусідніх секцій, зображено на рис. 3.

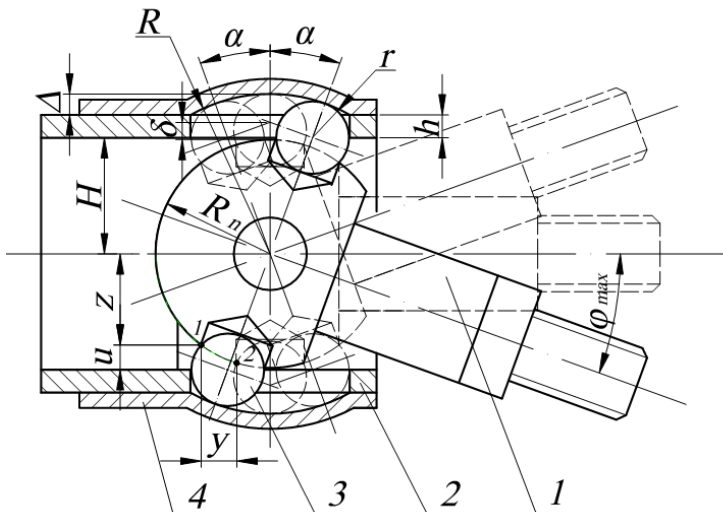


Рис. 3 - Розрахункова схема гнучкого шарнірного робочого органу

На схемі наведено наступні позначення: 1 – палець із сферою; 2 – циліндрична втулка; 3 – кулька; 4 – втулка зі сферичною поверхнею; φ – кут провертання пальця із сферою; H – відстань від центру сфери пальця до внутрішньої поверхні циліндричної втулки; z – відстань від центру сфери пальця до точки перетину сфери пальця з кулькою; u – відстань від точки перетину сфери пальця з кулькою до внутрішньої поверхні сферичної втулки; R – внутрішній радіус втулки із сферичною поверхнею; R_n – радіус сфери пальця; r – радіус кульки; h – товщина стінки циліндричної втулки; Δ – максимальна відстань від внутрішньої поверхні сферичної втулки до зовнішньої поверхні циліндричної втулки; δ – зазор між сферичним пальцем і циліндричною втулкою; y – зміщення точки перетину сфери пальця з кулькою.

В процесі кутового зміщення секцій сферичний палець провертається відносно циліндричної втулки на максимально можливий кут φ , при якому відбувається його контакт з циліндричною втулкою.

Для виведення аналітичної залежності між кутом φ і конструктивними параметрами елементів зчеплень секцій запишемо рівність:

$$\varphi_{max} = \alpha . \quad (1)$$

Величину R внутрішнього радіуса втулки із сферичною поверхнею запишемо у вигляді рівностей (2) і (3):

$$R = H + \Delta + h; \quad (2)$$

$$R = R_n + \delta + r. \quad (3)$$

Прирівняємо залежності (2) і (3):

$$H + \Delta + h = R_n + \delta + r , \quad (4)$$

звідси

$$H = R_n + \delta + r - h - \Delta . \quad (5)$$

Величину зазору δ визначаємо виходячи із схеми рис. 4

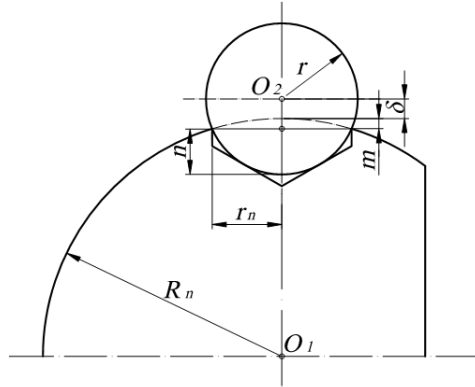


Рис. 4 - Розрахункова схема

$$\delta = r - m - n; \quad (6)$$

$$m = R_n - R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) = R_n \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right); \quad (7)$$

$$n = r - r \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) = r \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right). \quad (8)$$

Підставивши залежності (7) і (8) у рівняння (6) одержимо

$$\begin{aligned} \delta &= r - R_n \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) - r \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) = \\ &= r \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) - R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right). \end{aligned} \quad (9)$$

Величину максимальної відстані від внутрішньої поверхні сферичної втулки до зовнішньої поверхні циліндричної втулки Δ визначаємо із залежності:

$$\Delta = R \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{S}{R} \right) \right), \quad (10)$$

де S - половина довжини паза циліндричної втулки, яка рівна:

$$S = (R_n + \delta) \sin \varphi + r. \quad (11)$$

Враховуючи рівняння (3) одержимо

$$\begin{aligned}
 S &= \left(R_n + r \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \sin \varphi + r = \\
 &= \left(r \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) + R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) + r \right) \sin \varphi = \\
 &= \left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \sin \varphi, \quad (12)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta &= \left(R_n + r + r \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) - R_n \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \right) \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{S}{R} \right) \right) = \\
 &= \left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \times \\
 &\times \left(1 - \cos \arcsin \frac{\left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \sin \varphi \right)}{r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right)} \right) \quad (13)
 \end{aligned}$$

Підставляючи значення величини \mathcal{S} і Δ в рівняння (5) одержимо:

$$\begin{aligned}
 H &= R_n + r + r \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) - R_n \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) - h - \\
 &\quad - \left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \times \\
 &\times \left(1 - \cos \arcsin \frac{\left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \sin \varphi \right)}{r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right)} \right) =
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) - h - \\
 &\quad - \left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \times \\
 &\quad \times \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{\left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \sin \varphi \right)}{r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right)} \right) \right). \quad (14)
 \end{aligned}$$

Якщо прийняти, що величини:

$$r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) = a ,$$

$$R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) = b , \text{ то значення } H \text{ рівне}$$

$$H = a + b - h - (a - b) \left(1 - \cos \left(\arcsin \left(\frac{(a + b) \sin \varphi}{a - b} \right) \right) \right) \quad (15)$$

З умови, що

$$H = u + z ; \quad (16)$$

$$z = R_n \cos \varphi ; \quad (17)$$

тоді

$$u = H - z = H - R_n \cos \varphi . \quad (18)$$

Виходячи із схеми рис. 1 знаходимо

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{u}{k} ; \quad (19)$$

$$k = \frac{u}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{H - R_n \cos \varphi}{\operatorname{tg} \varphi} . \quad (20)$$

Виходячи із схеми рис. 1 знаходимо

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S - k}{H} ; \quad (21)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{S - k}{H} ; \quad (22)$$

$$\begin{aligned}
 \alpha = & \operatorname{arctg} \left[\left[\left[\left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \sin \varphi \right] - \right. \right. \\
 & \left. \left. - \left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) - \right. \right. \\
 & \left. \left. - h - \left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \right] \times \right. \\
 & \left. \left[1 - \cos \arcsin \frac{\left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \left(\cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \sin \varphi \right) \right)}{r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right)} \right] \right] - \\
 & \left. - \left(R_n \cos \varphi \right) / \operatorname{tg} \varphi \right] / \left[\left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) - h - \right. \\
 & \left. - \left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \right] \times \\
 & \left. \left[1 - \cos \arcsin \frac{\left(r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \left(\cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \sin \varphi \right) \right)}{r \left(1 + \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left(\arcsin \frac{r_n}{R_n} \right)} \right] \right] \right] \right] .(23)
 \end{aligned}$$

Таким чином, функціональний зв'язок:

$$\alpha = f(r, r_n, R_n, h)$$

При проведенні аналізу впливу конструктивних параметрів гнучкого валу на зміну величин R_k задані реальними межами значень R_n , r_n , r , h і L . Так для робочого органу гнучкого конвейєра, який розташовується в стандартному еластичному кожусі з внутрішнім діаметром 100мм зовнішній діаметр гнучкого валу не повинен перевищувати 50мм для забезпечення встановлення гвинтової спіралі. Тому змінні параметри приймаються в межах: $R_n=10...20$ мм; $r_n=4,13...4,63$ мм; $h=2...4$ мм; $r = 4,55...4,95$ мм; $L= 80...160$ мм. При

дослідженні впливу одного з параметрів на величину R_k інші приймаються незмінними і їх абсолютні значення становлять: $R_{II} = 15\text{мм}$; $r_n = 0,5\text{ мм}$; $h = 3\text{ мм}$; $r = 4,75\text{ мм}$; $L = 130\text{ мм}$.

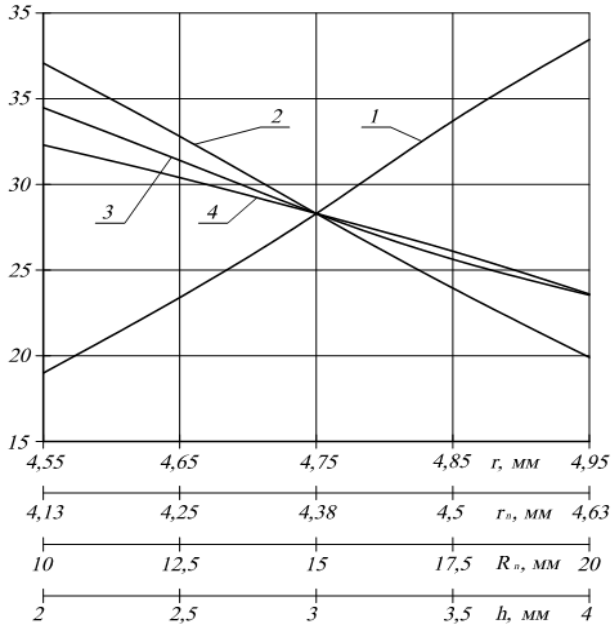


Рис. 5 - Залежність впливу параметрів r , r_n , h і R_n на величину кута α :

$$1 - \alpha = f(r); 2 - \alpha = f(r_n); 3 - \alpha = f(R_n); 4 - \alpha = f(h)$$

Використовуючи отримані результати можна визначити мінімально допустимий радіус кривизни технологічної магістралі R_{Tmin} . При заданій довжині секції робочого органу L , що визначається як відстань між шарнірними отворами, допустимий радіус кривизни технологічної магістралі R_{Tmin} розраховується за залежністю

$$R_{Tmin} = \frac{L}{2tg(\alpha_T / 2)}. \quad (24)$$

На рис.6 представлені графічні залежності мінімально допустимого радіуса кривизни технологічної магістралі R_{Tmin} від величини кутового повороту α_T сусідніх секцій при різних їх довжинах L .

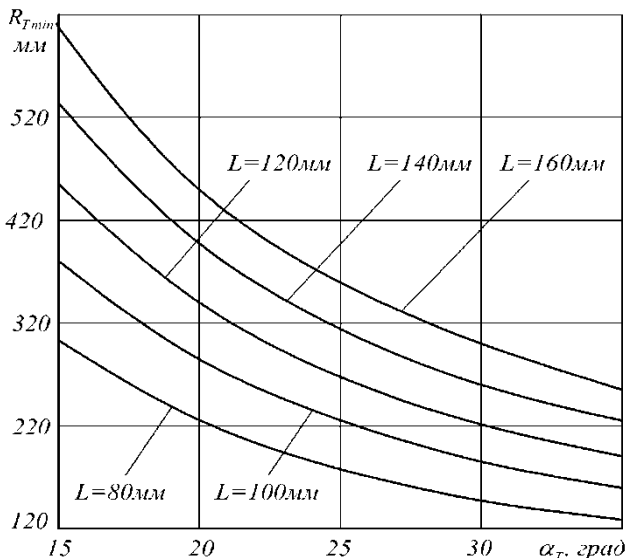


Рис. 6 - Графічні залежності мінімально допустимого радіуса технологічної магістралі R_{Tmin} від кута α_T

Необхідно зазначити, що для ефективного роботи гнучкого гвинтового конвеєра, визначений мінімально допустимий радіус кривизни технологічної магістралі необхідно збільшувати на 20...30% для забезпечення гарантованого безконтактного обертання шарнірних секцій, що виключить можливість виникнення аварійних ситуацій та підвищить довговічність експлуатації запропонованого робочого органу.

На основі проведеного теоретичного обґрунтування раціональних параметрів шарнірно з'єднаних секцій гнучкого гвинтового конвеєра можна зробити наступні **висновки**. Встановлені функціональні залежності радіуса кривизни робочого органу від його конструктивних параметрів. Так для забезпечення мінімального допустимого радіуса кривизни робочого органу до 0,5м оптимальними є наступні межі конструктивних параметрів: $R_{II}=10...20$ мм; $r_n=4,13...4,63$ мм; $h=2...4$ мм; $r=4,55...4,95$ мм; $L=80...160$ мм.

Література

1. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин [Текст] / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский. – Львов: Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 176с.
2. Вітровий, А.О. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра [Текст] / А.О. Вітровий, Р.Б. Гевко // Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". – Вип. 4. – Луцьк: Видавництво ЛДТУ, 1998. – С. 34–36.
3. Павлова І.О. Обґрунтування параметрів гнучкого валу гвинтового конвеєра [Текст] / І.О. Павлова // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. – Вип. 12. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2004. – С. 108–115с.
4. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.02.02 „Машинознавство” [Текст] / Р.Я. Лещук. – Львів, 2004. – 148с.
5. Рогатинський Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів [Текст] / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.С. Дячун – Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 278 с.
6. Owen P.J. and Cleary P.W. (2009) - “Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM)”, Powder Technology, 193(3), P. 274-288.;
7. J. W Fernandez, P. W. Cleary, W. Bride. (2009) - “Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder”, Seventh international conference on CFD in the minerals and process industries CSIRO, Melbourne, Australia 9-11 December.;
8. Hu G., Chen J., Jian B., Wan H., Liu L. (2010) -Modeling and simulation of transportation system of screw conveyors by the discrete element method. International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering, MACE2010, Article number 5536244, P. 927-930;
9. Zareiforush, H., Komarizadeh, M.H., Alizadeh, M.R. (2010) - Effect of crop-screw parameters on rough rice grain damage in handling with a horizontal screw conveyor. Journal of Food, Agriculture and Environment Volume 8, Issue 3-4 PART 1, July, P. 494-499.
10. Григорьев А.М. (1972) - Винтовые конвеєры. Машиностроение., - 286 с., Москва;
11. Гевко Б.М. та ін. (1993) - Механізми з гвинтовими пристроями. Вища школа, -205 с., Львів;

12. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. (1989) - Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Выща школа, – 175 с., Львов;
13. Гевко І.Б. (2008) - Гвинтові транспортно-технологічні механізми. Розрахунок і конструювання. ТДТУ ім. Івана Пулюя, - 307с., Тернопіль;
14. Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Драган А.П., Новосад І.Я. (2008) - Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей. - СМП “Тайп”, 367с., Тернопіль;
15. Гевко І.Б., Комар Р.В., Лещук Р.Я., Новосад І.Я. (2005) - Патент №18401. Україна. Гвинтовий робочий орган соковитискача. Бюл. №7, - 4 с.
16. Gevko I.B., Lyashuk O.L., Rogatinska L.R., Zolotuy R.Z., Lyubachivskyy R.O. (2013). – Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyer. International symposium: ISB-INMA TEN’2013. «Agricultural and Mechanical Engineering » 2013. pg. 175-182, Bucharest. ISIN 2344-4118.
17. Loveikin V., Chovniuk Yu., Kulyk V. 2012. Optimizatsiia rezhimov kolebaniy zernovykh smesei pri nalichii sukhogo treniia. Motrol – Motoryzacja I energetyka rolnictva. Lublin, Tom 14, v3, 140-149
18. Ловейкін В.С. Багатомасова модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу зі змінним опором / В.С. Ловейкін, А.В. Яворська // Motrol. – 2011. Том 13В. – С. 124 – 129.
19. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Гевко М.Р., Клендій М.Б. Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів секційного шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2009. – Випуск 1 - С.212-216.
20. Вітровий А.О., Гевко Р.Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра //Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". - Вип. 4. -Луцьк: Видавництво ЛДТУ. -1998. -С. 34-36.
21. Lytvynov O. Towards the dynamic calculation of machines / O. Lytvynov, W. Tana Ğ // Motrol. -2006. -Том 8А Р. 210-223.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.356.2

© Б.М. Гевко д.т.н., П.В. Босюк, І.Б. Гевко к.т.н., О.П. Скиба к.т.н.
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя.

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ДВОХСТОРОННЬОЇ ДІЇ

Метою даної роботи є обґрунтування параметрів та розробка методики розрахунку основних конструктивно-силових параметрів пари контакту розробленого пристрою. Дослідження проводилися з використанням теорії машин і механізмів, методів пошуку і синтезу технічних систем інженерної творчості й вибору раціональних технічних рішень, положень класичної механіки, основ конструювання машин, а також за допомогою спеціально розроблених прикладних програм для ПЕОМ. Використовували методи математичного моделювання робочих процесів з використанням сучасних пакетів прикладних програм.

ГАЛЬМІВНІ ЕЛЕМЕНТИ, ЗАПОБІЖНА МУФТА ДВОХСТОРОННЬОЇ ДІЇ, ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ, РОБОЧИЙ ХІД КОНТАКТНОЇ ЛАНКИ.

Постановка проблеми. Муфти входять до складу більшості сільськогосподарських агрегатів та механізмів і мають значний вплив на їх експлуатаційні і технічні характеристики. Поряд із передачею обертового руху муфти виконують ще й інші функції. Зокрема це захист від перевантаження, компенсація зміщень з'єднаних валів, амортизація поштовхів, ударних навантажень та вібрацій, що супроводжують роботу різного роду машин та механізмів, а також зміна напрямку обертання. При проектуванні нових конструкцій муфт постійною є проблема вибору їх оптимальних параметрів в залежності від їх співвідношення, умов експлуатації, бажаних функціональних характеристик та багатьох інших факторів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питання визначень взаємозалежностей конструктивно-силових параметрів обгінних муфт розглянуті у працях В.С. Полякова, І.Д. Барбаша, В.О. Малащенко, В.Т. Павлице [1, 2, 3]. Проте розрахунок кожного пристрою має свою специфіку, оскільки кожна із конструкцій характеризується наявністю тих чи інших конструктивних елементів, які впливають на характер їх спрацювання.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки "Новітні та ресурсозберігаючі технології в

промисловості, енергетиці та агропромислового комплексу” на 2006-2015 роки.

Метою даної роботи є розробка методики розрахунку основних конструктивно-силових параметрів пари контакту розробленого пристрою.

Результати дослідження. Робота муфти обгону двохсторонньої дії (рис. 1) здійснюється наступним чином. Обертовий момент передається від привідної зірочки 1 на зовнішню обойму 2, кільце 10 і розрізні циліндричні гальмівні сектори 4. Останні передають обертовий момент на гальмівні елементи 12 і вал 3, який обертає робочий орган силосозбирального комбайна чи іншої машини (на кресленні не показано).

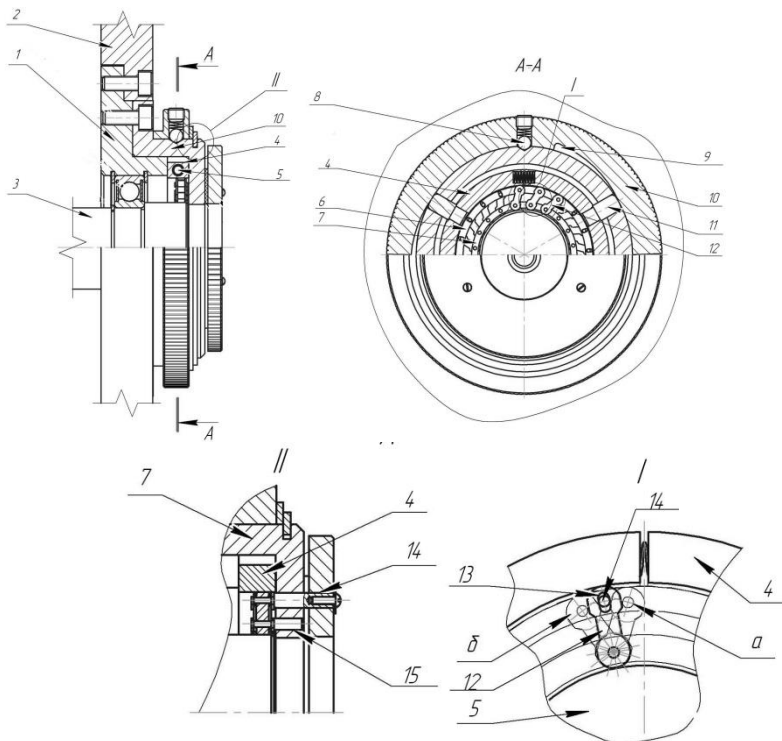


Рис. 1 - Обгінна муфта

Нижній сепаратор 7 за допомогою пальців 15 закріплено до кільця 10, а верхній 6 пальцями 14 до шайби. Нижніми отворами гальмівні елементи 12 є у взаємодії з пальцями 14 з можливістю відносного переміщення і які жорстко закріплені до торця

внутрішнього сепаратора 7, а верхні розгінні видовжені отвори 13 виконані у вигляді розгінних видовжених пазів, які є у взаємодії з пальцями 14, які жорстко закріплені до торця зовнішнього сепаратора з можливістю відносного переміщення. Якщо гальмівні елементи 12 в механізмі знаходяться під нахилом вправо (поз. а, рис. 1), то вал 3 вільно обертається проти годинникової стрілки. Зворотній рух вала неможливий через заклинювання гальмівних елементів 12 між сегментом 4 та валом 3.

Для зміни руху вала 3 необхідну повернути кільце 10 таким чином, щоб направляючі пальці 8 опинилися у виймці тим самим циліндричні гальмівні сектори 12 за допомогою пружин 5 збільшують свій внутрішній діаметр і звільняють гальмівні елементи від навантаження. За допомогою шайби переміщують верхній сепаратор 6 вліво (поз. б, рис. 1), для чого виконані розгінні пази. Кільце 10 повертається назад до фіксації його кулькою 8. При цьому вал 3 вільно обертається в протилежну сторону (за годинниковою стрілкою).

Дана обгінна муфта передає крутний момент за рахунок самозаклинювання гальмівних елементів під час їх контакту із внутрішньою поверхнею зовнішньої обойми пристрою. Умова само заклинювання забезпечується комплексною дією сил тертя в точках контакту безпосередньо зовнішніх поверхонь контактних ланок внаслідок їх провертання на своїх осях.

Згідно розрахункової схеми (рис. 2) результуючу силу F_p , яка протидіє силі контакту W гальмівних елементів, яка є складовою умови самозаклинювання, можна виразити через нормалі сили N_1 і N_2 , що виникають на поверхнях контакту осі і пазів контактної ланки.

$$F_p = N_1 \sin(\alpha/2) + N_2 \sin(\alpha/2) = \sin(\alpha/2)(N_1 + N_2), \quad (1)$$

де α – кут нахилу поверхні контактної ланки.

Згідно розрахункової схеми умова рівноваги сил, при якій забезпечується умова самозаклинювання гальмівних елементів, є наступною

$$W \geq F_p \cos(\alpha/2) + F_{T1} \cos(\alpha/2) + F_{T2} + F_{TK} / [tg(\alpha/2)]; \quad (2)$$

$$W \geq F_p \cos(\alpha/2) + F_{T1} \cos(\alpha/2) + F_{T2} + \frac{F_{TK} \cos(\alpha/2)}{\sin(\alpha/2)}; \quad (3)$$

$$W \geq F_{T2} + \cos(\alpha/2) \left(F_p + F_{T1} + \frac{F_{TK}}{\sin(\alpha/2)} \right). \quad (4)$$

Значення сил тертя можна виразити через одну із нормалей N_1 або N_2 . Відповідно сила тертя рівна [1]

$$F_{T1} = N_1 f ; \quad (5)$$

$$F_{T2} = N_2 f ; \quad (6)$$

$$F_{TK} = N_1 f / \cos(\alpha/2), \quad (7)$$

де f – коефіцієнт тертя.

З урахуванням рівності (1) і залежностей (5), (6), (7) умову забезпечення самозаклинювання гальмівних елементів можна записати у наступному вигляді

$$W \geq N_2 (f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)) + N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right]. \quad (8)$$

Як видно із розрахункової схеми нормальна сила N_2 є протилежно напрямленій силі контакту F_K , але рівною їй за значенням.

$$N_2 = F_K. \quad (9)$$

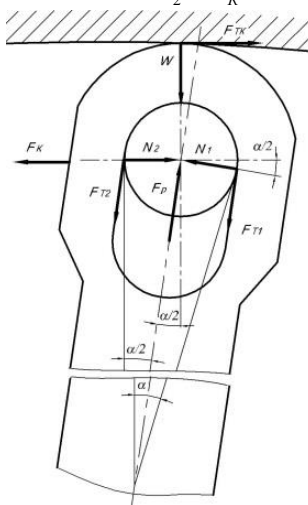


Рис. 2 - Розрахункова схема сил контакту гальмівного елемента в зачепленні муфти

Тобто силу контакту між однією ланкою і внутрішньою поверхнею муфти знайдемо з умови (8)

$$N_2 (f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)) \leq W - N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right]$$

$$N_2 \leq \frac{W - N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right]}{f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)}, \quad (10)$$

відповідно сила контакту однієї ланки рівна

$$F_K = \frac{W - N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right]}{f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)}. \quad (11)$$

Значення сили контакту можна розрахувати згідно розрахункової схеми наведеної на рисунку 3.

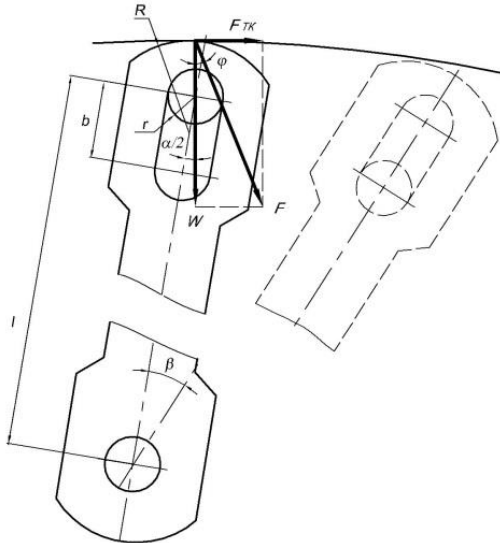


Рис. 3 – Розрахункова схема для визначення залежності між моментом і силою контакту гальмівних елементів

Відповідно момент в кінцевому положенні контактної ланки рівний

$$Nl = W [R \sin \varphi + r + b \sin(\alpha/2 + \varphi)]. \quad (12)$$

Із виразу $R = (b - r) / \sin \varphi$ визначив $b = R \sin \varphi + r$ і підставивши у залежність (12) отримаємо

$$Nl = W [b + b \sin(\alpha/2 + \varphi)], \quad (13)$$

де b – величина робочого ходу контактної ланки; φ – кут тертя.

Після відповідного перетворення отримаємо кінцеву залежність між моментом і силою контакту

$$M = Wb[1 + \sin(\alpha/2 + \varphi)]. \quad (14)$$

Метою подальших розрахунків є встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу b і кутом β провертання контактної ланки.

Згідно розрахункової схеми (рис. 3) під час передачі крутного моменту відбувається заклинювання поверхонь контактних ланок гальмівних елементів внутрішньою поверхнею муфти, тобто опорна площина ланки переміщується з положення 1 в положення 2, відповідно величина переміщення визначається лінійним переміщенням вісі контактної ланки по її пазу, дана величина i є величиною робочого ходу b . Між даною величиною i і кутом β провертання контактної ланки відносно нерухомої осі O існує відповідна залежність, яку можна встановити згідно розрахункової схеми (рис. 4).

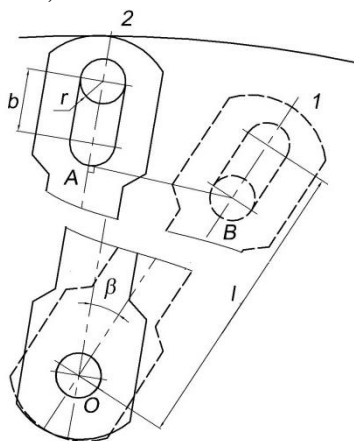


Рис. 4 – Розрахункова схема для встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу і кутом провертання гальмівного елемента

Для встановлення даної залежності розглянемо трикутник ABO (рис. 4), згідно якого

$$AO = OB \cdot \cos \beta. \quad (15)$$

Згідно розрахункової схеми величина OB рівна

$$OB = l - b. \quad (16)$$

Підставивши рівність (16) у формулу (15) отримаємо

$$AO = (l - b) \cdot \cos \beta . \quad (17)$$

Також згідно розрахункової схеми величина AO рівна

$$AO = l - b - r . \quad (18)$$

Прирівнявши залежності (17) і (18) отримаємо співвідношення

$$(l - b) \cdot \cos \beta = l - b - r . \quad (19)$$

Шляхом подальших перетворень отримаємо

$$b - b \cdot \cos \beta = l \cdot \cos \beta + l - r ; b(1 - \cos \beta) = l \cdot \cos \beta + l - r ;$$

$$b = \frac{l \cdot \cos \beta + l - r}{(1 - \cos \beta)} . \quad (20)$$

Рівність (20) і є шуканим співвідношенням між величиною робочого ходу і кутом провертання гальмівних елементів.

Для встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу і кутом провертання контактної ланки проведемо теоретичне дослідження рівності (20) шляхом підстановки числових значень відстані між осями контактної ланки l , радіуса осі r та кута її провертання β . Під час теоретичного дослідження числові значення в межах $l=20\dots60$ мм; радіуса осі $r=2\dots5$ мм; кута провертання $\beta=10\dots25^\circ$.

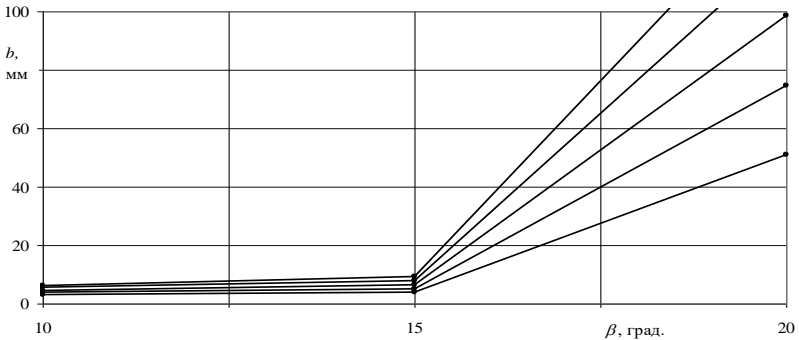


Рис. 5 – Залежність величини робочого ходу гальмівних елементів від кута провертання контактної ланки

Шляхом аналізу числових даних отриманих в результаті розрахунку залежності (20), а також аналізуючи отримані графічні залежності $b = f(\beta)$ (рис. 5) встановлено, що співвідношення між величиною робочого ходу та кутом провертання контактної ланки має чітко виражену лінійну залежність в діапазоні кроку кута провертання

5°. Встановлено, що за межами 18...20° спостерігається різке зростання числового значення величини робочого ходу, що на практиці може свідчити про виникнення в даному діапазоні кутів умови само заклинювання. Проте для підтвердження даного припущення необхідна серія експериментальних досліджень.

Графічні залежності, які представлені на рис. 5, дають змогу комплексно оцінити вплив того чи іншого параметра (при заданих інших), на величину зміщень гальмівних елементів обгінної муфти в процесі забезпечення умови само заклинювання необхідної для передачі крутного моменту, а також можуть бути основою для розробки інженерної методики проектування аналогічних пристроїв.

Висновки. Розроблена конструкція запобіжної муфти двохсторонньої дії приводів сільськогосподарських машин з гальмівними елементами у вигляді вісімки з поздовжнім пазом верхнього отвору, отвори гальмівних елементів встановлені на пальці для їх точного центрування. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів муфти двохсторонньої дії.

Література

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
2. Малащенко В.О., Гащук П.М., Сороківський О.І., Малащенко В.В. Кулькові механізми вільного ходу. – Львів: Новий Світ - 2000, 2012. – 212 с.
3. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 383 с.
4. Кульові механізми вільного ходу / [Малащенко В.О., Гащук П.М., Сороківський О.І., Малащенко В.В.]. - Львів: "Новий світ 2000", 2012. – 212 с.
5. Пат. 87248 UA, МПК (2014.01) F16D 41/00. Муфта обгону двосторонньої дії / Дзюра В.О.; Ляшук О.Л.; Дячун А.С.; Босюк П.В., заявники Дзюра В.О.; Ляшук О.Л.; Дячун А.С.; Босюк П.В. – № u201311392; Заявл. 26.09.2013. Опубл. 27.01.2014. Бюл. № 2. – 6 с.
6. Малащенко В.О., Мартинців М.П., Пінчук А.В. Розподіл питомого тиску на бокових поверхнях кілець фрикційної муфти підвищеної навантажувальної здатності // Наук. вісн. УДАУ. – 2005. – Вип. 15.2. – С. 51–56. 5. Пат. 53242A Україна. Дискава фрикційна муфта / В.О. Малащенко, А.В. Пінчук. – 2003. – Бюл. № 1.
7. Рогатинский Р., Нагорняк Г. Структурно-схемний синтез відцентрових запобіжних муфт // Матеріали п'ятої наукової

конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. – Тернопіль: ТДТУ. – 2001. – С. 76.

8. Гевко І. Б. Дослідження характеристик запобіжних пристроїв машин / І. Б. Гевко // *Машинознавство*. – 1997. – № 4–6. – С. 17–21.

9. В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. *Справочник по муфтам*. - Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 352 с.

10. Гевко Б.М., Флик Э.П., Матвийчук А.В., Дубик О.И. Стенд для испытания характеристик приводных устройств сельскохозяйственных машин / *Рукопись деп. в УкрНИИТИ, №258, Ук-84*. - К.: - 1984. С. 16.

11. Гевко Р.Б. Разработка конструкций и определение функционально-эксплуатационных характеристик шариковых предохранительных муфт: Дис... канд. тех. наук: 05.02.02 – Львов, 1990. – 180 с.

12. Дьяченко С.К., Киркач Н.Ф. *Предохранительные муфты*. - К.: Гостехиздат УССР, 1962. -120 с.

13. Иванов Е.А. *Муфты приводов*. - М.: Машгиз, 1959. – 412 с.

14. Испытания сельскохозяйственной техники / С.В. Кардашевский, Л.В. Погорельый, Г.М. Фурман и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 320 с.

15. Ниберг Н.Я. *Муфты. Детали машин. Справочник*. - М.: Машиностроение, 1968. – 440 с.

16. Ногин В.Д., Протодяконов Н.О., Євлампов І.І. *Основы теории оптимизации*. - М.: Высшая школа, 1986. – 146 с.

17. Поляков В.С., Барбаш И.Д. *Муфты. Конструкции и расчет*. Изд.4, переработ. и доп. - Л.: Машиностроение, 1973. – 336 с.

18. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. *Справочник по муфтам*. /Под ред. проф. В.С.Полякова. - Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1979. – 343 с.

19. Rupeta U., Leparczyk D., Potoczny M. (2012) – Безпека тертя зчеплення патент PL 393978 (A1). МПК F16D 7/00, PL 20110393978 20110221, Польща, пар. 3.

20. Gevko R.B., Klendiy O.M. – The investigation of the process of the actuation of the safety device of a screw conveyer, *INMATEH: Agricultural engineering*, vol. 42, no. 1/2014, pg. 55-60, Bucharest, Romania.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

© Б.М. Гевко д.т.н., О.П. Скиба к.т.н., С.Л. Мельничук, О.А. Колесник
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЛЕБІДКИ ПЕРЕНОСНОЇ ПІДВИЩЕНОЇ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ

Описана конструкція нової переносної лебідки з підвищеним ресурсом згинної міцності в якій в якості опори використовують труби з зовнішніми півкруглими виступами, які розміщено рівномірно по колу. Встановлено, що навантажувальна здатність опорної труби з зовнішніми півкруглими виступами в порівнянні з циліндричними різних типорозмірів із циліндричною опорною трубою за попередніми розрахунками є у 4..10 разів більшою ніж звичайної циліндричної.

ЛЕБІДКА ПЕРЕНОСНА, ГВИНТОВІ ОПОРИ, НАВАНТАЖУВАЛЬНА ЗДАТНІСТЬ, ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ.

Постановка проблеми. Переносні піднімально-транспортні лебідки (ППТЛ) з гвинтовими опорами широко використовуються для піднімання, опускання вантажів, буксирування автомобілів та вантажів, натягування ліній радіо та електропередач, при вирощуванні хмелю та винограду, при прокладанні різних типів проводів, трубопроводів в земельні та підводні траншеї і на узбережжях рік, озер і морів, де останнім часом встановлюють спортивно-розважальні комплекси, а також для будівельних і ремонтних робіт, де відсутні будь-які опори.

Нами розроблена переносна лебідка з підвищеним ресурсом згинної міцності в якій в якості опор використовують труби з зовнішніми півкруглими виступами, які розміщені рівномірно по колу. При цьому внутрішній отвір є у взаємодії з опорною циліндричною трубою і рукояткою, поперечний переріз якої є аналогічний форми внутрішнього профілю опори з можливістю відносного переміщення. Нижній кінець циліндричної опорної труби виконано з заглушкою перпендикулярно її осі з шестигранним центральним отвором, який є у періодичній взаємодії з конічним шестигранним кінцем приводної рукоятки для намотування троса на барабан.

Встановлено, що навантажувальна здатність опорної труби з зовнішніми півкруглими виступами в порівнянні з циліндричними різних типів типорозмірів із циліндричною опорною трубою за

попередніми підрахунками є у 3...8 разів більшою ніж звичайної циліндричної.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями використання і дослідження піднімально-транспортних машин присвячені роботи вчених Красникова В.В. [1], Іванченка Ф.К. [2], Вайсона А.А. [3], Мартинціва М.П. [4], Александрова М.П.[5] та багатьох інших вчених . Дослідження переносних лебідок з гвинтовими опорами присвячена дисертаційна робота Колесника О.А. [6]. Основний недолік останньої розробки малі навантаження на згин опори.

Мета роботи. Розроблення і дослідження переносних гвинтових опор підвищеної навантажувальної здатності на згин.

Результати дослідження. Нами розроблена конструкція переносної лебідки підвищеної навантажувальної здатності і дослідження її параметрів, яка зображена на рис.1. виконана у вигляді трубчастої опори 1 конусної форми до низу, яка виконана пустотілої циліндричної форми з зовнішніми півкруглими виступами 2, які розміщені рівномірно по колу з приводною циліндричною трубою 3 з можливістю кругового провертання, з нижнього торця якої виконана заглушка 4 перпендикулярно до осі труби з шестигранним центральним отвором 5, який є в періодичній взаємодії з конічним шестигранним кінцем 6 приводної рукоятки 7 для намотування троса 8 на барабан 9.

Крім цього у верхній частині приводної циліндричної труби 3 жорстко приварена підставка 10 перпендикулярно до її осі, на якій встановлена собачка 11 на осі 12 храпового колеса 13. Характерною особливістю лебідки переносної є те, що для її роботи використовують дві рукоятки 7 різної форми. Для загвинчування конусної профільної опори 1 в ґрунт використовують рукоятку 14 (фіг.2), зовнішній профіль якої є аналогічним до внутрішнього профілю опори 1, а для намотування канату 8 використовують рукоятку 7, нижній кінець якої входить у шестигранний отвір 15 опорної циліндричної труби 3. Особливістю рукоятки 7 для намотування канату (фіг.1) є те, що верхній її кінець виконано у вигляді рифленої втулки 15 і виїмки 16 у верхній частині опори 3 з можливістю тільки кругового провертання. Крім цього нижній кінець цієї рукоятки виконано шестигранної форми 6 з конічним низом, який вільно входить в шестигранний отвір 5 знизу заглушки 4 опорної труби 3.

Зовні до гвинтової опори 1 приварена гвинтова спіраль 17, по внутрішньому діаметрі якої виконані радіусні впадини форми півкруглих виступів 2 опорної труби 1.

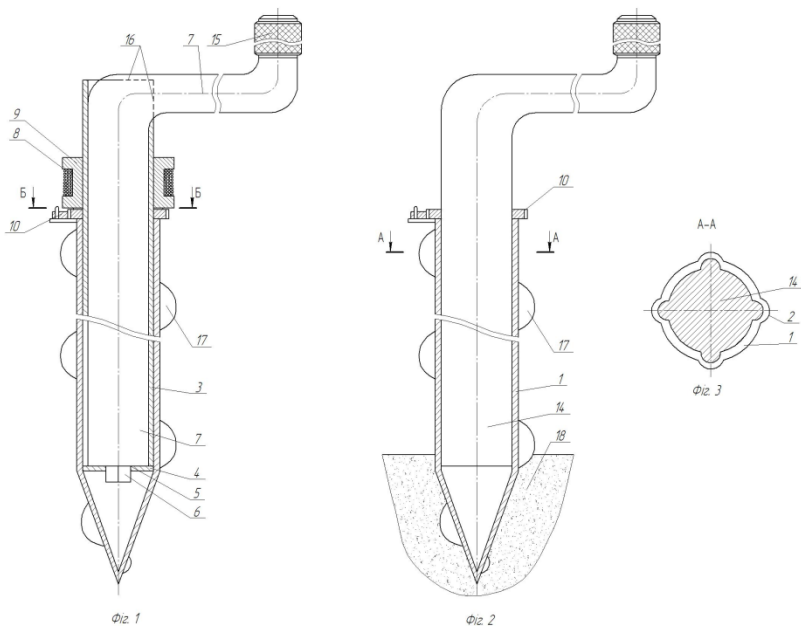


Рис.1 – Лебідка переносна

Робота лебідки переносної здійснюється наступним чином в 2 етапи. Перший етап: в центральний отвір гвинтової опори 1 встановлюють рукоятку 14 для заглиблення опори в ґрунт 18 за рахунок її закручування на певну глибину. Після цієї операції рукоятку 14 виймають з внутрішнього отвору опори 1 на її місце встановлюють приводну трубу 3 з рукояткою 7 для намотування канату 8 на барабан 9 з відповідним вантажем і вантаж, який прикріплений до кінця троса 8 переміщується на кресленні не показано. При закінченні намотування троса його фіксують опорною собачкою 11.

До переваг переносної лебідки відноситься підвищення її навантажувальної здатності і відпрацювання конструкції на технологічність

Для визначення допустимої сили P натягу каната складемо аналітичну залежність для визначення допустимої сили натягу канату лебідки:

$$P = \frac{\sigma_{зм} (n \cdot l_3 \cdot B \cdot \sqrt{(2\pi R_c)^2 + T^2 + \frac{2}{3} l_2^2 \cdot D})}{l_1 + l_2}$$

де, $\sigma_{зм}$ - напруження зминання ґрунту, Н/мм²; B - ширина витка спіралі опори, мм; n - кількість витків в ґрунті; R_c - середній радіус спіралі, мм; D - зовнішній діаметр гвинтової опори, мм; P - сила натягу канату лебідки, Н; l_1 - висота кріплення канату лебідки над поверхнею ґрунту, мм; l_2 - глибина загвинчування опори, мм; T - крок витка спіралі.

Отже, як видно з формули, визначаючими факторами, які впливають на величину допустимої сили P є напруження зминання ґрунту та загальна площа елементів загвинченої опори, при цьому необхідно забезпечити мінімально допустиму величину розміщення точки набігання канату на барабан лебідки.

Для проведення досліджень спроектовано серія гвинтових опор (рис.2) двох типів різних типорозмірів, конструктивні параметри яких представлені в таблиці 1. Перший характерний тим, що в якості осьової опори використовується суцільний стержень, а в другому – трубу.

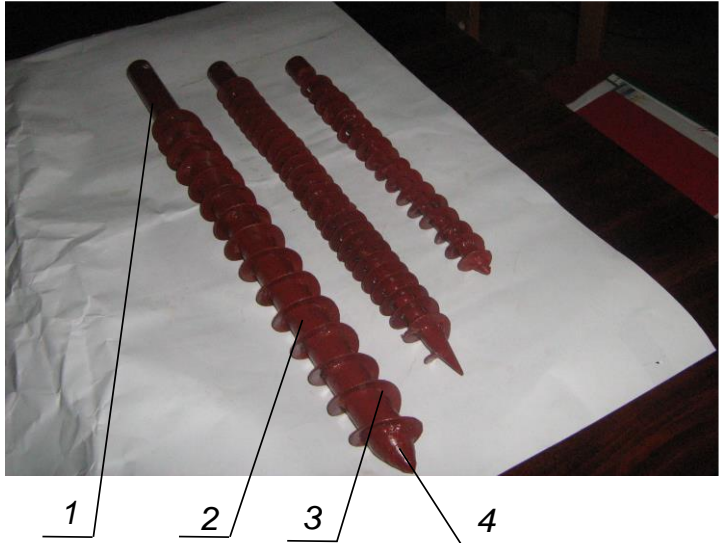


Рис. 2 – Експериментальні зразки гвинтових опор різних типорозмірів: 1 – корпус опори; 2 – циліндричний стержень; 3 – гвинтова спіраль шнека; 4 – конічна насадка

Для проведення досліджень спроектовані і виготовлені три типи різних гвинтових опор. Перший характерний тим, що в якості опори використовують суцільний стержень, в другому – циліндричну трубу і третя – циліндрична труба з зовнішніми радіусними виступами. В якості гвинтових опор використовували одновиткові і двох виткові опори. Матеріал стержня і труб – Ст3, Ст08кp або 65Г.

На рис. 3 представлено графічні залежності сили натягу канату від глибини загвинчування гвинтової опори з різною шириною спіралі витка. З графіка видно, що із збільшенням глибини загвинчування опори в ґрунт і збільшенням ширини витка спіралі шнека зусилля натягу канату збільшується.

Таблиця 1 – Конструктивні параметри гвинтових піднімально-транспортної лебідок

№ n/n	Tun	D, мм	d, мм	L, мм	l, мм	t, мм
1	1	22	12	400	360	12
2		31	15	400	360	16
3		38	18	500	460	20
4		46	22	500	460	25
5		55	25	600	560	30
6	2	80	40	600	645	50
7		100	60	1100	945	60
8		120	70	1200	1345	70

На рис. 4 представлено графічні залежності зусилля натягу канату від ширини витків спіралі гвинтової опори.

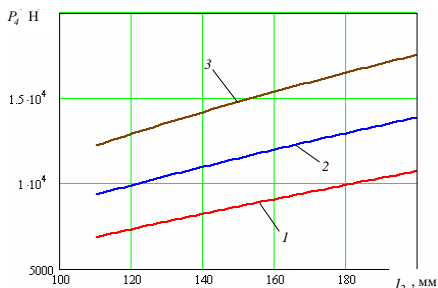


Рис. 3 - Графік залежності сили натягу каната від глибини загвинчування опори: 1 – B=15мм; 2 – B=20мм; 3 – B=25мм

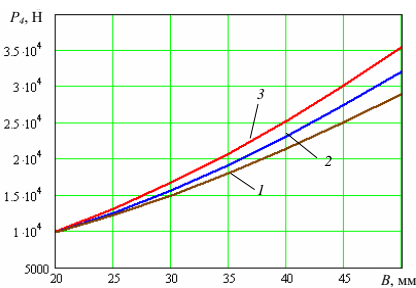


Рис.4 - Графік залежності сили натягу каната від ширини витків спіралі гвинтової опори: 1 – l2=110мм; 2 – l2=130мм; 3 – l2=180мм

На основі проведених досліджень можна зробити наступні **висновки**. Приведена конструкція лебідки переносної підвищеної навантажувальної здатності. Спроектвані і виготовлені гвинтові опори 3^x типорозмірів діаметрами 22-120мм і довжиною 400...1200мм. Розроблена методика проведення експериментальних досліджень з використанням “Altivar71”.

Література

1. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины. М.:Агропромиздат, 1987.-464 ст.
2. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини.-К.:Вища школа, 1993.-414 с.
3. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины. М.:Машиностроение,1975. -431 с.
4. Мартинців М.П., Бичинюк І.В., Матвійшин М.В. Вибір сталевих канатів для оснащення підвісних лісо транспортних установок./Сб. науч.Тр.стальные канаты №5.-Одесса. Астропринт.2007-175-182 с.
5. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. .- М.:Вища школа, 1985.-431 с.
6. Колесник О.А. Обґрунтування параметрів піднімально-транспортних лебідок з гвинтовими опорами. Автореф. канд. техн. наук. Тернопіль, 2009. – 21 с.
7. Деклараційний патент №20111 Україна. Піднімально-транспортна лебідка. Гевко І.Б., Колесник О.А. та інші. Бюл.№1, 2007.
8. Патент №278031 Україна. Лебідка піднімально-транспортна. Ляшук О.Л., Колесник О.А. Бюл.№18,2007.
9. Патент №35276 Україна. Стенд для дослідження характеристик піднімально-транспортних лебідок. Ляшук О.Л., Колесник О.А. Бюл.№18,2007.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358:633.521

© І.М. Дударев, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

Я.В. Оласюк, Ю.А. Хомич, А.В. Хомич, к.т.н.

Любешівський технічний коледж Луцького НТУ

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СТРІЧКИ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО ПІСЛЯ ЇЇ ОБМОЛОЧУВАННЯ

У статті представлено результати експериментальних досліджень з визначення параметрів стрічки стебел льону олійного після її обмолочування.

ПРИСТРІЙ, ОБМОЛОЧУВАННЯ, СТРІЧКА, ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, ПАРАМЕТРИ СТРІЧКИ.

Постановка проблеми. Вирощування льону олійного в умовах Західного Полісся України дозволяє отримати окрім традиційної насінневої частини урожаю ще й стеблову частину, яка містить до 20...22% волокна. Існуючі конструкції пристроїв для відокремлення насінневої частини урожаю, що розроблені для льонувовгунця, малоприматні для льону олійного, що пов'язано з анатомічними та морфологічними особливостями даної культури. Тому актуальним є розробка пристрою для відокремлення насінневої частини урожаю льону олійного та дослідження параметрів стрічки льону олійного після її обмолоту на даному пристрої.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням процесу обмолочування стрічки льону та обґрунтуванням конструкцій пристроїв для його реалізації займалися такі науковці як Г.А. Хайліс, М.І. Шликов, М.М. Ковальов, Б.П. Можаров, О.О. Налобіна, С.Г. Порфіреєв, М.А. Демидюк, І.В. Тараймович, Т.В. Терлецький, та ін. [1 – 5]. Значна увага у дослідженнях приділялася питанням визначення параметрів стрічки льону після її обмолочування чи обчислення на пристроях різної конструкції. Співавторами статті запропонована конструкція пристрою для обмолочування стрічки льону олійного [6 – 8], що потребує додаткових досліджень з визначення параметрів стрічки льону після її обмолочування на запропонованому пристрої.

Мета дослідження – дослідити параметри стрічки льону олійного після обмолочування на пристрої запропонованої конструкції.

Результати дослідження. Для забезпечення максимального виходу волокна з стеблової частини льону олійного необхідно, щоб під

час обмолочування стрічки льону пошкодження та втрата продуктивної частини стебел були мінімальними, тобто необхідно дотримуватися агротехнічних вимог, які висуваються до роботи пристроїв для обробки стрічки.

Для дослідження параметрів стрічки льону олійного після обмолочування пристроєм запропонованої конструкції [6 – 8] формувався елемент стрічки стебел льону олійного сорту Лірина з розрахунку 800, 1000 та 1200 стебел на 1 пог. м стрічки з відносною вологістю стебел $W = 35 \pm 2$ %. Стебла льону олійного бралися без пошкоджень загальною довжиною 60...65 см та технічною довжиною 30...35 см. У стрічці забезпечувалося паралельне вкладання стебел без розтягнутості з початковим значенням кута їх перекосу $\zeta = 0$. Досліди проводили на запропонованому пристрої при кутовій швидкості обертання барабана $\omega = 4,4$ рад./с, кутовій швидкості обертання затискного транспортера $\omega_{mp} = 2,5$ рад./с та коефіцієнті ущільнення стрічки в робочій зоні барабана $k = 3,4 \dots 3,8$.

Після проходження елемента стрічки льону олійного через пристрій підраховувалася кількість пошкоджених стебел з врахуванням виду пошкодження та розраховувалися за формулами показники, що характеризують:

- кількість стебел у стрічці з розривом продуктивної частини стебла:

$$\eta_{pc} = \frac{n_{pc}}{n_{cm}} \cdot 100\% ; \quad (1)$$

де n_{pc} – кількість стебел у 1 пог. м стрічки з розривом продуктивної частини стебла, шт.; n_{cm} – загальна кількість стебел у 1 пог. м стрічки, шт.;

- кількість стебел у стрічці із зломом:

$$\eta_{zc} = \frac{n_{zc}}{n_{cm}} \cdot 100\% ; \quad (2)$$

де n_{zc} – кількість стебел у 1 пог. м стрічки із зломом, шт.;

- кількість скручених стебел у стрічці:

$$\eta_{cc} = \frac{n_{cc}}{n_{cm}} \cdot 100\% ; \quad (3)$$

де n_{cc} – кількість скручених стебел у 1 пог. м, шт.;

- кількість розмочалених стебел у стрічці:

$$\eta_{mc} = \frac{n_{mc}}{n_{cm}} \cdot 100\% ; \quad (4)$$

де n_{mc} – кількість розмочалених стебел у 1 пог. м стрічки, шт.;
 - сумарна кількість пошкоджених стебел у стрічці:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{pc} + \eta_{zc} + \eta_{cc} + \eta_{mc} ; \quad (5)$$

де η_{Σ} – сумарна кількість пошкоджених стебел у 1 пог. м стрічки, %.

Результати досліджень представлені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Показники, що характеризують пошкоджених стебел льону олійного у стрічці після проходження пристрою

Показник, %	Кількість стебел у 1 пог. м стрічки n_{cm} , шт.		
	800	1000	1200
n_{pc}	0,94	1,19	1,29
n_{zc}	0,27	0,35	0,38
n_{cc}	0,12	0,18	0,22
n_{mc}	0,03	0,06	0,12
η_{Σ}	1,36	1,78	2,01

Аналіз досліджень показує, що із збільшенням кількості стебел льону олійного на 1 пог. м стрічки відбувається збільшення значень усіх показників η_{pc} , η_{zc} , η_{cc} , η_{mc} та η_{Σ} . Це пояснюється тим, що збільшується товщина стрічки, а, відповідно, погіршуються умови затягування її верхівкової частини у простір між вальцями та опорною поверхнею. Як результат, протягування верхівкової частини стебел вперед у напрямку обертання барабана та намотування їх на обертові елементи пристрою. Загальний відсоток пошкоджених стебел після обробки стрічки знаходиться в межах $\eta_{\Sigma} = 1,36...2,01$ %, що не перевищує допустимого значення, яке згідно агротехнічних вимог складає 3 %.

Також було досліджено кут перекосу стебел у стрічці після проходження пристрою, результати представлені у таблиці 2. У результаті аналізу експериментальних даних встановлено, що із збільшенням кількості стебел на 1 пог. м стрічки льону олійного відбувається збільшення значення кута їх перекосу у стрічці ζ . Так при кількості стебел у стрічці $n_{cm} = 800$ шт./пог. м значення кута

перекосу $\zeta = 6,6^\circ$, при $n_{cm} = 1000$ шт./пог. м – значення кута перекосу складає $\zeta = 11,4^\circ$, при $n_{cm} = 1200$ шт./пог. м – значення кута перекосу складає $\zeta = 13,4^\circ$. Збільшення кута перекосу стебел із збільшення їх кількості на 1 пог. м стрічки зумовлено тим, що кутова швидкість обертання барабана ω більша за кутову швидкість обертання дискового затискного транспортера ω_{mp} . Крім того, із збільшенням товщини стрічки має місце протягування стебел вальцями в напрямку обертання барабана внаслідок погіршення умов затягування шару матеріалу у простір між вальцями та опорною поверхнею. За всіма варіантами дослідів значення кута перекосу стебел у стрічці після проходження пристрою складає $\zeta = 6,6...13,4^\circ$, що не перевищує допустимого значення, яке згідно агротехнічних вимог $\zeta = 20^\circ$.

Таблиця 2 – Результати досліджень з визначення кута перекосу стебел льону олійного у стрічці після проходження пристрою

Кількість стебел у стрічці n_{cm} , шт./пог. м	Кут перекосу стебел у стрічці за повторностями ζ , град.					
	1	2	3	4	5	середнє
800	6	7	7	7	6	6,6
1000	11	10	12	11	13	11,4
1200	14	12	15	13	13	13,4

Висновок. За результатами проведення експериментальних досліджень встановлено, що загальний відсоток пошкоджених стебел після обробки стрічки на пристрої запропонованої конструкції знаходиться в межах $\eta_{\Sigma} = 1,36...2,01$ %, що не перевищує допустимого значення, яке згідно агротехнічних вимог складає 3 %. Значення кута перекосу стебел льону олійного у стрічці після проходження пристрою складає $\zeta = 6,6...13,4^\circ$, що також не перевищує допустимого значення, яке згідно агротехнічних вимог складає $\zeta = 20^\circ$.

Література

1. Хайліс Г.А. Особливості переміщення опорної поверхні при роботі льоноплющильно-обчісувального апарата / Г.А. Хайліс, А.Ю.Горбовий, Ю.В. Федорусь // Сільськогосподарські машини: Зб.

наук. ст. – Вип. 16. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С. 186 – 190.

2. Шлыков М.И. Машины для обработки льна: (Обмолоточесывание головок) / М.И. Шлыков. – Москва – Ленинград: Госмашметиздат, 1932. – 99 с.

3. Можаров Б.П. Исследование, обоснование и разработка аппаратов для обмолота льна-долгунца: автореф. дисс... канд. техн. наук (410) / Б.П. Можаров; Всесоюз. науч.-исслед. ин-т с.-х. машиностроения им. В.П. Горячкина. – Москва, 1968. – 26 с.

4. Порфирьев С.Г. Исследование резервов повышения производительности льномолотильных агрегатов: автореф. дисс... канд. техн. наук / С.Г. Порфирьев; М-во сел. хозяйства СССР. Моск. ин-т механизации и электрификации сел. хозяйства. Кафедра эксплуатации машинно-тракт. парка. – Москва, 1959. – 19 с.

5. Налобіна О.О. Механіко-технологічні основи процесів взаємодії робочих органів льнозбирального комбайна з рослинним матеріалом: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11 / Налобіна Олена Олександрівна; Луцький держ. техн. ун-т. – Луцьк, 2008. – 476 с.

6. Пат. №66576 Україна, МПК А01D45/06. Пристрій для обмолочування льону / І.М. Дударєв, А.В. Хомич. Заяв. 14.06.2011; опубл. 10.01.2012; Бюл. № 1.

7. Хомич А.В. Обґрунтування процесу обробки стрічки льону в технологіях отримання волокна: дис...канд. тех. наук: 05.18.01 / Хомич Анатолій Васильович; Луцький нац. технічний ун-т. – Луцьк, 2012. – 155 с.

8. Дударєв І.М. Теоретичні основи розрахунку машин для універсальної технології збирання та післязбиральної обробки льону: Монографія / І.М. Дударєв. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2013. – 164 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 629.3.07

© В.І. Захачук, к.т.н., Г.А. Хайліс, д.т.н.

Луцький національний технічний університет

МЕТОДОЛОГІЯ ВИБОРУ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Висвітлено основні положення методології вибору альтернативних палив для технологічних транспортних засобів. Наведено результати розрахункових досліджень перспективності застосування альтернативних моторних палив в засобах технологічного транспорту методом комплексної оцінки технічної пристосованості двигуна до цих палив, екологічної безпеки транспортного засобу та економічної ефективності експлуатації.

МЕТОДОЛОГІЯ, АЛЬТЕРНАТИВНЕ ПАЛИВО, ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ, ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ.

Постановка проблеми. На сьогоднішній день у вартість моторного палива весь час зростає та погіршується екологічна ситуація в країні. Одним з основних шляхів виходу з цієї ситуації є адаптація дизелів до роботи на альтернативних паливах [1, 2, 3]. Можливість застосування певного виду альтернативного моторного палива (АМП) визначається його регіональними ресурсами, співвідношенням цін між альтернативними та традиційними паливами, затратами на адаптацію двигунів для роботи на АМП, на інфраструктуру доставки, зберігання та заправки техніки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В сільськогосподарському виробництві, комунальному господарстві та промисловості значна частина колісних тракторів використовується в якості технологічного транспорту. В цьому випадку передбачений їх заїзд в закриті приміщення та тривала робота в цих приміщеннях. Вже через декілька хвилин роботи в двигуна в закритому приміщенні гранично допустимі концентрації викидів з відпрацьованими газами шкідливих речовин перевищують норму [4]. Безперечно це негативно впливає на здоров'я працівників. Зменшити це негативне явище можна використанням альтернативних моторних палив. Стосовно технологічних транспортних засобів пріоритет по АМП належить біопаливам на основі рослинних олій та газовому паливу [5, 6]. Дослідженню показників транспортних засобів (ТЗ) при їх роботі на АМП присвячено значна кількість робіт, виконаних в Російській

Федерації [1, 2, 3], а також в НТУ, ХНАДУ, ХПІ [7, 8, 11]. Але на даний час відсутні комплексні дослідження системи «паливо-двигун-транспортний засіб», які з системних позицій дозволили б розробити методики оцінки впливу використовуваного палива на енергетичні, екологічні та економічні показники засобів технологічного транспорту.

Мета дослідження. Метою роботи є вибір моторного палива для такого виду технологічного транспорту, як колісний трактор МТЗ-80.

Результати досліджень. Методологічною основою вибору палив для транспортних засобів обрано системний підхід. Застосування системних принципів дозволило дослідження процесу експлуатації ТЗ на АМП здійснити на моделі експлуатаційної системи «паливо-двигун-транспортний засіб» (рис. 1) [8]. На вхід системи подається певний вид палива, яке характеризується своїм елементарним складом, нижчою теплотою згоряння, ціною та іншими показниками. Виходом системи є загальний критерій вибору палива. Системний аналіз показав, що методика вибору альтернативних видів палива повинна ґрунтуватися на оцінці за різними критеріями [7]. Дослідники сходяться на думці, що найбільш важливими є критерій технічної пристосованості двигуна до АМП, критерій екологічної безпеки ТЗ та критерій економічної ефективності експлуатації [5, 6, 7], які включає в себе загальний критерій вибору палива.

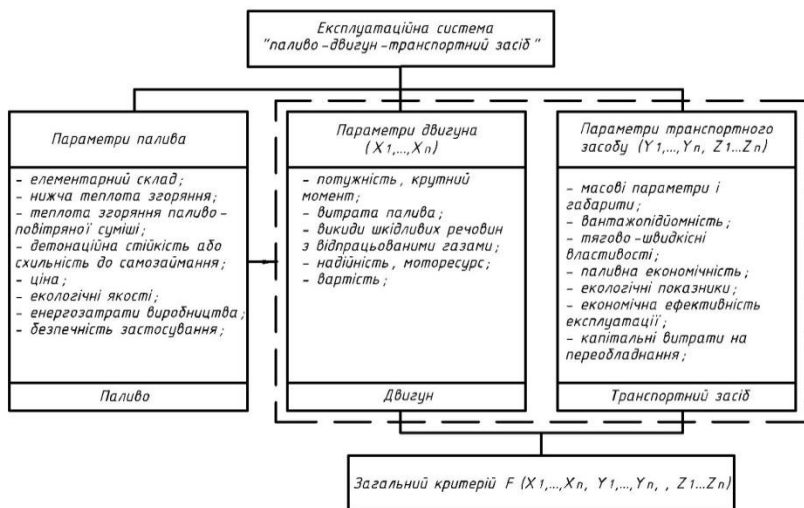


Рис.1 - Схема експлуатаційної системи «паливо-двигун-транспортний засіб»

Для комплексної оцінки експлуатаційних властивостей нафтового та альтернативних палив, а також енергетичних та паливо-економічних показників двигуна при роботі на різних паливах визначається критерій технічної пристосованості двигуна до АМП. Для цього застосований метод аналізу ієрархій (МАІ) Т.Сааті. За допомогою МАІ можна вирішувати завдання багатокритеріальної оптимізації з досить великою кількістю критеріїв оптимальності [9].

Об'єкти досліджень оцінюються (попарним порівнянням) за допомогою розробленої математичної матричної моделі із застосуванням множини критеріїв, обраних залежно від вирішуваних завдань і області проблем, і мають різні рівні деталізації. При застосуванні МАІ порівнюється відносна важливість кожного критерію з відносною важливістю будь-якого іншого критерію (елемента), який реалізується математичною матричною моделлю. Порівняння проводиться обчисленням власного вектора по рядках, обчисленням та нормалізацією вектора пріоритету. Для оцінки погодженості в МАІ використовуються індекс погодженості і відношення погодженості.

Завершальний етап МАІ - розрахунок критерію технічної пристосованості двигуна до різних палив:

$$K_{n-e} = \sum_{i=1}^{i=n} x_i \varphi_i, \quad (1)$$

де x_i - вектор пріоритету i - го оціночного критерію, отриманого при парному порівнянні відносної важливості критеріїв на другому рівні по відношенню до загальної мети на першому рівні, φ_i - вектор пріоритету i - го об'єкта досліджень, отриманого при парному порівнянні відносної важливості об'єктів досліджень на третьому рівні (парне порівняння об'єктів досліджень) по відношенню до критеріїв другого рівня.

Для розрахунку потужності двигуна використано зв'язок між корисною роботою (потужністю) двигуна і кількістю теплоти, витраченою для її одержання. Паливна економічність двигуна оцінюється питомою ефективною витратою палива в енергетичних одиницях.

Оцінку екологічних властивостей технологічних ТЗ, що працюють на альтернативних і базових видах палива доцільно проводити з врахуванням санітарних норм [10]. На першому етапі це виконується за критерієм екологічної пристосованості (ЕП) ДВЗ до альтернативних видів палива [10]

$$EP = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (K_i)^{\alpha_i} = \frac{KHT}{KHT_0}, \quad (3)$$

де KHT - категорія небезпеки ТЗ, що працює на альтернативному паливі, $\text{м}^3/\text{с}$; KHT_0 - категорія небезпеки ТЗ, що працює на базовому паливі, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$KHT = \sum_{i=1}^n KHD_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{M_i}{ГДК_i} \right)^{\alpha_i} \quad (4)$$

де KHD_i – категорія небезпеки i -ої речовини, $\text{м}^3/\text{с}$; M_i – кількість викидів i -ої речовини, $\text{г}/\text{с}$, значення яких отримані на основі даних про шляхові викиди шкідливих речовин (ШР); $ГДК_i$ – середньодобова гранично-допустима концентрація i -ої речовини, $\text{г}/\text{м}^3$; α_i - безрозмірна константа, що дозволяє співставити класи небезпеки i -ої речовини і діоксиду сірки (III клас небезпеки); n – кількість шкідливих речовин у відпрацьованих газах (ВГ).

На другому етапі визначається показник екологічної небезпеки ТЗ, працюючого на альтернативному виді палива

$$K_{en} = EP \cdot K_0 \quad (5)$$

де K_0 - показник екологічної небезпеки ТЗ, що працює на базовому виді палива.

Критерій екологічної безпеки

$$K_e = \frac{1}{K_{en}}. \quad (6)$$

Економічна ефективність використання АМП оцінюється критерієм економічної ефективності

$$E = \frac{1}{T_{ок}}, \quad (7)$$

де $T_{ок}$ - термін окупності капіталовкладень на переобладнання ТЗ для використання АМП

$$T_{ок} = \frac{K}{E_{ес}}, \quad (8)$$

де K – капітальні витрати на переобладнання ТЗ для використання АМП; $E_{ес}$ - економія експлуатаційних витрат при використанні АМП.

Об'єднання окремих критеріїв в загальний критерій оптимального виду палива здійснюється наступним чином:

$$K = \varphi_1 K_{n-e} + \varphi_2 K_e + \varphi_3 E, \quad (9)$$

де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - коефіцієнти вагомості показників технічної пристосованості двигуна до АМП, екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації технологічних ТЗ на різних паливах ($\sum \varphi_i = 1$). Для оцінки вагомості окремих критеріїв були використані результати експертних оцінок, виконані в роботі [11]. Найбільшу значимість прийнято для критерію екологічної безпеки (0,38-0,42), дещо менші значення (0,28-0,32) матимуть критерій технічної пристосованості двигуна та критерій економічної ефективності експлуатації.

Для визначення палива, яке має найкращі показники, при оцінюванні його властивостей, повинна виконуватись умова:
 $K \Rightarrow \max$.

Оціночними критеріями технічної пристосованості двигуна є показники палив та показники двигуна, які наведені в таблиці 1: А1 - достатність ресурсів та можливість масового виробництва палива; А2 – енергетичні показники двигуна при роботі на даному паливі; А3 - детонаційна стійкість палив та схильність до самозаймання; А4 – ціна палива; А5 – питома ефективна витрата палива двигуном в енергетичних одиницях; А6 - енергозатрати виробництва палива; А7 - безпечність застосування.

Результати розрахунків критерію технічної пристосованості двигуна до різних палив наводиться в табл. 1.

Таблиця 1 - Розрахункові значення критерію технічної пристосованості двигуна до різних палив

	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	Критерій технічної пристосованості
$\Sigma(x_i)$	0,14	0,14	0,14	0,11	0,16	0,15	0,16	
дизельне паливо	0,26	0,4	0,24	0,27	0,25	0,27	0,36	0,29
біодизель	0,43	0,34	0,34	0,27	0,32	0,33	0,36	0,34
природний газ	0,31	0,25	0,42	0,46	0,43	0,38	0,28	0,36

Найвище значення критерію технічної пристосованості двигуна до АМП має стиснутий природний газ (0,36). В біодизельного палива 0,34, а нафтового ДП 0,29.

Результати комплексної оцінки екологічної небезпеки ВГ трактора МТЗ-80 на основі категорії небезпеки КНТ за гранично допустимими концентраціями та класом небезпеки ШР наведено в роботі [8].

Категорія небезпеки трактора, працюючого на біодизелі в 1,11 рази менша, а на природному газі в 1,26 рази менша, ніж на дизельному паливі. Причому екологічна безпека відпрацьованих газів для всіх видів палива в середньому на 90% визначається небезпечкою оксидів азоту NOx, вміст яких у ВГ за масою не дуже значний.

Наступним етапом було визначення рівня екологічної безпеки трактора МТЗ-80 при роботі на різних паливах за критерієм Ке (таблиця 2).

Таблиця 2 – Оцінка екологічної безпеки трактора МТЗ-80 при роботі на різних паливах

Вид палива	Показник екологічної небезпеки Кен	Критерій екологічної безпеки Ке
дизельне паливо	2,98	0,33
природний газ	2,38	0,42
біодизель	2,7	0,37

Результати розрахунку показників економічної ефективності експлуатації трактора на АМП зведені в табл. 3.

Таблиця 3 - Економічна ефективність експлуатації одного трактора на альтернативних паливах

№ з/п	Показник	Одиниця вимірюв.	Вид палива	
			Природний газ	Біодизель
1.	Економія експлуатаційних витрат	грн.	7712,1	662,3
2.	Термін окупності	роки	1,41	4,9
3.	Річний економічний ефект від використання альтернативних палив	грн.	6078,3	177,3
4.	Критерій економічної ефективності	-	0,71	0,2

Експлуатація трактора МТЗ-80 в якості технологічного транспортного засобу на газовому паливі в порівнянні з дизельним паливом забезпечує річний економічний ефект 6078,3 грн., а термін окупності витрат на переобладнання для роботи на газі складає 1,41 року. При експлуатації на біодизельному паливі річний економічний ефект складе 177,3 грн., а термін окупності витрат на переобладнання 4,9 року.

В результаті досліджень встановлено, що найвище значення (0,489) загального критерію вибору доцільного виду палива має природний газ у випадку його використання в переобладнаному з дизеля газовому двигуні, найменше значення (0,221) в нафтового дизельного палива, в біодизельного палива 0,31.

Висновки. Модельні представлення функціонування технологічних ТЗ, працюючих на альтернативних паливах, дозволили звести задачу вибору палива до оптимізації параметрів експлуатаційної системи «паливо-двигун-транспортний засіб» за критерієм технічної пристосованості, критеріями екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації. Запропонована методологія дозволяє оцінити показники транспортного засобу при його роботі на різних паливах за одним комплексним показником (загальним критерієм), що значно спрощує вибір палива.

Література

1. Марков В.А., Ефанов А.А., Девянин С.Н. Альтернативные топлива и методика оценки их экологических качеств//Грузовик. - 2007. - №6. - с. 27-34.
2. Патрахальцев Н.Н. Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив. – М.: РУДН, 2008. – 248 с.
3. Использование альтернативных топлив в самоходной технике. Научно-информационный материал//М., Московский государственный агроинженерный университет им. В.П.Горячкина, 2010. - 95 с.
4. Максименко О.О. Технология улучшения состояния воздушной среды в помещениях ограниченного объема при работе в них двигателей внутреннего сгорания с жидкостными нейтрализаторами. Автореф. дис. канд. техн. наук. 05.20.01. – Рязань: РГСХА, 2006. – 20 с.
5. Гавриш В.І. Забезпечення ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів у аграрному секторі економіки: Монографія/В.І. Гавриш. – Миколаїв: МДАУ, 2007. – 283 с.

6. Базаров Б.И. Работа поршневых двигателей на альтернативных видах топлива / Б.И. Базаров. – Ташкент: ТАДИ, 2001. – 238с.

7. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Харьков: НТУ”ХПИ”. – 2003. – 244 с.

8. Захарчук В.І. Методика підбору альтернативних моторних палив для транспортних засобів / В.І. Захарчук // Вісник НТУ, 2013. – №3. – С. 85–90.

9. Саати Т. Принятие решений. Метод анализа иерархий /Т. Саати. – М.: Радио и связь, 1993. – 320 с.

10. Цыцура А.А., Дворников Г.П., Бондаренко Е.В. Оценка влияния автомобильного транспорта на качество воздушной среды Оренбуржья//Вестник ОГУ. – 2000. - №1, с. 47-49.

11. Матейчик В.П. Методи оцінювання та способи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів: [Монографія] / В.П. Матейчик. – Київ: НТУ. – 2006. – 216 с.

УДК 631.3:620.172

© С.С. Карабиньош, к.т.н., І.С. Харківський, к.т.н., О.О. Сподоба
Національний університет біоресурсів і природокористування України

ПРОГНОЗУВАННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ З ВИКОРИСТАННЯМ НЕРУЙНІВНОГО КОНТРОЛЮ

В статті представлено оригінальний метод прогнозування залишкового ресурсу сільськогосподарських машин при використанні методів неруйнівного контролю (голографічних). Використання результатів голографування дозволяє з високою точністю встановити стан поверхні деталі і визначити залишковий ресурс.

ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС, ПРОГНОЗУВАННЯ, НЕРУЙНІВНИЙ КОНТРОЛЬ, ГОЛОГРАФІЯ, МАТЕМАТИЧНЕ СПОДІВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ.

Постановка проблеми. За сучасного стану економіки України, як відмітив акад. Троїцький В.А. на останньому конгресі з неруйнівного контролю, підвищеної уваги потребує проблема оцінки залишкового ресурсу об'єктів народногосподарського значення, які мають значний термін тривалої експлуатації. У плані його визначення

цілеспрямовано працюють інститути електрозварювання, фізико-механічний, проблем міцності, проблем машинобудування, ДКБ Південмаш та інші всього 128 установ Держреєстру з технічної діагностики і неруйнівного контролю [1,3,5].

Практика вітчизняного та закордонного сільськогосподарського машинобудування підтверджує, що для успішного вирішення завдань з випуску якісних сучасних сільськогосподарських машин, обладнання і знарядь необхідно застосовувати комплексно-системний підхід з врахуванням конструктивно-технологічного формування при ретельному контролі якості виготовлення або ремонту с.г. техніки. Вихідним параметром для цього, поряд з ретельним аналізом експлуатаційних даних, має бути інформація про їх поточний технічний стан. Таку інформацію дає реалізація методів неруйнівного контролю та технічної діагностики. Для визначення обґрунтованого ресурсу сільськогосподарських машин необхідно створити системи безперервного контролю їх працездатності. Це повинні бути сучасні контрольні-діагностичні системи, які здатні оцінювати технічний стан машини під час її виготовлення, експлуатації та ремонту

З іншого боку відсутність цілеспрямованої державної політики на відродження вітчизняного приладобудування в цілому і засобів неруйнівного контролю та технічної діагностики зокрема привело до того, що державний реєстр засобів вимірювань приладами неруйнівного контролю практично не поповнюється. Цьому не сприяє і політика Держстандарту України, який питання метрології, стандартизації та сертифікації засобів і методів неруйнівного контролю практично випустив з уваги. [2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Практика вітчизняного та закордонного сільськогосподарського машинобудування підтверджує, що для успішного вирішення завдань з випуску якісних сучасних сільськогосподарських машин, обладнання і знарядь необхідно застосовувати комплексно-системний підхід з врахуванням конструктивно-технологічного формування при ретельному контролі якості виготовлення або ремонту с.г. техніки. Вихідним параметром для цього, поряд з ретельним аналізом експлуатаційних даних, має бути інформація про їх поточний технічний стан. Таку інформацію дає реалізація методів неруйнівного контролю та технічної діагностики. Для визначення обґрунтованого ресурсу сільськогосподарських машин необхідно створити системи безперервного контролю їх працездатності.

Проблемам неруйнівного контролю, технічної діагностики значну увагу в своїх роботах приділяють вчені: Е.О. Патон, А.Н. Гузь, Л.М. Лобанов, В.А. Тройцький, В.А. Пивторак, М.Н. Беляєв, Д.А. Білокур, В.В. Ключев, Т.Л. Лессор, П.Буне та ін. технічного стану деталей, їх придатності до подальшої експлуатації із заданими параметрами надійності, визначеною з одного боку від структурних параметрів, а з іншого - їх фізичних і механічних властивостей [4, 6]. Такі описи робочих поверхонь матеріалів деталей відрізняються порівняно невеликі значення дисперсії розмірів, що розміри відповідей і типів навантаження, мікрODEформації, час завантаження і може бути представлений у досить вузькому інтервалі на їх можливого стану.

Мета дослідження – провести наукові дослідження і визначити можливі шляхи прогнозування залишкового ресурсу сільськогосподарських машин з використанням оптичних методів неруйнівного контролю.

Результати досліджень. Показники довговічності визначають втрати роботоздатності машини після часу її експлуатації. Значення показника довговічності може бути певний максимум - по можливої величини вихідних по параметру і якийсь невстановленої випадкового процесу втрати ємності, наприклад - через втрату міцності поверхневих шарів роботи контакт взаємопов'язаних зон як таких деталей, розмір зносу, деформації або корозії. Ресурс відповідальних деталей є регульований розмір, і вони потенційно здатні працювати. Як показують результати досліджень показали, що не менше, як 30% від числа всіх технічних обслуговувань з регулювання виконані без фактичної необхідності.

Беручи машину як комплекс різноманітних елементів, які взаємодіють між собою при роботі та створюють працездатний виріб, слід відмітити, що довговічність її повинна враховуватися із визначенням величини наробітку або строків служби окремих її елементів [3, 4]. Діагностування параметрів технічного стану сільськогосподарських машин сучасними методами, як показав практичний досвід, спряжено із значними труднощами. Результати, як правило, не дозволяють адекватно оцінити технічний стан виробу (машини, знаряддя), особливо таких, які були в експлуатації. Діагностування техніки дозволяє досліджувати параметри її технічного стану конструкцій, механізмів і машин в робочих умовах, а також прогнозувати їх працездатність і надійність в нормальних умовах експлуатації і в аварійних ситуаціях роботи, обумовлених природними

явищами, технічними або організаційними помилками при проектуванні, виготовленні і недбалій експлуатації..

Прогнозування технічного стану техніки, в тому числі і сільськогосподарських машин, є складним процесом встановлення вихідних параметрів їх технічного стану. Одним з головних значень результату прогнозування є визначення залишкового ресурсу основних елементів машин, від працездатності яких залежить ефективне використання всього виробу. Прогнозування в сучасних умовах ринкової економіки нашої країни відіграє важливу роль. Відсутність коштів у фермерських та інших господарствах на придбання нових машин вимагає використання техніки, яка вже була в експлуатації. Встановлення строків можливої ефективної експлуатації дає можливість аграріям оптимізувати управління ведення своїм господарствам, в плані ефективного застосування техніки.

Базою прогнозування є вивчення реального процесу зміни технічного стану елемента машини із виявленням впливу комплексу факторів – мікродеформування, величина зношування за визначену наробітку, а також періодичності контролю – діагностування із встановленням технічного стану елемента машини. Для машини або її елемента, який є визначальним і відповідає за справний стан, наприклад, двигуна чи трансмісії, а вихід їх із ладу приведе до її втрати, час безвідмовної роботи (ресурс) визначиться із залежності:

$$M(T_{res}) = \min \left[M(t_1); M(t_2); M(t_3); \dots; M(t_{n-1}); M(t_n) \right] \quad (1)$$

де $M(T_{res})$ – математичне сподівання ресурсу машини на момент діагностування, год.; $M(t_1); M(t_2); M(t_3); \dots; M(t_{n-1}); M(t_n)$ – математичне сподівання часу безвідмовної роботи елементів машини, год.

У цьому випадку, втрата роботоздатності кожної деталі призведе до втрати роботоздатності всієї системи.

За умовою, коли необхідно визначити ресурс багатокомпонентної системи, в якій вихід із ладу певного елемента не веде до втрати працездатності всього виробу, наприклад сівалки або плуга, ресурс або час безвідмовної роботи визначиться за формулою:

$$M(T_{pec}^1) = \min \left\{ \left[M(t_1); M(t_2); \max(M(t_3); M(t_4); \dots; M(t_{k-1}); M(t_k)) \right]; \dots; t_{n-1}; t_n \right\}, \quad (2)$$

В таких умовах, деякий певний елемент машини не викличе втрати її повної роботоздатності. У процесі роботи агрегати машин та

їх елементів втрачають здатність виконувати функції поступово і час безвідмовної роботи кожного з них є випадковою величиною, який дає можливість оцінити математичне сподівання всіх елементів машини, в цьому випадку є можливість застосувати метод Монте-Карло. Для цього, щоб в нашому випадку реалізувати цей метод необхідно знати: 1) імовірнісні величини всіх елементів системи чи машини; 2) - знати функцію розподілу величин, які досліджують.

Встановлено залежність величини ресурсу машин чи їх елементів від величини компонентів вектора мікродеформування (U ; Y ; Z), які, в свою чергу, залежать від технічного стану об'єкта. Встановлення технічного стану деталі і всієї машини при голографуванні проходить на мікроскопічному рівні і дає можливість запобігти розвитку руйнівних процесів. Знаючи не тільки скалярну величину вектора мікродеформування, а також і його просторовий напрямок, є можливість встановити напрямки руйнівних зусиль та моментів. Тоді залежності 1 і 2 приймуть вигляд:

$$M(T_{pec}) \cong \min [M(u_1); M(u_2); M(u_3); \dots; M(u_{n-1}); M(u_n)] \quad (3);$$

$$M(T_{pec}) \cong \min [M(y_1); M(y_2); M(y_3); \dots; M(y_{n-1}); M(y_n)] \quad (4);$$

$$M(T_{pec}) \cong \min [M(z_1); M(z_2); M(z_3); \dots; M(z_{n-1}); M(z_n)] \quad (5);$$

$$M(T^1_{pec}) \cong \min \left\{ \begin{array}{l} [M(u_1); M(u_2); \max(M(u_3); M(u_4); M(u_5); \dots; M(u_{k-1}); M(u_k)); \dots] \\ ; M(u_{n-1}); M(u_n) \end{array} \right\} \quad (6);$$

$$M(T^1_{pec}) \cong \min \left\{ \begin{array}{l} [M(y_1); M(y_2); \max(M(y_3); M(y_4); M(y_5); \dots; M(y_{k-1}); M(y_k)); \dots] \\ ; M(y_{n-1}); M(y_n) \end{array} \right\} \quad (7);$$

$$M(T^1_{pec}) \cong \min \left\{ \begin{array}{l} [M(z_1); M(z_2); \max(M(z_3); M(z_4); M(z_5); \dots; M(z_{k-1}); M(z_k)); \dots] \\ ; M(z_{n-1}); M(z_n) \end{array} \right\} \quad (8)$$

Слід відмітити, що при реалізації комп'ютерної голографії застосовують тільки два компоненти вектора мікродеформації – U та Y , при умові експресаналізу. При необхідності уточнення значень параметрів застосовують три компоненти вектора, використовуючи при цьому можливості спекл-інтерферометрії, як єдиного методу, який дає можливість їх визначити.

Реалізація голографії обумовлює прийняття за діагностувальний параметр математичне сподівання величини мікродеформування, або в конкретних випадках для

сільськогосподарської техніки форму інтерференційних смуг, їх розподіл та зміну при зміні параметру навантаження чи подовженості строку експлуатації.

В процесі роботи деталі машин та їх елементи поступово втрачають свою працездатність, а час безвідмовної роботи кожного елемента є випадковою величиною, а це дає можливість оцінити математичне сподівання $M(T_{pec})$ – середнє значення для величини працездатності для всіх елементів машини, які діагностують, і дисперсію $D(T_{pec})$ – величину відхилення значень T_{pec} від $M(T_{pec})$, в цьому випадку є можливість застосувати метод Монте-Карло. Для цього необхідно визначити ймовірнісні величини мікродеформування елементів машини, а також знати функцію розподілу цих значень.

Середнє початкове значення параметра, встановленого за технічними вимогами, і до або після навантаження вперше проведеного діагноста. Реалізація голографії передбачає акцепт для діагностично параметра розміру мікродеформації, або в конкретних випадках для сільськогосподарською технікою вигляді інтерференційних смуг, їх розподілу та зміни при зміні параметру навантаження або продовжували терміну експлуатації.

На основі базового значення параметру і його розмірів в момент прогнозування розрахунок математичної надії розміру залишився ресурсу була проведена після формулою:

$$M(T_{rez}) = M(T_{int}) \left[M(\partial_{lim}) / M(\partial_{cur}) \right]^{1/\alpha} - 1 \quad (9)$$

де $M(T_{rez})$ – математичне сподівання величини залишкового ресурсу, год.; $M(T_{int})$ – математичне сподівання величини початкового ресурсу, на момент дослідження, год.; $M(\partial_{cur})$ – математичне сподівання величини зміни мікродеформації в в початкових умовах, мкм $M(\partial_{lim})$ – математичне сподівання величини зміни мікродеформації в граничних умовах, мкм, коли подальша експлуатація машини технічно – неможлива або економічно невігідна, мкм; $M(\partial_i)$ – математичне сподівання величини зміни мікродеформації в пошуковий момент часу, мкм. β – коефіцієнт, що характеризує швидкість зміни параметру діагностування.

Отримані рівняння, які описують розподіл величини мікродеформування на поверхні деталі, дають можливість встановити їх значення шляхом проведення відповідних математичних

перетворень. Для цього з кожного рівняння, які отримано для конкретної деталі необхідно визначити координати точок, для яких значення величини мікродеформування буде екстремальним.

Висновки. Запропонований метод визначення залишкового ресурсу дає можливість прогнозувати його за допомогою визначення одного параметру – величини мікродеформування в момент проведення діагностування. Середньостатистичне значення початкового і граничного параметрів визначають на базі комплексу експериментальних досліджень або за технічними умовами. Основна перевага розробленої методики ґрунтована на визначенні залишкового ресурсу є: застосування реальної операційної інформації та потенціалу можливостей голографії, а також можливість отримання достовірної інформації про умови виникнення максимальної стану і динаміки розвитку деформації в деталях.

Література

1. Karabinesh S.S. Structurally - technological methods providing of reliability of agricultural technique by computer holography. 2012. /S.S.Karabinesh. - Worsov,Motrol, 14 - №3, 112-119.
2. P. Boone, Ph. Vanspeybroeck, Karabinesh S.S.Evaluation of of the of Rapid Crack Propagation Phenomena in pressurized of Polyethylene Pipes by of Holographic Interferometry. 1998./Boone, Ph.Vanspeybroeck, S.S.Karabinesh//13 - th of Plastic Fuel Gas Pipe Symposium, San Antonio, Texas, USA, 1-4.11.93, - 10 p.
3. Karabinesh S.S. Non - distractive control glue - weed joining by computer holography// 111 International Research And Technical Conference (MOTOROL 2001) .- Lublin: Agriculture University. - Volume 4. – P.144-147.
4. Карабинеш С.С. Дефекти. Пошкодження деталей. Методи визначення / С.С.Карабинеш. - Саарбрюкені (Німеччина): Palmarium Publishing, 2013. - P. 89.
5. Карабинеш С.С. Диагностика технического состояния и прогнозирование остаточного ресурса / С.С.Карабинеш. - М.: Контроль. Диагностика. – 2013, №3. - С. 74-78.

Рецензент д.т.н., проф. В.Д. Войтюк

УДК 631.365

© В.П. Ковбаса, д.т.н., Р.А.Калініченко, к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

АНАЛІТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОЗВИТКУ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОЛІВ ЗЕРНІВКИ В ЗМІННОМУ РАДІАЦІЙНОМУ ПОТОЦІ

У статті розглянуті аналітичні математичні моделі нагрівання зернівки інфрачервоним випромінюванням при постійному і змінному радіаційному потоці для рухомого шару зерноматеріалу.

ІНФРАЧЕРВОНЕ ВИПРОМІНЮВАННЯ, ТЕМПЕРАТУРНЕ ПОЛЕ, НАГРІВАННЯ ЗЕРНА, ТЕРМООБРОБКА, РАДІАЦІЙНИЙ ПОТІК.

Постановка проблеми. Поміж численних проблем аграріїв одна з головних – як зберегти зібраний врожай вологого зерна. Вибір технологій невеликий – охолодження, хімічна консервація, сушіння. Найбільш поширеним способом консервації є сушіння, воно забезпечує довготривале зберігання, підвищує якість готового продукту, але є найбільш енергозатратним. Зазвичай, в нашій кліматичній зоні потреба в сушінні складає 50-55% валового збору зерна. За експертними оцінками, із загальної кількості енергоресурсів, витрачених на виробництво зерна, прямі витрати на сушіння сягають 30-35%, а частка енерговитрат у собівартості сушіння складає 75-80% [11]. Тому проблема зниження енергоємності процесів доведення зерна до кондиційного за вологістю і температурою стану надзвичайно актуальна.

На практиці використовують різні види сушіння, до основних відносяться: конвекційне сушіння (високотемпературне і низькотемпературне), радіаційне сушіння (інфрачервоним випромінювання-ІЧ), сублімаційне сушіння, тощо. В таблиці 1 наведені техніко-економічні показники основних видів сушіння[6].

Як видно з таблиці найбільш економічно вигідний метод сушіння зерноматеріалів є радіаційний, а саме, інфрачервоним (ІЧ) випромінюванням.

ІЧ-випромінювання проникає в зерноматеріал [10] і діє безпосередньо на воду в оброблюємому матеріалі (рис.1), а не нагріває проміжний теплоносій і повітропроводи, це значно скорочує непродуктивні витрати енергії і призводить до економії енергії від 40%[13] до декількох разів [3] в залежності від виду ІЧ-обробки .

Таблиця 1 - Порівняльна характеристика різних видів сушіння

Показники	ІЧ-сушіння	Конвекційне високотемпературне сушіння	Сублімаційне сушіння
Час сушіння, год	0,5–2,5	1–4	20–30
Питомі витрати енергії на 1 кг випаровуваної вологи, кВт·год	1	1,85–2,5	4,5
Інтегральна температура оброблення продукту, °С	30–60	50–110	–



Рис. 1 - Схема термообробки зерна при ІЧ-енергопідводі

Оскільки, радіаційний метод дозволяє підвести до зерноматеріалу енергії в 20-100 разів більше, ніж при конвективному чи кондуктивному енергопідводі то ІЧ-випромінюванням проводять також різні види термообробки зерна: попередній нагрів вологого зерна перед конвекційним сушінням, передпосівну стимуляцію зерна, мікронізацію і дезінсекцію зерна.

Для різних видів термообробки зерноматеріалів використовують ІЧ-установки різних конструкційних оформлень, але усі вони мають спільні суттєві недоліки – завищені енерговитрати на обробку, недосконалість апаратного і режимного оформлення процесів. Невідповідність наявної технічної бази для ІЧ-термообробки зерноматеріалів умовам сільськогосподарського виробництва (різні масштаби виробництва, різні форми власності) обумовлює необхідність механіко-технологічного обґрунтування для корінних змін у технічному забезпеченні процесів термічної обробки зерноматеріалів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями теоретичних досліджень і практичного застосування ІЧ-

випромінювання для сушіння і термообробки зерноматеріалів присвячені роботи [1, 2, 4, 9], їх аналіз дає можливість визначити високу технологічну ефективність процесів обробки зернопродуктів інфрачервоним випромінюванням. Однак інфрачервона термообробка зерна в практиці господарств використовується недостатньо [7,10].

Одним із основних резервів зниження питомих витрат енергії при ІЧ-термообробці, наряду з іншими технічними рішеннями вдосконалення обладнання, є наближення випромінювача до поверхні зернового шару [5], оскільки, енергія що передається матеріалу обернено-пропорційна квадрату відстані між випромінювачем і матеріалом. Але це призводить до суттєвої нерівномірності опромінення зернівки, зокрема, в установці ІЧ-термообробки зерна конвеєрного типу, рис.2.

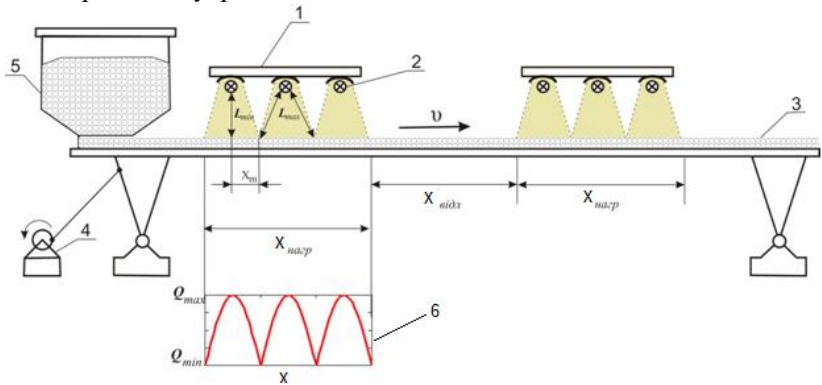


Рис. 2 - Схема термоірадіаційної установки: 1 – екран; 2 – випромінювач; 3 – зерно; 4 – вібробуджувач; 5 – бункер; 6 – залежність опроміненості зерна за координатою в період нагріву

Збільшення концентрації теплового потоку, який сприймається поверхнею зерна, суттєво інтенсифікує процес термообробки, але при цьому визначальним критерієм для управління процесом буде комбінація факторів температури поверхні зерна і середньої температури зернівки, що залежить від виду термообробки. Так зокрема, при сушінні зерна середня температура зернівки не повинна перевищувати 55 °С. При мікронізації температура зерна повинна підвищуватися до 130-140 °С, а час дії забезпечувати значне покращення поживної цінності і унеможливлення підгоряння поверхні зерна. При дезінсекції зерна температура поверхні повинна досягати критичної для загибелі шкідливих організмів, а час її дії

унеможливлувати зменшення схожості та омертвіння зерна. Для всіх видів термообробки висока температура поверхні зернівки повинна бути короткочасною, щоб не призвести пригорання.

Тому **метою досліджень** була розробка аналітичної математичної моделі що описуватиме динаміку розвитку температурного поля зернівки в рухомому шарі від параметрів змінного радіаційного потоку, для оптимізації процесів різних видів ІЧ-обробки за критерієм енергоефективності.

Результати дослідження. Розглянемо нагрів зернівки (прийнемо форму зернівки – куля), що рухається по транспортеру рис.2. При постійному тепловому потоці радіальний розподіл температури в зернівці в будь-який момент часу можна описати рівнянням теплопровідності для кулі:

$$\frac{\partial t(R, \tau)}{\partial \tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 t(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial t(r, \tau)}{\partial r} \right), \quad (1)$$

з крайовими умовами:

$$\lambda \frac{\partial t(R, \tau)}{\partial r} = Q, \quad \frac{\partial t(0, \tau)}{\partial r} = 0, \quad t(0, \tau) \neq \infty, \quad t(r, 0) = t_0. \quad (2)$$

Рішення цієї задачі для постійного теплового потоку наведено в [8]:

$$t(r, \tau) = t_0 + \frac{QR}{\lambda} \left[\frac{3 \cdot a \cdot \tau}{R^2} - \frac{3R^2 - 5r^2}{10R^2} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\mu_n^2 \cos \mu_n} \cdot \frac{R \sin \mu_n \frac{r}{R}}{r \mu_n} \exp\left(-\mu_n^2 \frac{a\tau}{R^2}\right) \right], \quad (3)$$

де a – коефіцієнт температуропровідності, Вт/м·К; λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К; Q – тепловий потік, Вт/м²; μ_n – корені характеристичного рівняння – $tg \mu = \mu$.

Оскільки в нашому випадку рис. 2, віддалення ІЧ-випромінювача від зерна є порівняно невеликим (10-12 см) то розрахунок з використанням моделі точкового випромінювача є неможливим. Для розрахунку процесу нагріву зернівки потрібно враховувати геометричне розташування обробляемого матеріалу і випромінювачів тобто враховувати вплив нерівномірності радіаційного потоку за координатою x .

В експериментальній установці, схема якої зображена на рис.2, генераторами ІЧ-випромінювання використовувалися лампи КГТ-220-1000. Лампа КГТ конструкційно являє собою скляний циліндр, заповнений галогенним газом, в якому вміщена спіраль нагрівача. Така форма випромінювача дозволяє створювати тепловий потік який буде

рівномірний за напрямом, що перпендикулярний до руху транспортера і нерівномірний в напрямку руху. Нерівномірність в напрямку руху транспортера пояснюється зміною відстані між нагрівачем і зернівкою внаслідок її повздовжнього руху на вібраційному транспортері, рис.3.

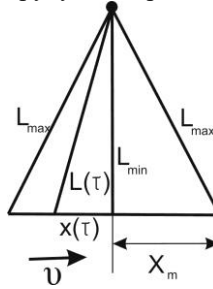


Рис.3 - Схема зміни відстані L між зернівкою і випромінювачем: v – швидкість руху зернівки, $x(\tau)$ – відстань від зернівки до спільного перпендикуляра між нагрівачем і поверхнею транспортера

Зміну положення зернівки за координатою x можна знайти із співвідношення:

$$x = v \cdot \tau \quad (4)$$

де v – швидкість переміщення зернівки по транспортеру, м/с; τ – час, с.

Залежності (1)-(2) перепишемо у вигляді:

$$\frac{\partial t(R, x)}{\partial x} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 t(r, x)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial t(r, x)}{\partial r} \right) \quad (5)$$

з крайовими умовами:

$$\lambda \frac{\partial t(R, x)}{\partial r} = Q, \quad \frac{\partial t(0, x)}{\partial r} = 0, \quad t(0, x) \neq \infty, \quad t(r, 0) = t_0. \quad (6)$$

З урахуванням (4) розв'язок рівняння (5) буде такий:

$$t(r, x) = t_0 + \frac{QR}{\lambda} \left[\frac{3 \cdot a \cdot x}{vR^2} - \frac{3R^2 - 5r^2}{10R^2} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\mu_n^2 \cos \mu_n} \cdot \frac{R \sin \mu_n \frac{r}{R}}{r \mu_n} \exp \left(-\mu_n^2 \frac{ax}{vR^2} \right) \right] \quad (7)$$

Для вирішення рівняння (5) при змінному радіаційному потоці, змінний радіаційний потік $Q(x)$ представимо у вигляді:

$$Q(x) = Q_m \cdot \phi(x) \quad (8)$$

де Q_m – постійна величина радіаційного потоку при найменшій відстані L_{min} зернівки до ПЧ-лампи, $\phi(x)$ – періодична функція, що описує складну залежність зміни радіаційного потоку за координатою x і скористаємося інтегралом Дюамеля:

$$t_z(x) = t(x) \cdot \phi(0) + \int_0^x t(\theta) \cdot \phi'(x - \theta) d\theta. \quad (9)$$

Використання інтеграла Дюамеля значно скорочує об'єм розрахункових робіт при інтегруванні рівнянь з однаковими лівими частинами і різними правими [12].

Функцію $\phi(x)$ для батареї ПЧ-ламп без зон перекриття опромінення можна визначити так:

$$\phi(x) = \frac{L_n^2}{L_n^2 + x_m^2} + \left(1 - \frac{L_n^2}{L_n^2 + x_m^2} \right) \cdot \left| \sin \left(\pi \left(\frac{x}{2x_m} - 1 \right) \right) \right|, \quad (10)$$

де $L_n = L_{min}$ – відстань від нагрівача центру до зернівки по нормалі;

$x_m = v \cdot \frac{T}{2}$ – відстань від нагрівача до зернівки в крайній точці опромінення, T – період перебування зернівки під опроміненням однієї ПЧ-лампи; v – швидкість руху зернівки по вібротранспортеру;

Для аналітичного визначення температурного поля зернівки при змінному радіаційному потоці використання формули (10) призводить громіздких залежностей, тому розкладемо (10) у ряд Фур'є:

$$\phi_f(x) = A_0 + B_1 \sin(\omega x) + C_1 \cos(\omega x) + \sum_{k=2}^{\infty} B_k \sin(k\omega x) + \sum_{k=2}^{\infty} C_k \cos(k\omega x). \quad (11)$$

Оскільки, залежність (11) симетрична відносно осі ординат то синусна складова в розкладі в ряд Фур'є (13) буде відсутня ($B_k=0$) і (11) перепишемо у вигляді.

$$\phi_f(x) = A_0 + C_1 \cos(\omega x) + \sum_{k=2}^{\infty} C_k \cos(k\omega x). \quad (12)$$

Коефіцієнти ряду (12) визначимо із залежностей:

$$A_0 = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} \phi(x) dx; \quad C_k = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} \phi(x) \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot x) dx, \quad (13)$$

де $T_0 = 2 \cdot x_m$, $\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T_0}$, $k = 1, 2, 3, \dots$

Перепишемо залежність (7) фіксованого значення змінної r у вигляді:

$$t(x) = t_0 + A \cdot (3 \cdot B \cdot x - C - \sum_{n=1}^{\infty} D_n \exp(-B \cdot x \cdot \mu_n^2)), \quad (14)$$

де $A = \frac{QR}{\lambda}$; $B = \frac{a}{\nu \cdot R^2}$; $C = \frac{3 \cdot R^2 - 5 \cdot r^2}{10 \cdot R^2}$; $D_n = \frac{2}{\mu_n \cos(\mu_n)} \frac{R \cdot \sin(\mu \frac{r}{R})}{r \cdot \mu_n}$.

Підставимо (14) і два перші члени ряду (12) в (9) і знайшовши визначений інтеграл отримаємо:

$$t_z(x) = (A_0 + C_1) \cdot \left(t_0 + A \cdot (3 \cdot B \cdot x - C - \sum_{n=1}^{\infty} D_n e^{-B \cdot x \cdot \mu_n^2}) \right) + C_1 \omega \times \\ \times \left(t_0 (\cos(x) - 1) + AB(\sin(x) - x) - AC(\cos(x) - 1) + \right. \\ \left. + A \sum_{n=1}^{\infty} \frac{D_n (e^{-B \cdot x \cdot \mu_n^2} - \cos(x) + B \sin(x) \cdot \mu_n^2)}{1 + B^2 \mu_n^2} \right). \quad (15)$$

На рис. 4 представлена зміна температури поверхні зернівки і внутрішнього шару ($r=0.002\text{м}$) в процесі руху зернівки по вібротранспортеру в зоні опромінення відповідно за залежностями (7) і (14).

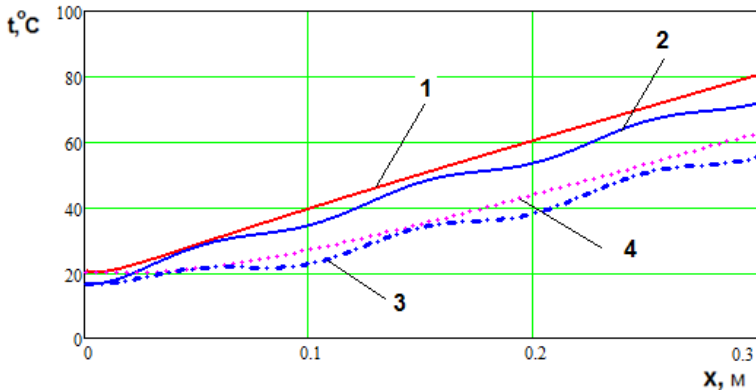


Рис.4 - Зміна температури поверхні зернівки і внутрішніх шарів (1 – поверхня, $r=0,003\text{м}$, $Q=Q_m=20 \text{ кВт/м}^2$; 2 - поверхня, $r=0,003\text{м}$, $Q(x)=Q_m \cdot \varphi(x)$; 3 - внутрішній шар зернівки, $r=0,002\text{м}$, $Q=Q_m=20 \text{ кВт/м}^2$; 4 - внутрішній шар зернівки, $r=0,002\text{м}$, $Q(x)=Q_m \cdot \varphi(x)$; швидкість руху зернівки по вібротранспортеру – $\nu=0,015 \text{ м/с}$)

На рис.5 і рис. 6. температурні поля зернівки при постійному і змінному радіаційних потоках.

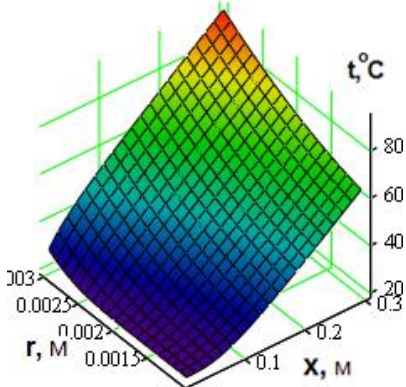


Рис.5 - Температурне поле зернівки при постійному тепловому потоці ($Q=Q_m=20$ кВт/м², $v=0.015$ м/с, $R=0.003$ м)

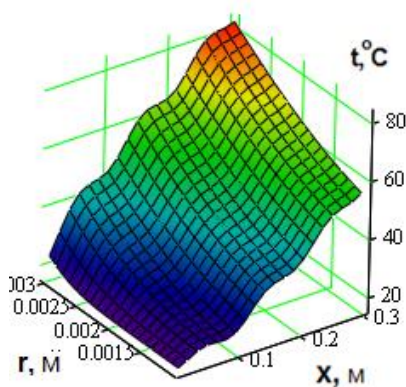


Рис.6. Температурне поле зернівки при змінному тепловому потоці ($Q_m=20$ кВт/м², $v=0.015$ м/с, $R=0.003$ м, $L_n=0.09$ м, $X_m=0.05$ м)

Динаміку зміни середньої температури зернівки на стадії нагрівання, можна визначити із залежності:

$$\bar{t}_z(x) = \frac{3}{R^3} \int_0^R r^2 \cdot t_z(r, x) dr. \quad (16)$$

Графічна ілюстрація зміни середньої температури зернівки під дією сталого і змінного радіаційного потоку наведена на рис.7.

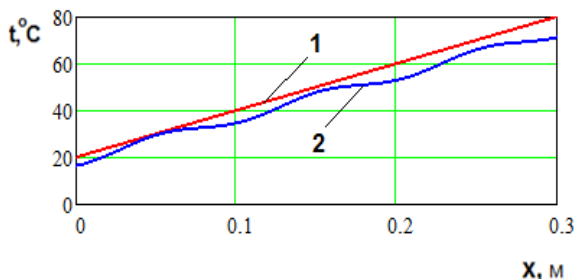


Рис.7 - Зміна середньої температури зернівки на стадії опромінення (1 - опромінення стале $Q=20$ кВт/м², $x_{нар}=0.4$ м; 2 - опромінення змінним радіаційним потоком, $Q(x)=Q_m \cdot \varphi(x)$, $Q_m=20$ кВт/м²; швидкість руху зернівки по вібротранспортеру – $v=0.015$ м/с)

Висновки

1. Розглянуті аналітичні математичні залежності дозволяють визначати розвиток температурного поля зернівки під час термообробки ІЧ-випромінюванням в залежності від технологічних і технічних параметрів терморадіаційної установки.

2. Отримані аналітичні залежності дозволяють моделювати динаміки зміни середньої температури, температури поверхні, темп нагріву зернівки при термообробці ІЧ-випромінюванням в рухомому шарі з метою визначення оптимальних технологічних значень часу дії і потужності теплового потоку (з урахуванням періодичної зміни його потужності, що сприймається рухомих зерноматеріалом) для різних видів термообробки.

3. Аналітична модель температурного поля зернівки дозволяє ідентифікувати нестационарний процес променистого теплообміну при різних видах ІЧ-обробки зерноматеріалу.

4. В результаті проведеного аналізу можна зробити висновок, що для забезпечення оптимальної інтенсивності нагріву зернівки повинні бути забезпечені умови змінного теплового потоку а також змінного в часі закону та траєкторії руху зернівки по відношенню до випромінювача.

Література

1. Беляев М.И. Теоретические основы комбинированных способов тепловой обработки пищевых продуктов : монография/ М.И. Беляев, П.Л. Пахомов.–Х.: ХИОП, 1991. –160с.

2. Гинзбург А.С. Инфракрасная техника в пищевой промышленности М.1966. Пищевая промышленность. –407с.

3. Елькин Н.В. Теория и практика инфракрасной обработки зерна и крупы / Н.В. Елькин // Хранение и переработка зерна, 2006, № 4. С. 26-30.

4. Ильясов С.Г. Физические основы инфракрасного облучения пищевых продуктов / Ильясов С.Г., Красников В.В. – М.: Пищевая промышленность, – 1978. – 359 с.

5. Котов Б. І. Математична модель динамічних режимів електротермічної установки для обробки зерноматеріалів імпульсними потоками інфрачервоного випромінювання / Б. І. Котов, Р. А. Калініченко, В. В. Кифяк // Вісник Харківського технічного університету сільського господарства, 2014, вип. 152., С. 181 – 190.

6. Корчемний М. Енергозбереження в АПК /М.Корчемний, В.Федорейко, В.Щербань. – Тернопіль: Підручники і посібники, 2001. – 984с.

7. Лахно В.А. Использование компьютерных систем для повышения эффективности информационной поддержки инфракрасной сушки зерна монография / В.А.Лахно, Д.А. Ширяев. – Луганск: Элтон-2, 2011.–165с.

8. Лыков А.В., Теория теплопроводности. -М.: Высшая школа, 1967. –599с.

9. Поперечний А.М. Кінетика процесу сушіння плодкових кісточок у віброкиплячому шарі при інфрачервоному нагріванні / А.М.Поперечний, Н.О.Миронова // Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства. Х. – 2007. Вип.58. С.122-129.

10. Соболевский В. Игноруємо ми й досі мікронізацію зернових/ В.Соболевский, В.Горбенко, К.Кузнецов // Зерно і хліб.– 2005.– № 2. С. 16-17.

11. Сорочинский В. Ф. Снижение энергозатрат при конвективной сушке зерна / В. Ф. Сорочинский // Наукові праці [Одеської національної академії харчових технологій]. - 2010. - Вип. 38(1). - С. 79-82.

12. Старков В.Н. Операционное исчисление и его применение. Учебн. пособ. – СПб, 2000.–65с.

13. Чекановкин А. Инфракрасный нагрев и кукуруза / А.Чекановкин, А.Мельников // Зерно, 2012, №8(77). С.202-204.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.312.021.3

© С.С. Котенко, О.Є. Калінін

ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

ДО МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТІВ ВІДНОВЛЕННЯ ЛЕМЕШІВ ПЛУГІВ

В статті запропонована методика визначення коефіцієнтів відновлення лемешів плугів, при зношенні в ґрунтах з різними фізико-механічними властивостями. Викладено основні характерні дефекти та відмінності в процесах зношування на піщаних та глинистих ґрунтах.

МЕТОДИКА, РОЗРАХУНОК, ЛЕМЕШІ ПЛУГІВ, ДЕФЕКТИ, КОЕФІЦІЄНТИ ВІДНОВЛЕННЯ.

Постановка проблеми. В процесі експлуатації сільськогосподарської техніки їх складові (агрегати, вузли, деталі) зношуються, що не дозволяє продовжувати механізований агротехнологічний процес без ремонтних втручань, направлених на усунення несправностей шляхом заміни зношених деталей на запасні частини. Частота заміни тих чи інших деталей визначається конструктивними особливостями машини, умовами та інтенсивністю роботи. Найбільш часто замінюють деталі, які працюють в абразивному середовищі, до якого відносяться ґрунти. Такими деталями, зокрема, є лемеші плугів. Обробіток ґрунту є однією з найбільш енергомістких агротехнологічних операцій, яка започатковує цілий цикл механізованих операцій аж до збирання врожаю. Тому відмова ґрунтообробних машин та агрегатів призводить до порушення цього циклу. Зміна термінів виконання агротехнологічних операцій поза межами оптимальних агротехнологічних строків може призвести до значних збитків сільськогосподарських підприємств.

Саме тому сучасні сільгоспідприємства віддають перевагу перед вітчизняними плугами серій ПЛН, ПН, ПЯ, ПНЯ, ПО та ін. більш надійним плугам закордонного виробництва, як то: Eurodiamant та Varidiamant від Lemken, Vogel&Noot Hercules, Kverneland, Kuhn, Gregoire Besson, John Deere, Rabe, Huardra ін.

Але широке використання дорогої іноземної техніки в поєднанні з необхідністю частої заміни зношених лемешів плугів визначає проблему високої вартості витрат на запасні частини взагалі, а лемешів зокрема. Несвоєчасна заміна лемешів при зниженні гостроти лез призводить до необхідності підвищення тягового зусилля трактора, перевитраті пально-мастильних матеріалів.

Переважає більшість лемешів має дефекти, які можна усунути за допомогою сучасних технологій відновлення деталей. Практика показує, що в залежності від зони експлуатації плугів та фізико-механічних властивостей ґрунтів змінюється характер зношування лемешів та частота повторюваності дефектів, їх домінуючий характер.

При створенні дільниць відновлення деталей необхідно враховувати зональні природно-кліматичні умови та склад ґрунтів, які впливають на величину коефіцієнтів повторюваності дефектів та коефіцієнти відновлення деталей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженнями з проблем ремонту машин та відновлення деталей займалися ряд науковців та практиків: Артем'єв Ю.Н., Воловик Є.Л., Єрмолов Л.С., Кряжков В.М., Крагельський І.В., Молодик М.В., Черноіванов В.І.,

Селіванов О.І., Черепанов С.С., Сидорчук О.В., Петров Ю.Н., Ульянов І.Є., Крамаров В.С.

Більш детальними дослідженнями робочих органів ґрунтообробних машин займалися Хрущев М.М., Ткачев В.Н., Рабінович А.Ш., Севернев М.М., Винокуров В.М., Костецький Б.І., Бартенев І.М., Фененко А.Н., Василенко М.О., Михальченков А.М., Аулін В.В. та багато інших.

Рабінович А.Ш. аналітичним методом визначив параметри леза лемешу, при яких термін його експлуатації до заміни (відновлення) буде максимальним [1].

Ткачев В.Н. визначив, що характер зношення лемешів залежить не лише від гранулометричного складу ґрунту, але і від однорідності ґрунту по глибині орного шару [2].

М. Денисенко установив, що висока зносостійкість в умовах абразивного зношування забезпечується наявністю в структурі наплавленого шару карбідів тугоплавких металів. Застосувавши точкове зміцнення порошковим дротом – плавким електродом домігся підвищення ресурсу робочих органів ґрунтообробних машин у 1,5...2,8 рази в порівнянні з серійним індукційним наплавленням [3].

Автори [4] оперують коефіцієнтами надійності та коефіцієнтами готовності машин, аналізують види дефектів, проте не визначають коефіцієнти повторюваності таких дефектів та числові значення коефіцієнтів відновлення деталей.

В дослідженнях під керівництвом професора М.М. Севернева аналізується механічний склад ґрунтів та детально вивчається механізми абразивного зношення [5].

Тюрєва А.А. відмічає, що з усіх чинників, які впливають на зношення плужних лемешів визначальним є гранулометричний склад ґрунту [6]. Вона визначила, що оптимальним способом відновлення плужних лемешів є наплавочне армування.

Автори ряду досліджень довговічності роботи плужних лемешів вважають [7] основними чинниками впливу на інтенсивність зношення природно-кліматичні умови.

За аналізом опублікованих досліджень, встановлено, що наявність того чи іншого дефекту на деталі є випадковою подією. До того ж наявність одного дефекту не виключає інших, тобто ці події можуть бути сумісними. Крім того, кількісні значення коефіцієнтів повторюваності дефектів в залежності від типу ґрунтів недостатньо вивчені. З огляду на це, існуючі методики розрахунку коефіцієнтів, що характеризують дефекти зношених плужних лемешів, потребують деякого уточнення.

Мета досліджень. Вдосконалення методичних положень щодо розрахунку коефіцієнтів відновлення лемешів плугів при їх експлуатації в ґрунтах з різними фізико-механічними властивостями.

Результати досліджень. При експлуатації ґрунтообробних сільськогосподарських машин на їх робочих органів діє низка чинників, які зумовлюють характер та інтенсивність їх зношення. Їх можна поділити на наступні групи:

- конструктивно-технологічні, які характеризують надійність та якість виготовлення;
- природно-кліматичні, які обумовлюють середовище використання машини;
- режими експлуатації, від яких залежить характер навантажень;
- дотримання правил технічного обслуговування та ремонту, що зумовлює надійність та якість сервісу.

Рівень впливу різних груп чинників змінюється в достатньо широких межах. Їх спільна взаємодія обумовлює ймовірнісний характер прояву дефектів лемешів. Закруглюється і зношується носок леза лемеша, міняється його геометрична форма, утворюється потилична фаска, змінюється кут загострення та форма леза, відбувається зношення лемешів по довжині, товщині та ширині, деформуються та розбиваються місця кріплення. При наявності в ґрунті кореневищ дерев, каміння або шматків металу на лемеші можуть виникнути вигини, скручування, тріщини і навіть полумки, особливо в частині носка лемеша.

Для визначення кількісних значень коефіцієнтів відновлення та повторюваності дефектів необхідно використовувати теоретичні викладки на основі теореми Бернуллі [8]. Коефіцієнт повторюваності дефектів K_{nij} являє собою ймовірність появи певного дефекту на випадково взятій деталі, із загальної кількості однойменних деталей, що знаходяться на дефектуванні. Цей коефіцієнт рівний:

$$K_{nij} = \frac{d_{ij}}{d_i}, \quad (1)$$

де d_{ij} – кількість i -х деталей з j -м дефектом; d_i – загальна кількість i -х деталей, що дефектується.

Для деталей, які підлягають відновленню, формула (1) дещо видозмінюється, оскільки частина поправних дефектів може бути на деталях, які підлягають вибракуванню:

$$K_{noij} = \frac{d_{ij}^e}{d_i}, \quad (2)$$

де d_{ij}^e – кількість ремонтпридатних i -х деталей з j -м дефектом.

При дефектуванні плужних лемешів їх необхідно розподіляти їх на три групи: а) придатні до подальшої експлуатації без ремонтних втручань; б) для відновлення, з поправними дефектами, усунення яких технічно можливе та економічно вигідне на даному ступені розвитку технологій відновлення; в) для вибракування, з непоправними дефектами, усунення яких технічно неможливе або економічно не вигідне:

$$d_i = d_{при} + d_i^e + d_{опрі}, \quad (3)$$

В групі вибракування лемеші також можуть мати поправні дефекти, але наявність хоча б одного непоправного дефекту є домінуючою і такий леміш вибраковується.

Відповідно до рівняння (3), розділивши обидві його частини на d_i отримаємо:

$$K_{зм} + K_e + K_{пр} = 1, \quad (4)$$

Тобто, в загальному випадку сума коефіцієнтів придатності деталей до подальшої експлуатації без ремонтних втручань ($K_{пр}$), коефіцієнтів відновлення (K_e) та коефіцієнтів змінності ($K_{зм}$) дорівнює 1.

В даному випадку нас практично цікавить значення коефіцієнту відновлення при відомих значеннях коефіцієнтів повторюваності поправних дефектів. Така залежність визначається згідно з теоремою додавання ймовірностей сумісних подій [8]:

$$K_e = 1 - (1 - K_{no1}^e)(1 - K_{no2}^e) \dots (1 - K_{noN}^e), \quad (5)$$

де $K_{no1}^e, K_{no2}^e \dots K_{noN}^e$ відповідно коефіцієнти повторюваності поправних дефектів від 1 до N.

В ході досліджень було проведено дефектування зношених деталей. Мінімальну кількість деталей, яку потрібно було піддати дефектуванню, визначали за методикою [9], яка передбачає попереднє вимірювання 10-15 деталей. За даними дефектування визначається зношення по дефекту, що має найбільшу повторюваність, середнє арифметичне значення зношення, середнє квадратичне відхилення досліджуваної величини, коефіцієнт варіації та закон розподілу випадкової величини. По коефіцієнту варіації при довірчій ймовірності $\beta = 0,90$ і відносній точності $\delta = 0,20$ за ДСТУ 3004-95 [10] приймалося мінімальне число деталей, які необхідно досліджувати.

Виходячи, з умов експлуатації досліджуваних об'єктів приймався план проведення спостережень – [NUT]. Згідно цього плану для спостереження ставиться N об'єктів, спостереження ведуться до вичерпання заданого середньої наробітку досліджуваної деталі.

Коефіцієнт варіації визначався по загальноприйнятим залежностям математичної статистики.

Розраховане значення коефіцієнта варіації дозволяє зробити висновок, що значення зношення по досліджуваній деталі підкорюється нормальному закону розподілу випадкових величин.

Згідно ДСТУ 2864-94, для прийнятого рівня довірчої ймовірності та відносної точності мінімальне число плужних лемешів для дослідження було прийнятим рівним 32 деталям. Для мікрометражу деталей використовувався універсальний вимірвальний інструмент. Були розроблені форми мікрометражних карт, виготовлено ескізи деталей з указівкою позицій, що позначають місця дефектів.

Мікрометраж деталей лемешів плуга проводився згідно з методичними вказівками [11].

На підставі результатів проведених попередніх спостережень за роботою плугів в сезоні 2014 року та результатів обробки даних мікрометражних карт визначалась повторюваність дефектів (таблиця).

Слід відмітити, що характер зношення змінюється в залежності від типу ґрунтів. На піщаних та супіщаних ґрунтах переважає абразивне зношення по ширині та товщині лемеша, зношення носка та променевидне зношення. На легких піщаних ґрунтах майже не утворюється потилична фаска та практично відсутні тріщини.

В той же час, на важких глинистих та суглинистих ґрунтах найбільш поширеним дефектом є утворення потиличної фаски, затуплення леза, зношення по ширині та зношення носка відбувається у половини лемешів. Зношення по товщині та променевидне зношення відбувається у 21% лемешів, а зношення по товщині практично не відбувається. Зате на цих ґрунтах можливі вигини, скручування, тріщини, приблизно 2% яких призводить до вибракування лемешів.

При роботі плуга на глинистих та суглинистих ґрунтах лезо лемеша ковзає по дну борозни і на лезі утворюється потилична фаска, паралельна дну борозни. Ця фаска утворює негативний кут до горизонтальної площини і є причиною утворення сили, яка виштовхує леміш з ґрунту. Ця сила збільшує тяговий опір плуга та порушує рівномірність заглиблення корпусів.

Таблиця – Повторюваність дефектів плужного лемеша

№ п/п	Найменування дефекту	Повторюваність дефекту (к _{пд})	
		легкі піщані та супіщані ґрунти	глинисті та суглинисті ґрунти
1	Зношення по ширині	1,00	0,48
2	Зношення носка	1,00	0,55
3	Променевидне зношення носової частини леза	1,00	0,21
4	Зношення по довжині	0	0,21
5	Зношення по товщині спинки леза	1,00	0,02
6	Утворення потиличної фаски	0	0,97
7	Утворення тріщин	0	0,05
8	Вигини, скручування	0	0,09
9	Затуплення леза лемеша	0	0,91

Оскільки леміш на корпусі плуга установлений під кутом до напрямку руху та дна борозни, найбільше зношується носок лемеша, закруглюється гостра долотоподібна частина до її повного рівелювання. Крім того, носова частина лемеша в результаті променеvidного зношування може протиратися наскрізь.

За даними досліджень коефіцієнт придатності (к_{пр}) без ремонтних втручань рівнявся нулю для всіх типів ґрунтів. Коефіцієнт вибракування (к_{бр}) становив 0,04 для глинистих та суглинистих ґрунтів та нулю для піщаних та супіщаних. Коефіцієнт відновлення (к_в) рівнявся 1,0 для піщаних та супіщаних ґрунтів та 0,96 для глинистих та суглинистих.

Висновки. Характер зношування, величина наробітку та повторюваність дефектів плужних лемешів суттєво відрізняються на піщаних та глинистих ґрунтах. При визначенні та представленні коефіцієнтів повторюваності дефектів та коефіцієнтів відновлення цих деталей необхідно зазначати, в яких умовах та на яких типах ґрунтів отримані результати досліджень.

Література

1. Рабинович А.Ш. Стойкість и самозатачиваемость плужных лемехов и других режущих деталей сельскохозяйственных

машин: автореф. ... докт. техн. наук / Ассир Шлемович Рабинович. – М., 1969. – 40 с.

2. Ткачѳв В.Н. Работоспособность деталей машин в условиях абразивного изнашивания / В. Н. Ткачев. – М. : Машиностроение, 1995. - 335 с.

3. Денисенко М., Опальчук А. Зношування та підвищення довговічності робочих органів сільськогосподарських машин / М. Денисенко, А. Опальчук // Вісник ТНТУ. – 2011. – Спецвипуск, частина 2 (механіка та матеріалознавство). – С. 201-210.

4. Бабицький Л.Ф., Кувшинов А.О., Абдулгазіс У.А. Надійність і ремонт робочих органів ґрунтообробних машин: навч. посіб. / Л. Ф. Бабицький, А. О. Кувшинов, У. А. Абдулгазіс. - Сімф. : ДІАЙПІ, 2011. – 148 с.

5. Износ и коррозия сельскохозяйственных машин / М. М. Севернев, Н. Н. Подлекарев, В. Ш. Сохадзе, В. О. Китиков; под ред. М. М. Севернева. – Минск : Беларус. навука, 2011. – 333 с.

6. Тюрева А.А. Повышение долговечности плужных лемехов наплавочным армированием в условиях песчаных и супесчаных почв: дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Анна Анатольевна Тюрева. – М., 2008. – 168 с.

7. Повышение долговечности рабочих деталей почвообрабатывающих машин / Под ред. проф. Хрущева М.М. – М.: Машгиз, 1960. – 200 с.

8. Котенко С.С. До методики визначення коефіцієнтів заміності і коефіцієнтів відновлення деталей машин. / С.С. Котенко // Вісник сільськогосподарської науки. – К, 1980. – № 11. – С. 66-67.

9. Разработка недостающей технической документации на ремонт (восстановление) деталей сельскохозяйственной техники с послеремонтным ресурсом не менее 80 % от ресурса новых (отчёт). Номер госрегистрации 77044074 / Молодык Н.В. – Украинский филиал ГОСНИТИ. – М., 1978. – 243 с.

10. ДСТУ 3004-95 Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними

11. Методические указания сбора информации об изменении технического состояния, износах и отказах тракторов / [Разраб. А. Ш. Рабиновичем, А. А. Сельцером, В. В. Новиковым и др.] ; Гос. всесоюз. науч.-исслед. технол. ин-т ремонта и эксплуатации маш.-тракт. парка. - Москва : ГосНИТИ, 1975. - 39 с.

Рецензент д.т.н., проф. О.В. Сидорчук

УДК 621.82

© О.Л. Ляшук, д.т.н., О.Л. Третьяков, В.П. Дмитренко,
О.А. Колесник, к.т.н.

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ МЕХАНІЗМІВ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЕКСТРУДЕРІВ

Визначено основні показники технологічності та конструктивної складності виконання гвинтових робочих органів для екструдерів. Приведена технологічна характеристика конструктивних параметрів гвинтових деталей машин виготовлених різними способами.

ЕКСТРУДУВАННЯ, ЕКСТРУДЕРИ, ПЕРЕРОБКА ФУРАЖНОГО ЗЕРНА.

Постановка проблеми. Створення нового конкурентоспроможного обладнання для виготовлення високоефективних комбікормів для тваринництва є одним з важливих завдань народного господарства України. Прогресивним напрямком у виготовленні високоефективних кормів для тваринництва є переробка фуражного зерна екструдуюванням. Цей метод полягає в барометричній переробці зерна методом додаванням мінералів при підвищеній температурі до 160°C і тиску до 10МПа. Такий режим перетворення в процесі екструдювання виникає руйнування високомолекулярних органічних з'єднань і перетворення їх в більш прості, які добре засвоюються тваринами. Тому дослідження конструкції екструдерів при переробленні фуражного зерна з домішками відходів зернового виробництва і мінералів є актуальним.

Поряд з позитивними моментами характеристики екструдерів мають ряд недоліків, до яких відносяться наступні: висока собівартість виготовлення і металоемкість, недостатня експлуатаційна надійність і довговічність, обмежені технологічні можливості. Відтак їх конструкції потребують подальшого відпрацювання на технологічність, тому на даний час основним завданням при їх створенні є розроблення таких конструкцій, які забезпечили б покращення умов і безпеки праці виробничого персоналу, широку багатofункціональність, механізацію і автоматизацію виробничих процесів, високу продуктивність, безвідмовність, ремонтпридатність, можливість їх комплектування на базі модульного принципу. Для реалізації процесу екструзії застосовують шнековий екструдер,

основним робочим органом якого є шнек спеціальної конструкції, що обертається в циліндричному корпусі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основи конструювання, проектування та дослідження гвинтових робочих органів заклали такі вчені: Амірова Ю.Д. [1], Григорьєва [2], Герман Х. [3], А. Віденбаум, Р. Мор, М. Данквертс, Д. Лейсі, Ю.І. Марков, А.М. Ластовцев, Г. Шенкель, В. Штербачек, Г.Г. Кошелев, Р.В. Торнер, М.В. Тебін, Д. Мак-Кельві, Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко [4,5] та інші. Не зважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені розробленню і дослідженню та рівень технологічного забезпечення залишається недостатнім, а наукова база для їх створення і дослідження не завжди відповідає сучасним вимогам.

Метою даної роботи є відпрацювання технологічності конструкцій ексрудерів з гвинтовими робочими органами і підвищення ефективності їх роботи.

Результати дослідження. Технологічність конструкції виробу (ТКВ) – це сукупність властивостей, які визначають його пристосованість до досягнення оптимальних витрат у процесі виробництва, експлуатації та ремонту для заданих показників якості й умов виконання своїх функцій. Загалом система показників ТКВ охоплюється 9 групами факторів і описується 51 загальним і понад 100 частковими коефіцієнтами. У цілому система оцінок являє собою граф-дерево показників і коефіцієнтів, яке постійно збільшується і доповнюється, бо кількість ознак предмета й умов користування ним є нескінченним.

ГОСТ 14201-83 встановлює показники, відповідно до яких здійснюється комплекс заходів із забезпечення необхідного рівня технологічності конструкції ГМ (гвинтових механізмів). Найважливіші з цих показників є трудомісткість і собівартість виготовлення, коефіцієнт використання матеріалу та матеріаломісткість.

Згідно ГОСТ 14202-73 розрізняють виробничу та експлуатаційну технологічність ГМ. Виробнича технологічність проявляється у скороченні різних видів витрат на конструкторську і технологічну підготовку виробництва, процеси виготовлення, контроль і випробування.

Здійснювати відпрацювання конструкції ГМ на технологічність рекомендують у наступному порядку. Спочатку потрібно підібрати і проаналізувати вихідні матеріали, необхідні для аналізу технологічності конструкції. Далі слід уточнити об'єм випуску, тип і характер виробництва, проаналізувати показники технологічності

проектованої деталі, вузла або машини, а потім розробити заходи з їх покращення.

На стадії відпрацювання конструкції екструдерів на виробничу технологічність проводиться відпрацювання на технологічність робочого органа, а саме – гвинтової стрічки, яка відноситься до оригінальних деталей з підвищеною технологічною складністю і трудомісткістю виготовлення.

Конструкції екструдерів можна класифікувати також за геометричною формою, механічними, функціональними або термодинамічними характеристиками. Крім того, екструдери рекомендується класифікувати за їх фізичними ознаками, так як вони впливають на хімічні структурні характеристики екструдованих продуктів. Особливе значення мають такі параметри, як нахил ріжучого краю кромки матриці та кількість теплової енергії, що утворюється в процесі екструдювання за рахунок механічного перетворення енергії; температура під час процесу у вологість маси, що екструдюється. З врахуванням цих характеристик екструдери можна розділили на такі групи:

- з коротким шнеком (автогенні);
- з великим нахилом ріжучого краю матриці;
- двошнекові з незначним нахилом ріжучого краю матриці;
- формуючі, з великим нахилом ріжучого краю матриці.

Екструдери з коротким шнеком характеризуються високою швидкістю обертання шнека і коротким циліндром. При цьому температуру важко регулювати через малий термін знаходження маси в екструдері

За типом основного робочого органу екструдери підрозділяють на одношнекові, багатошнекові, дискові, поршневі та інші.

Найбільше розповсюдження в промисловості отримали шнекові екструдери. Захоплюючи вихідний продукт, шнек переміщує його від завантажувального пристрою уздовж корпусу екструдера. При цьому продукт стискується, розігрівається, пластифікується і гомогенізується. Максимальний тиск в екструдері досягає величини від 5 до 50МПа.

За частотою обертання шнека екструдери підрозділяються на нормальні і швидкохідні з коловою швидкістю відповідно 0,5 і 7 м/хв., а за конструктивним виконанням - на стаціонарні та з корпусом, що обертається, з горизонтальним або вертикальним розташуванням шнека.

Домінуючими факторами, що впливають на проектування робочих органів екструдера, є:

- специфіка функціонального призначення і універсальність використання;
- вимоги до операцій з перетворення і транспортування продуктів;
- властивості перетворюваних продуктів;
- технологічні особливості процесів і матеріалів, які використовуються для виготовлення гвинтових механізмів;
- забезпечення простоти при збільшенні частки уніфікованих елементів та мінімізації їх загальної кількості в конструкції;
- вимоги до експлуатаційної готовності, габаритів і ваги;
- вимоги до обслуговування, його простоти;
- забезпечення низької собівартості виготовлення та високої економічності експлуатації;
- вимоги до якості, в тому числі терміну служби, надійності в експлуатації;
- вимоги до безпеки експлуатації;
- забезпечення високих ергономічних характеристик, врахування естетичних вимог і конструктивна наслідуваність.

Основні вимоги до гвинтових робочих органів (ГРО) екструдера є наступними:

- відповідність функціональному призначенню;
- пружність і міцність на кручення та згинання;
- довговічність, опір корозії та спрацюванню.

При проектуванні робочих органів керуються ДСТУ 3278-95 [6], ДСТУ 3973-2000 [7], ДСТУ 3974-2000 [8], ДСТУ ГОСТ 2.601:2006 [9], ДСТУ ГОСТ 2.001:2006 [10], які встановлюють загальні технічні вимоги до гвинтових механізмів, визначають правила виконання науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, систему розроблення та поставлення продукції на виробництво, єдину систему конструкторської документації.

До основних геометричних параметрам шнека екструдера ставляться наступні вимоги:

1. зовнішній діаметр D , крок t і глибина нарізки h , кут нахилу гвинтової нарізки φ , ширина гребеня витка e , величина радіального зазору між гребенем нарізки й корпусом матеріального циліндра δ .

2. якість вихідного параметра для розрахунків задається діаметр шнека D , якщо діаметр шнека не заданий, те його орієнтовно розраховують по співвідношенню:

$$Q = 0,68D^{2,5}.$$

Отримане значення діаметра шнека округляють до найближчого більшого значення зі стандартного ряду діаметрів шнеків для конкретного виду полімерного матеріалу.

Після вибору діаметра шнека й відносини L/D визначають інші параметри шнека, які виражаються через його діаметр. Крок нарізки t і глибина витка шнека впливає на продуктивність шнекової машини. Крок витка в зоні завантаження в основному залежить від коефіцієнта тертя матеріала об шнек і стінки матеріального циліндра, що завантажується матеріал (гранули, порошок). Для ідеального шнека оптимальним кутом нахилу гвинтової спіралі є 45° , який відповідає кроку $h = \pi D$. У дійсності значення коефіцієнта тертя матеріалу об шнек знаходяться у межах $0,3 \dots 0,6$. Значення коефіцієнта тертя матеріалу $0,5$ відповідає куту нахилу гвинтової спіралі шнека 19° , тобто крок $1,1D$.

У більшості випадків для зони завантаження рекомендується підбирати крок від $0,7D$ до $1,5D$. Для зони дозування, оптимальним є кут нахилу спіралі 30° , що відповідає кроку $1,8 D$, однак це значення є занадто високим, тому шнеки з більшим кроком і великою глибиною дуже чутливі до зміни тиску, температури й в'язкості матеріалу [2].

Звичайно крок вибирають рівним діаметру шнека, тобто $t = D$, що відповідає куту підйому гвинтовий каналу $17^{\circ}42'$. У цьому випадку забезпечується не тільки досить гарне живлення машини матеріалом, але й суттєво спрощується технологія виготовлення шнека. Для забезпечення високих ступенів стиску матеріалу можуть застосовуватися шнеки зі змінним по довжині кроком (рис.1). Рекомендації з вибору глибини гвинтового каналу залежно від властивостей перероблюваного матеріалу зводяться в кожному окремому випадку до чутливості матеріалу до перегріву.



Рис.1 - Варіанти конструкцій гвинтових секцій робочих органів екструдерів

Глибина гвинтового каналу шнеків h для переробки пластичних мас ухвалюється рівної: у зоні завантаження $h = (0,12...0,16) D$, у зоні дозування $h = 0,5 \left[D - \sqrt{D^2 - \frac{4h}{j}(D - h_1)} \right]$; j - степінь стиснення матеріалу.

Основні конструктивні показники для виготовлення робочих органів [4, 5] представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 - Основні показники технологічності та конструктивної складності виконання гвинтових деталей

№ п/п	Показники технологічності	Аналітичний зміст показника	Зміст складових параметрів
1.	Коефіцієнт використання матеріалу	$K = \frac{M_d}{M_3}$	M_d – маса деталі; M_3 – маса заготовки
2.	Коефіцієнт нерівномірності витягування стрічки за зовнішнім і внутрішнім краями спіралі	$\psi = \frac{(r_o + B)}{r_o}$	r_o - радіус спіралі за внутрішнім краєм; B – ширина стрічки
3.	Коефіцієнт технологічної складності виготовлення	$K_{mc} = (\psi - 1)^x K_e$	x – показник степеня функції; K_e – коефіцієнт
4.	Коефіцієнт кроку спіралі	$K_T = T / (r_o + B)$	T - крок спіралі
5.	Питома висота витка	$b' = B / H$	H - товщина витка
6.	Відносний радіус згину	$r' = r_o / B$	
7.	Зведена висота	$b_{ze} = (\psi - 1)^x K_e b'$	
8.	Відносна товщина спіралі	$\delta_h = 1 / b'$	
9.	Стійкість смуги у процесі формоутворення гвинтової заготовки: - коефіцієнт стійкості у процесі згину; - коеф. стійкості вальцювання; - коефіцієнт стійкості для операції розгину спіралі на крок	$K_{y.u} = \delta_h^3 (\psi - 1)$ $K_c = \frac{T \delta_h}{D \psi}$ $K_{y.p} = \frac{\delta B^2}{[T^2 (\psi - 1)]}$	D – зовнішній діаметр

Здійснювати відпрацювання конструкції на технологічність рекомендують у наступному порядку. Спочатку потрібно підібрати і проаналізувати вихідні матеріали, необхідні для аналізу технологічності конструкції. Далі слід уточнити обсяг випуску, тип і характер виробництва, проаналізувати показники технологічності проєктованої деталі, вузла або машини, а потім розробити заходи з їх покращення.

Для дослідження технологічності конструкції секцій ГРО необхідно проаналізувати найпрогресивніші технологічні процеси їх виготовлення, зробити порівняння і вибрати найбільш економічний і ефективний. При відпрацьовуванні конструкції гвинтових секцій робочих органів екструдерів на технологічність слід урахувувати три групи вимог:

- до складу складальної одиниці - вона повинна розділятися на раціональне число складових частин з урахуванням принципу агрегування;

- до конструкції з'єднань складових частин - конструкція повинна забезпечувати можливість компонування зі стандартних виробів і уніфікованих частин;

- до точності й методу складання - складання секції не повинно обумовлювати застосування складного технологічного оснащення.

При виготовленні головного елемента секцій ГРО - необхідно розглянути, проаналізувати й вибрати один із основних способів її виготовлення із заданими конструктивними параметрами, які представлені в таблиці 2.

Таблиця 2 - Технологічна характеристика конструктивних параметрів гвинтових деталей машин виготовлених різними способами

№ п/п	Спосіб формоутворення	Коефіцієнт використання матеріалу, К	Питома висота витка, b'
1	Прокатування з прямокутних заготовок	0,55 - 0,98	≤ 3
2	Прокатування з трапецієвидних заготовок	0,55 - 0,98	$\leq 3,5$
3	Прокатування з круглого прокату	0,55 - 0,98	$\leq 1,5$

Технологія виготовлення ГРО, суттєво впливає на зміну їх конструктивних параметрів і техніко-економічні показники.

Конструктивні особливості напряму залежать від їх призначення, а враховуючи, що основним їх елементом є ГРО, то

способи отримання і забезпечення необхідних конструктивних параметрів шнеків являються надважливою проблемою при проектуванні.

Висновки. Визначено основні показники технологічності та конструктивної складності виконання гвинтових деталей екструдера. Приведена технологічна характеристика конструктивних параметрів гвинтових деталей машин виготовлених різними способами.

Література

1. Технологичность конструкций изделий: Справочник // [Амиров Ю. Д. и др.]; под. ред. Ю. Д. Амирова. – М. : Машиностроение, 1985. – 217 с.

2. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры/ А.М. Григорьев. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.

3. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ / Х. Герман. – Л. : Машиностроение, 1975. – 230 с.

4. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання [Текст] / І.Б. Гевко. – Тернопіль: ТДТУ, 2008. – 307 с.

5. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів / Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є. – Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 278 с.

6. Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Основні терміни та визначення : ДСТУ 3278:95. – [Чинний від 1996-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1996. – 142 с.

7. Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Правила виконання науково-дослідних робіт. Загальні положення : ДСТУ 3973:2000. – [Чинний від 2001-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2001. – 46 с.

8 Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Правила виконання дослідно-конструкторських робіт. Загальні положення : ДСТУ 3974:2000. – [Чинний від 2001-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2001. – 54 с.

9. Єдина система конструкторської документації. Експлуатаційні документи : ДСТУ ГОСТ 2.601:2006. – [Чинний від 2007-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2007. – 144 с. –

10. ЄСКД. Загальні положення : ДСТУ ГОСТ 2.001:2006. – [Чинний від 2007-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2007. – 144 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 631.51

© О.О. Налобіна, д.т.н.

Національний університет водного господарства та природокористування

О.В. Шовкомуд, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ДО ПИТАНЬ ОЦІНКИ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ І ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ АПК

У статті розглянуто питання оцінки енергоефективності технічних засобів для АПК. Запропоновано нові методологічні підходи до оцінки енергоефективності.

ТЕХНІЧНИЙ ЗАСІБ, ТЕХНОЛОГІЯ, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ, МЕТОДОЛОГІЯ.

Постановка питання. Проектування машин на сучасному етапі розвитку науки та техніки здійснюється з урахуванням галузевих вимог до об'єктів, що проектуються, та базуються на методиках проектування, що передбачають врахування впливу технологічних, конструкційних, експлуатаційних параметрів проектованої машини на кінематичні, динамічні, міцнісні, техніко-економічні характеристики. Останнім часом процес проектування доповнюється також прогнозуванням показників надійності нової техніки.

Сучасний промисловий комплекс споживає значну кількість паливо-енергетичних ресурсів. Це стосується і АПК, рівень розвитку якого в значній мірі визначається оснащеністю сучасною технікою та рівнем енергозабезпеченості. Зокрема, витрати енергетичних ресурсів у сільському господарстві України значно перевищують відповідні показники західних країн. Тому зменшення енергоємності технологій та машин є одним із важливих завдань, вирішення якого повинно базуватись на методологічних засадах системного аналізу та запроваджуватись ще на етапі проектування.

Аналіз досліджень і публікацій. Основні положення проектування машин викладено в роботах Альтшуллера Г.С. [1], Джонсона Дж.К. [2], Орлова П.І. [3], Амірова Ю.Д. [4] та інших. Основи проектування сільськогосподарських машин і технологій викладено в роботах Летошнева М.М. [5], Гуревича А.Н. [6] та багатьох інших авторів. Зміст відомих методик проектування передбачає техніко-економічну оцінку технічного засобу, що проектується, яка включає розрахунок показника енергоефективності. Але слід зауважити, що дані методики не враховують вплив зовнішніх

процесів і тому не дозволяють прогнозувати показники енергоефективності з достатньою точністю.

Метою даної роботи є розробка методологічних основ визначення енергоефективності технічних засобів, призначених для АПК, на стадії їхнього проектування, які базуються на системному аналізі механізмів формування енергоефективності технологій.

Результати дослідження. Галузі АПК в значній мірі є споживачами енергоресурсів. В основному це тепла енергія, електроенергія, газ, паливо-мастильні матеріали (ПММ). Пріоритетність використання конкретного виду ресурсів визначається видом діяльності. Наприклад для рослинництва актуальним є використання ПММ, електроенергії. Для галузі тваринництва – теплової та електричної.

Витрати енергетичних ресурсів визначають енергоємність технологій та є вагомим фактором, що впливає на собівартість готової продукції та її конкурентноздатність на внутрішньому та зовнішньому ринках.

Аналіз чинних досліджень енерговитрат в АПК [7-10] виявив наступні недоліки відомих методик розрахунку енерговитрат та прогнозування енергоефективності:

- відсутність врахування впливу якості різноманітних видів енергії;
- не враховується вплив енергетичної ефективності технологічних матеріалів (грунт, добрива, тощо).

Оцінка енергоефективності проводиться шляхом аналізу функції:

$$K = f(E_{m.з}), \quad (1)$$

де K – коефіцієнт ефективності, $E_{m.з}$ – показники енергоефективності технічного засобу до яких згідно [11] відносять:

- витрати палива, $кг / год$;
- потужність, споживану агрегатом (машиною), $кВт$;
- питомі енерговитрати машини, $МДж / га$;
- тяговий опір, H ;
- потужність, яка витрачається на привод робочих органів, $кВт$.

Тобто оцінка енергоефективності проводиться без розкриття фундаментальних основ протікання технологічних процесів для відтворення яких призначено технічний засіб, що проектується. Це приводить до того, що значення коефіцієнтів енергоефективності значно занижені, а технічні засоби не завжди забезпечують оптимальну завантаженість енергетичних машин.

З урахування вище означеного, на наш погляд, методологія оцінювання енергоефективності технічних засобів для АПК у ході їхнього проектування повинна базуватись на аналізі наступних складових:

- організаційних;
- економічних;
- управлінських;
- функціональних.

Врахування організаційної складової дозволяє розробити комплексний підхід до пошуку напрямків зменшення енерговитрат на всіх етапах виконання технології. Це в свою чергу створює умови для обґрунтування параметрів технічного засобу виходячи з необхідності збільшення енергоефективності їхнього застосування.

Врахування економічних складових оцінки енергоефективності дозволить виділити структурні витратоформуючі фактори технологічних процесів.

На етапах аналізу функціональних і управлінських складових формування енергоресурсного забезпечення розробляються:

- комплексні показники технічного рівня;
- комплекс заходів, спрямованих на підвищення ефективності функціонування технічного засобу;
- перелік і структура параметрів які інтерпретують критерії оцінки використання енергоресурсів.

Запропонований організаційно-економічний механізм оцінки енергоефективності технологій та технічних засобів на стадії їхнього проектування дозволяє:

- здійснити модернізацію процесів та технологій на основі попередньо сформованого алгоритму підвищення енергоефективності;
- підібрати технічні засоби, які дозволяють максимально ефективно використовувати ресурси та зменшити питомі енерговитрати на виробництво продукції.

Оцінку енергоефективності технічних засобів, які проектуються з урахуванням впливу енергоємності технологічного процесу для виконання якого він призначений, проведемо з використанням коефіцієнта:

$$K_{T,T} = \frac{\sum_{i=1}^n E_i^{m,o}}{\sum_{j=1}^k E_j^{m,n}}, \quad (2)$$

де $\sum_{i=1}^n E_i^{m,o}$ – сумарне значення енергоємності технології. Розрахунок енергоємності рекомендується проводити з урахуванням даних

технологічних карт, що дозволить врахувати вартісні, натуральні та енергетичні показники по кожній i -й технологічній операції. До вартісних показників відносяться:

- витрати паливо-енергетичних ресурсів на одиницю продукції;
- питома вага енерговитрат в собівартості;
- економія експлуатаційних витрат у порівнянні з базовою технологією;
- експлуатаційні витрати на одиницю продукції.

До натуральних: витрати часу, палива, енергії.

До енергетичних:

- прямі витрати паливно-енергетичних ресурсів;
- непрямі витрати паливно-енергетичних ресурсів;
- енергетична віддача.

Розрахована таким чином енергоємність технології дозволяє намітити можливі способи збільшення енергетичної ефективності та отримати оптимальне значення енергоємності технологічного процесу, який буде відповідати максимальному ККД технічного засобу, тобто

$$\sum_{i=1}^n E_i^{m,o} \rightarrow \max \text{ при } \sum_{j=1}^k E_j^{m,n} \rightarrow \max ,$$

де $\sum_{j=1}^k E_j^{m,n}$ – сумарна енергоємність базового технологічного процесу, який здійснюється базовим технічним засобом із ККД, що відповідає відомим агро-кліматичним умовам.

Отримане значення $K_{T,T}$ (коефіцієнта енергоефективності технічного засобу для даної технології) дозволить обґрунтувати техніко-технологічні та кінематичні параметри проектуємого технічного засобу, які забезпечать оптимальне значення ККД енергетичного засобу.

Висновок. Особливості функціонування галузі АПК пов'язані з тим, що в якості об'єкту впливу технічних засобів виступають об'єкти біологічного походження (грунт, рослини). Це створює специфічні умови для розподілу і споживання енергетичних ресурсів. Тому питання багатопланової оцінки енергоефективності технічних засобів для АПК є актуальним і повинно вирішуватись ще на стадії проектування. Крім того, методологія оцінки енергоспоживання та енергоефективності технічних засобів повинна передбачати оптимізацію цих характеристик не для окремо взятого технічного засобу, а оптимізацію співвідношення цих характеристик для технології та технічного засобу.

Література

1. Альтшуллер Г. С. Найти идею. Введение в теорию решения изобретательских задач / Г.С. Альтшуллер. – Новосибирск: Наука, 1986.-209 с.
2. Джонс Дж. К. Методы проектирования / Дж. К. Джонс. – М. – Мир, 1986. –326 с.
3. Орлов П.И. Основы конструирования / П.И. Орлов // справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1988. –кн.1,2.
4. Проблемы технологичности конструкций изделий машиностроения / под ред Ю.О. Амирова и В.Л. Михельсона-Ткача. – М.: Изд-тво стандартов, 1976. 144 с.
5. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины / М.Н Летошнев // 3-е изд. перераб. и доп. –М. –Л.: Сельхозиздат, 1955. – 764 с.
6. Гуревич А.М. Тракторы и автомобили. – Изд. 4-е., перераб. и доп. – М.: Колос, 1979. – 479 с.
7. Шмелев С.А. Экспериментальные исследования и сравнения методик проведения энергетической оценки сельскохозяйственной техники / С.А. Шмелев, Д.С. Буклагин // Техника и оборудование для села. – 214. №1. – С. 30-33.
8. Буклагин Д.С. Анализ методов оценки энергетических показателей сельскохозяйственных агрегатов на основе измерения расхода топлива. / Д.С. Буклагин, С.А. Шмелев // Сборник научных докладов международной научно-практической конференции «Повышение эффективности использования ресурсов при производстве сельскохозяйственной продукции – новые технологии и техника нового поколения для растениеводства и животноводства» 2011. – Тамбов, ВНИИТиН. – С. 192-194.
9. Шмелев С.А. Энергооценка сельскохозяйственных агрегатов на основе расходомеров топлива / С.А. Шмелев, Д.С. Буклагин. // Система технологий и машин для инновационного развития. – М.: ВИМ2013. – С. 139-143.
10. Скороходов А.Н. Обоснование методов повышения эффективности использования технологических комплексов в растениеводстве [текст]: автореф. дис. ... докт. техн. наук / А.Н. Скороходов. – М.: МГАУ, 1997. – 37 с.
11. Токарев В.А. Методические рекомендации по оценке топливно-энергетических затрат на выполнение механизированных процессов в растениеводстве / В.А. Токарев, А.Н. Никифоров, Е.И. Базаров. – М.: ВАСХНИЛ, 1985. – 44 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 674.815

© А.В. Новицький, к.т.н., А.В. Каменецька, І.Е. Чеботар
Національний університет біоресурсів і природокористування України

МОНІТОРИНГ НАПРЯМКІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЛІСОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Розглянуто питання моніторингу напрямків забезпечення надійності лісогосподарської техніки. Проаналізовано дослідження та публікації з питань, яких торкається ця тема. Обґрунтовано основні складові та інформаційне забезпечення системи моніторингу.

ТЕХНІКА, НАДІЙНІСТЬ, МОНІТОРИНГ, ЛІСОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ, РЕМОНТ.

Постановка проблеми. Ефективність функціонування лісового комплексу України значною мірою визначається його технічним оснащенням. Одним із основних напрямів збалансованого розвитку лісового господарства, спрямованих на посилення екологічних, соціальних та економічних функцій лісів є використання природозберігаючих систем машин та механізмів. Одними з основних тенденцій розвитку лісової галузі є наростаюча швидкість зміни технологій, введення в експлуатацію сучасних багатофункціональних машин та обладнання. Лісозаготівельні машини (ЛЗМ), які надходять сьогодні в лісовий комплекс повинні відповідати високому рівню надійності та підтримуватись в працездатному стані системою технічного обслуговування і ремонту (СТОР), та системою технічного сервісу (СТС).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі окремі наукові і практичні роботи, в яких висвітлені питання забезпечення надійності та підтримання працездатності лісогосподарської техніки. В переважній своїй більшості авторами представлених досліджень розглядаються питання технічної експлуатації та розвитку СТОР та СТС ЛЗМ [1, 2, 4-7, 11], оцінки технічного стану та забезпечення працездатності засобів для переробки деревини (ЗПД) [1, 8, 10, 12]. Окремі методики розрахунку та напрямки підвищення показників надійності ЛЗМ на основі експериментальних досліджень та випробування окремих деталей, агрегатів і машин в цілому відображено в друкованих працях [3, 5, 7].

В сучасних умовах розвитку лісового господарства зростає рівень використання в лісовій галузі різноманітних комплексів машин та обладнання, відмічається ускладнення конструкцій та поява нових

багатофункціональних систем, які являють собою складні технічні системи «Людина-Машина-Середовище» (СТС «ЛМС»). Це спонукало до проведення досліджень ЛЗМ, як СТС «ЛМС» [4, 7, 9, 11, 12].

Мета дослідження. У зв'язку з викладеним, метою статті є моніторинг основних напрямків розрахунку та забезпечення надійності лісогосподарської техніки на основі аналізу та синтезу існуючих досліджень по даній науково-практичній проблемі.

Результати дослідження. Системи моніторингу в якості складової управління надійністю машин та обладнання лісового комплексу практично не освітлені у літературі. До основних способів моніторингу, які могли б бути використані для забезпечення надійності ЛЗМ, як відмічається в дослідженнях [13, 14], можна віднести: використання аналізу інформації з відкритих джерел; проведення бенчмаркінгової оцінки виробничих процесів; застосування методів економічних переваг; співпраця з власниками та персоналом підприємств, виконавцями виробничих процесів та операторами; залучення незалежних фахівців та експертів; використання методу економічних переваг. Враховуючи, що «моніторинг» - це безупинне спостереження за економічними або будь-якими іншими об'єктами, включаючи технічні, аналіз їх діяльності є ефективним напрямом забезпечення їх надійності. Основним із результативних способів моніторингу, як зазначають автори досліджень [13, 14], є аналіз наявної інформації з відкритих джерел.

Для забезпечення надійності лісогосподарської техніки підвищується роль СТС і СТОР. В цих умовах важливим є формування ринку техніки повторного використання, яка вже була в експлуатації та потребує модернізації або ж проведення впливу з ТОР.

Як зазначається в [3, 11], період експлуатації ЛЗМ 40% від загального числа відмов становлять виробничі відмови, 33% - експлуатаційні, 20% - конструктивні, 7% - в результаті «морального» старіння. Надійність ряду елементів ЛЗМ, як показали спостереження в рядовій експлуатації [3, 11], недостатня, а показники довговічності розподіляються в досить широких межах. Заслужують на увагу розробки [11], в яких з представлені рекомендації з організації технічного сервісу ЛЗМ пересувними майстернями. Автором запропонована методика вибору раціональних робочих маршрутів проведення ТОР з використанням теорії масового обслуговування.

Заслужує на увагу рекомендована для практичного застосування математична модель визначення ймовірності відмов у гарантійний та післягарантійний періоди експлуатації ЛЗМ. Цікавим є науковий підхід, який передбачає в гарантійний період експлуатації

техніки деталі і вузли розглядати, як невідновлювані об'єкти, в післягарантійний період - як відновлювані [13]. Експериментальні дослідження і результати статистичного моделювання показали [13], що потоки відмов деталей і складальних одиниць ЛЗМ є найпростішими потоками відмов. Автором встановлено, що емпіричні розподіли ресурсних відмов деталей і вузлів як технологічного обладнання, так і тракторів ЛЗМ, відповідають в основному розподілу Вейбулла, нормальному і логарифмічному розподілу, і лише в окремих випадках - експоненціальному. Вказані дослідження та представлені результати підтверджують можливість використання логіко-імітаційного моделювання для розрахунку і забезпечення надійності техніки.

В дослідженнях, які висвітлені в [7] акцентується увага на тому, що забезпечення працездатністю ЛЗМ має базуватися на теоретичних положеннях експлуатації складних технічних систем, у тому числі методах аналізу структурної надійності. На підставі аналізу структурної надійності ЛЗМ, як складних систем складені загальні схеми формування ймовірності безвідмовної роботи та інтенсивностей потоків відмов складної технічної системи. Автором запропоновані аналітичні залежності, які описують ймовірності станів складних систем, дають можливість встановити інтенсивності потоків відмов та потоків відновлень, коефіцієнт готовності. З досліджень встановлено, що надійність харвестера Ponsse-ERGO лімітують наступні механізми: гідравлічна система трансмісії та гідравлічна система маніпулятора, двигун та харвестерна головка. Разом з тим, не чітко сформульовано, які саме способи забезпечення механізмів і деталей рекомендує автор для забезпечення надійності харвестерів Ponsse-ERGO. В роботі [2] показано, що ефективно управління технічною експлуатацією ЛЗМ, можливо тільки при використанні інформаційних систем відповідного призначення. Включаючи систему моніторингу надійності техніки.

Поява на підприємствах лісового комплексу значного числа зарубіжних лісозаготівельних машин при відсутності достатньо розвинутого супутнього технічного сервісу створило потребу рішення цілого ряду науково-практичних завдань в напрямку постачання запасними частинами (ЗПЧ) і експлуатаційними матеріалами (ЕМ) [9]. В основі структури функціонування математичної моделі визначення величини резерву ЗПЧ і ЕМ для ЛЗМ автором запропоновано використовувати дискретноподійне імітаційне моделювання, яке відображає розвиток моделі системи в часі. Моделі забезпечують територіально розподілені машин ЗПЧ і ЕМ. За результатами досліджень встановлено, що основними об'єктами дослідження, які

лімітують надійність ЛЗМ були деталі технологічного обладнання (маніпулятора), гідравлічної системи, паливної апаратури двигуна форвардера «Джон Дір» 1010D.

В науково-практичних дослідженнях [3] встановлено, що близько 70% претензій через неякісне надання послуг з технічного сервісу пов'язано з порушенням технології і недоліком кваліфікації персоналу. Важливим напрямком в забезпеченні якості послуг з ТОР і ТС являється підготовка і підвищення кваліфікації кадрів інженерно-технічних працівників підприємств ТС. Значний вклад в організаційно-методичні основи підготовки кадрів внесли наукові дослідження [3, 5]. Але, для систем ТС і ТОР ЛЗМ ці питання є мало вивченими. Для вирішення поставленої в статті мети і підвищення надійності та ефективності функціонування машин та обладнання лісового комплексу в роботах [3, 5] пропонується удосконалити організаційні форми, технологічну підготовку та кадрове забезпечення підприємств. Автором запропонована модель професійного середовища керівного і управлінського персоналу, яка визначає цілий ряд внутрішніх і зовнішніх факторів, включаючи модель технологічної підготовки виробництва сервісних підприємств, а технологічні процеси ТОР і ТС представлені, як складні динамічні системи, які пов'язані в єдину систему: «Машина-Агрегат-Деталі-Засоби технологічного оснащення-Персонал».

Однією з причин, що перешкоджає розвитку лісопромислового виробництва, є низька ефективність і надійність використовуваної морально і фізично застарілої техніки і невисока ціна кінцевої лісової продукції. Більшість машин та устаткування [6], які використовуються в лісовому комплексі, має 70-80% знос, і тому значна їх частина підлягає списанню. Це пояснюється тим, що за роки реформ більшість підприємств, що виготовляють лісогосподарську техніку, були закриті або переорієнтовані на інший вид продукції. Розрахункова залишкова вартість старої машини з урахуванням всіх вище вказаних факторів не повинна бути нижче вартості металобрухту і придатних її деталей (18 - 20% від балансової вартості машини) [6].

Для поліпшення становища в галузі необхідні першочергові заходи щодо захисту вітчизняного ринку новою лісовою технікою. Але це дуже складний і тривалий процес, виходом із якого є створення вторинного ринку лісових машин, що послужить важливим резервом збереження технічного потенціалу лісопромислових підприємств. Залежно від платоспроможності лісопромислових й лісогосподарських підприємств можуть здійснюватися кілька варіантів модернізації (категорій ремонту) [6]: ремонт 1 категорії - всі комплектуючі нові;

ремонт 2 категорії - нові комплектуючі, корпус заднього моста старий, двигун після капітального ремонту на заводі; ремонт 3 категорії - нові комплектуючі, корпус заднього моста старий, двигун після капітального ремонту на заводі, ремонт КПП; ремонт 4 категорії - всі основні вузли ремонтні.

В авторефераті [7] обґрунтовані стратегії і параметри об'єктів технічного сервісу лісозаготівельних машин. На підставі досліджень автора розроблена сукупність теоретичних положень і математичних моделей, які дозволяють вирішувати питання підвищення ефективності експлуатації лісозаготівельних машин шляхом мінімізації витрат, при технічній експлуатації ЛЗМ за рахунок організації технічних впливів по фактичному технічному стану з'єднань і деталей машин. Науковий інтерес представляє стратегія обґрунтування оптимального обсягу ремонтного виробництва в основі якої лежить використання теорії масового обслуговування, а також облік моменту настання граничного стану об'єктів дослідження, вартість виконання ремонтних робіт і конкретизація номенклатури показників.

В роботі [4] вирішується завдання управління надійністю складної системи, яка являє собою комплекс меліоративних машин з безперервно мінливими параметрами окремих елементів. Однією з умов рішення - наявність кваліфікованого обслуговування техніки. Автор пропонує використовувати метод експлуатаційного резервування на ідеї декомпозиції, який дозволить вирішити дану задачу забезпечення належного рівня надійності технологічного комплексу машин при номінальних витратах.

Для дослідження проблеми розрахунку та забезпечення надійності лісогосподарської техніки можна використати досвід інших галузей, включаючи сільське господарство.

В теоретичному плані, заслуговують на увагу дослідження професора А.І. Бойка [16], в яких надійність зернозбиральних комбайнів як складних механічних систем оцінена комплексними показниками, які в динаміці враховують не тільки старіння і втрату працездатності машин, але й зміни потенціалу бази технічного обслуговування. Науковці акцентують увагу на тому, що по мірі старіння об'єктів дослідження, роль бази їх технічного обслуговування в підтримці працездатності збільшується, а це, відповідно, підвищує економічну ефективність використання техніки за рахунок зменшення її простоїв і втрат врожаю. При всіх співвідношеннях фізичних змін у машинах при старінні і базах їх технічного обслуговування, авторами представлені функції готовності та функції відновлення, які відображають динаміку втрати та відновлення працездатності.

Близькими до попередніх досліджень є результати наукової роботи [15]. В Україні відсутня чітка системна методологія оптимального проектного розрахунку технологічних ліній і технологічних дільниць, а також обґрунтування на етапі проектування функціонального призначення основного ремонтно-технологічного обладнання для авторемонтних і спеціалізованих ремонтних підприємств, що стримує відродження ефективної конкурентоспроможної сфери послуг з технічного обслуговування і ремонту України. В своїх дослідженнях [15] автор обґрунтовує метод визначення спеціалізації технологічних ліній і технологічних дільниць на основі дослідження організаційно-технологічної сумісності різних технологічних процесів в спільному потоці, який враховує прогноз змін потреби в ремонті вузлів та агрегатів машин різних марок.

Одним із основних показників оцінки ефективності роботи підприємств з ТОР машин є оперативність виконання послуг. Тому, важливим резервом у забезпеченні надійності СТС «ЛМС», якими є лісозаготівельні машини та засоби для переробки деревини є підготовка персоналу для підприємств, які займаються ТОР машин. Виходячи з цього, пріоритетним напрямком досліджень складової СТС «Людина-оператор» є моніторинг: класифікації персоналу підприємств; вимог до рівня кваліфікації та професійно важливих якостей працівників; рівня підготовки та стану підвищення кваліфікації працівників.

Як зазначають автори наукових статей [1, 7, 10], надійність є вирішальним показником, який визначає якість і продуктивність роботи технологічного обладнання, яке працює в автоматизованому виробництві, де відмова хоча б одного елемента веде до зупинки дільниці або всього цеху. Обладнання для виробництва деревостружкових плит представляє собою комплекс автоматичних ліній об'єднаних в одну систему. Авторами наукових робі [7, 10] акцентується увага на тому, що для забезпечення працездатності стружкових верстатів та рубальних машин запропоновано комплекс заходів, які включають: підвищення зносостійкості і довговічності робочих органів і деталей. Але, разом з тим, розглядаючи заходи із забезпечення надійності складових «машина» та «середовище» дільниць і цехів з виробництва деревостружкових плит, авторами не розглядається така важлива складова СТС, як «людина-оператор».

В цьому контексті доцільно відмітити дослідження, які в останні роки з'явилися в наукових виданнях України [15-17]. В них доведена доцільність для аналізу та синтезу складних технічних систем, якими є лісогосподарські машини та обладнання, використовувати теорію графів, математичні моделі надійності,

логіко-імітаційне моделювання. Заслужують на увагу дослідження проблем оцінки та забезпечення надійності людини-оператора, як складової СТС «ЛМ» [17]. Передумовою для встановлення головних критеріїв надійності СТС «ЛМ» є їх ймовірності знаходження в тому, або ж іншому вибраному стані згідно правил Крамера або ж Гаусса [16, 17]. Використання отриманих залежностей дозволяє проводити моніторинг перебування СТС «ЛМ» в одному із станів: працездатний стан, непрацездатний стан у зв'язку зі «старінням» машини або ж непрацездатний стан у зв'язку погіршенням стану оператора.

Актуальними сьогодні напрямками роботи з удосконалення технології моніторингу напрямків забезпечення надійності техніки є: створення моделі моніторингу; збирання даних; опрацювання даних; аналіз даних; оцінка результатів моніторингового дослідження; прогнозування надійності СТС «ЛМС». За результатами проведеного аналізу пропонується наступна класифікація систем моніторингу забезпечення надійності лісгосподарської техніки (рис.).

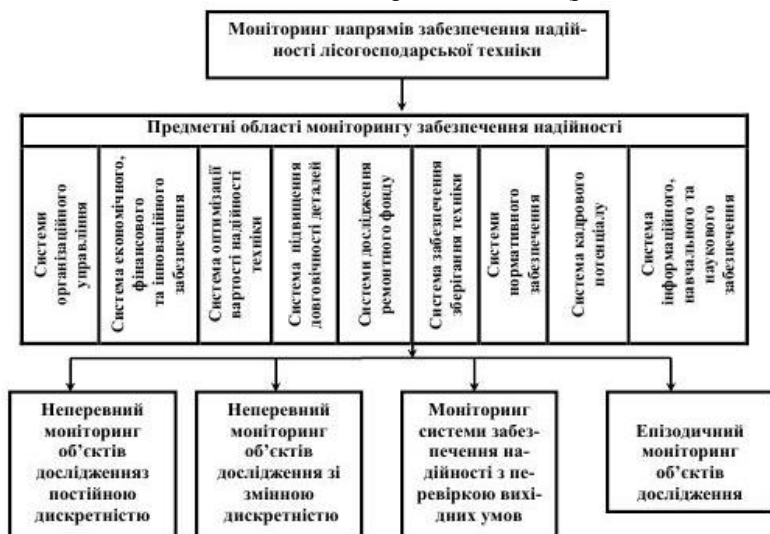


Рис. - Класифікація систем моніторингу забезпечення надійності лісгосподарської техніки

Висновки. Актуальність проблеми підвищення надійності ЛЗМ є важливою і багатогранною, тому навіть незначні результати в напрямку підвищення надійності вказаних засобів та окремі рішення задач в даній галузі придатні для практичного їх застосування. Створення нових методик і підходів для оцінки і забезпечення

надійності ЛЗМ т є перспективним напрямком в підвищенні працездатності складних технічних систем «ЛМС».

Література

1. Амалицкий В.В. Оборудование и инструмент современных деревообрабатывающих предприятий / В.В. Амалицкий // Лесной вестник, №1 – С.190 - 191.
2. Андронов А.В. Повышение эксплуатационной надежности лесозаготовительных машин в условиях республики Коми: автореферат дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: 05.21.01 «Технология и машины лесозаготовок и лесного хозяйства» / Андронов Александр Викторович : Поволжский гос. техн. ун-т. – Йошкар - Ола, 2002. – 20 с.
3. Быков В.В. Методологические и технологические основы системы технического сервиса лесных машин: автореф. дис. на соискание научн. степени доктора техн. наук: 05.21.01 «Технологии и машины лесозаготовок и лесного хозяйства» / Быков Владимир Васильевич : Московский гос. ун-т леса. – М., 2005. – 35 с.
4. Грачёв Р. Ю. Повышение эффективности эксплуатации машин технологического комплекса методом резервирования (на примере культуртехнических работ) : автореферат дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: 05.20.01 – «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / Грачёв Роман Юрьевич : Московский гос. ун-т природообустройства . – М., 2007. – 18 с.
5. Дац Ф.А. Усовершенствование технической эксплуатации зарубежных лесозаготовительных машин: автореферат дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: 05.21.01 «Технология и машины лесозаготовок и лесного хозяйства» / Дац Федор Анатолиевич : Московский гос. ун-т леса. – М., 2011. – 19 с.
6. Морозова О. И. Инструменты функционирования вторичного рынка лесных машин в Российской Федерации : автореферат дис. на соискание научн. степени канд. эконом. наук: 08.00.05 – «Экономика и управление народным хозяйством» (маркетинг) / Морозова Ольга Ивановна : Московский гос. ун-т. леса – Москва, 2010. – 18 с.
7. Кутырев Е. В. Обоснование стратегий и параметров объектов технического сервиса лесозаготовительных машин : автореферат дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: 05.21.01 – Технология и машины лесозаготовок и лесного хозяйства / Кутырев Евгений Владимирович : Петрозаводский гос. ун-т. – Петрозаводск, 2007. – 18 с.

8. Полоз В.І. Обґрунтування показників надійності та розроблення структури ремонтного циклу верстатів для подрібнення деревини: Автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.05.07 «Машини та процеси лісівничого комплексу» / Полоз Володимир Іванович : Нац. Львівський ун-т України. – Львів, 2007. – 20 с.

9. Саливоник А. В. Повышение эффективности лесозаготовительных машин путем оптимального резервирования запасных частей и материалов (на примере машин компании «John Deere») : автореферат дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: 05.21.01 – Технология и машины лесозаготовок и лесного хозяйства / Саливоник Александр Владимирович : Петрозаводский гос. ун-т. – Петрозаводск, 2006. – 20 с.

10. Сиротов А.В. Принципы построения модели оптимизации системы технического обслуживания и ремонта поточных линий деревообрабатывающих предприятий: автореферат дис. на соискание научн. степени д-ра. техн. наук: 05.21.05 «Древесноеведение, технология и оборудование деревообработки» / Сиротов А.В.: Московский гос. ун-т леса. – Москва, 2006. - 38 с.

11. Шиловский В.Р. Обоснование и разработка комплексной системы организации технического сервиса территориально распределенных лесозаготовительных машин: автореферат дис. на соискание научн. степени д-ра техн. наук: 05.21.01 «Технология и машины лесозаготовок и лесного хозяйства» / Шиловский Вениамин Николаевич : Петрозаводский гос. ун-т. – Петрозаводск, 2002. – 39 с.

12. Шостак В.В. Наукові основи прогнозування технічного стану та обґрунтування структури ремонтного циклу обладнання для виробництва деревостружкових плит: Автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: 05.05.07 «Машини та процеси лісівничого комплексу» / Шостак Володимир Васильович : Нац. Львівський ун-т України. – Львів, 1999. – 35 с.

13. Галіцин В.К. Моделі та технології систем моніторингу в економіці: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра економ. наук: 08.03.02 «Економіко-математичне моделювання» / В.К. Галіцин. – К., 2001. – 30 с.

14. Ладиченко В.В. Принципи і способи моніторингу, які необхідні для підвищення ефективності виробництва в АПК України / В.В. Ладиченко, В.Н. Большаков, Р.П. Панасюк // Міліція України, №03-04 (189-190). – 2013. – С.24 – 25.

15. Кузьмінський Р.Д. Системно-функціональні засади синтезу технологічних ліній і дільниць ремонту вузлів та агрегатів

мобільної техніки рільництва: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук за спец. 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / Кузьмінський Роман Данилович : Ін-т механізації та електрифікації сіл. госп-ва. - Глеваха, 2013. - 40 с.

16. Бойко А.І. Встановлення функції відновлення підсистем зернозбиральних комбайнів в умовах розвитку сфери технічного обслуговування / А.І. Бойко, К.М. Думенко // Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження – Львів, 2010. – Т.1, № 14. – С. 12 – 20.

17. Новицкий А. Исследование надежности сложных технических систем «человек – машина» методом графов / А. Новицкий // Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2014. Vol. 16. No 3. – P. 96 – 102.

Рецензент д.т.н., проф. В.М. Несвідомін

УДК 631.171

© М.І. Пилипець, д.т.н., І.М. Кучвара, І.Б. Гевко д.т.н., А.Є. Дячун, к.т.н. Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ФОРМОУТВОРЕННЯ ПРОФІЛЬНИХ ГВИНТОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

В роботі розглянуто процес формоутворення гвинтового профільного робочого органу. Виведені аналітичні залежності для визначення силових параметрів процесу навивання, і необхідних конструктивних параметрів технологічного оснащення. На основі результатів теоретичних досліджень отримано графічні залежності силових параметрів.

ГВИНТОВА ПРОФІЛЬНА СПІРАЛЬ, РОБОЧІ ОРГАНИ, ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОСНАЩЕННЯ.

Постановка проблеми. Одним із важливих питань сучасного сільськогосподарського машинобудування є підвищення надійності машин, довговічності їх гвинтових робочих органів, приводів, їх вузлів і окремих деталей. Важливим моментом такого стану є гвинтові конвеєри і їх робочі органи, які знаходяться в середині нерухомого кожуха, при транспортуванні, подрібненні, змішуванні сипких

матеріалів. Тому актуальним питанням є створення конструктивних схем енергоощадних гвинтових конвеєрів і їх робочих органів, працездатний стан яких забезпечує зменшення зношення гвинтових елементів і енерговитрат. До таких способів відноситься виготовлення профільних гвинтових елементів робочих органів навиванням, експлуатаційна надійність яких більша ніж прокатних.

Результати останніх досліджень та публікацій. На даний час ведуться активні пошуки можливості вдосконалення профільних гвинтових робочих органів з метою підвищення їх експлуатаційних показників [3-12], оскільки гвинтові робочі органи, незважаючи на простоту виготовлення, не забезпечують відповідної продуктивності або мають низький ресурс роботи. Основні напрямки вдосконалення конструкцій профільних гвинтових робочих органів, проведення теоретичних і експериментальних досліджень пов'язані із зменшенням енерговитрат на процес виготовлення [12-18], спрощення конструкцій та зменшення їх матеріаломісткості, а також підвищення експлуатаційних показників [3, 7, 8, 12, 18].

Метою даного **роботи** є теоретичне дослідження процесу навивання профільних гвинтових робочих органів сільхозмашин, і виведення аналітичних залежностей для визначення їх конструктивних параметрів і параметрів технологічного обладнання.

Результати дослідження. Розглянемо процес формування профільних гвинтових робочих органів сільхозмашин на оправу, розрахункова схема якого представлено на рис. 1.

Пристрій для навивання еліпсних гвинтових заготовок виконано у вигляді станини, ступінчастої оправки, торцева поверхня якої виконана у вигляді гвинтової поверхні з кроком рівним товщині смуги, еліпсної форми. Посередині ступінчастої оправки жорстко закріплено торцевий копір-кулачок, з правого торця якого виконана [- подібна виточка, яка відповідає еквідистанті еліпсної оправки. В торцевій частині копір-кулачка виконано осьовий паз, який є у взаємодії з зігнутих кінцем смуги.

Параметри (радіуси) еліпсної оправки виконані розміром меншим параметрам навивної еліпсної заготовки з врахуванням її відпружинення. Крім цього еліпсна оправка виконана конусної форми в сторону сходження навивної заготовки під кутом $1...3^\circ$ для зручності її знімання з оправки.

Радіальне притискання смуги здійснюється притискним роликом, який встановлено на осі в осьовий паз штока, а з лівої сторони притискного ролика на цій же осі встановлено копірувальний ролик, який зовнішнім діаметром є у взаємодії з внутрішнім діаметром

виточки, форма якої відповідає еквідистанті еліпсної оправки в направляючих станини, з можливістю його осьового переміщення разом з направляючим штоком і разом з притискним роликом здійснює осьові переміщення при формуванні еліпсної гвинтової заготовки.

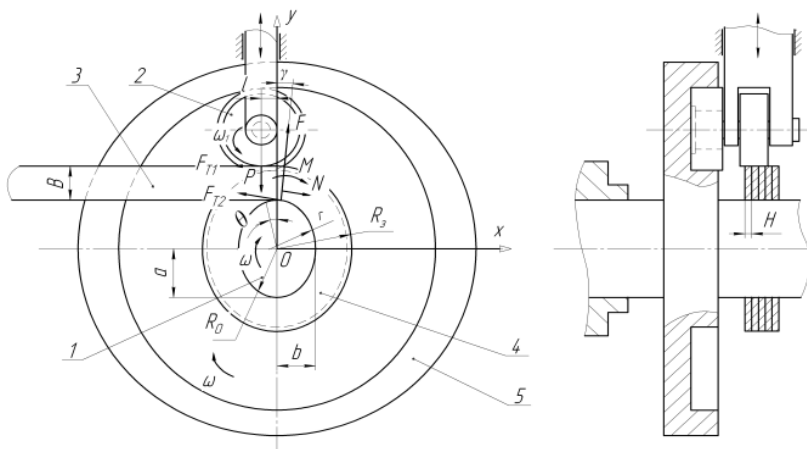


Рис. 1 - Розрахункова схема процесу навівання гвинтового робочого органу сільхозмашин на оправку: 1 – еліпсна оправка; 2 – притискний ролик; 3 – стрічка; 4 – гвинтовий еліпсний елемент; 5 - торцевий кулачок, форма якого відповідає еквідистанті еліпсної оправки 1

Робота пристрою для навівання еліпсних заготовок здійснюється наступним чином. Заготовка у вигляді смуги встановлюється в направляючі і зігнутим кінцем фіксується в пазу копір-кулачка і зверху смуга притискується притискним роликом. Включається привід, еліпсна оправка провертається і здійснює процес навівання гвинтової еліпсної заготовки. Після закінчення технологічного процесу навівання еліпсної заготовки прокручування еліпсної оправки продовжується і за допомогою гвинтової насічки на зовнішньому діаметрі притискного ролика і конусного виконання еліпсної оправки навивна еліпсна заготовка знімається з оправки. У випадку значної її довжини вона розміщується в направляючому жолобі, який жорстко кріпиться до рами.

В процесі навівання відбувається стиснення волокон стрічки на внутрішньому діаметрі і розтяг волокон стрічки на зовнішньому

діаметрі гвинтового еліпсного елемента. Визначимо момент згину стрічки в цих зонах, розглянувши процес деформації в гарячому та холодному стані

Особливістю навівання еліпсних гвинтових елементів є те, що радіуси кривизни, а відповідно і радіуси гнуття стрічки є змінними протягом одного оберту еліпсної оправки. Тому внутрішній радіус гнуття заготовки r можна визначити на основі рівняння радіуса кривизни еліпса [2] за формулою:

$$r = a^2 b^2 \left[\frac{y_0^2}{a^4} + \frac{x_0^2}{b^4} \right]^{\frac{3}{2}}, \quad (1)$$

де a – половина більшої осі еліпса, мм; b – половина меншої осі еліпса, мм; x_0, y_0 - координати точки, в якій визначається радіус кривизни в системі координат xOy , мм.

У параметричному вигляді рівняння еліпса має наступний вид:

$$\begin{cases} x = b \sin \theta; \\ y = a \cos \theta, \end{cases} \quad (2)$$

де θ - кутовий параметр, що знаходиться в межах $0 \leq \theta \leq 2\pi$ і визначає кут повороту еліпсної оправки, рад.

Момент гнуття стрічки визначаємо за формулою:

$$M = \left(\int_{\rho_n}^R \sigma_{\theta 1} \rho d\rho + \int_r^{\rho_n} \sigma_{\theta 2} \rho d\rho \right) H, \quad (3)$$

де ρ_n - радіус нейтральної поверхні напружень, мм; H – товщина стрічки, мм.

Радіус нейтральної поверхні напружень визначаємо за формулою [1]:

$$\rho_n = \sqrt{Rr}. \quad (4)$$

Момент гнуття стрічки в гарячому стані визначаємо за формулою:

$$M = \beta \sigma_s \frac{H \beta_y B^2}{4}. \quad (5)$$

На основі формули (5) робимо висновок, що момент гнуття стрічки в гарячому стані не залежить від радіуса кривизни еліпсної оправки, а отже він буде постійним протягом одного оберту оправки.

У випадку навівання стрічки на еліпсну оправку в холодному стані відбувається зміцнення матеріалу стрічки, при чому величини тангенціальних напружень визначаються за формулами [1]:

- в зоні розтягу:

$$\sigma_{\theta} = \beta \left[\sigma_{\tau 0} \left(1 - \ln \frac{R}{\rho} \right) + \frac{\Pi}{2} \left(2 \ln \frac{\rho}{\rho_H} - \ln \frac{\rho R}{\rho_H^2} \ln \frac{R}{\rho} \right) \right]; \quad (6)$$

- в зоні стиску:

$$\sigma_{\theta} = -\beta \left[\sigma_{\tau 0} \left(1 + \ln \frac{\rho}{r} \right) + \frac{\Pi}{2} \left(2 \ln \frac{\rho_H}{\rho} + \ln \frac{\rho_H^2}{\rho r} \ln \frac{\rho}{r} \right) \right], \quad (7)$$

де $\sigma_{\tau 0}$ - екстрапольована границя текучості матеріалу стрічки, МПа;
 Π - лінійний модуль зміцнення матеріалу стрічки, МПа.

Найбільший момент гнуття виникає при куті повороту $\theta = 0, \pi$ радіан, найменший момент гнуття виникає при кутах повороту $\theta = 1/2\pi, 3/4\pi$ радіан.

Згідно розрахункової схеми на рис. 1 рівняння рівноваги частини стрічки, що піддається деформації запишемо наступним чином:

$$\begin{cases} \text{по осі } x: -F_{T1} - F_{T2} \cdot \cos \gamma + N \cdot \cos \gamma + F \sin \gamma = 0; \\ \text{по осі } x: -P + F_{T2} \cdot \sin \gamma + N \cdot \sin \gamma + F \cos \gamma = 0; \\ \text{сума елементів: } P \cdot l + F_{T1} \cdot R_3 + F_{T2} \cdot R_0 - N \cdot \rho_H - M = 0, \end{cases}$$

де F_{T1} - сила тертя між роликом та стрічкою, Н; F_{T2} - сила тертя між стрічкою та еліпсною оправою, Н; γ - кут тиску оправи, град; N - поздовжня сила, Н; F - рівнодіюча нормальних контактних напружень на стрічці, Н; P - сила гнуття притискним роликом, Н; l - відстань між центрами оправи та притискного ролика, мм; R_3 - зовнішній радіус взаємодії гвинтового елемента відносно центра обертання оправи, мм; R_0 - відстань від центра обертання оправи до її поверхні, мм.

Рівнодіючу нормальних контактних напружень знаходимо за формулою:

$$F = \sigma_r \cdot H \cdot L, \quad (8)$$

де σ_r - контактні нормальні напруження на внутрішньому радіусу ПГЗ, МПа; L - довжина трапецієвидного пелюстка по внутрішньому діаметру, мм.

Експериментальні дослідження показали, що максимальна сила гнуття P притискним роликом виникає на початковій стадії деформування, тобто, коли кут γ рівний нулю.

Відстань від центра обертання оправи до її поверхні визначаємо за формулою:

$$R_0 = \sqrt{a^2 \cos^2 \theta + b^2 \sin^2 \theta}. \quad (9)$$

Зовнішній радіус взаємодії гвинтового елемента відносно центра обертання оправи визначаємо за формулою:

$$R_3 = \sqrt{(a+B)^2 \cos^2 \theta + (b+B)^2 \sin^2 \theta}. \quad (10)$$

Слід зауважити, що тут коефіцієнт тертя μ_1 між притискним роликком і профільною стрічкою є величиною приведеною і не відповідає безпосередньому значенню коефіцієнта тертя для контактуючих матеріалів. Момент, який необхідно прикласти для обертання оправи, залежить від конструктивних особливостей оправ і в загальному випадку визначається згідно рис. 1 за залежністю:

$$M_o = k_M \cdot P \cdot (l + \mu_1 \cdot R_3) \quad (11)$$

де k_M – коефіцієнт, що враховує конструктивні виконання оправи.

На основі приведених вище формул можна проектувати необхідне технологічне оснащення. При цьому, для зменшення моменту обертання оправи, а отже, і зменшення необхідної потужності навівання ПГЗ, потрібно звести до мінімуму коефіцієнт тертя μ_1 , наприклад, використовуючи змащувальні речовини.

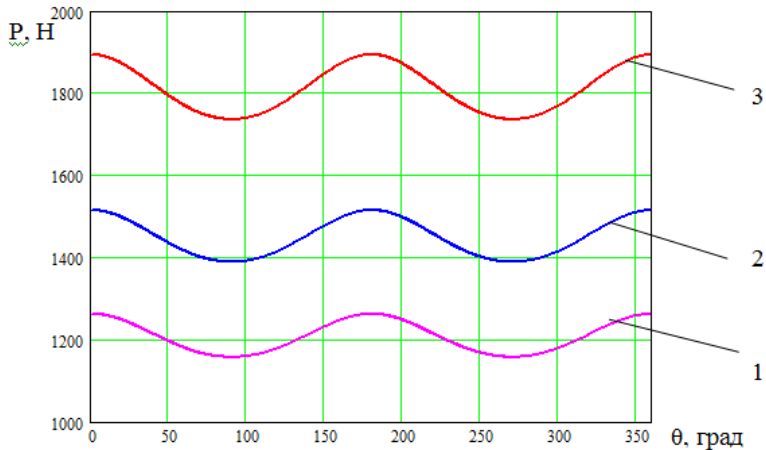


Рис. 2. - Залежності сили гнуптя притискним роликком від кута повороту оправи (Ст 3, $\sigma_B=440$ МПа) $B=15$ мм; $a=50$ мм; $b=40$ мм: 1 – $H=1$ мм; 2 – $H=1,2$ мм; 3 – $H=1,5$ мм

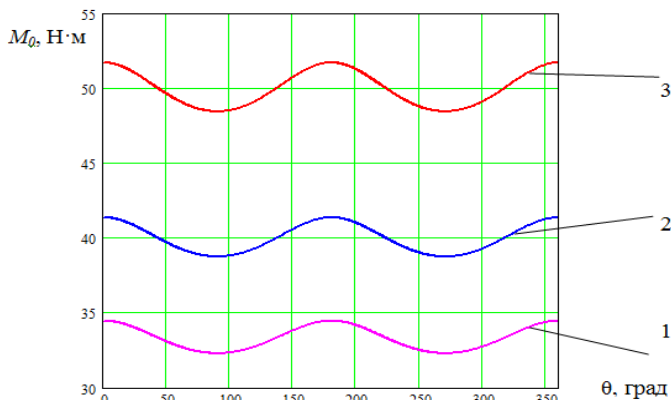


Рис. 3. - Залежності моменту, який необхідно прикласти для обертання оправи від кута повороту оправи (Ст 3, $\sigma_b=440\text{МПа}$) $B=15\text{мм}$; $a=50\text{мм}$; $b=40\text{мм}$: 1 – $H=1\text{мм}$; 2 – $H=1,2\text{мм}$; 3 – $H=1,5\text{мм}$

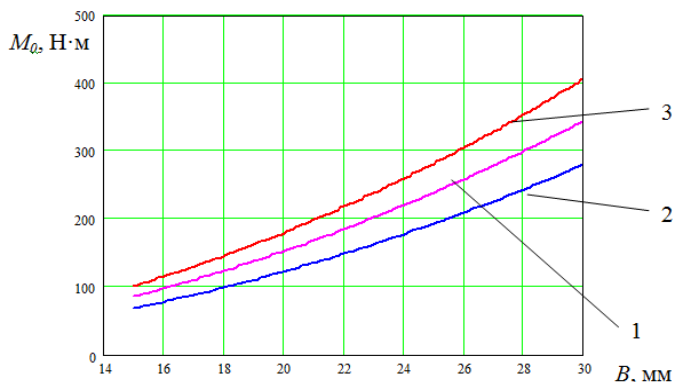


Рис. 4. - Залежності моменту, який необхідно прикласти для обертання оправи від ширина стрічки $H=2,5\text{мм}$; $a=50\text{мм}$; $b=40\text{мм}$: 1 – Ст 3, $\sigma_b=440\text{МПа}$; 2 – Сталь 08кп, $\sigma_b=340\text{МПа}$; 3 – Алюмінієвий сплав Д16, $\sigma_b=520\text{МПа}$

Висновки

1. Розглянуто процес навивання профільних гвинтових робочих органів сільхозмашин на оправку з метою покращення умов роботи і розширення технологічних умов;

2. Представлені аналітичні залежності для визначення силових параметрів процесу навивання і конструктивних параметрів технологічного оснащення;

3. За результатами теоретичних досліджень проведено комплекс експериментальних випробувань і побудовано графічні залежності сили гнуття притискним роликком і залежності моменту, який необхідно прикласти для обертання оправи від кута повороту оправи, який необхідно прикласти для обертання оправи від ширина стрічки.

Література

1. Зубцов М. Е. Листовая штамповка / Зубцов М. Е. – Л.: Машиностроение, 1980. – 432 с.
2. Гевко Б. М. Технология изготовления спиралей шнеков / Гевко Б. М. – Львов: Вища школа, 1986. – 128 с.
3. Бронштейн И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев – М. : Наука, 1981. – 720 с.
4. Гевко Б. М. Технология изготовления спиралей шнеков / Гевко Б. М. – Львов : Вища школа, 1986. – 128 с.
5. Пат. № 81956, Україна МПК В21D 11/06. Пристрій для калібрування гвинтових заготовок з рівномірно збільшеним кроком. Заявники і власники патенту: Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Павельчук Ю.Ф., Кучвара І.М., Лотоцький Р.І. Заявл: 25.02.2013; опубл: 10.07.2013, Бюл.№ 13.
6. Гевко Б.М. Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, І.Б. Гевко, А.П. Драган, І.Я. Новосад. – Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2008.– 367с.
7. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин [Текст] / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський. – Львов: Изд-во при Львов. ун-те, 1989. –176с.
8. Рогатинський Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів [Текст] / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун – Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 278 с.
9. Owen, P.J. and Cleary, P.W. (2009) - “Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM)”, Powder Technology, 193(3), P. 274-288.;
10. J. W Fernandez, P. W. Cleary, W. Bride. (2009) - “Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder”, Seventh international conference on CFD in the minerals and process industries CSIRO, Melbourne, Australia 9-11 December.;

11. Гевко Б.М. та ін. (1993) - Механізми з гвинтовими пристроями. Вища школа, -205 с., Львів;
12. Гевко І.Б. (2008) - Гвинтові транспортно-технологічні механізми. Розрахунок і конструювання. ТДТУ ім. Івана Пулюя, - 307с., Тернопіль;
13. Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Драган А.П., Новосад І.Я. (2008) - Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей. - СМП "Тайп", 367с., Тернопіль;
14. Lytvynov O. Towards the dynamic calculation of machines / O. Lytvynov, W. Tana Ğ // Motrol. -2006. -Tom 8A P. 210-223.
15. Screw Conveyor. Dimensional standarts. (Approved April 1, 2009) ISBN 978-1-891171-39-0 Printed in the U.S.A. Web Site: - Mode of access: <http://www.cemanet.org> – 6 p.
16. Патент № 87037 Україна, B21D 11/06. Пристрій для навівання гвинтових заготовок / Ляшук О.Л., Гурик О.Я., Кучвара І.М., Гевко І.Б., Саранчук Л.І. – u201305486; Заявл. 29.04.2013; Опубл. 27.01.2014, бюл. № 2/2014.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 621.791.927.7

© Ч.В. Пулька, д.т.н., В.М. Барановський, д.т.н., В.С. Сенчишин,
В.Я. Гаврилюк, М.В. Шарик
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

ВІБРАЦІЙНА ПОТОКОВА ЛІНІЯ ДЛЯ ІНДУКЦІЙНОГО НАПЛАВЛЕННЯ ТОНКИХ ДИСКІВ

У статті наведено будову та принцип роботи автоматичної лінії для індукційного наплавлення робочих поверхонь тонких сталевих дисків з прикладанням механічної горизонтальної вібрації. Спосіб відновлення поверхонь робочих органів дозволяє підвищити зносостійкість наплавленого металу в 1,5 рази порівняно з наплавленням без застосування вібрації, покращити якість наплавленого шару металу, зменшити затрати електроенергії на 15...25% та усунути деформацію тонких фасонних дисків відносно великих розмірів і складної конфігурації.

ДИСК, НАПЛАВЛЕННЯ, АВТОМАТИЧНА ЛІНІЯ, ІНДУКЦІЯ.

Постановка проблеми. У теперішній час для відновлення робочих органів сільськогосподарської техніки широко застосовують нові методи індукційного наплавлення робочих поверхонь порошкоподібними твердими сплавами, які характеризуються задовільними стійкими властивостями та значно підвищують ресурс та надійність роботи механізмів, робочі органи яких працюють в агресивних середовищах [1]. Залежно від потреби та номенклатури відновлювальних деталей цей процес постійно вдосконалюється у напрямку розробки інтенсифікованих способів індукційного наплавлення з застосуванням додаткових операцій, які дозволять підвищити технологічно-експлуатаційні показники роботи відновлених робочих органів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для наплавлення ножів-гичкорізів, дискових викопувальних робочих органів машин для збирання коренеплодів розроблено лінію для послідовно-неперервного способу їх відновлення, що в повному аспекті забезпечило механізацію всіх процесів наплавлення тонких фасонних дисків [2, 3].

Проте існуючої лінії мають ряд суттєвих недоліків, основними з яких є: порівняно низька продуктивність процесу наплавлення порошкоподібних сплавів (час наплавлення одного ножа-гичкоріза становить більше 3 хв); велика енергоємність, яка пов'язана з режимами наплавлення, а також переміщенням значних мас горизонтально-рухомої платформи з устаткуванням до індуктора; короблення деталей, для усунення якої необхідна додаткова операція рихтування.

З метою ліквідації вищезгаданих недоліків була модернізована існуюча лінія послідовно-неперервного способу для одночасного індукційного наплавлення тонких фасонних дисків по всій робочій поверхні з використанням двовиткового кільцевого індуктора [4], яка підвищує продуктивність процесу наплавлення в 4-5 рази. При цьому за значенням енергозатрат було обгрунтовано раціональний режим наплавлення робочих поверхонь, який змінюється за експоненціальним законом [5] та дозволяє зменшити затрати електроенергії на 15...25% залежно від застосованих матеріалів для наплавлення та способів одночасного індукційного наплавлення [6].

Метою дослідження є підвищення зносостійкості напавленого шару металу шляхом введення додаткової технологічної операції.

Результати дослідження. Для вдосконалення процесу нами запропонована нова технологія індукційного наплавлення тонких фасонних дисків з прикладанням вертикальної, або горизонтальної

механічної вібрації під час процесу наплавлення. Застосування вібрації у процесі наплавлення матеріалу призводить до подрібнення структури наплавленого шару металу, що підвищує його зносостійкість в 1,3...1,5 рази порівняно з традиційним методом індукційного наплавлення [7].

На основі результатів досліджень нової технології було встановлено переваги застосування горизонтальної вібрації перед вертикальною [8], при цьому було вдосконалено існуючу автоматичну лінію, яка б забезпечила надання додаткової технологічної операції під час процесу індукційного наплавлення матеріалів у вигляді горизонтальної механічної вібрації.

Автоматична потокова лінія для наплавлення тонких дисків складається із встановлених на основній рамі 1 (рис. 1, рис. 2) наступних складових одиниць: механізм завантаження-розвантаження дисків 2; механізм засипання і повернення шихти 3; механізму переміщення дисків 4; механізму горизонтальних коливань 5; механізму поштучного видавання 6, що має змінну касету 7 із тонкими дисками 8; механізму приймання готових дисків 9, що має пусту змінну касету 10; високочастотного генератора 11; пристрою 12 для під'єднання клем високочастотного генератора 11; двовиткових кільцевих індукторів 13.

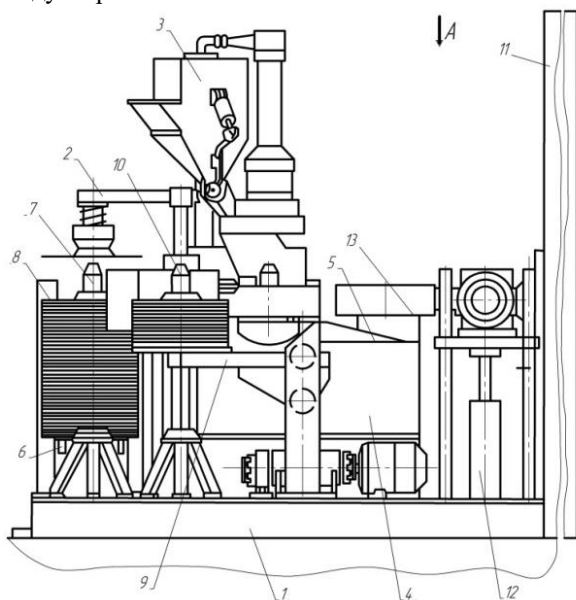


Рис. 1 – Схема автоматичної лінії, вигляд спереду

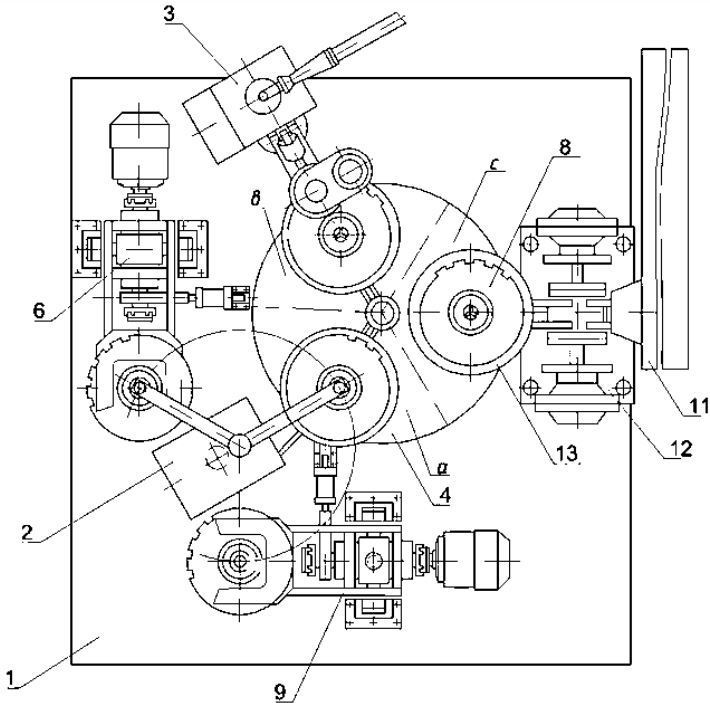


Рис. 2 – Схема автоматичної лінії, вигляд зверху

Механізм завантаження-розвантаження дисків складається із коромисла 14 (рис. 3), на кінцях якого розміщено електромагніти 15 із трапецієподібним заглибленням, що дозволяє виконувати зручне встановлення та знімання дисків 8, силового циліндра 16, електродвигуна 17, черв'ячного редуктора 18. Механізм завантаження-розвантаження дисків за допомогою силового циліндра може переміщуватися вертикально або повертатися за рахунок наявності електродвигуна та черв'ячного редуктора, на вихідному валу якого встановлено шестерню 19 і електромагнітну муфту 20. Шестерня, яка вільно обертається взаємодіє із шестернею 21 вала 22 коромисла.

Механізм переміщення дисків виконано у вигляді обертового стола 23 (рис. 4) з трьома поворотними планшайбами 24 для базування дисків і вмонтованими в столі двовитковими кільцевими індукторами 24, кількість яких дорівнює кількості поворотних планшайб. Він умовно розділений на три позиції (рис. 2): *a* – завантаження-розвантаження дисків; *b* – засипання шихти; *c* – наплавлення матеріалу.

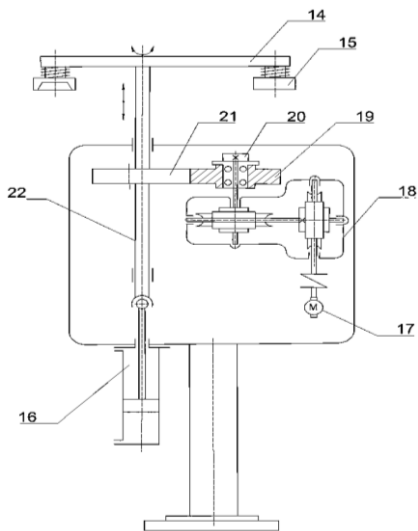


Рис. 3 – Кінематична схема механізму завантаження та розвантаження дисків

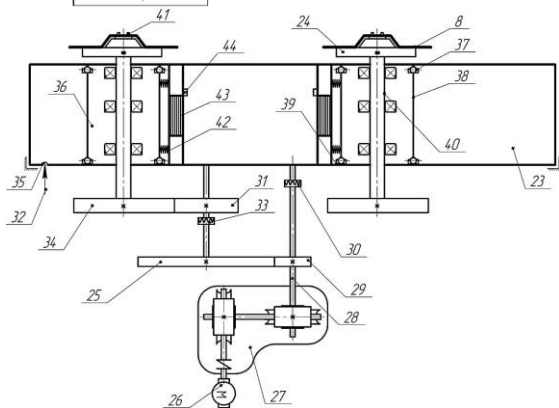


Рис. 4 – Кінематична схема механізму переміщення дисків та механізму горизонтальних механічних коливань

Обертвий стіл складається з привідного двигуна 26, редуктора 27, на вихідному валу якого закріплено шестерню 29 та муфту 30, за допомогою яких проводиться цикл повороту стола з позиції на позицію. Рух від редуктора через зубчасту пару 29, 25, муфту 33 та зачеплення 31, 33 передається валу 40, який знаходиться у корпусі механізму горизонтальних коливань 36. Корпус підпружинений пружинами 42 встановлений у столі на опорах кочення

37 та гнучких ланок 38, що забезпечує можливість його переміщення у горизонтальній площині по напрямних 39. Зазор між столом та корпусом 36 становить 8 мм. У корпусі встановлено шпindel 3 з тризубим фіксатором 41 і електромагніт 43.

Пристрій 12 (рис. 1, рис. 2) для під'єднання клем високочастотного генератора 11 до індукторів 13 встановлено на основі 1 між обертовим столом 23 та високочастотним генератором 11. При цьому витки кожного кільцевого індуктора 13 розташовано співвісно осі обертання поворотної планшайби 24 (рис. 4) та по обидві сторони її базової площини.

Принцип роботи лінія для наплавлення дисків наступний.

На автоматичну лінію подається змінна касета 7 з дисками 8 і пуста змінна касета 10, встановленв, відповідно, у механізм поштучного видавання 6 та механізм приймання дисків 9.

За допомогою силового циліндра 16 (рис. 3) виконується переміщення коромисла 14 вверх-вниз разом з електромагнітами 15, які захоплюють диски 8 та доставляють їх на позицію *a* завантаження-розвантаження та знімання готових дисків. Стіл 23 повертають за допомогою обертаючого механізму 4 (рис. 2), при цьому відбувається подача диска на позицію засипання шихти 3, де диск із шихтою направляється на позицію наплавлення *c*, а після виконання наплавлення відновлений диск поступає на позицію завантаження-розвантаження *a*, де відбувається його знімання.

У механізмі засипання і повернення шихти 3, диск притискається до шпindelю 24 та фіксується тризубим фіксатором 41 з метою запобігання можливості його повороту відносно шпindelю під час засипання шихти.

З метою підвищення зносостійкості наплавленого шару металу використовують горизонтальну вібрацію, яка здійснюється електромагнітом 43 на позиції наплавлення *c* без загального коливання обертаючого стола 23.

На позиції засипання шихти *b* шпindel 40 з шестернею 34 з'єднаний з електроприводом 26. Потім обертаючий стіл 23 повертається на 120° на позицію наплавлення *c*, при цьому шпindel із шестернею 34 від'єднуються від шестерні 31, що з'єднана з електроприводом 26. На позиції наплавлення *c* включається високочастотний генератор 11 та подається струм на індуктор 13, де відбувається нагрівання диска 8. Коли температура порошкоподібного сплаву досягає температури його плавлення, включається електромагніт 43 і здійснюється коливання диска 8 в горизонтальному напрямку. Датчик 44 включає часового реле, яке встановлює час

роботи електромагнітного приводу коливання заготовки в процесі наплавлення. Електромагніт 43 вимикається після наплавлення диска 8 з витримкою в часі 10 с.

Диск 8 поступає на позицію завантаження-розвантаження *a*, після чого готовий наплавлений диск 8 знімається, а новий подається на обертаючий стіл 23 і так цикл роботи автоматичної потокової лінії повторюється знову.

Висновки. Модернізована лінія одночасного індукційного наплавлення тонких фасонних дисків з прикладанням механічної вібрації дозволяє підвищити зносостійкість наплавленого шару металу в 1,5 рази, покращити його якість, зменшити затрати електроенергії 15...25 %, а також деформацію тонких сталевих дисків відносно великих розмірів і складної конфігурації.

Література

1. Ткачев В.Н. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
2. А.с. 1544543 СССР, МКИ⁵ В 23 К 37/04. Автоматическая поточная линия для наплавки фасонных дисков / З. В. Шкуль, Ч. В. Пулька, О. Е. Божемский и др. – Оpubл. 23.02.90. – Бюл. № 7.
3. Пулька Ч.В. Механізована лінія для неперервно-послідовного індукційного наплавлення тонких фасонних дисків / Пулька Ч.В // Вісник ТДТУ ім. І. Пулюя. – 2002. – Т. 7. – № 2. – С. 83-90.
4. Пулька Ч.В. Енергозберігаюча автоматизована лінія для одночасного індукційного наплавлення тонких фасонних дисків / Пулька Ч.В // Вісник ТДТУ ім. І. Пулюя. – 2002. – Т. 7. – №3.– С.41-48.
5. Шаблій О. Н. Оптимизация энергозатрат при индукционной наплавке тонкостенных дисков / О.Н. Шаблій, Ч.В. Пулька, Б.П. Будзан // Автомат. сварка. – 1987. – № 1. – С. 36–39.
6. А. с. 1619571 СССР, МКИ В 23 К 13/00. Способ наплавки тонкостенных фасонных дисков / Ч.В. Пулька, О.Н. Шаблій, Б.П. Будзан, В.М. Скочило. Оpub. 08.09.90. – Бюл. № 17.
7. Пулька Ч.В. Влияние вибрации на структуру и свойства металла наплавленного индукционным методом / Ч.В. Пулька, О.Н. Шаблій, В.С. Сенчишин, М.В. Шарык, Г.Н. Гордань // Автомат. сварка. – 2012. – № 1. – С. 27-29.
8. Пат. 94727 UA, МПК В23К 13/00. Автоматична потокова лінія для наплавлення тонких дисків / Ч.В. Пулька, В.Я. Гаврилюк, В.С. Сенчишин, М.В. Шарик; заявник і власник Тернопіл. нац. техн. ун-т ім. І. Пулюя. – Оpubл. 25.11.2014. – Бюл. № 22.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 621.9.048.6

© А.В. Силивонюк, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ПЛОСКИМ КОЛИВАННЯМ НЕСУЧОГО ТІЛА В ПАКЕТІ SIMULINK/MATLAB

Розроблено динамічну модель для дослідження вібраційної машини з бігармонічними збудниками та плоским характером руху несучого тіла в пакеті Simulink, середовища MATLAB. Показані переваги щодо використання бібліотек Simulink і SimPowerSystems при моделюванні такого класу машин. Приводяться результати комп'ютерного моделювання в усталеному режимі роботи.

**ВІБРАЦІЙНА МАШИНА, САМОСИНХРОНІЗАЦІЯ,
ДЕБАЛАНСНИЙ ВІБРОЗБУДНИК, БІГАРМОНІЧНА
ВІБРАЦІЙНА МАШИНА, MATLAB, SIMULINK,
SIMPOWERSYSTEMS.**

Постановка проблеми. Вібраційні машини успішно працюють у найрізноманітніших галузях промисловості та господарствах країни. Найпоширенішим приводом більшості з них є дебалансний завдяки компактності при великій збудовальній силі та відносній простоті конструкцій. В останні роки інтенсифікація технологічного процесу відбувалася єдиним шляхом – за рахунок підвищення частоти коливань. У виробництво було запущено велику кількість так званих «високочастотних» вібраційних машин практично ідентичних конструкцій. Однак, основним напрямком інтенсифікації процесу тонкого грохочення або ущільнення є застосування нових конструктивних схем, що реалізують високодинамічні режими роботи, наприклад, полігармонічні. Перспективною конструкцією вібраційних машин нового типу є бігармонічні машини з чотирма дебалансними вібробудниками. Виявити переваги та недоліки такої машини доцільно на етапі ескізного проектування з використанням комп'ютерного моделювання. Для цих цілей необхідно розробити математичну модель вібраційної машини з бігармонічним інерційним приводом.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У процесі створення високоефективних та надійних вібраційних машин важливе значення має явище самосинхронізації механічних вібробудників. На теперішній час це явище вивчене досить повно, розроблена теорія і

методи розрахунку вібраційних машин зі збудниками, що самосинхронізуються. Самосинхронізація широко використовується у вібраційній техніці як в Україні, так і за кордоном. Основний вклад в розробці теорії синхронізації належить І.І. Блехману. Ним з єдиної точки зору розглянуті різні аспекти теорії синхронізації, при цьому велика увага приділена вивченню синхронізації механічних збудників [1]. Випадки кратної самосинхронізації механічних віброзбудників розглянуті в [2], де звертається увага на те, що вібраційні моменти, які характеризують динамічний зв'язок між роторами збудників, порівняно малі і використовувати ефект кратної самосинхронізації (на відміну від простої) досить складно.

На сьогоднішній час спостерігається підвищений інтерес щодо використання полігармонічних (частковий випадок – бігармонічних) коливань несучого тіла вібраційних машин у різних галузях промисловості та господарствах країни. В більшості праць [3–5] основна увага приділяється дослідженню процесу грохочення, концентрації на столах, ущільненню. Робота [4] присвячена детальному аналізу існуючих конструкцій бігармонічних грохотів і перспективність їх застосування не лише для розділення звичайних сипучих матеріалів (піску, гіпсу, гравію, цементу), але й вологих матеріалів (мокре грохочення). Однак можливості практичного використання бігармонічних коливань несучого тіла ще далеко не вичерпані. Розглядається перспективна можливість застосування таких коливань несучого тіла для ущільнення залізобетонних виробів [6–7] і для сегрегації сипучих матеріалів.

Метою роботи є покращення динамічних характеристик та підвищення енергоощадності вібраційних машин з кількома дебалансними збудниками за рахунок використання явища самосинхронізації.

Результати дослідження. *Опис системи.* При дослідженні динаміки вібраційних машин та пристроїв різної складності доцільно застосовувати пакет Simulink середовища MATLAB. Диференціальні рівняння в цьому середовищі записуються у вигляді структурної моделі Simulink з використанням блоків, тобто система подається у вигляді діаграми, у якій блоки зв'язуються між собою певним чином. Також, в Simulink є можливість додаткового встановлення бібліотеки SimMechanics, яка призначена для моделювання просторових рухів твердотільних машин і механізмів на стадії інженерного проектування, використовуючи закони теоретичної механіки, однак використання даної бібліотеки в даній роботі не розглядається.

До пакету Simulink входить потужна бібліотека SimPowerSystems, яка на даний час вважається однією з кращих бібліотек для моделювання електротехнічних пристроїв і систем. Вона містить набір блоків для імітаційного моделювання електротехнічних пристроїв. До складу SimPowerSystems входять моделі пасивних і активних електротехнічних елементів, джерел енергії, електродвигунів, трансформаторів, ліній електропередачі тощо. Є також розділ, що містить блоки для моделювання пристроїв силових електроніки, включаючи системи управління для них. Використовуючи можливості Simulink і SimPowerSystems, можна розрахувати сталий режим роботи системи на змінному струмі, виконати розрахунок імпедансу (повного опору) ділянки ланцюга, отримати частотні характеристики, проаналізувати стійкість, а також виконати гармонічний аналіз струмів і напруг.

Рівняння руху системи. Більшість вібраційних машин і пристроїв може бути ідеалізовано у вигляді схеми, у якій несуче тверде тіло, зв'язаного з нерухоною основою системою пружних і демпфуючих елементів. У якості збудників коливань найчастіше використовують дебалансні віброзбудники, що являють собою незрівноважені ротори. У розглянутому випадку чотири таких збудники розміщені на м'яко-амортизованому твердому тілі (віброуючому робочому органі), яке може рухатися паралельно площині, перпендикулярній осям обертання роторів O_1, O_2, O_3, O_4 збудників (рис. 1). Центр ваги O несучого тіла лежить у площині, що проходить через зазначені осі. Ротори віброзбудників приводяться в обертання незалежними асинхронними електродвигунами.

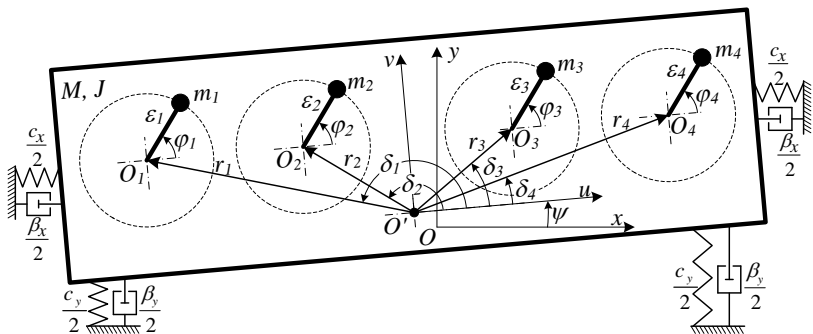


Рис. 1 – Схема коливальної системи

Нехай x та y – координати центру ваги O в нерухомій системі координат xOy , а $\psi, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – відповідно, кути повороту несучого тіла і роторів збудників. Диференціальні рівняння руху коливальної системи запишемо у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{x} + \beta_x \dot{x} + c_x x = \sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i (\ddot{\varphi}_i \sin \varphi_i + \dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i), \\ M\ddot{y} + \beta_y \dot{y} + c_y y = \sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i (\ddot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i - \ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i), \\ J\ddot{\psi} + \beta_\psi \dot{\psi} + c_\psi \psi = \sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i r_i (\dot{\varphi}_i^2 \sin(\varphi_i - \delta_i - \psi) - \ddot{\varphi}_i \cos(\varphi_i - \delta_i - \psi)), \\ I_i \ddot{\varphi}_i = L_i(\dot{\varphi}_i) - R_i(\dot{\varphi}_i) + m_i \varepsilon_i [\ddot{x} \sin \varphi_i - \ddot{y} \cos \varphi_i - g \cos \varphi_i - \\ - r_i \ddot{\psi} \cos(\varphi_i - \delta_i - \psi) - r_i \dot{\varphi}_i^2 \sin(\varphi_i - \delta_i - \psi)], \\ (i = 1, \dots, 4). \end{array} \right. \quad (1)$$

де M – загальна маса несучого тіла; J – момент інерції несучого тіла відносно осі, яка проходить через центр ваги; I_i – момент інерції i -го ротора збудника щодо осі його обертання; m_i, ε_i – відповідно, маса i -го ротора збудника і його ексцентриситет; $\beta_x, \beta_y, \beta_\psi$ – коефіцієнти в'язкого опору; c_x, c_y – жорсткості пружин на зсув і розтяг–стиск відповідно; $c_\psi = c_y l^2$; r_i – відстань від осі ротора i -го збудника до центру мас несучого тіла; l – відстань, що визначає положення осей пружин; $L_i(\dot{\varphi}_i), R_i(\dot{\varphi}_i)$ – обертовий момент i -го двигуна і момент сил опору обертанню; g – прискорення вільного падіння. Положення i -го віброзбудників у рухомій системі координат визначається полярними координатами з радіус-вектором r_i та полярним кутом δ_i .

Перші три рівняння системи (1) описують коливання несучого тіла в площині xOy , інші рівняння – обертання роторів вібровозбудників. В загальному випадку ми отримуємо систему з семи нелінійних диференціальних рівнянь. Однак для того, щоб система була замкнута необхідно задатися обертовими моментами $L_i(\dot{\varphi}_i)$ двигунів. Для аналізу впливу електромагнітних перехідних процесів в електродвигуні на динаміку руху роторів збудників можна застосувати, так звану, А-модель асинхронного двигуна у косокутних координатах струмів [5] або спрощену динамічну модель асинхронного двигуна [8]. Застосування таких моделей дозволяє досліджувати не лише усталений режим роботи вібраційної машини, але і перехідні процеси (розбіг, вибіг). Однак перша модель асинхронного двигуна дозволяє отримати і значення пускових струмів, які негативно впливають на електромережу.

Створення моделі бігармонічної вібраційної машини в пакеті Simulink. На рис. 2 зображена блок-схема вібраційної машини, яка створена в пакеті Simulink із використанням бібліотеки SimPowerSystems. Динамічна модель складається з декількох блоків. Блок Powergui не має ні входів, ні виходів. Він призначений для акумулювання інформації про модель, а також результатів моделювання. Вікно Powergui (поз. 1) дозволяє контролювати змінні моделі в момент ініціалізації і після моделювання. Блок 3-Phase Source (поз. 2) – це джерело енергії. Даний блок використовується для генерації трифазної синусоїдальної напруги. 3-Phase Breaker (поз. 3) – це своєрідний контактор, який призначений для роз'єднання електричного кола. 3-Phase Breaker використовують при моделюванні пуску або вібраційного підтримання обертання. Asynchronous Machine (поз. 4) – це асинхронний двигун із короткозамкнутим ротором. У моделі присутні чотири двигуни з яких два обертаються з основною частотою (AIP56B4), а два – з подвійно (AIP56A2). Параметри схем заміщення двигунів розраховувалась за допомогою команди Matlab – power_AynchronousMachineParams. Параметри схеми заміщення для трифазних асинхронних електродвигунів AIP56B4 та AIP56A2 – потужністю 0,18 кВт приведені на рис. 3. На рис. 4 наведено параметри блоку «вібраційна машина», які використовуються для моделювання.

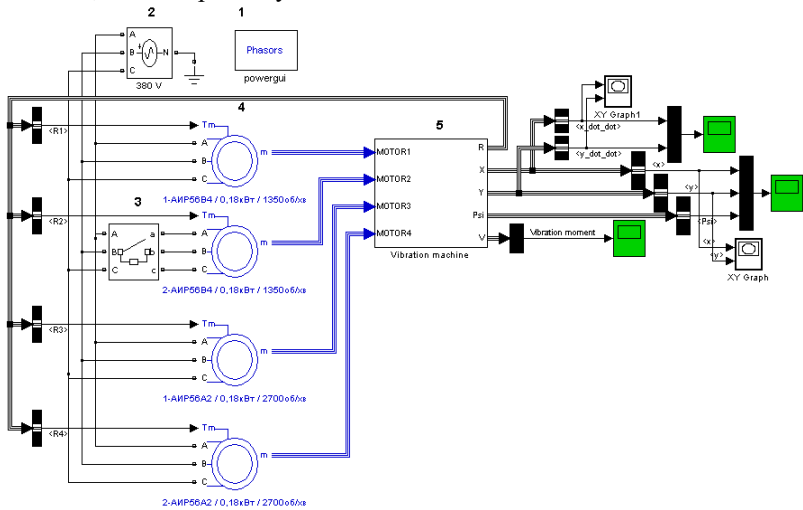


Рис. 2 – Блок-схема вібраційної машини

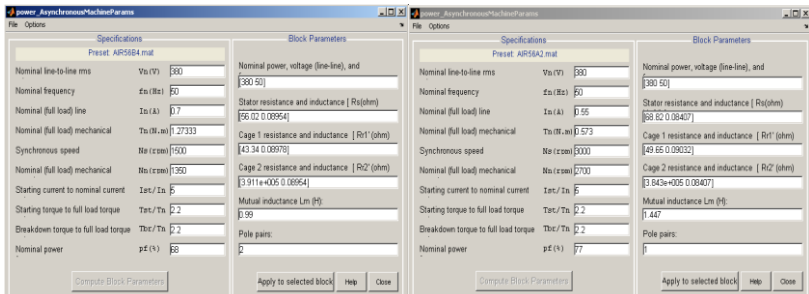


Рис. 3 – Діалогове вікно для визначення параметрів схеми заміщення асинхронного двигуна

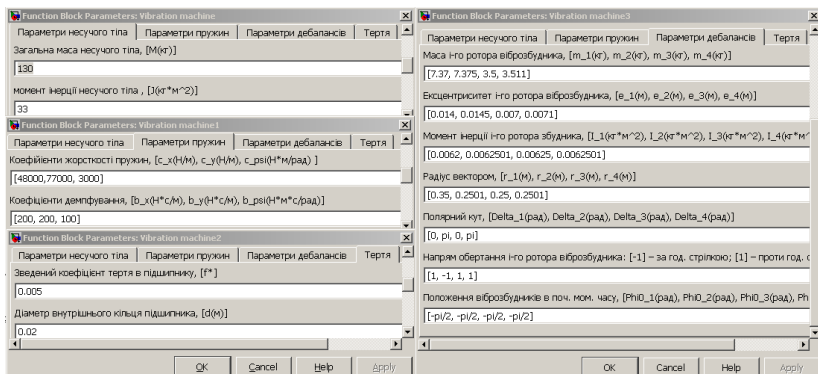


Рис. 4 – Діалогове вікно та параметри блоку вібраційної машини

Результати комп'ютерного моделювання. При комп'ютерному моделюванні параметри вібраційної машини вибирались у відповідності до існуючої експериментальної машини: $M = 130 \text{ кг}$; $J = 33 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $I_1 = I_2 = I_3 = I_4 = 0,0062 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $m_1 = m_2 = 7,37 \text{ кг}$; $m_3 = m_4 = 3,5 \text{ кг}$; $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,014 \text{ м}$; $\varepsilon_3 = \varepsilon_4 = 0,007 \text{ м}$; $\delta_1 = \delta_3 = 0 \text{ рад}$; $\delta_2 = \delta_4 = \pi \text{ рад}$; $r_1 = r_2 = 0,35 \text{ м}$; $r_3 = r_4 = 0,25 \text{ м}$; початкові положення роторів збудників відповідають кутам: $\varphi_1(0) = \varphi_2(0) = \varphi_3(0) = \varphi_4(0) = -\pi/2 \text{ рад}$; $c_x = 48000 \text{ Н/м}$; $c_y = 77000 \text{ Н/м}$; $c_\psi = 3000 \text{ Н/м}$; $\beta_x = \beta_y = 200 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$; $\beta_\psi = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад}$.

Розглянемо випадок, коли два збудники, що обертаються з основною частотою, обертаються в одному напрямі, а збудники з подвійною частотою – в протилежному напрямі. В результаті чисельного моделювання отримано залежність від часу переміщення та пришвидшення (рис. 5, а, в), а також поле траєкторії (рис. 5, б) і віброграма пришвидшення (рис. 6, г) центра мас несучого тіла в

усталеному режимі роботи вібраційної машини. Згідно з [5] поля траєкторії центра мас у вигляді «трикутника» не застосовують в операції мокрого грохочення корисних копалин, однак така траєкторія виправдана і ефективна при грохоченні тяжкогрохочених матеріалів. З іншої сторони, така форма траєкторії і пришвидшення може мати місце при ущільненні залізобетонних виробів.

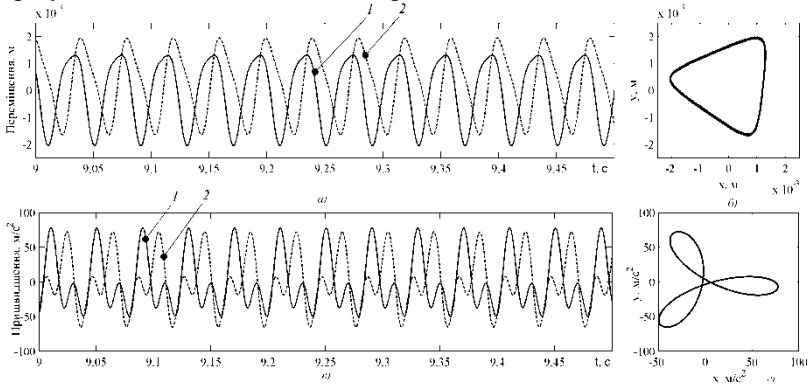


Рис. 5 – Залежність від часу переміщення а) та пришвидшення в) центра мас, поля траєкторії б) та віброграма пришвидшення г) несучого тіла: 1 – вздовж осі x; 2 – вздовж осі y

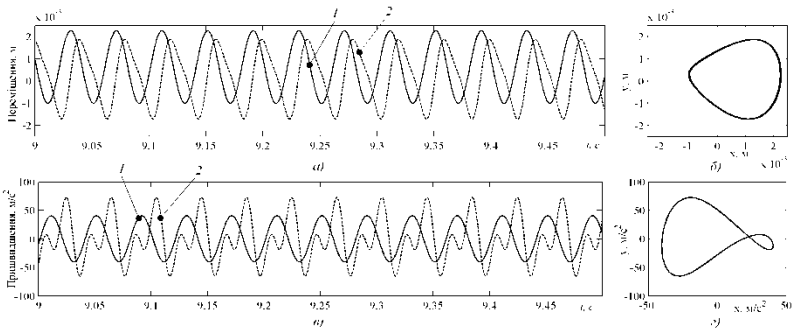


Рис. 6 – Залежність від часу переміщення а) та пришвидшення в) центра мас, поля траєкторії б) та віброграма пришвидшення г) несучого тіла: 1 – вздовж осі x; 2 – вздовж осі y

Подібну форму траєкторії можна отримати тоді, коли віброзбудники з основними частотами обертання і одини з подвійною, обертаються в одному напрямі, а інший (збудник з подвійною

частотою) в протилежному напрямі, форма траєкторії центра мас несучого тіла набуває вигляду (рис. 6 а, б). При цьому трикутник має більш округлі сторони, а пришвидшення суттєво змінює форму (рис. 6 в, г).

У випадку обертання вібробудників (з основними частотами обертання) в протилежних напрямках, а вібробудників із подвійними – в одному напрямі, форма траєкторії центра мас несучого тіла (рис. 7 а, б) набуває складної форми видовженої відносно осі y та зміщеної вздовж осі x у додатному напрямі. При цьому спостерігається високоефективна знакозмінна значення пришвидшення (рис. 7 в, г). Такий режим роботи найбільш корисний і ефективний при мокрому грохоченні корисних копалин.

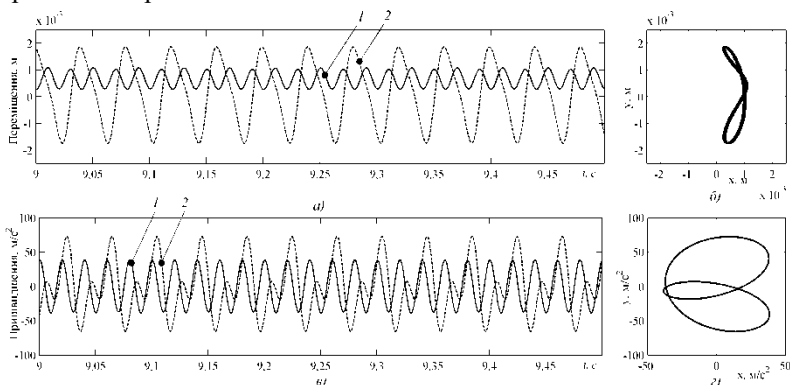


Рис. 7 – Залежність від часу переміщення а) та пришвидшення в) центра мас, поля траєкторії б) та віброграма пришвидшення г) несучого тіла: 1 – вздовж осі x ; 2 – вздовж осі y

Висновок. Чисельно продемонстровано, що вібраційні машини з бігармонічними збудниками є досить ефективними. При цьому продемонстровано, що не змінюючи масо-інерційних параметрів коливної системи, а змінюючи лише напрями обертання вібробудників, можна отримати різний характер руху несучого тіла. Чисельне моделювання в пакеті Simulink середовища MATLAB, значно полегшує процес моделювання вібраційних машин. Використання Simulink і SimPowerSystems дозволить: оцінити енерговитрати, що виникають при пуску електромеханічної системи при ударних навантаженнях на вібраційну машину в усталеному режимі роботи; розробити рекомендації щодо підбору типу і потужності приводних електродвигунів для вібраційної машини з метою зменшення витрат електроенергії в усталеному режимі роботи; виробити наукові основи і

технічні рекомендації для проектування нових перспективних типів вібраційних машин.

Література

1. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. – СПб: ИД «Руда и Металлы», 2013. – 640 с.

2. Ярошевич Н.П. Сложные случаи в теории самосинхронизации механических вибровозбудителей. – Луцьк: ЛДТУ, 2005. – 192 с.

3. Гончаревич И.Ф. Вибротехника в горном производстве [Текст] / И.Ф. Гончаревич. – М.: Недра, 1992. – 319 с.

4. Букин С.Л. Интенсификация технологических процессов вибромашин путем реализации бигармонических режимов работы [Текст] / С.Л. Букин, С.Г. Маслов, А.П. Лютый, Г.Л. Резниченко // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 36 (77) - 37 (78). – С. 81–89.

5. Букин С. Л. Исследования четырехвibratorной инерционной одномассовой вибромашины в стационарном режиме [Текст] / С.Л. Букин, С.Г. Маслов, Р.А. Шолда // Прогресивні технології і системи машинобудування: міжнар. зб. наук. пр. / Донец. нац. техн. ун-т. – Донецк: ДонНТУ, 2014. – Вип. 1 (47) – С.49–60.

6. Ярошевич М.П. Самосинхронізація дебалансних збудників з кратними частотами обертання у вібраційних машинах з плоским рухом робочого органа [Текст] / М.П. Ярошевич, В.М. Тимошук, А.В. Силивонюк // Зб. наук. праць Львівського нац. унів.: Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – Вип 45. – С. 256–262.

7. Патент України на винахід № 99494 [Текст] / Т.С. Ярошевич, М.П. Ярошевич, А.В. Силивонюк, І.П. Забронець // Вібраційний майданчик з бігармонічними коливаннями. В28В 1/08 (2006.01), 08.12.2014р. Дата публікації 10.06.2015, бюл. №11.

8. Блехман И.И., Ярошевич М.П. Переходные режимы в инерционно-возбуждаемых послерезонансных вибрационных устройствах с несколькими степенями свободы несущей системы. // В кн. Нелинейные проблемы теории колебаний и теории управления. Вибрационная механика. ИПМаш РАН. – СПб.: Наука, 2009. – С. 110–122.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК 621.4.007

© Л.Л. Тітова, І.Л. Роговський, к.т.н., О.В. Надточій, к.т.н.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

ІМІТАЦІЙНІСТЬ МІСЦЕПЕРЕБУВАННЯ ЗАСОБУ ВІДНОВЛЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ МАШИН ДЛЯ ЛІСОТЕХНІЧНИХ РОБІТ

Розглянуто аналітичні методи обґрунтування раціонального місцеперебування мобільного засобу відновлення працездатності машин для лісотехнічних робіт. Деталізовано практичність методів медіан, гравітації та градієнтний для імітаційного моделювання із застосуванням сучасних прикладних програмних технологій. Визначена перспективність використання градієнтного методу з подальшим його вдосконаленням.

ОПТИМІЗАЦІЯ, МЕТОД МЕДІАН, МЕТОД ГРАВІТАЦІЇ, ГРАДІЄНТ, ЦІЛЬОВА ФУНКЦІЯ, ГОТОВНІСТЬ.

Постановка проблеми. Задача обґрунтування раціонального місцеперебування мобільного засобу відновлення працездатності машин для лісотехнічних робіт (далі – МЗ), як територіально різноманітних технічних об'єктів в сьогоденні є актуальною [1]. Наприклад, підприємства техсервісу, запасних частин чи інші об'єкти, що забезпечують лісопромислове виробництво повинні розташовуватися так, щоб споживачі послуг могли їх отримувати з певним ступенем доступності, і, з цього погляду, що більше їх, то краще. Однак наявний дуалізм між доступністю послуги (швидкістю доступу) та рентабельністю, оскільки чим менше таких об'єктів в регіоні техсервісу, тим вони більші, а собівартість їх утримання нижча.

Аналогічні задачі виникають також у керівників комерційних фірм: проблеми розміщення мереж бензозаправок, торгових відділень великих торгових фірм, філій банків, будівельних, транспортних компаній тощо. Ці приклади доповнює ряд завдань, пов'язаних з розміщенням складських підприємств, комплексів, транспортних вузлів, і всі вони потребують розв'язання задач розміщення з подібними критеріями якості.

Розглядаючи задачу місцеперебування МЗ в лісовому масиві, де працює декілька механізованих бригад зі своїми машинами для лісотехнічних робіт (далі – машин), можна розглянути декілька варіантів організації відновлення працездатності машин. Перший варіант коли машина, що потребує відновлення працездатності,

самостійно рухається до умовного місцеперебування МЗ. Другий – МЗ рухається до машини, яка потребує відновлення працездатності.

Обидва варіанти ризяться лише організаційно. Зважаючи на одну з вимог сучасного технічного сервісу, а саме зручність, коли сервіс має надаватися в тому місці і в такий час та в такій формі, яка вигідна клієнту, тобто краще приймати другий варіант надання сервісних послуг. Задача місцеперебування МЗ є задачею розміщення, при вирішенні якої, слід оптимізувати мінімальні транспортні витрати, тобто мінімізацію часу відгуку від моменту отримання заявки на послуги, до моменту її отримання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Будь-яку задачу про визначення раціонального місцеперебування і подальшого розміщення там одного або декількох МЗ називають задачею про оптимальне розміщення [2]. Задача місцеперебування МЗ може формуватися, як пошук оптимального рішення, або ж як пошук субоптимального рішення [3].

Частина розробок методів розміщення була направлена на адаптацію методів, запозичених з інших наук. В основі цих методів, зазвичай лежить аксіоматика, яка не може повною мірою охопити усі закономірності відновлення працездатності машин [4]. Тому ці методи мають дуже вузьку сферу застосування і не можуть бути використані для визначення розташування МЗ в технічній системі [5]. Іншим напрямком в розробці методів вирішення задачі розміщення є використання сучасних математико-статистичних положень теорії ігор, географічних інформаційних систем, системного аналізу тощо.

Використання цих методів ускладнюється необхідністю великої кількості вихідних статистичних даних, що потребує значних капітальних видатків для збору і обробітку інформації [6].

Мета дослідження – сформувати аналітичність положень методів обґрунтування раціонального місцеперебування МЗ.

Результати дослідження. В практиці найбільш розповсюдженими методами вибору місця розміщення МЗ є метод медіан і метод гравітації, що засновані на математиці, механіці і фізиці. Групи машин за механізованими бригадами для обробітку лісового масиву, що потребують відновлення працездатності, являють собою сукупність точок, що лежать в площині лісового масиву. Тому метод медіан полягає в розбитті цих точок на трійки (вершини трикутників) і знаходження в кожному з цих трикутників точки перетину медіан. Далі отримані точки перетину медіан знову обирають в якості вершин трикутників. Це продовжують до тих пір, доки не лишиться єдина точка. Однак слід врахувати що таке можливо. Коли початкова

кількість таких груп непарна, в іншому випадку кінцевим центром буде середина прямої яка спирається на останні дві вершини трикутників. Це слід враховувати при розробці автоматизованої програми. В будь-якому випадку ця точка, згідно цього методу буде оптимальним місцеперебуванням МЗ.

Метод передбачає кількість груп $3k$, де k – довільне ціле число. Медіани у трикутнику, який розглядається, визначається за рівнянням: $ax + b = y$. Точка перетину цих прямих є рішенням системи рівнянь

$$\begin{cases} a_1x + b = y \\ a_2x + b = y \end{cases} . \text{ При цьому сумарна віддаль від сервісного центру до груп}$$

машин, що обслуговуються визначаються за залежністю:

$$\Sigma L = \sum_{i=1}^a \sqrt{(x_i - x_c)^2 + (y_i - y_c)^2} \quad (1)$$

де: a – кількість груп; $(x_i; y_i)$ – координати i -ї групи; $(x_c; y_c)$ – координати розрахованого місцеперебування МЗ.

Так отримано наступну імітаційну модель (табл. 1), за якої 5 груп машин, яка працює в лісовому масиві на вирубці лісу і лісовідновленні. Дані координати точок в яких працює ця техніка.

Таблиця 1 – Координати точок імітаційної моделі

№	Населений пункт	X_i	Y_i
1	Бригада №1	2,85	8,6
2	Бригада №2	10,05	12,5
3	Бригада №3	15,25	11,5
4	Ланка вирубки	14,6	0,4
5	Ланка лісовідновлення	3,45	2,5

Математичну імітаційну модель методу медіан реалізуємо за допомогою математичного пакету MathCAD 15. Введення координат груп (табл. 1) здійснюємо у два масиви X та Y . Кількість елементів у обох масивах рівна 5. Далі, за допомогою програмного фрагменту (рис. 1) описується наступний алгоритм вирішення задачі:

а) вибираються перші три елементи масиву X і Y ($\Delta 123$). Далі використовуємо підпрограму розрахунку обчислення точки перетину медіан, використовуючи залежність:

$$M(x_c, y_c) = M\left(\frac{x_1 + x_2 + x_3}{3}, \frac{y_1 + y_2 + y_3}{3}\right);$$

$$\text{ORIGIN} := 1$$

$$X := \begin{pmatrix} 2.85 \\ 10.05 \\ 15.25 \\ 14.6 \\ 3.45 \end{pmatrix} \quad Y := \begin{pmatrix} 8.6 \\ 12.25 \\ 11.5 \\ 0.4 \\ 2.5 \end{pmatrix}$$

Підпрограма обчислення центру трикутника

$$\text{Med}(x, y) := \begin{cases} X \leftarrow \frac{x_1 + x_2 + x_3}{3} \\ Y \leftarrow \frac{y_1 + y_2 + y_3}{3} \\ M \leftarrow \begin{pmatrix} X \\ Y \end{pmatrix} \end{cases}$$

Підпрограма розрахунку координат вписаного трикутника

$$\text{C} := \begin{cases} a \leftarrow 1 \\ \text{for } j \in 1..3 \\ \quad \begin{cases} x \leftarrow \begin{pmatrix} X_1 \\ X_{1+a} \\ X_{2+a} \end{pmatrix} \\ y \leftarrow \begin{pmatrix} Y_1 \\ Y_{1+a} \\ Y_{2+a} \end{pmatrix} \\ SS_j \leftarrow \text{Med}(x, y) \\ a \leftarrow a + 1 \end{cases} \\ SS \end{cases}$$

$$SL := \sum_{i=1}^5 \sqrt{(X_i - \text{Centr}_2)^2 + (Y_i - \text{Centr}_1)^2}$$

$$SL = 36.067$$

$$\text{Centr} := \begin{cases} a \leftarrow 1 \\ \text{for } j \in 1..3 \\ \quad \begin{cases} x \leftarrow \begin{pmatrix} X_1 \\ X_{1+a} \\ X_{2+a} \end{pmatrix} \\ y \leftarrow \begin{pmatrix} Y_1 \\ Y_{1+a} \\ Y_{2+a} \end{pmatrix} \\ SS_j \leftarrow \text{Med}(x, y) \\ a \leftarrow a + 1 \end{cases} \\ X \leftarrow \begin{bmatrix} (SS_1)_1 \\ (SS_2)_1 \\ (SS_3)_1 \end{bmatrix} \\ Y \leftarrow \begin{bmatrix} (SS_1)_2 \\ (SS_2)_2 \\ (SS_3)_2 \end{bmatrix} \\ \text{ITOG} \leftarrow \text{MMed}(X, Y) \end{cases}$$

Рис. 1 – Лістинг програми за методом медіан

б) почергово обчислюємо координати трикутників $\Delta 123$, $\Delta 134$, $\Delta 145$, при цьому заносючи координати точок перетину медіан у масиви C_1 , C_2 , C_3 відповідно;

в) результатом обчислення є трикутник з вершинами C_1 , C_2 , C_3 (9,383; 10,783; 10,9; 6,833; 6,967, 3,833): використовуючи підпрограму

Сентр знаходимо координати сервісного центру, по закінченню циклу в матрицю ПТОГ заносяться координати центру;

г) за формулою (3) знаходимо сумарну відаль від центру до кожної з груп машин (рис. 2).

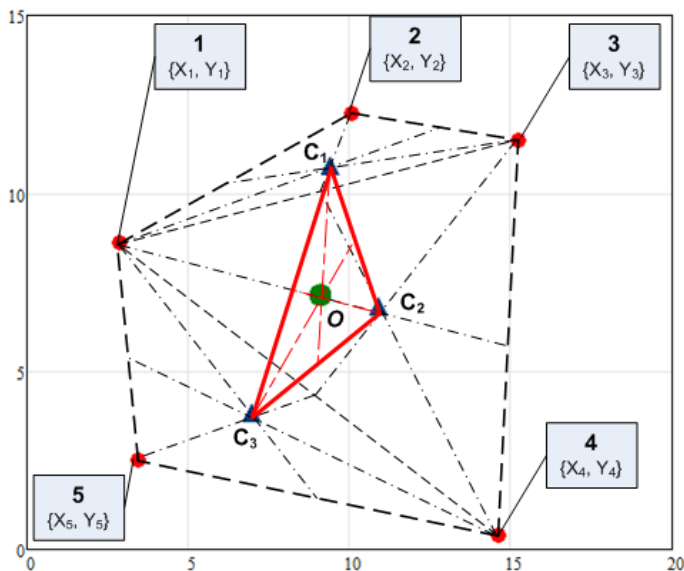


Рис. 2 – Результат розрахунку імітаційної моделі методом медіан

Результатом роботи імітаційної моделі (рис. 2) є т. O з координатами $\{9,083; 7,15\}$, при цьому сумарна віддаль склала 36,067. Центр маси – геометрична точка, положення якої характеризує розподіл маси в технічній системі (використовується для визначення місця перебування одного МЗ). Типовий критерій оптимізації – мінімізація суми відстаней від сервера до усіх машин, тобто враховує взаємну гравітацію об’єктів системи (вагомість групи машин).

Суть методу аналогічного визначення центру ваги фізичного тіла: в місцях розташування споживачів потоку обслуговування закріплюють МЗ, вага яких пропорційна величині споживаного в даному пункті потоку обслуговування і модель врівноважують. Якщо МЗ розмістити в точці, яка відповідає центру тяжіння виготовленої моделі, то витрати по розподілу матеріального потоку на окресленій території будуть мінімальні. При використанні цього методу необхідно врахувати неминучу похибку, яка буде внесена вагомістю обраної для

основи моделі. Ця похибка виразиться присутністю на моделі уявного споживача послуг, розташованого в центрі ваги самої пластини і з потребами, пропорційними її вазі. Похибка буде тим менша, чим менша вагомість моделі. Тому за цим методом для відновлення працездатності n машин із заданими координатами (x_i, y_i) на площині й ваговими коефіцієнтами m_i (кількість машин в групі), $i = 1, \dots, n$, «зважені» координати центру обчислюють за відомими формулами:

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i}; \quad y_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i y_i}{\sum_{i=1}^n m_i}. \quad (2)$$

Якщо імітаційна модель передбачає, що в лісовому масиві працює 5 груп машин (табл. 1) і зазвичай кожна із груп містить випадкову кількість машин. Іншими словами вагомості кожної з груп не рівні між собою. Це вплине на розміщення МЗ. Додамо в нашу модель довільну кількість машин (табл. 2). Це має впливати на модель шляхом виникнення певних зон тяжіння кратних кількості машин у групах. Математичний розв'язок імітаційної моделі центру гравітації подано в лістингу рис. 3.

Таблиця 2 – Вихідні дані імітаційної моделі

№	Населений пункт	Кількість техніки	X _i	Y _i	X _c	Y _c
1	Бригада №1	4	2,85	8,6	11,4	34,4
2	Бригада №2	2	10,05	12,5	20,1	25
3	Бригада №3	3	15,25	11,5	45,75	34,5
4	Ланка вирубки	12	14,6	0,4	175,2	4,8
5	Ланка лісовідновлення	5	3,45	2,5	17,25	12,5

Для порівняння на рис. 3 подано відразу два центра розраховані попереднім методом медіан та методом гравітації. Координати останнього становлять {10,358; 4,258}. Порівнюючи два методи відмічаємо різні значення розв'язку однієї і тієї ж задачі, однак другий метод враховує кількість машин, що працюють у групі і більш адекватно відображає фізичну модель. Задача місця перебування МЗ розглянутими двома методами вирішується, але сама задача у такому вигляді є досить спрощеною. Реальна фізична модель набагато складніша і нелінійна, яка викликана складними взаємовідносинами між величинами, що характерно для технічних систем. Отримання глобального оптимуму цілком залежить від функціональних особливостей цільової функції і тих обмежень, які накладаються на

імітаційну модель. Для пошуку оптимуму нелінійної задачі скористаємось удосконаленням методу спряжених градієнтів Флетчера-Рівса із застосуванням ітераційного типу Лесдона, пристосованим для програми надбудови Excel Solver. У порівнянні із методом гравітації цей метод більш адекватно, а головне, з можливістю врахування обмежень на шукані невідомі, розв'язується як задача нелінійного програмування.

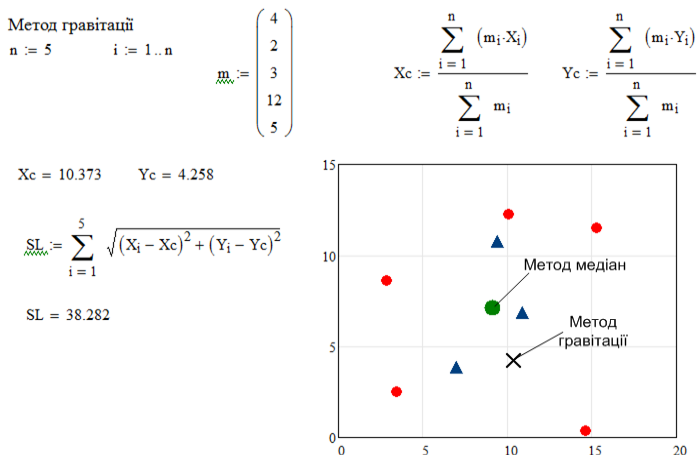


Рис. 3 – Лістинг програми за методом гравітації

Додатковими умовами нашої моделі є введення в модель поряд з можливою кількістю, технічну характеристику машин в групах, що змінює задачу на ймовірнісну, якою і є задача відновлення працездатності машин. Таким ймовірнісним елементом нами прийнято коефіцієнт технічної готовності K_r . Цей коефіцієнт визначається для кожної групи машин, які будуть обслуговуватися МЗ. Тоді модель буде мати вигляд:

$$S = \sum_{i=1}^n \left(\frac{N}{K_r} \right) \cdot \sqrt{[(X_i - x_c)^2 + (Y_i - y_c)^2]} - R \max \rightarrow \min . \quad (3)$$

При цьому задача має наступні граничні обмеження: $x_c; y_c \geq 0$; відстань від МЗ $x_c; y_c \leq R_{max}$ (максимально допустимого кордону). Пошук оптимального місцеположення МЗ показано на рис. 4. Створюємо табличний масив даних з початковими даними рис. 4,а (координати x_i ; y_i – вагові коефіцієнти; N – кількість машин; K_r –

коефіцієнт технічної готовності за групами машин). На рис. 4, показано корекцію обмежень та вибір методу вирішення нелінійної оптимізаційної задачі. Розв'язком даної задачі є місця перебування МЗ з координатами {12,22; 3,69} (рис. 5).

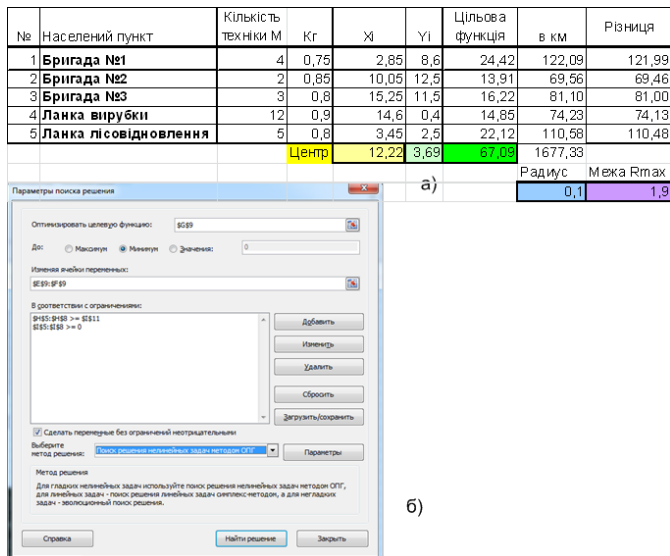


Рис. 4 – Лістинг оптимізації пошуку місцеперебування МЗ

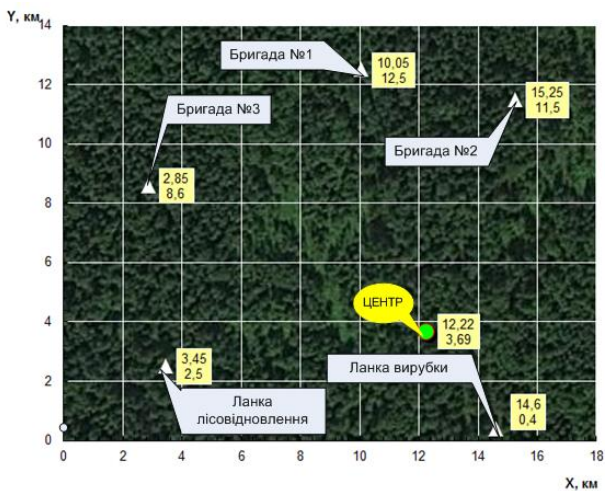


Рис. 5 – Результат оптимізації розміщення градієнтним методом

Важливо те, що змінюючи будь-який із показників даної імітаційної моделі, відразу отримуємо відкориговані координати місяця перебування МЗ, адекватні фізичній моделі. Отже, зміна коефіцієнту готовності для ланки вирубки з 0,9 до 0,6 призводить до зміни координат {13,69; 1,61}, що є логічним, адже зниження коефіцієнту готовності цієї групи підвищує ризик (частоту) відмов, а значить місяця перебування МЗ має бути наближений до цієї групи.

Обґрунтованість побудованих імітаційних моделей полягає у можливості врахування зовнішніх умов шляхом врахування відповідних обмежень на шукані невідомі, а розроблений ряд модифікацій може слугувати основою прийняття оптимальних рішень.

Висновки. Розглянутими в статті методами не обмежується широкий спектр моделей розміщення. Можливі й інші підходи і схеми. Приведені ж методи свідчать про можливість математичного опису і оптимізації проблеми розміщення. Жоден з розглянутих методів не є універсальним, який відповідає усім вимогам. Однак градієнтний метод має більше можливостей і більш адаптований до реальної фізичної моделі обґрунтування місяця перебування МЗ. Подальші дослідження можуть бути направлені на доповнення цього методу, шляхом врахування інших факторів, зокрема врахування терміну на який розміщується МЗ: місяць, сезон чи рік. Особливу увагу необхідно приділити розробці алгоритму і рекомендацій лісопромислового виробництва, якими може скористатися кожен замовник.

Література

1. Джонсон Д. Современная логистика / Д. Джонсон, Д. Вуд. – М.: Вильямс, 2015. – 624 с.
2. Роговський І.Л. Моніторинг техніки – джерело інноваційної політики в АПК України в межах правового регулювання / І.Л. Роговський, В.Н. Большаков // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2013. – Вип. 185, ч. 3. – С. 334–338.
3. Роговский Иван Эффективность технической эксплуатации лесных МЭС / Иван Роговский, Людмила Титова // Motrol: Motorization and power industry in agriculture. – 2014. – Том 16, №3. – Р. 313–321.
4. Тітова Л.Л. Методичні положення потреби в мобільних засобах техобслуговування лісових МЕЗ / Л.Л. Тітова, І.Л. Роговський // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2014. – Вип. 196, ч. 3. – С. 146–152.

5. Тітова Л.Л. Відновлення працездатності складальних одиниць машин для лісотехнічних робіт / Л.Л. Тітова, І.Л. Роговський // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка“. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 160. – С. 189–195.

6. Тітова Л.Л. Аналіз періодичності техобслуговування машин для лісотехнічних робіт / Л.Л. Тітова, І.Л. Роговський // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2015. – Вип. 212, ч. 1. – С. 322–328.

Рецензент д.т.н., проф. В.П. Ковбаса

УДК 631.361.022.

© В.О. Шейченко, д.т.н., В.І. Недовесов, к.т.н., О.М. Грицака
ННЦ «ІМЕСГ»

ДОСЛІДЖЕННЯ ОБМОЛОТУ ЗЕРНА ТРИБАРАБАННОЮ МОЛОТАРКОЮ

Наведено результати досліджень з обмолоту зерна трибарабанною молотильно-сепарувальною системою зернозбирального комбайна.

ЗЕРНО, ОБМОЛОТ, БАРАБАН, СЕПАРАЦІЯ, ДОСЛІДЖЕННЯ.

Постановка проблеми. На ринку нашої держави функціонують зернозбиральні комбайни трьох основних типів: клавішні, аксіально – роторні з одним або двома роторами, а також гібридні, в яких роторний принцип поєднується з клавішним соломотрясом. За умов використання клавішних систем виникають певні труднощі видалення залишків зерна із вороху. Саме тому набувають поширення молотильно – сепаруючі системи (МСС) з двома молотильними барабанами та декількома бітерами – сепараторами, які забезпечують краще виділення зерна із вологого вороха.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В останнє десятиріччя спостерігається розвиток гібридних систем, які забезпечують високі результати роботи зернозбиральних комбайнів навіть за умов їх використання на вологих, полеглих, забур'яненних

хлібостоях [1, 3, 6]. У порівнянні із аксіально – роторними моделями гібридні системи володіють кращими показниками енергетичної ефективності. Ці переваги сприяють збільшенню попиту на них [2, 5, 7, 8].

В ННЦ «ІМЕСГ» спільно із «КБ Південне» та ВАТ «Херсонський машинобудівний завод» на протязі останніх років розроблено і впроваджено у виробництво зернозбиральний комбайн КЗС – 9 «Славутич» із трибарабанною МСС.

Мета досліджень Підвищення ефективності функціонування МСС зернозбиральних комбайнів завдяки встановленню показників якості виконання технологічного процесу обмолоту зерна (рівень втрат та якість обмолоту) трибарабанною МСС.

Результати досліджень. Комбайн зернозбиральний самохідний КЗС – 9М – 1 "Славутич" з багатю барабанною системою (рис.1) обмолоту призначений для збирання зернових колосових культур (пшениця, ячмінь, овес, жито), як прямим так і роздільним способом. За умов використання спеціальних пристроїв комбайн збирає соняшник, кукурудзу на зерно, зернобобові культури (горох, віка), круп'яні культури (просо, Гречка), насіння масляничних культур (рижик, гірчиця), рапс, сою та зернове сорго.

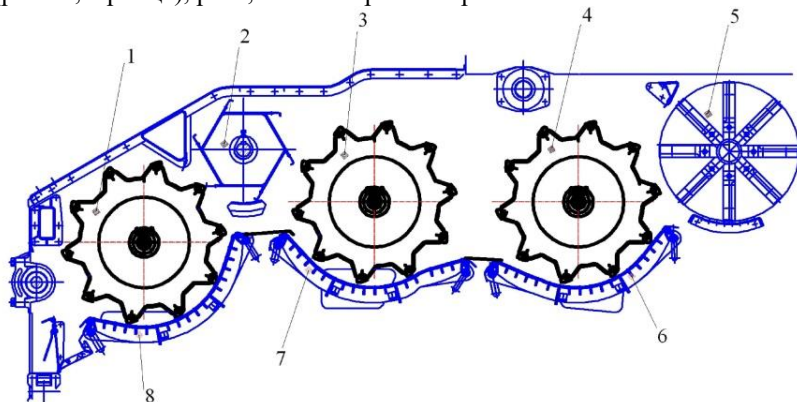


Рис. 1 – Схема трибарабанної молотарки: 1 – перший молотильний барабан, 2 – відбійний бітер, 3 – другий молотильний барабан, 4 – третій молотильний барабан, 5 – бітер – домолочувач, 6 – 8 – підбарабання циліндрично – тангенціальне

Молотильно-сепаруюча система комбайну обмолочує зерно, виділяє його з грубого вороху, очищає зерна від домішок дрібного

вороху і скидає в бункер. В МСС також відбувається транспортування соломи та полови в устаткування для збирання незернової частини врожаю.

Молотильно-сепаруюча система складається з трьох поперечно розмішених десятибічевих молотильних барабанів, шестилопатевого відбійного бітера, трохпідбарань (дек) з системою підвісок, відсікача, камінняуловлювача та подрібнювача соломи.

Використання трибарабаної молотарки, дозволить підвищити інтенсивність сепарації грубого і дрібного вороху, завдяки чому поліпшиться якість вимолоту зерна.

Визначення показників якості роботи зернозбирального комбайну із трибарабанною системою обмолоту проведено на збиранні ячменю сорту «Командор» на полях ДП ДГ Оленівське (Київська обл., Фастівський р-н).

Показники агротехнологічної оцінки молотарки визначалися за стандартизованими методами, приладами та обладнанням.

Функціональні показники оцінювали за методикою, викладеною у ГОСТ 24055-88, ГОСТ 24057-88.

Умови проведення випробувань наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Умови проведення випробувань комбайна зернозбирального самохідного КЗС – 9М – 1 "Славутич" з трибарабанною системою обмолоту

№п/п	Найменування показника	Значення показника
1	терміни проведення досліджень: - початок - завершення	13.08.2013 р. 15.08.2013 р.
2	площа ділянки, га	3,0
3	висота хлібостою, мм	600
4	урожай даної ділянки, кг/м ²	339,3
5	відсоткове співвідношення соломи і зерна, %	1:1,2
6	кількість зерен в колосках, шт	22 – 24
7	забур'яненість, %;	4
8	вологість, % - зерна, - соломи	9,5 12

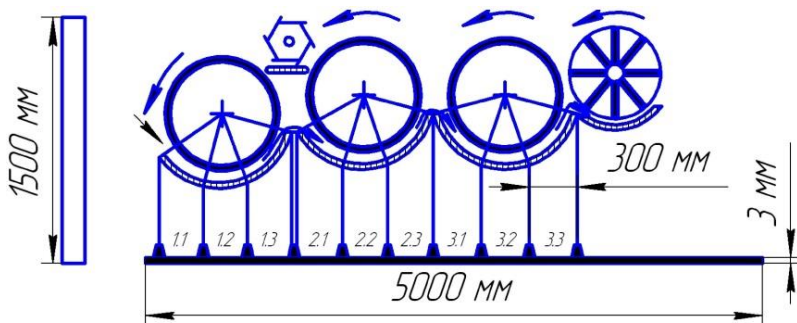


Рис. 2 – Схема розміщення поліетиленової стрічки під трибарабанною системою обмолоту зернозбирального комбайна КЗС – 9 – 01 – М «Славутич»

Дослідну ділянку вибирали виходячи із кількості дослідів, які необхідно було провести. Розбивку дослідної ділянки розпочинали з виділення загального контуру дослідної ділянки і контурів окремих повторностей, зі всіх сторін позначили захисні смуги шириною не менш як 5 – 6 м.

Дослідження показників якості виконання технологічного процесу здійснювали за налаштувань комбайну наведених у табл. 2.

Таблиця 2 - Налаштування комбайну

№ п/п	Найменування показника	Значення показника
1	Частота обертання барабана, об/хв: - перший; - другий; - третій	825 880 860
2	Зазори між барабаном і декою, мм: - перший барабан: вхід вихід; - другий барабан: вхід вихід; - третій барабан: вхід вихід	18 10 19 9 18 9

Визначення ступеня обмолоту зерна кожним барабаном комбайна здійснювали за допомогою спеціально виготовленої поліетиленової стрічки товщиною – 3 мм, шириною – 1500 мм, довжиною – 5000 мм, яку було поділена на зони по 300 мм в залежності від зон деки підбарабання (рис. 2). В якості перегородки зон підбарабання на поліетиленовій стрічці використовували відпрацьовані комбайнові паси.

Дослідження з визначення ступеня обмолоту зернової маси барабанами трибарабанної системи обмолоту здійснювали за умов вимкненого приводу системи очистки. Масу із поліетиленової стрічки збирали в поліетиленові пакети, кожний з яких відмічали біркою з даними про вміст пакета.

Обсяги зерна, вимолочені першим барабаном, визначали на ділянках 11 – 13 другого 21 – 23, третього 31 – 33 відповідно (рис. 2).

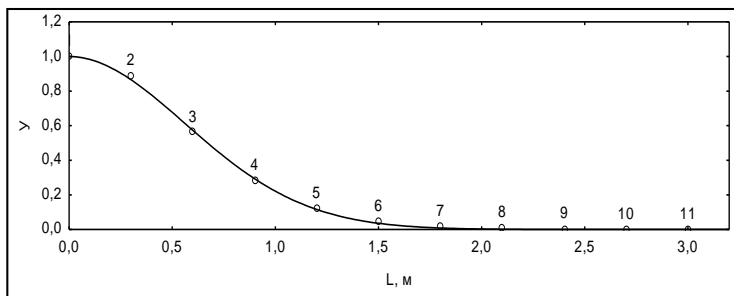
Результати досліджень із визначення ступеня обмолоту зерна барабанами (трьома) наведено на рис. 3. Частка вимолоченого зерна на трох ділянках під першим барабаном становить 0,41, 0,7 та 0,84 на швидкості 7 км/год та відповідно 0,4, 0,63 та 0,82 на швидкості 9 км/год; під другим барабаном – 0,84, 0,9 та 0 та 0,7, 0,85 та 0,93 на тих же швидкостях відповідно. Частка зерна, вимолоченого під третім барабаном, на першій швидкості (7км/год) дорівнювала нулю, а на другій складала до 7%.

Встановлено, що збільшення швидкості призводить до зменшення обсягів обмолоту зерна під першим барабаном і відповідного збільшення під другим. Проте зміна швидкості руху комбайна суттєво не вплинула на загальну картину розподілу частки вимолоченого зерна під барабанами – вимолот відбувається переважно першим і другим. Це пояснюється тим, що дослідження проводили в період, коли хлібна маса була сухою (вологість стебла 12%, зерна 9,5%) і перезрілою.

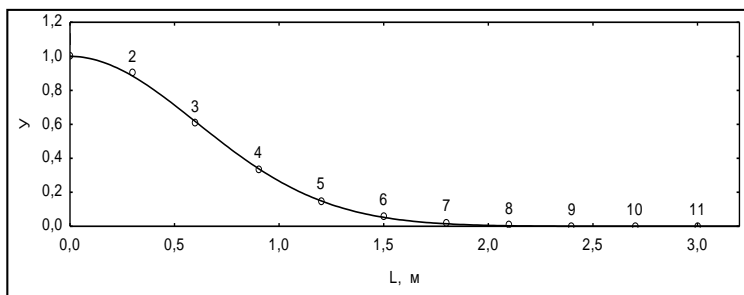
Проаналізувавши залежності (рис. 3) відмітимо, що проходження хлібної маси через третій барабан призводить до її додаткового подрібнення, що ускладнює роботу системи очистки комбайна.

Висновок. За результатами досліджень встановлено: відсоток зерна обмолоченого першим барабаном складає 82 – 84% на другий барабан припадає до 13%, а на третій відповідно 3%. Збільшення швидкості призводить до зменшення обсягів обмолоту зерна під першим барабаном і відповідного збільшення під другим. Проте зміна швидкості руху комбайна суттєво не вплинула на загальну картину розподілу частки вимолоченого зерна під барабанами – вимолот

відбувається переважно першим і другим. Для визначення оптимальних параметрів та режимів роботи комбайна доцільно продовжити польові дослідження з урахуванням особливостей його налаштувань.



а



б

Рис. 3 – Залежність обсягів обмолоту зерна трибарабанною молотаркою по довжині підбарабання L від швидкості руху комбайна: а – 7 км/час, $y = \exp(-(1,5079) * x^{(1,95236)})$; б – 9 км/час, $y = \exp(-(1,32454) * x^{(1,96949)})$

Література

1. Ю.Г. Смирнов, А.Р. Барсов, М.В. Кузьмин. Молотильно сепарирующие устройства // Обзорная информация. Сер. Сельское хозяйство / ВНИИПИ. – М., 1991, 76 с.
2. Е.И. Трубилин, В.А. Абликов. Машины для уборки сельскохозяйственных культур (конструкции, теория и расчет): Учеб. Пос. – 2 изд. Перераб. и дополн. – КГАУ. Краснодар, 2010 – 325 с.

3. Finck, Charlene. What gives a combine class?/ Farm Journal, 01 – OCT – 03. [http: // www.accessmylibrary.com/com2/summary - 0286 - 4749169_ITM](http://www.accessmylibrary.com/com2/summary - 0286 - 4749169_ITM).

4. Технологический процесс, настройка, регулировка и контроль качества работы зерноуборочных комбайнов: Практическое пособие / В. Р. Петровец, Н. И. Дудко, В. Л. Самсонов. – Горки: БГСХА, 2012 – 56 с.: ил.

5. В.О. Шейченко, М.М. Анеляк, А.Я. Кузьміч, С.О. Кустов. Дослідження впливу терміну експлуатації зернозбиральних комбайнів на їх ефективність // Оглядова інформація [загальнодержавний збірник]. – 2015. Випуск №1 (100)/ [ННЦ «ІМЕСГ»]. – Глеваха, 2015. -. с. 242 – 249.

6. Комплексне вирішення проблем збирання врожаю / С.Коваль, В.Шейченко // Техніка АПК. - 2008. -№2.- С22-26.

7. Шейченко В.О. Влияние срока эксплуатации зерноуборочных комбайнов на их эффективность / В.О. Шейченко, М.М. Анеляк, А.Я. Кузьмич, С. Кустов // Mechanization in agriculture/ Механізація на земеделието//Issue 9. 2015, с.15-17.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

ANNOTATIONS - / - АННОТАЦИИ

A. Bojko, P. Popyk, O. Vannyi. The impact speed of moving dispensing element with managed suction to vector omissions and doubles appearance at sowing seeds

In the article presents the results of experimental research to establish the impact speed of movement of dispensing element on the likelihood of doubles and omissions in the seeding apparatus equipped with pneumomechanical seed cells with the vector directed action.

Significant impact on quality of dosing speed of relative displacement carries cells. She represents a major factor that determines apparatus performance, and hence the possible speed of movement seeders on the field. For most crops are dependence descending nonlinear character. Moreover, this dependence characteristically of the whole range of liquefaction from $P = 2kPa$ to $P = 5kPa$. Significantly smaller values likelihoods omissions (2 ... 3 times) obtained for the seeds of other crops. With increasing speed doubles the likelihood decreases. Considering that sowing necessary to carry out in the shortest time identified requirements preferably without losing accuracy dosing to use high speed dispensing element.

- / -

А.И. Бойко, П.С. Попик, А.А. Банний. Влияние скорости перемещения дозирующего элемента с управляемым вектором присасывания на появления пропусков и двойников при посеве семян

В статье представлены результаты экспериментальных исследований по установлению влияния скорости перемещения дозирующего элемента на вероятность появления пропусков и двойников при посеве семян пневмомеханические высевочных аппаратом оснащенных ячейками с направленным вектором действия.

V. Vasul'kiv, A. Gypka, V. Gyd'. Multivariate classification the disk root-harvesting machines with generation of the improved digging up device

The development of modern mechanical engineering is characterized by increased capacities of root harvesting machinery that leads to more stringent conditions for their operation. Thus, the problem of reducing losses and roots damage is very actual as well as the reliability of digging nodes of root harvesting machinery and improving the durability of its main working bodies, among which the digger discs are the most important ones. To solve this problem it is necessary to improve constantly the system of working bodies of the machinery for digging up the roots

Taking into account the structural peculiarities of diggers' elements, the multivariate structure of classifying the disk root-harvesting machines with generation of the improved construction of digging up device is worked out. Research methods are based on the use of disk diggers' design analysis, the nature of their movements, types of rims, spokes, shape of separator holes. While developing the multivariate structure of classifying the disk root-harvesting machines, the elements of mathematical analysis were used; and their semantic solutions were performed using a PC, engineering creativity and choice of sustainable solutions.

- / -

В.В.Васильків, А.Б. Гупка В.З.Гудь. Многовариантная классификация дисковых копателей корнеуборочных машин с генерированием усовершенствованного выкапывающего устройства

Разработано много вариантную структуру классификации дисковых копателей корнеуборочных машин с генерированием усовершенствованной конструкции выкапывающего устройства и с учетом различных конструкций всех элементов копателей.

N. Vrzhesch, V. Penkalya, A. Shulgan. Choosing insulation material by thermal resistance and cost

In technological processes of wood processing industries often use heating and cooling equipment during start, stop or change the mode. Reduction of heat losses in pipelines is an important issue because in the process of choosing of material and thickness insulation layer it is necessary to consider their thermal resistance and cost.

Reducing heat loss by increasing insulation layer thickness is limited, because with increasing external diameter up to some critical value, also entails increasing the heat loss of the cylindrical wall.

Recommendation on finding the critical diameter of the insulation is difficult to implement for technological equipment of woodworking industry, since there are structural restrictions on the internal location of the heat pipes.

In the article is realized the comparative analysis of efficiency of use of modern insulating materials by thermal resistance and cost .

It is established that the use as an insulating material to "Thermosilat" with a layer of 1 mm is the most effective means of thermal insulation. Several lower thermal resistance are fixed for "Thermosilat" with a layer 0.5 mm. The Third level refers to "Teploisol" with a layer 5 mm. However, given the cost of these materials, it is better to use "Thermosilat" with a layer of 0.5 mm, because this allows to isolate twice as much surface are for similar indicators of thermal resistance.

- / -

Н.В. Вржещ, В.Е. Пенкаля, А.В. Шульган. Выбор теплоизоляционного материала по термическому сопротивлению и стоимости

В статье выполнен сравнительный анализ эффективности использования современных теплоизоляционных материалов по их термическому сопротивлению и стоимости.

B. Hevko V. Klendiy T. Navrotska. The study of effect of structural parameters of hinged screw-sectional working body on the its radius of curvature

The flexible sectional screw working body with the hinged connection of sections is designed. The analytical dependences for determining the interconnection between structural parameters of flexible shaft and its curvature radius determined by angular replacement of neighbor sections are developed. The graphic dependences of effect of structural parameters of screw working body section on the value of angle α are drawn.

Screw conveyors are one of the main means for transporting various kinds of bulk materials. The use of sectional screw flexible conveyors with relatively large overall size allows transporting bulk material with high performance and low

material damage. The disadvantages include the complexity of the design and significant metal content as compared with solid counterparts. The possibility of simplifying the design, reducing metal content and, consequently, reducing energy consumption and the degree of material damage at a constant performance and operating characteristics are especially relevant areas for further research.

- / -

Б.М. Гевко, В.М. Клендий Т.Д. Навроцкая. Исследование влияния конструкционных параметров шарнирно-секционного винтового рабочего органа на его радиус кривизны

Разработанная конструкция гибкого секционного винтового рабочего органа с шарнирным соединением секций. Выведены аналитические зависимости для определения взаимосвязи между конструктивными параметрами гибкого вала и радиусом его кривизны, который определяется через угловое смещение соседних секций. Построены графические зависимости влияния конструктивных параметров секции винтового рабочего органа на величину угла α .

В. Невко, Р. Басыук, І. Невко, А. Скиба. Substantiation of safety clutches' parameters of double-acting agricultural machines

Most agricultural aggregates and mechanisms consist of clutches effecting much their operational and technical specifications. Along with rotary motion transmission, clutches also perform other functions. In particular, the overload protection, compensation of connecting shafts' displacements, depreciation shocks, shock loads and vibrations that accompany the work of various kinds of machinery and change the direction of rotation.

The objective of this paper is to substantiate the parameters and to develop the technique of computing the main structural and power parameters of the designed device's contact couple. The research works were conducted with the use of machines and mechanisms theory, search techniques and synthesis of technical systems of engineering creativity and choice of sustainable solutions, principles of classical mechanics, fundamentals of designing machines, as well as specially developed computer applications. The technique of mathematical modelling the workflows using modern software packages were used as well.

- / -

Б.М. Гевко, П.В. Босюк, І.Б. Гевко, О.П. Скиба. Обоснование параметров предохранительной муфты сельскохозяйственных машин двустороннего действия

Целью данной работы есть обоснования параметров и разработка методики расчетов основных конструктивно-силовых параметров пары контакта разработанного устройства. Исследования проводились с использованием теории машин и механизмов, методов поиска и синтеза технических систем инженерного творчества и выбора рациональных технических решений, положений классической механики, основ конструирования машин, а также с помощью специально разработанных прикладных программ для ПЕОМ.

B. Hevko, A. Skiba, S. Melnychuk, O. Kolesnuk. Substantiation of portable winch parameters elevated of load capacity

Portable Hoisting transport winches (PTL) with screw supports are widely used for lifting, lowering, towing vehicles and cargo tension lines radio and electricity, the cultivation of hops and grapes, when laying various types of wires, pipes in the ground and underwater trench, and on the shores of rivers, lakes and seas, where recent set of sports and entertainment centers, as well as for building and repair work where there are no any support.

We have developed a portable winch with increased bending strength in resource which is used as a support for pipes with external half-round performances that placed evenly around the circle. This inner hole is in conjunction with the supporting cylindrical tube and handle, a cross section which is similar to the shape of the internal profile support with the possibility of relative movement. The lower end of the cylindrical tube made of supporting flap perpendicular to the axis of the hexagonal central hole, which is in the periodic interaction with tapered hex end of drive lever for winding the cable on the drum.

Established that the load capacity of the supporting tube outer half-round performances compared with cylindrical different sizes of cylindrical anchor tube according to preliminary calculations are at 4..10 times more than conventional cylindrical.

For research designed and manufactured three different types of screw supports. The first characteristic that is used as a support for solid rods, the second – and third cylindrical tube – a cylindrical pipe with external radius performances. As used one turn spiral towers and two turns of support. Material rod and pipes – St 3 or St 45, and helical towers St3, St08kp or 65G.

- / -

Б.М. Гевко, О.П. Скиба, С.Л. Мельничук, А.А. Колесник. Обоснование параметров лебедки переносной повышенной нагрузочной способности

Нами разработана переносная лебедка с повышенным ресурсом сгибающей прочности в которой в качестве опоры используют трубы с внешними полукруглыми выступами, которые размещены равномерно по кругу. Установлено, что нагрузочная способность опорной трубы с внешними полукруглыми выступами по сравнению с цилиндрическими различных типоразмеров с цилиндрической опорной трубой по предварительным расчетам у 4..10 раз больше чем обычной цилиндрической.

I.M. Dudarev, Y.V. Olyasyuk, Y.A. Khomych, A.V. Khomych. Investigation of parameters of oil flax band after thresher

Problematic issue of oil flax harvesting technology in the conditions of the Western Polesie of Ukraine is separated seed from the stems without damage and loss. Scientific studies indicate the possibility of the use of flax fiber for the production of twisted products, non-woven fabrics and other. Substantiation of the operation parameters of flax thresher was studied by many scientists. Most of the research concerns on substantiation of the operation parameters for stripping and threshing fiber flax. Oil flax has anatomical and morphological features that distinguish it from fiber flax. This makes it necessary to take them into account when developing the design of oil flax thresher. Design of oil flax thresher was proposed by authors. The design of oil flax thresher requires a substantiation of the operation

parameters. Operation parameters would ensure a quality execution of the process of threshing and agronomic requirements. It is in-process analyzed in theory and investigational experimentally influence of treatment of oil flax band in to the offered device on the maintenance of high-quality and quantitative descriptions of harvest.

- / -

И.Н. Дударев, Я.В. Оласюк, Ю.А. Хомыч, А.В. Хомыч. Исследование параметров ленты льна масличного после ее обмолота

Авторами предложена конструкция устройства для обмолота ленты льна масличного. Конструкция устройства требует обоснования рационального режима работы. Этот режим должен обеспечить качественное выполнение технологического процесса обмолота с учетом агротехнических требований. В статье представлены результаты экспериментальных исследований по определению качественных и количественных параметров стеблей льна масличного в ленты после ее обмолота на устройстве предложенной конструкции.

Zakharchuk V., Khaylis G. Methodology of selection of alternative fuel for technological vehicles

Elucidated the main principles of the methodology of selection of alternative motor fuels for vehicles. The application of systemic principles has allowed the study of the process of operation of vehicles on the alternative motor fuels to implement on the model of the operating system "fuel-engine-vehicle". Systems analysis showed that the methods of selection of alternative sorts of fuels should be based on the evaluation at to different criteria. Cited the results of culating studies of the espectiviti applications of alternative motor fuels in the means of transport by the method of complex assessment of the technical adaptation of the engine for alternative fuels, ecological safety and economic efficiency of the operation vehicle. The indexes of fuels and engine are evaluated for its energy and fuel-economic indicators, complex indicator, environmental safety is evaluated allowing for amount of exhausts of harmful substances, their maximum permissible concentrations and hazard class, economic effectiveness of operation is evaluated by criterion of economic efficiency, which is calculated taking into account saving of operational costs while using alternative fuels and investment for reequipping of machinery. The highest value of a general criterion of choice of appropriate sort of fuel, which combines the counted above criteria, has natural gas in case of its use in reequipped from diesel gas engine, the smallest value in petroleum diesel fuel. The proposed method allows to evaluate the indexes of the vehicle during its operation on different fuels in a single integrated indicator (criterion), which greatly simplifies the choice of fuel.

- / -

Захарчук В.И., Хайлис Г.А. Методология выбора альтернативных топлив для технологических транспортных средств

Освещено основные положения методологии выбора альтернативных топлив для технологических транспортных средств. Приведены результаты расчетных исследований перспективности применения альтернативных моторных топлив в средствах технологического транспорта методом комплексной оценки технической приспособленности двигателя к этим топливам, экологической безопасности транспортного средства и экономической эффективности эксплуатации.

S. Karabinesh, I. Kharkovskiy, O. Spodoba. Prognostication of residual resource to applications by non-destructive control

There is submitted an original method over of prognostication of residual resource of agricultural machines is brought at the use of methods of non-destructive control (golographical) in the article. Using the results of holography with high accuracy to ascertain the condition of the workpiece surface and to determine the remaining service life. The conducted experimental researches gave an opportunity to establish, that holographic methods allow correctly and in a complete measure to define the technical state of agricultural machines. By means of computer holography it maybe to estimate the microstrain of superficial layers of working zones of detail complex and integrally, but not differentially - point-to-point, as by other methods of non-destructive control. The sensitiveness of the optical system allows to fix small changes in superficial layers, and it gives an opportunity to estimate the technical state and accordingly capacity in expensive arbitrarily chosen moment of time of productive exploitation of agricultural machine in turn.

Basis of prognostication in our case is a study of the real process of change of the technical state of element of machine with the exposure of influence of complex of factors is a microstrain, tense state of working surface of detail, size of wear for certain operating time, and also control periodicity is diagnostician with establishment of the technical state of element of machine.

Realizations of such plan of works are difficult enough in practical researches. For the real terms, prognostication must determine the size of remaining resource, being based on the got results of scientific researches. Realization of such works is labor intensive and expense, more effective in this case there is application of mathematical and statistical methods and, as be said higher, to the method of Monte Carlo. For this purpose it is needed to define probabilistic descriptions of elements of machine, and also know the function of distribution of these sizes.

- / -

C. Карабиньои, И. Харковский, А. Сподоба. Прогнозирование остаточного ресурса с использованием неразрушающего контроля

В статье представлен оригинальный метод прогнозирования остаточного ресурса сельскохозяйственных машин при использовании методов неразрушающего контроля (голографический). Использование результатов голографирования позволяет с высокой точностью установить состояние поверхности детали и определить остаточный ресурс.

V. Kovbasa, P. Kalinichenko. Analytical modeling of temperature fields caryopsis in variable radiation flow

Purpose. Development of analytical mathematical model that describes the dynamics of the temperature field caryopsis in a moving layer of radiation parameters variable flow to optimize processes different types of infrared heat-treating the criterion of energy efficiency. **Methods.** Analysis and synthesis of analytical mathematical models of the theory of heat conduction. **Results.** The mathematical model of heat radiation in the infrared caryopsis unsteady heat flow to predict the dynamics of the temperature field weevil in technological processes of heat treatment of grain. **Conclusions.** Considered analytical mathematical dependences can determine the temperature field development caryopsis during the

heat treatment by infrared radiation depending on the technological and technical parameters of thermal radiation installation. Analytical dependence can simulate the dynamics of change in average temperature, surface temperature, rate of heating caryopsis during thermal infrared radiation in a moving bed to determine the optimum process time values action and capacity heat flux (with periodic changes its power is perceived moving grain material) to different types of heat treatment. The analytical model of temperature field weevil allowing identification of transient heat transfer during the process radiant various types of infrared processing grain material. The analysis can be concluded that for optimum heating intensity grains should be provided with variable heat flow conditions and variable over time law and the trajectory of the caryopsis relative to the emitter.

- / -

В.П. Ковбаса, Р.А.Калиниченко. Аналитическое моделирование развития температурных полей зерновки в переменном радиационном потоке

В статье рассмотрены аналитические математические модели нагрева зерновки инфракрасным излучением при постоянном и переменном радиационном потоке для подвижного слоя зерноматериала.

S. Kotenko, O. Kalinin. Methodology for calculation coefficients recovery Ploughshares

During operation of agricultural machinery the most frequently replaced parts, which operate in abrasive environments, which includes the soil. Such items, in particular, are ploughshare plows. Tillage is one of the most energy-intensive agro-technology operations, which starts the whole cycle of operations to mechanized harvesting. Therefore, the refusal tillage machines and units leads to disruption of the cycle. Changing the timing of agrotechnological operations outside agrotechnological optimal timing can lead to significant losses of agricultural enterprises.

Late replacement plowshares through blunted blade makes it necessary to increase the traction of the tractor, overspending of fuel and lubricants. The vast majority of plowshares has the defects that can be eliminated with the help of modern technologies of details.

The article deals proposes a method of determining the coefficient of recovery Ploughshares, when worn in soils with different physical and mechanical properties. Character wear, the value of use and repeatability defects plowshares differ significantly on sandy and clay soils. The basic characteristic defects and differences in the processes of wear on sandy and clay soils.

In determining and reporting defects and the coefficients of repeatability and coefficient of recovery of these items is necessary to specify in what circumstances and on what types of soil obtained research results.

- / -

С.С. Котенко, А.Е. Калинин. К методике расчёта коэффициентов восстановления плужных лемехов

В статье дополнена методика расчёта коэффициентов восстановления плужных лемехов при износе в почвах с разными физико-механическими свойствами. Изложены основные характерные дефекты и отличия в процессах изнашивания на песчаных и глинистых почвах.

O. Lyashuk, O. Tretyakov, V. Dmutrenko, O. Kolesnik. The manufacturability constructions of of working mechanisms of screw extruders

Been determined the main indicators of technological and a constructive complexity of performance of working of screw extruder. Present the technological characteristic design parameters of of screw machine parts manufactured in different ways.

Manufacturing technology GRO significantly affect change in their design parameters and technical and economic indicators.

Design features directly depend on their purpose, and considering that their main element is GRO, the ways of obtaining and providing the necessary design parameters augers are extremely important problem in the design.

The main indicators of technological and structural complexity of the parts screw extruder. Present technological characteristics of the design parameters of screw machine parts manufactured in different ways.

- / -

О.Л. Ляшук, О.Л. Третьяков, В.П. Дмитренко, А.А. Колесник. Технологичность конструкций механизмов винтовой рабочих органов экструдеров

Определены основные показатели технологичности и конструктивной сложности выполнения винтовых рабочих органов для экструдеров. Приведена технологическая характеристика конструктивных параметров винтовых деталей машин изготовленных разными способами.

O. Nalobina, O. Shovkomud. To the problem of estimation of energy efficiency of technical means and technologies for agriculture

Scientific basis of increase of energy efficiency of technical means for agro-industrial complex should be based on a systems approach. At the design stage new technical means must be seen as a technical system. This is involves of execution of the design process with given the linkages of new technologies with the environment. Given the urgency of the problem of energy efficiency in agriculture also there is a need of assessment of energy characteristics of designed equipment. At present the energy efficiency estimation is conducted without disclosing fundamentals of technological processes for implement which technical means are designed This leads to the fact that the new technical means are not always provide optimal load of energy machines. In this article the organizational and economic mechanism for evaluation of energy efficiency of technologies and technical means is offered. Also it is suggested to estimate of energy efficiency of designed technical means through ratio of parameters of total energy charges for the technological process and means for its implementation.

- / -

Е.А. Налобина, А.В. Шовкомуд. К вопросам оценки энергоэффективности технических средств и технологий для АПК

В статье рассмотрены вопросы оценки энергоэффективности технических средств для АПК. Предложены новые методологические подходы к оценке энергоэффективности.

A. Novitskiy, A. Kameneckaya, I. Chebotar. Monitoring provision aimed reliability of technics forestry

The question of ensuring the reliability of monitoring trends of forest technology has been reviewed. The research dates and publications on the matter of this theme have been analyzed. The generalized definition of monitoring as the process of monitoring the subject by collecting, organizing, processing and storing information was formulated. Requirements were formulated to the formation of information-analytical database monitoring and defined task of organizing its operation information.

Some aspects were displayed some theoretical and practical aspects of operability Forestry and woodworking equipment. The analysis of mathematical models assessing the effectiveness of the organization of maintenance and repair logging machinery mobile workshops was submitted. One of the ways to ensure machine reliability is unreliable backup subsystems and components based on structural analysis of their reliability. The basic components of information support and monitoring system were grounded. The priority research component „human operator“ is the monitoring, classification personnel of enterprises; qualification requirements and professionally important qualities of employees; state level and training of employees. For the analysis and synthesis of complex technical systems forestry machinery and equipment can be used graph theory, mathematical models of reliability, logical simulation. Noteworthy research problem assessment and ensure the reliability of the human operator as part of JTS „HM“.

The monitoring human operator reliability of technical systems was solved. They include: organizational management system; reliability optimization cost technology; system components to increase durability; research system repair fund; system of human resource capacity; system storing equipment; system of information, training and scientific support; system of economic, financial and innovation support; a system of regulatory support.

- / -

А.В. Новицкий, А.В. Каменецакая, И.Э. Чеботар. Мониторинг направлений обеспечения надежности лесохозяйственной техники

Рассмотрены вопросы мониторинга направлений обеспечения надежности лесохозяйственной техники. Проанализированы исследования и публикации по вопросам, которых касается эта тема. Обоснованы основные составляющие и информационное обеспечение системы мониторинга.

M. Pylypets, I. Kucvara, I. Hevko, A. Dyachun. The study of power parameters of forming the profile screw elements of agricultural machines

One of the important issues of modern agricultural machinery is to improve machine reliability, durability of screw working bodies, drives, their components and individual parts. One of the highlights of this situation are screw conveyors and their working bodies, which are fixed in the middle of the casing, during transportation, grinding, mixing bulk materials. Therefore, the important issue is to create design schemes of energy efficient screw conveyors and their working bodies; their usable state would reduce the wear of screw elements and cut down energy consumption. These methods include the manufacture of profile screw elements of working bodies

by coiling; their operational reliability is 1.7 ... 2.5 times greater as compared with rolling methods.

The process of forming screw profile working body is analyzed in this paper. The analytical dependences for determining power parameters of coiling, as well as structural parameters of technological equipment are developed. Based on the results of the theoretical research, the graphic dependences of power parameters are obtained.

- / -

Н.И. Пилипец, И.М. Кучвара, И.Б. Гевко, А.Е. Дячун. Исследование силовых параметров формообразования профильных винтовых элементов сельскохозяйственных машин

В работе рассмотрен процесс формообразования винтового профильного рабочего органа. Выведены аналитические зависимости для определения силовых параметров процесса навивки, и необходимых конструктивных параметров технологического оснащения. На основе результатов теоретических исследований получены графические зависимости силовых параметров.

C. Pulka, V. Baranovskiy, V. Senchishin, V. Gavrilyuk, M. Sharyk. Oscillation stream line for induction welding on of thin disks

In the article description of construction of automatic transfer stream line is pointed for induction welding of workings surfaces of thin steel disks. A line goes from the followings mechanisms: loads and unloading of disks; filing up and return of charge; moving of disks; horizontal vibrations; single delivery and reception of disks. The improvement of line is produced by application in the process of renewal of disks of horizontal vibration of work mount. The improvement of line is produced by application in the process of renewal of disks of horizontal vibration of work mount. Principle of work of every mechanism of automatic transfer line is described for induction filing of workings surfaces of thin steel disks with the appendix of mechanical horizontal vibration. Method of renewal of surfaces of workings organs, allows will promote wearproofness of inflicted metal in 1,5 time by comparison to single without application of horizontal vibration. In addition quality of inflicted ball of metal gets better considerably. The expenses of electric power on realization of method of renewal of workings organs diminish on 15...25 %. In the process of welding of material on the working surface of disks deformation of the thin shaped disks of in relation to large sizes and complicated configuration diminishes considerably.

- / -

Ч.В. Пулька, В.Н. Барановский, В.С. Сенчишин, В.Я. Гаврилюк, М.В. Шарык. Вибрационная потоковая линия для индукционной наплавки тонких дисков

В статье наведено конструкцію и принцип работы автоматической линии для индукционной наплавки рабочих поверхностей тонких стальных дисков с приложением механической горизонтальной вибрации. Способ восстановления поверхностей рабочих органов, позволяет повысить износостойкость наплавленного металла в 1,5 раза в сравнении с наплавкой без применения горизонтальной вибрации, улучшит качество наплавленного шара металла, уменьшит затраты электроэнергии на 15...25 % и устранить деформацию тонких фасонных дисков относительно больших размеров и сложной конфигурации.

A. Sylyvonyuk. Dynamics research of highly efficient vibration machines with flat oscillations of bearing body in packages SIMULINK/ MATLAB

Vibrating machines are working successfully in various industries and households. The most common drive for most of them is debalance - thanks to the great compactness at high disturbing power and relative ease of construction. In recent years, the intensification of the process there was only one way - by increasing the frequency of oscillation. The production of a large number of so-called "high-frequency" vibration machines of almost identical structures has been started. However, the main focus of intensifying the process of fine sieving or condensating is the use of new design schemes that implement highly dynamic modes, such as polyharmonic. Promising design of vibration machines of a new type are biharmonic machines with four debalance vibroexciters. Identifying the advantages and disadvantages of such machine is expediently at the stage of conceptual design using computer modeling. For this purpose it is necessary to develop a mathematical model of vibrating machine with inertia biharmonic drive.

Numerically demonstrated, that vibrating machines with biharmonic agents are effective. At this demonstrated that without changing mass and inertial parameters of oscillatory system but only changing the direction of vibroexciters rotation, you can get different character of the carrier body moving. Numerical simulation in Simulink package of MATLAB environment, greatly facilitates the simulation process of vibration machines. Using Simulink and SimPowerSystems will: assess the energy costs arising from the start-electromechanical system with shock loads on the vibration machine in the steady work; develop recommendations for the selection of the type and capacity of the drive motors for vibration machine to reduce power consumption in steady state operation; develop the scientific basis and technical advice for the design of new promising types of vibration machines.

- / -

A.B. Сыльвонюк. Исследование динамики высокоэффективных вибрационных машин с плоским колебанием несущего тела в пакете Simulink/MATLAB

Разработана динамическая модель для исследования вибрационной машины с бигармоническими возбудителями и плоским характером движения несущего тела в пакете Simulink, среды MATLAB. Показаны преимущества по использованию библиотек Simulink и SimPowerSystems при моделировании такого класса машин. Приводятся результаты компьютерного моделирования в установленном режиме работы.

L. Titova; I. Rogovsky, O. Nadtochiy. simulation of location restore disability machines for timber works

Analytical methods of validity of rational residence of mobile means of machinery for timber works are considered. The practicality of methods of medians, gravitation and gradient for imitating modeling with application of modern applied program technologies is detailed. Prospects of use of gradient method with its further improvement are defined. Important that changing any of indicators of this imitating model, at once we receive modified coordinates of residence of machinery for timber works, adequate to physical model. So, change of availability quotient for machinery leads to change of coordinates that is logical, after all decrease in availability quotient of this group increases risk of refusals, so residence of mobile means of machinery for timber works have to be approached to this group. Validity

of constructed imitating models consists in possibility of the accounting of external conditions by accounting of corresponding restrictions on required unknown, and developed number of modifications can form a basis of adoption of optimum decisions.

- / -

Л.Л. Титова; И.Л. Роговский, О.В. Надточий. Имитационность местонахождения средства восстановления работоздатности машин для лесотехнических работ

Рассмотрены аналитические методы обоснования рационального местопребывания мобильного средства восстановления работоспособности машин для лесотехнических работ. Детализирована практичность методов медиан, гравитации и градиентный для имитационного моделирования с применением современных прикладных программных технологий. Определена перспективность использования градиентного метода с дальнейшим его усовершенствованием.

V. Shevchenko, V. Nyedovyosov, O. Gritsak. Research threshing grains three-drum thresher

The results of studies on threshing grain threshing three drum threshing system is separable combine harvester.

Determination of grain threshing drum each combine was carried out using a specially made plastic tape thickness - 3 mm, width - 1500 mm, length - 5000 mm, which was divided into zones to 300 mm depending on the zones concave deck. As partitions concave areas on polyethylene film used waste combine passes.

It was established that the percentage of grain threshed first drum is 82 - 84% on the second drum falls to 13%, and the third 3%. The increase in speed leads to a reduction of threshing grain under the first drum and a corresponding increase in the second. However, changing the speed of the combine did not significantly affect the overall picture of the distribution of grain under the share threshed drums - treadeth is mainly first and second.

Share threshed grain on three areas under the first drum was 0.41, 0.7 and 0.84 at a speed of 7 km/h and 0.4, respectively, 0.63 and 0.82 at a speed of 9 km/h; under the second drum - 0.84, 0.9 and 0 and 0.7, 0.85 and 0.93 on the same speeds respectively. Share grain threshed under the third drum at the first speed (7km/h) was zero, and the second was 7%.

- / -

В.О. Шейченко, В.В. Недовесов, А.М. Грицака. Исследование обмолота зерна трехбарабанной молотаркой

Приведены результаты исследований с обмолота зерна трехбарабанной молотильно – сепарующей системой зерноуборочного комбайна. Установлено, что процент зерна, обмолоченного первым барабаном, составляет 82 - 84%, на второй барабан приходится до 13%, а на третий соответственно 3%. Увеличение скорости движения комбайна приводит к уменьшению объемов обмолота зерна первым барабаном и соответствующему увеличению вторым. Однако изменение скорости существенно не влияет на общую картину распределения доли вымолоченного зерна под барабанами - обмолот осуществляют, преимущественно, первый и второй барабаны.

ЗМІСТ

1. Бойко А.І., Попик П.С., Банний О.О. Вплив швидкості переміщення дозуючого елемента з керованим вектором присмоктування на появи пропусків та двійників при висіві насіння.....	3
2. Васильків В.В., Гупка А.Б. Гудь В.З. Багатоваріантна класифікація дискових копачів коренезбиральних машин з генеруванням удосконаленого викопуючого пристрою.....	7
3. Вржещ М.В., Пенкаля В.Є., Шульган А.В. Вибір теплоізоляційних матеріалів за термічним опором та вартістю...	24
4. Гевко Б.М., Клендій В.М., Навроцька Т.Д. Дослідження впливу конструктивних параметрів шарнірно-секційного гвинтового робочого органу на його радіус кривини.....	31
5. Гевко Б.М., Босюк П.В., Гевко І.Б., Скиба О.П. Обґрунтування параметрів запобіжних муфт сільськогосподарських машин двохсторонньої дії.....	43
6. Гевко Б.М., Скиба О.П., Мельничук С.Л., Колесник О.А. Обґрунтування параметрів лебідки переносної підвищеної навантажувальної здатності.....	52
7. Дударев І.М., Оласюк Я.В., Хомич Ю.А., Хомич А.В. Дослідження параметрів стрічки льону олійного після її обмолочування.....	58
8. Захачук В.І., Хайліс Г.А. Методологія вибору альтернативних палив для технологічних транспортних засобів.....	63
9. Карабиньох С.С., Харківський І.С., Сподоба О.О. Прогнозування залишкового ресурсу з використанням неруйнівного контролю.....	70
10. Ковбаса В.П., Калініченко Р.А. Аналітичне моделювання розвитку температурних полів зернівки в змінному радіаційному потоці.....	77
11. Котенко С.С., Калінін О.Є. До методики розрахунку коефіцієнтів відновлення лемешів плугів.....	86
12. Ляшук О.Л., Третьяков О.Л., Дмитренко В.П., Колесник О.А. Технологічність конструкцій механізмів гвинтових робочих органів екструдерів.....	94
13. Налобіна О.О., Шовкомуд О.В. До питань оцінки енергоефективності технічних засобів і технологій для АПК.....	102
14. Новицький А.В. Каменецька А.В., Чеботар І.Е. Моніторинг напрямків забезпечення надійності лісогосподарської техніки....	107

15. Пилипець М.І., Кучвара І.М., Гевко І.Б., ДячунА.Є. Дослідження силових параметрів формоутворення профільних гвинтових елементів сільськогосподарських машин..... 116
16. Пулька Ч.В., Барановський В.М., Сенчишин В.С., Гаврилюк В.Я., Шарик М.В. Вібраційна потокова лінія для індукційного наплавлення тонких дисків..... 124
17. Силивонюк А.В. Дослідження динаміки високоефективних вібраційних машин з плоским коливанням несучого тіла в пакеті SIMULINK/MATLAB..... 131
18. Тітова Л.Л., Роговський І.Л., Надточій О.В. Імітаційність місцеперебування засобу відновлення працездатності машин для лісотехнічних робіт..... 140
19. Шейченко В.О., Недовесов В.І., О.М. Грицака. Дослідження обмолоту зерна трибарабанною молотаркою..... 149
Анотації..... 156

**ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРОПОНУЮТЬСЯ ДО ДРУКУ
У ЗБІРНИКУ „СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ”
ЛУЦЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ**

Публікуватись будуть статті, які містять теоретичні або експериментальні дослідження. У статтях повинно бути зрозуміло і повністю викладено зміст питання, що розглядається.

ПЛАН СТАТТІ

1. **Постановка проблеми** у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.
2. **Аналіз останніх досліджень і публікацій**, в яких запропоновано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення раніше невирішених частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.
3. Формулювання цілей статті (**мета дослідження**).
4. Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих результатів (**результати дослідження**).
5. **Висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Використана **література**.

ТЕКСТ

1. Стаття подається на CD або DVD носіях, а також повинна бути роздрукована (на лазерному принтері) на білих аркушах формату А5 (з одного боку). Параметри сторінки: ліве поле – 1 см; праве – 2 см; верхнє – 2,0 см; нижнє – 2,0 см; брошування – 1 см; від краю до колонтитула верхнього – 1,25 см, до нижнього – 1,25 см.
2. Шапка статті містить: шифр УДК, ініціали та прізвище автора (–ів), науковий ступінь. Шифр УДК, прізвище, назва, текст статті розділені 1 інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити необхідні формули без простих математичних перетворень. Якщо за результатами досліджень отримано таблицю і побудовано графік, то в статті наводять щось одне – або графік, або таблицю. Посилання в тексті на джерела слід зазначати порядковим номером за переліком

- посилань, виділеним двома квадратними дужками. Забезпечити нерозривність виразів типу „258 мм”, „І.П. Прізвище” та ін.
3. Шрифт заголовка статті **ARIAL із напівжирним виділенням**.
 4. На початку статті наводять *анотацію*, яка містить короткий виклад змісту (2–3 речення курсивом).
 5. Набір тексту здійснюється у редакторі не нижче **MS WORD 6.0/7.0**. Для основного тексту необхідно використовувати шрифт **Times New Roman**. Розмір шрифту – 10 пунктів з одинарним інтервалом міжрядь. Абзацний відступ 1,27 см. У параметрах абзацу встановлюють „перед” і „після” на величину 0.
 6. Літературу наводять у кінці статті згідно з вимогами державного стандарту (**ДСТУ ГОСТ 7.1:2006**) через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 обсягу статті.
 7. Після літератури наводиться назва статті, автори та анотація російською та англійською мовами. Анотація англійською мовою подається у розширеному форматі та повинна містити не менша 200 слів, об’єднаних у 10–15 речень.
 8. Структурні частини статті *обов’язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
 9. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
 10. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

ФОРМУЛИ

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набирання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol** (*курсив*). Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу зі слова „де”, без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші номерувати не рекомендується. Нумери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого краю сторінки.
3. Формули входять до речення як його рівноправний елемент, тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять відповідно до правил пунктуації. Двокрапка перед формулою ставиться лише у випадках, передбачених правилами пунктуації:

а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова речення, що передує формулі.

ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування). Їх розмір та контрастність повинні забезпечувати чітке читання.
2. Позиції на рисунках проставляються над виносками.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.”, далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, тире, пробіл та назва рисунка. Якщо на рисунку вказані позиції його елементів, то вони *обов'язково* розшифровуються у підрисунковому підписі після назви рисунка і двокрапки або за текстом статті. Крапка в кінці підрисункового підпису не ставиться. Якщо в статті тільки один рисунок, то він не нумерується.

ТАБЛИЦІ

1. Таблиці розташовують у тексті статті (після першого згадування), над таблицею з вирівнюванням по лівому краю необхідно поставити її порядковий номер – Таблиця 1 – і т.д. та назву. Якщо в статті тільки одна таблиця, то вона не нумерується. Таблиця не виходить за поля тексту.
2. Числа та позначення не заміняють „лапками”. Усі позначення вказувати повністю, без скорочень.

ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ

1. Анкетні дані автора (–ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

Подані матеріали будуть редагуватись.

Офіційний сайт видання: agrmash.info

Адреса редакції: 43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 359.

Тел. (0332) 74–61–32.

E–mail: lab–amb@ukr.net

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 33, 2015

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь.
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь.

Підписано до друку 30.10.2015 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 11,0. Наклад 100. Безкоштовно. Зам. 119

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР