

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН**

Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник

Заснований в 1971 р.

Випуск 36

КІРОВОГРАД 2006

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / КНТУ, 2006, випуск 36, 1 — 260.

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

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

Рекомендовано до друку вченою радою Кіровоградського національного технічного університету, протокол №3 від 27 листопада 2006 р.

Редакційна колегія: Бойко А.І., д.т.н., проф.; Гамалій В.Ф., д.ф-м.н., проф.; Зіновік М.А., д.х.н., проф.; Косінов М.М., к.т.н., доц. (відповідальний секретар); Павленко І.І., д.т.н., проф.; Петренко М.М., к.т.н., проф. (заст. відп. редактора); Слободян С.М., д.с.-г.н., проф.; Черновол М.І., д.т.н., проф. (відповідальний редактор); Шепельський Н.В., д.т.н., проф.

Адреса редакційної колегії: 25006, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8, Кіровоградський національний технічний університет, тел.: 390-426, 390-532, 390-472, 55-10-49.

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

Збірник включений ВАК України в перелік спеціалізованих видань з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 1999 р.).

Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин

Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник

Випуск 36

ISBN 966-7822-58-3

Реєстраційне свідоцтво: серія КВ №1988 від 19.01.96

Комплексна навігаційна система машинно-тракторного агрегату для технологій точного землеробства

Проаналізовані можливості застосування комплексних (багатокомпонентних) навігаційних систем машинно-тракторних агрегатів для виконання операцій високоточного дозування технологічних матеріалів у системі точного землеробства.

комплексна навігаційна система, машинно-тракторні агрегати, високоточне дозування, матеріали, землеробство

При внесенні технологічних матеріалів (ТМ) – насіння (при сівбі), добрив, пестицидів тощо – в технологіях точного землеробства (ТЗ) необхідно виконувати операції високоточного дозування ТМ, а також забезпечувати високу просторову точність доставки ТМ в задану точку поля. Оцінка кінематичних параметрів робочого руху машинно-тракторного агрегату (МТА) при цьому є одним з визначальних впливових факторів формування заданого закону розподілу ТМ по площі поля.

На сьогодні існують широкі технічні можливості для визначення параметрів руху МТА при їх роботі за технологіями ТЗ. Наприклад, якщо застосовується супутникова глобальна система позиціонування (ГСП), то з'являється можливість користуватися інформацією не тільки про координати місцезнаходження МТА в полі, але і про швидкість його руху [1-2]. Деякі приймачі ГСП (з субметровою точністю позиціонування) можуть дати, наприклад, точність визначення швидкості МТА в межах $\pm 0.1-0.2$ м/с. Проте, практика застосування обладнання ГСП на сільськогосподарських рухомих об'єктах свідчить, що досить часто виникає ситуація з втратою сигналів з навігаційних супутників. Пов'язано це з багатьма факторами, але основними з них є непередбачені атмосферні явища, викривлення радіосигналів за умов прийому відбитих променів, а також попадання МТА разом з приймальною антеною в зони "радіотіней" від ліній електропередач, лісосмуг тощо. Втрата інформації, наприклад, про швидкість переміщення МТА може привести до зміни заданої щільності внесення ТМ в недозволених межах. Тому досить широко використовується практика визначення швидкості руху МТА та інших кінематичних параметрів шляхом установки на мостах ведучих (ведених) коліс МТА відповідних датчиків. Недоліками такого вимірювання кінематичних параметрів руху МТА є такі фактори, як зміна радіуса кочення колеса під час роботи машини, пробуксовка, ковзання коліс по поверхні ґрунту, змінний режим роботи агрегатів тощо. Нерідко для визначення швидкості руху МТА використовуються, також, сенсори радарного типу з оптичним або ультразвуковим діапазоном використання. Але точність роботи навіть добре відкаліброваного радарного сенсора великою мірою залежить від кількості і стану решток на поверхні поля і стану самої поверхні, що є обмежуючим моментом в застосуванні подібних приладів. Наприклад, сенсор RSS (Raven Industries, США) має діапазон вимірювань від 0,22 до 31,1 м/с і похибку вимірювань близько 3 % при роботі на рівній ущільненій поверхні. Проте, при роботі в реальних умовах якість роботи датчика різко погіршується. Крім того, показник точності місцевизначення МТА за допомогою ГСП

залежить від рівня застосованого в конструкції датчика технологічних рішень, а останнє впливає на вартість системи позиціонування. Саме ціна часто стає обмежувальним фактором для використання високоточних систем при виконанні операцій навігації сільськогосподарських рухомих об'єктів (рис. 1).

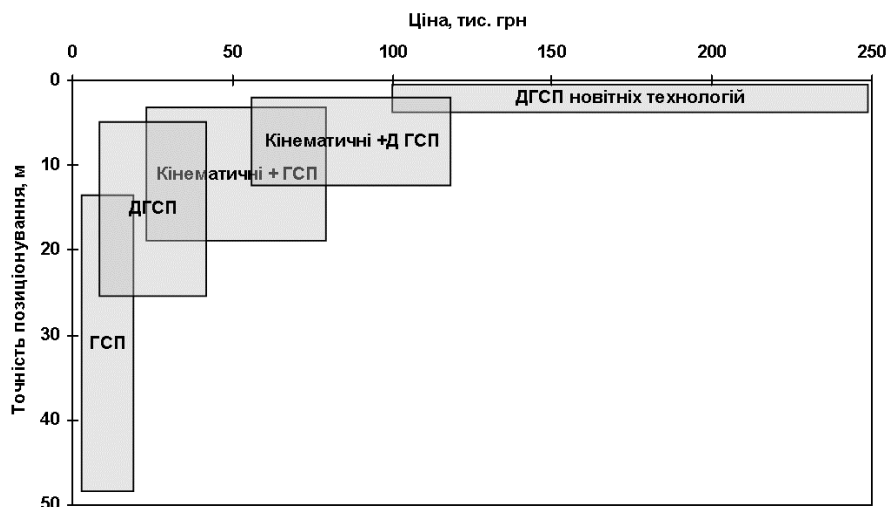


Рисунок 1 – Зв'язок вартості навігаційного обладнання та показників точності його роботи

Електромеханічні інерційні датчики застосовуються на протязі близько 50 років і на сучасному етапі сягнули високого рівня досконалості технологічного процесу їх виготовлення, що значно покращує перспективи їх застосування в механізованому рослинництві за умов поліпшення співвідношення "ціна/точність". Але поступово на зміну їм приходять інерціальні датчики новітніх технологічних рішень, наприклад, кільцеві лазерні гіроскопи, інтерферометричні волоконно-оптичні гіроскопи, кварцові коріолісові датчики тощо. В результаті цього, на сьогодні, наприклад, існують датчики об'ємом близько 5 см³, які в своєму моноблочному тілі несуть багатоосову механічну систему, а також електронну частину. Вартість таких датчиків складає долі відсотка від загальної вартості, наприклад, "середньостатистичного" посівного агрегату.

Зважаючи на цінові межі застосування складного (а тому вартісного) обладнання в сільському господарстві, а також на рівень задач, що окреслені вище, розглянемо перспективний напрямок застосування приладів навігації для технологій ТЗ – інтеграцію різних за способом роботи навігаційних систем в одну комплексну.

Метою досліджень є досягнення ефективного рівня використання технічних можливостей сучасних навігаційних систем, а також складання методики розробки нових програмно-апаратних комплексів визначення з високою точністю координат МТА в полі. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити ряд задач. Основними з таких задач є побудова раціональної моделі руху МТА в полі, розробка методики та алгоритму обробки вимірювальної інформації, що надходить від спеціалізованого обладнання, а також розробка методики аналізу потенційних можливостей як простих (однокомпонентних), так і комплексних (багатокомпонентних) навігаційних систем.

В загальному, при виконанні механізованих технологічних операцій з високою (субметровою) просторовою точністю необхідно мати високоточну інформацію про кінематичні параметри руху МТА. Для цього треба провести обґрунтування складу систем навігаційного обладнання.

Для вирішення головної задачі - виконання польових робіт в рослинництві з високою просторовою точністю - запропонована комплексна навігаційна система, що складається з диференціальної глобальної системи позиціонування (ДГСП),

інерціальної навігаційної (ІН) та курсо-швидкісної (КШ) підсистем. В якості основної навігаційної системи обрано ГСП, а в якості додаткових засобів обчислення координат місцезнаходження МТА в полі використані інерційні датчики кутового переміщення та коливання, а також датчики шляхової швидкості і кута курсу. Передбачається, що сумісна робота ІН підсистеми разом з ДГСП дозволить підвищити частоту оновлення навігаційної інформації (до десятків герц) і сприятиме згладжуванню випадкових помилок ДГСП, а також допоможе зберегти безперервність роботи обладнання для технологій ЗНВ ТМ в моменти короточасних зникнень сигналу від ГСП (ДГСП).

З наведених міркувань на рис. 2 подана схема комплексного навігаційного обладнання МТА.

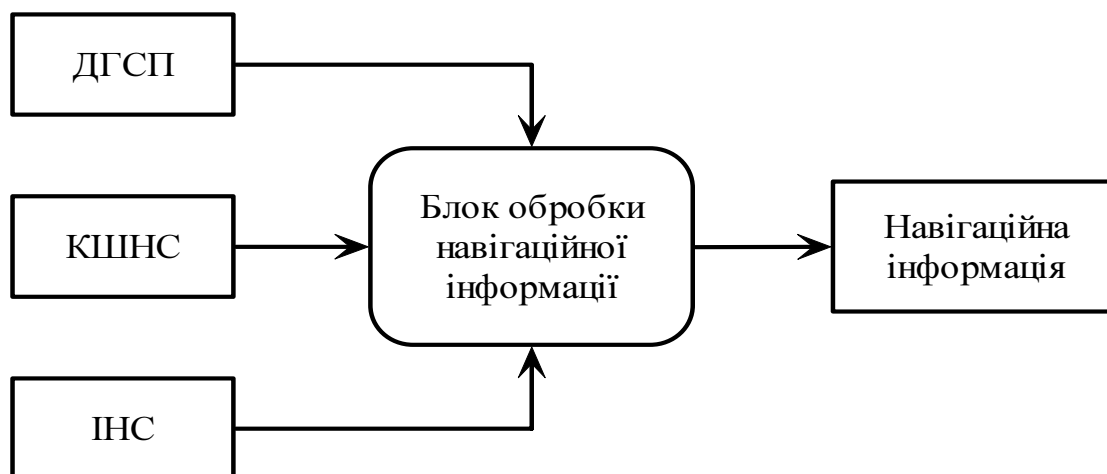


Рисунок 2 – Склад комплексного навігаційного обладнання МТА

Інтеграція підсистем необхідна для забезпечення високої ефективності роботи систем змінних норм внесення (ЗНВ) ТМ на підвищених робочих швидкостях широкозахватних МТА і покращення показників надійності функціонування машин в умовах порушення роботи будь-якої з означених підсистем. Задача аналізу процесу функціонування запропонованої комплексної системи зводиться до пошуку найкращих оцінок кінематичного режиму руху МТА за умов наявності надлишкової інформації при дії на комплекс систематичних, випадкових та шумових складових збурень і при забезпеченні обраного рівня усталеності заданого кінематичного режиму роботи МТА та при умові ідентифікації відмов підсистем і системи в цілому. В даному випадку маємо систему з надлишковою інформативністю, за рахунок якої, в першу чергу, можливо підвищити точність обчислення координат МТА в полі і зберегти працездатність системи в цілому при виході з ладу однієї з навігаційних підсистем.

Критеріями оптимізації виступають задані показники точності та достовірності вихідної навігаційної інформації про параметри руху МТА відносно заданої системи координат. Одним з таких показників служить показник середньоквадратичного відхилення обчислених координат МТА від заданих.

Для аналізу узагальненої картини фактичного руху МТА при реалізації заданого технологічного процесу, а також моделі еволюції погрішностей навігаційного комплексу, розглянемо поле Π (рис. 3) в межах опорних координатних осей (базису). В якості опорного координатного базису вводиться прямокутна горизонтальна система $O_1R_{1B}R_{2B}$ з центром в точці O_1 , наприклад, в точці, де розташована приймально-передавальна антена станції диференційного сигналу.

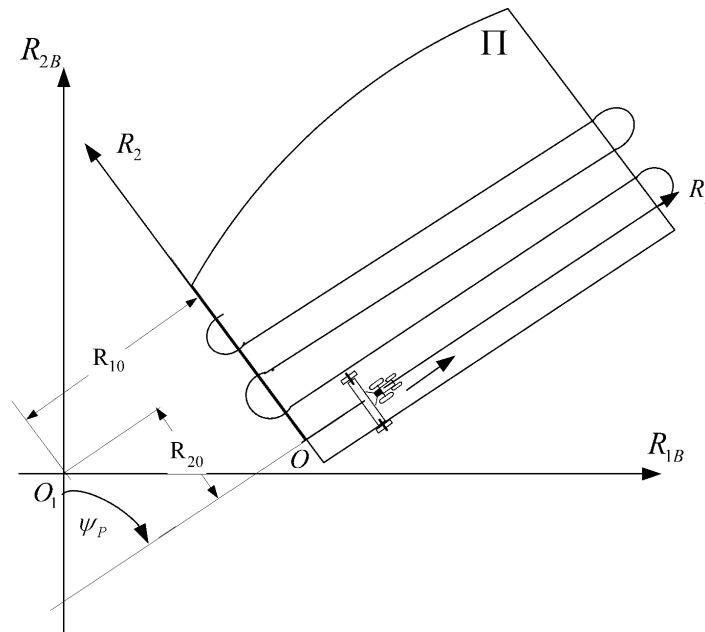


Рисунок 3 – Система координат до визначення кінематичних параметрів руху МТА по полю

Рух МТА відносно системи $O_1R_{1B}R_{2B}$ можливо описати за допомогою поточних значень координат $R_{1B}(t)$ та $R_{2B}(t)$, складових швидкості $V_{1B}(t)$ та $V_{2B}(t)$, складових прискорення $a_{1B}(t)$ та $a_{2B}(t)$ центру приймальної антени ДГСП бортового навігаційного комплексу МТА, а також кута курсу $\psi(t)$ та кутової швидкості випадкових змін $\Delta\omega_b(t)$ кута курсу МТА. Окрім координатного базису $O_1R_{1B}R_{2B}$ введена локальна горизонтальна система координат OR_1R_2 з центром O , що розташований, наприклад, на початку першого технологічного проходу МТА.

Перший прохід МТА проводиться, як правило, по вішках (тарувальний прохід), а напрямок вісі R_1 співпадає з напрямком першого проходу. Під час виконання першого проходу (це не обов'язково пряма лінія) відбувається фіксація моментів проходу контрольних точок, що необхідно для тарування елементів бортового обладнання і визначення рівня погрешностей їх роботи.

Площини координатних систем $O_1R_{1B}R_{2B}$ та OR_1R_2 співпадають між собою і в межах площі поля Π кривизною земної поверхні зневажаємо, з огляду надмалого їх впливу. Положення та орієнтація локальної системи координат OR_1R_2 відносно опорної системи $O_1R_{1B}R_{2B}$ характеризується параметрами R_{10} та R_{20} і кутом ψ_P .

Вектор-стовпець параметрів, що оцінюються, має вигляд:

$$\bar{X} = (R_{1B}, R_{2B}, V_{1B}, V_{2B}, a_{1B}, a_{2B}, \psi, \Delta\omega, \Delta R_{1B}, \Delta R_{2B}, \Delta V_{1B}, \Delta V_{2B}, \theta_1, \theta_2, \theta_3, \Delta a_1, \Delta a_2, \varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \Delta R_{1CS}, \Delta R_{2CS}, \delta_V, \Delta\psi, R_{10}, R_{20}, \Delta\psi_P)^T, \quad (1)$$

де $R_{1B}, R_{2B}, V_{1B}, V_{2B}, a_{1B}, a_{2B}, \psi, \Delta\omega$ - параметри, що характеризують рух МТА відносно опорного координатного базису;

$\Delta R_{1B}, \Delta R_{2B}, \Delta V_{1B}, \Delta V_{2B}$ - систематичні погрешності ІН підсистеми в визначенні координат та складових швидкості МТА;

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$ - систематичні погрешності ІН підсистеми в визначенні орієнтації базового тригранника $OX_1X_2X_3$, що пов'язаний з остовом МТА;

$\Delta a_1, \Delta a_2$ - систематичні погрешності поздовжнього та бокового акселерометрів ІН підсистеми;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ - систематичні складові погрішностей кутової швидкості опорного тригранника відносно його осей $OX_1X_2X_3$;

$\Delta R_{1CS}, \Delta R_{2CS}$ - систематичні погрішності КШ підсистеми в визначенні координат МТА;

δ_V - систематична погрішність масштабного коефіцієнту датчика шляхової швидкості КШ підсистеми;

$\Delta\psi$ - систематична похибка вимірювача курсу КШ підсистеми;

R_{10}, R_{20} - координати центру O локальної системи координат відносно базової системи координат $O_1R_{1B}R_{2B}$;

$\Delta\psi_p$ - погрішність початкової оцінки азимутального кута ψ_p першого проходу агрегату.

Модель еволюції вектора параметрів, що оцінюються, запишеться у вигляді:

$$\bar{X}_{i+1} = \Phi_i \bar{X}_i + \bar{U}_{Xi} + \bar{\xi}_i, \quad (2)$$

де $\Phi_i = E_{27} + F_i \Delta t$ - перехідна матриця;

E_{27} - одинична матриця, розмірності 27×27 ;

F_i - матриця, розмірності 27×27 з заданими ненульовими елементами f_{ij} , які є функціями оцінок поточних значень кінематичних параметрів руху МТА;

Δt - крок дискретизації моделі по часу;

\bar{U}_{Xi} - вектор-стовпець з ненульовою, сьомою, компонентою ψ виду $\omega_T \Delta t$;

ω_T - програмна кутова швидкість руху МТА по курсу на поворотних смугах;

$\bar{\xi}_i$ - вектор-стовпець випадкових збурень із заданою коваріаційною матрицею

Q .

Для приведення моделі оцінювання вектора стану до стандартної форми задачі лінійної фільтрації, модель еволюції вектору стану доповнена алгебраїчними рівняннями спостережень. Ці рівняння для кожної з навігаційних підсистем МТА мають форму:

$$\bar{Y}_{Li} = H_{Li} \bar{X}_i + \bar{\eta}_{Li}, \quad (3)$$

$(L = 1, 2, 3, 4)$

де \bar{Y}_{Li} - вектор-стовпець розмірності m_L ; ($m_1 = 4, m_2 = 8, m_3 = 5, m_4 = 2$);

$\bar{\eta}_{Li} = (\eta_{1i}, \eta_{2i}, \eta_{3i}, \eta_{4i})^T$ - вектор-стовпець незалежних випадкових похибок спостережень з коваріаційною матрицею R_L ;

H_{Li} - задані матриці;

Знайдені рівняння спостережень для ДГСП, ІН та КШ підсистем дозволили знайти об'єднане рівняння спостережень і виконати пошук оптимальних оцінок вектору стану \bar{X}_i дискретної системи (2). При цьому використано модифікований алгоритм фільтру Калмана, так званого "розщепленого" типу з послідовною скалярною обробкою компонент вектору спостережень на кожному кроці фіксації спостережень.

Для оперативної ідентифікації відмов навігаційної системи застосована процедура перевірки працездатності кожної з навігаційних підсистем L шляхом аналізу співвідношення:

$$\rho_{iL} < \nu m_L, \quad (4)$$

де ν - заданий коефіцієнт запасу надійності ($\nu > 1$);

$$P_{iL} = \Delta \bar{Y}_{Li}^T B_{Li}^+ \Delta \bar{Y}_{Li}; \quad B_{Li} = H_{Li} P_i H_{Li}^T + R_{Li}; \quad \Delta \bar{Y}_{Li} = \bar{Y}_{Li} - H_{Li} \hat{X}_i;$$

P_i - коваріаційна матриця помилок оцінки вектору стану \bar{X} ;

i - номер кроку дискретизації;

"+" – символ операції псевдообернення матриці.

Таким чином, якщо в процесі функціонування навігаційного обладнання МТА буде з'ясовано, що умова (4) не виконується, то відповідна підсистема вважається такою, що відмовила, і її підвектор спостережень з процедури циклічної обробки даних виключається.

Для перевірки працездатності алгоритму комплексної обробки навігаційної інформації про рух МТА проведене імітаційне математичне моделювання. Моделювання роботи навігаційного комплексу МТА проводилось за методикою, що у вигляді структурної схеми взаємодії моделей окремих навігаційних підсистем, представлена на рис. 4.

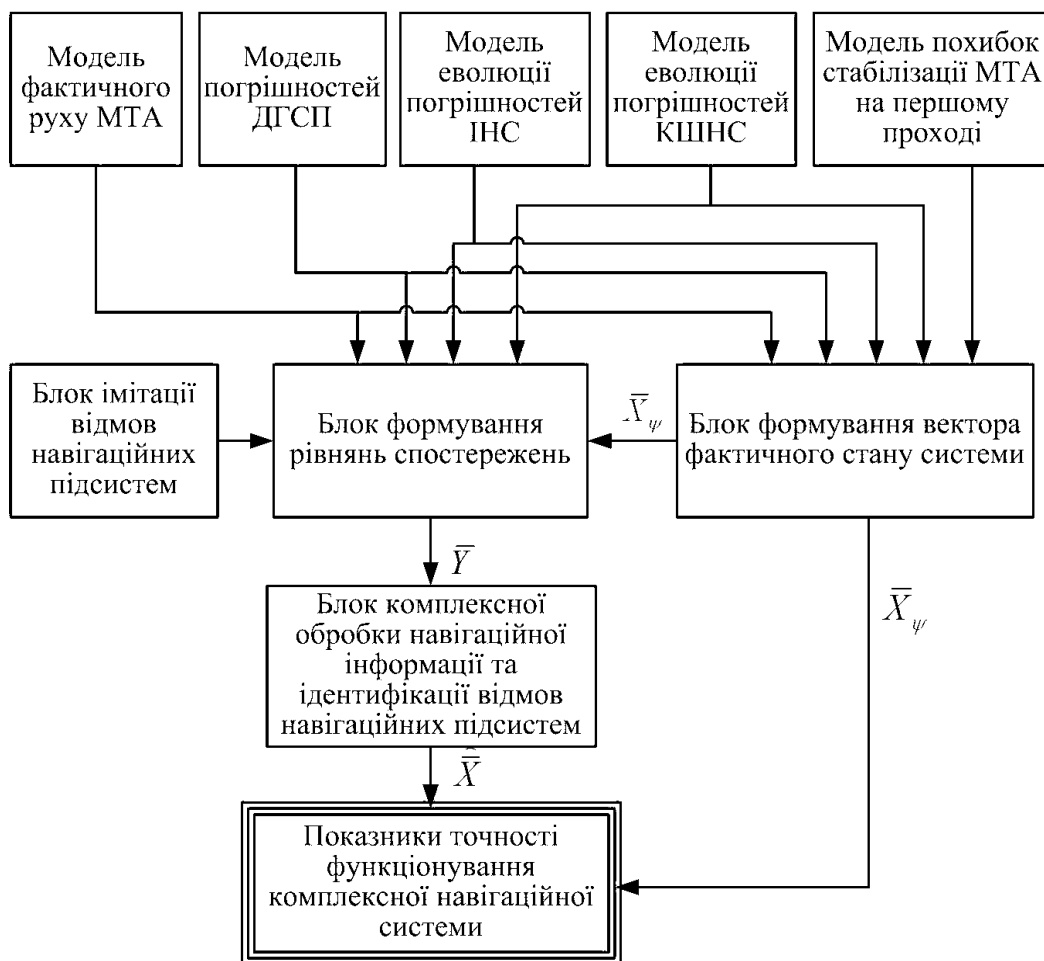


Рисунок 4 – Структурна схема моделювання роботи інтегрованого навігаційного комплексу МТА

В результаті проведення моделювання, отримано цінну інформацію про поведінку комплексу взагалі і окремих підсистем зокрема.

Наприклад, на рисунку 5 показані графіки траєкторії дійсного руху МТА та розрахованих навігаційним комплексом координат МТА при значеннях параметрів: $\lambda=0.7$ рад/с, $\mu=0.15$, $\sigma_B=0.04$ м, $\lambda_c=0.8$ рад/с, $\mu_c=0.2$.

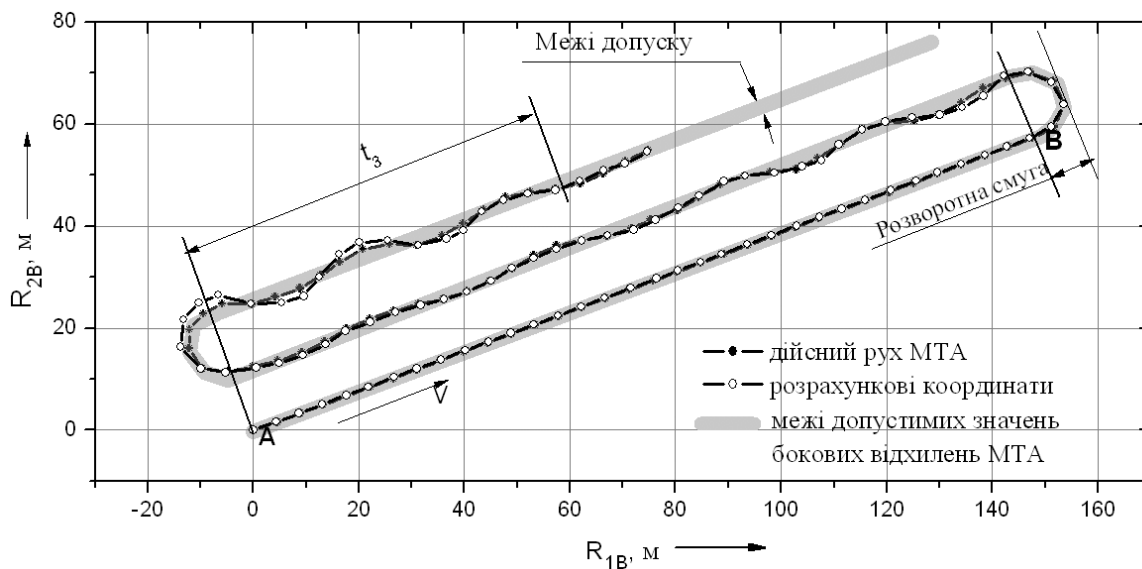


Рисунок 5 – Розрахункові координати траєкторії руху МТА при $\lambda=0.7$ рад/с, $\mu=0.15$, $\sigma_{B_1}=0.04$ м, $\lambda_c=0.8$ рад/с, $\mu_c=0.2$, (варіант А)

Рух МТА починається з точки А в напрямку швидкості V по першому (тарувальному) проходу (лінія АВ). Після цього на поворотній смузі відбувається перший розворот. З графіка видно, що після виконання розворотів починаються коливальні процеси в розрахунках координат руху МТА на протязі близько 17 секунд, після чого настає стабілізація розрахунку координат (означимо цей варіант комбінації величин параметрів комплексної навігаційної системи, як варіант А).

На графіку (рис. 5) показані також межі допустимих значень відхилення траєкторії руху МТА від заданих осьових ліній проходу МТА. У даному випадку ширина смуги допустимих значень бокових відхилень МТА від заданих осьових ліній складає ± 0.4 метри. При розрахунку дійсної траєкторії руху МТА закладений такий алгоритм поведінки МТА (центру приймальної антени ГСП), що коли розрахункові координати центру антени ГСП знаходяться в межах допустимих значень відхилення траєкторії руху, то МТА "керується" інформацією комплексної навігаційної системи і "відслідковує" значення розрахункових координат по показчикам директорного (направляючого) приладу. У випадках, коли значення розрахункових координат виходять за межі допустимих значень бокових відхилень траєкторії руху МТА від заданих осьових ліній робочих проходів, МТА спрямовується по граничних координатах допустимих значень. Тобто, керування МТА відбувається, наприклад, по маркеру. Керування МТА по показчикам директорного приладу відновлюється тоді, коли розрахункові координати, що надходять від навігаційного комплексу, входять в зону допустимих значень бокових відхилень траєкторії руху МТА.

У відповідності до закладених в модель можливостей проводити аналіз працездатності та якості роботи навігаційного комплексу при різних умовах його функціонування, є можливість проводити імітацію порушень роботи навігаційних підсистем шляхом примусового збільшення помилок в роботі тієї або іншої з підсистем і аналізу значень компонент вектору спостережень.

Алгоритм керування режимами роботи навігаційного комплексу обумовлений циклограмою підключення та імітації відмов підсистем навігаційного комплексу. Принципи організації циклограми роботи комплексної навігаційної системи пояснюються рисунком 6.

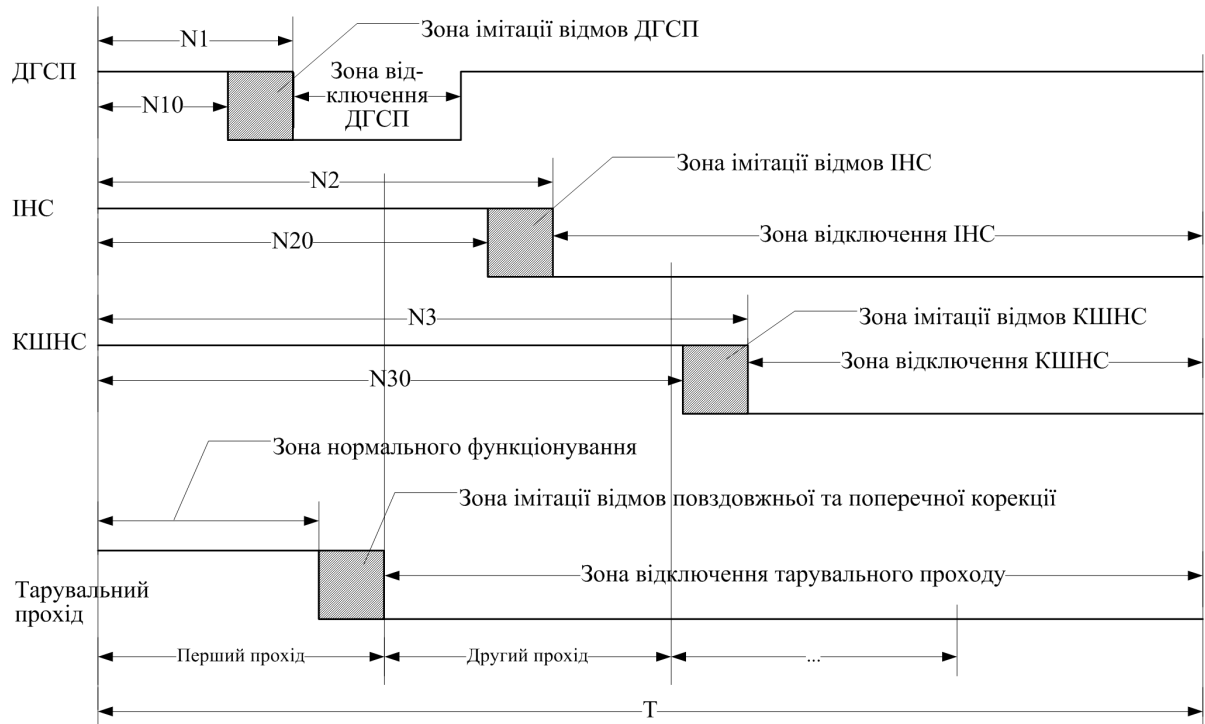


Рисунок 6 – Циклограма підключення та імітації відмов підсистем навігаційного комплексу

При необхідності можливо задати любую бажану комбінацію поведінки підсистем. На рисунку введені такі позначення: $N_1, N_{10}, N_2, N_{20}, N_3, N_{30}$ - відрізки часу через які закінчується і починається зона імітації відмов відповідно ДГСП, ІНС та КШНС підсистем, причому якщо $N_{i0} > N_i$ ($i = 1, 2, 3$), то відмови в роботі підсистеми не спостерігається. Кожна з величин N_i та N_{i0} дорівнює $n\Delta t$, де n - кількість кроків обчислення моделі, а Δt - крок дискретизації моделі (як зазначено вище, у даному випадку Δt становить 0.1 с). Загальна довжина реалізації визначається періодом T . Як бачимо, шляхом вибору значень $N_1, N_{10}, N_2, N_{20}, N_3, N_{30}$ можливо задати такі умови імітаційного моделювання, коли "вийти з ладу" одночасно може одна, дві або всі з задіяних підсистем. Послідовність, кратність та тривалість в часі відмов підсистем також залежить від співвідношення величин $N_1, N_{10}, N_2, N_{20}, N_3, N_{30}$.

На рисунку 7 показано процес розрахунку траєкторії руху МТА при порушенні на 15 секунд режиму роботи ДГСП. В результаті цього відбувається збій в роботі навігаційної системи. Варто зазначити, що на протязі 6 секунд (від т. А до т. В) комплекс, за умов роботи інших навігаційних підсистем, підтримує нормальну працездатність, але надалі значення обчислених координат виходять за межі припустимих допусків на бокові відхилення траєкторії руху МТА і відбувається порушення роботи директорного укажчика навігаційної системи. В точці С (рис. 7) відбувається поновлення працездатності ДГСП і через близько 2.5 секунди комплекс переходить в штатний режим обчислення координат.

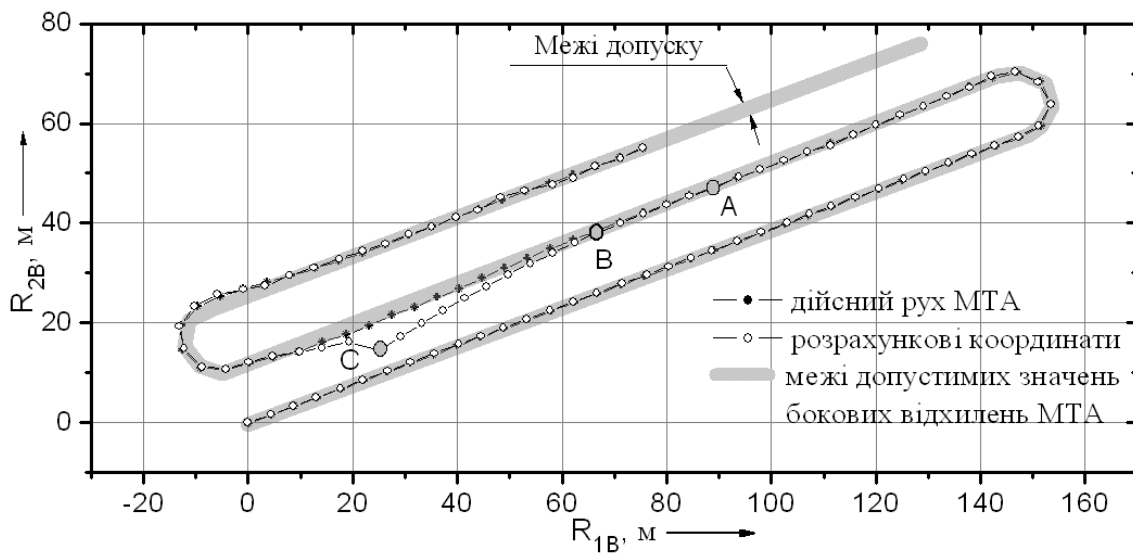


Рисунок 7 – Графік результатів розрахунку траєкторії руху МТА при порушенні на час у 15 секунд режиму роботи ДГСП

При відсутності відмов підсистем, процес обчислення координат в полі відбувається із високим рівнем точності (рис. 8). Середньоквадратичне відхилення бокових коливань МТА склало 0.11 м, в той час як, наприклад, для попереднього випадку цей параметр дорівнює 1.28 м.

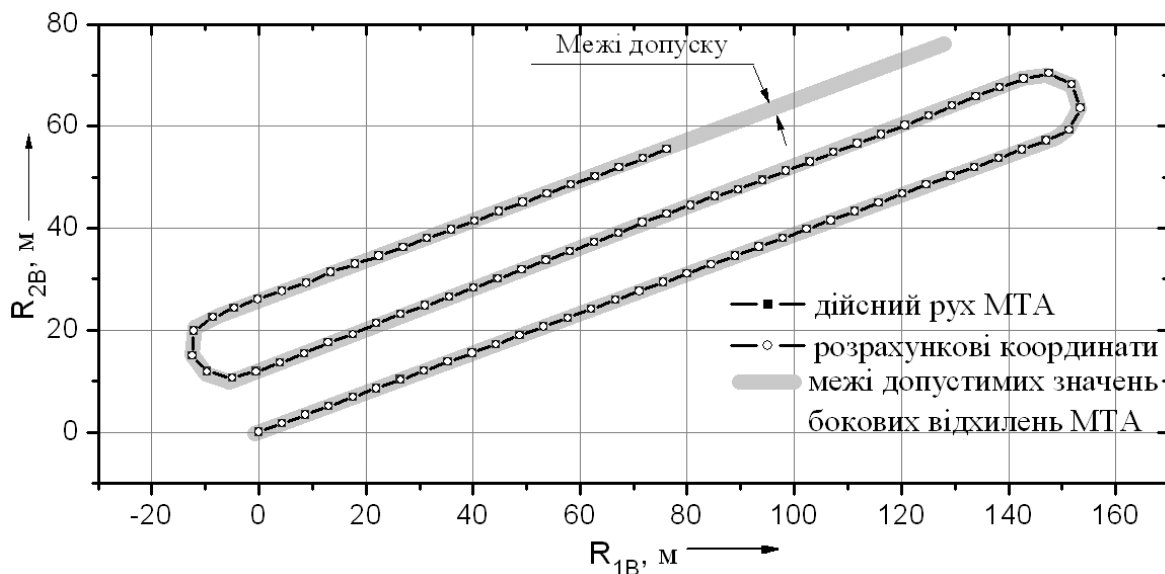


Рисунок 8 – Розраховані координати траєкторії руху МТА при нормальному функціонуванні навігаційних підсистем

Подальший аналіз моделі оцінювання вектора стану системи показав, що відключення процедури ідентифікації відмов КШ та ІН підсистем призводить до швидкого порушення кінематичного режиму руху МТА. Пов'язано це, в першу чергу, з тим, що не всі дані приймають участь в розрахунках координат і, як результат, точність роботи комплексної навігаційної системи погіршується.

Висновки:

1. Підвищити точність обчислення координат МТА в полі і зберегти процес реалізації ЗНВ ТМ в заданих межах при порушенні роботи однієї з навігаційних

підсистем можливо шляхом застосування комплексного навігаційного обладнання та аналізу поведінки підсистем.

2. Наявність в складі комплексної навігаційної системи ІН підсистеми дає можливість описати рух будь-якої з точок сільськогосподарської машини, що необхідно для виконання операцій ЗНВ ТМ з високою просторовою точністю, а також підвищити частоту оновлення даних від комплексної навігаційної системи.

3. Обробку комплексної навігаційної інформації доцільно проводити з використанням процедури калмановської фільтрації "розщепленого" типу з циклічною обробкою компонент вектору спостережень, що дає підвищену усталеність процесу і має порівняно просту реалізацію.

4. Для нормального функціонування комплексних (багатокомпонентних) навігаційних систем обов'язково треба проводити процедуру ідентифікації відмов навігаційних підсистем і відповідні реконфігурації алгоритму обробки навігаційних даних.

Список література

1. Saunders, S., Larscheid, G., Blackmore, S., Stafford, J. A Method for Direct Comparison of Differential Global Positioning Systems Suitable for Precision Farming, In: Proceedings of the 3rd International Conference on Precision Agriculture, eds. P. C. Robert, R. H. Rust, and W. E. Larson, Madison, WI, USA. - 1996. - P. 663-674.
2. Steinmayer, T., Auernhammer, H., Demmel, M. Genauigkeitsanalysen zum einsatz von DGPS bei Feldarbeiten (Accuracy Analysis on DGPS Applications During Fieldwork), Landtechnik 4. – 1999. - P. 212-213.

Проанализированы возможности применения комплексных (многокомпонентных) навигационных систем машинно-тракторных агрегатов для выполнения операций высокоточного дозирования технологических материалов в системе точного земледелия.

The possibilities of complex (multicomponents) navigation aids application on the farm machinery for implementation of operation of high-fidelity dosage of technological materials in the system of precision agriculture are analysed.

Одержано 20.09.06

А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук

Національний аграрний університет, м. Київ

М.О. Свірень, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Модель функціонування пневматичної висівної системи для технологій точного землеробства

У статті приведено обґрунтування оптимальної системи для забезпечення заданих змінних норм посіву технологічних матеріалів і підтримка необхідних режимів роботи дозуючих систем.

місцевизначена сівба, сенсор-технологія, система точного землеробства, глобальна система позиціонування

На сучасному етапі розвитку засобів механізації польових сільськогосподарських робіт, в цілому, і посівних машин, зокрема, відбувається інтенсивний перехід до технологій інформаційного землеробства. Одним з етапів такого переходу є впровадження технологій точного землеробства [1]. На сьогодні відомо, що агрохімічні, біологічні, фізико-механічні та інші параметри ґрунту і умови росту та розвитку сільськогосподарських культур залежать від ряду природних та техногенних факторів. Це такі фактори, як стан приґрунтового повітря, наявність та рівень світла, тепла, вологи, поживних речовин, якість виконання механізованих операцій з обробітку ґрунту, внесення добрив, пестицидів, сівби тощо. З цього можна зробити висновок, що для ефективного проведення механізованих польових робіт необхідно мати так звану місцевизначену інформацію про стан поля на елементарних його ділянках і використовувати цю інформацію при експлуатації сільськогосподарських машин (СГМ), а самі СГМ розглядати як оптимальні системи для забезпечення внесення заданих змінних норм технологічних матеріалів і дотримання необхідних режимів роботи дозуючих систем.

Для накопичення і аналізу місцевизначеної інформації необхідно мати програмно-апаратні комплекси обладнання, які могли б точно фіксувати якісні та кількісні показники роботи машин. Такі комплекси необхідні для проведення робіт з картографування врожайності польових культур, аналізу місцевизначених даних, синтезу картограм заданих норм внесення, а також норм висіву насіння. Стосовно місцевизначеної сівби (сівби із заданими змінними нормами) слід зазначити, що застосування технологій висіву насіння з нормами, що відповідають агробіологічному потенціалу кожної елементарної ділянки поля, дає суттєву економію посівного матеріалу і покращує якість кінцевої продукції - врожаю.

Посівні машини, при роботі за системою точного землеробства (СТЗ), повинні одночасно з традиційними задачами виконання агротехнічних вимог до сівби сільськогосподарських культур виконувати ще додаткові задачі з реалізації "електронних" планів сівби, які синтезовані на підставі алгоритмів оптимального співвідношення між агробіологічним потенціалом елементарних ділянок поля і нормою сівби. При застосуванні СГМ в СТЗ обов'язковим елементом спеціалізованого обладнання є навігаційна апаратура для визначення положення посівного агрегату в полі. В якості навігаційної системи частіше всього застосовується супутникова глобальна система позиціонування (ГСП). Така система дає можливість користуватися інформацією не тільки про координати місцезнаходження МТА в полі, але і про

швидкість його руху з похибкою в межах 0.15-0.2 м/с.

Для проведення сівби із змінними нормами можливо використовувати карт- або сенсор-технологію [2]. Для реалізації сівби за сенсор-технологією бажано використовувати системи з адаптивним обладнанням. Для здійснення процесу сівби за карт-технологією необхідно сформувати картограму-завдання на операцію сівби. Така картограма базується на інформації про урожайність культури попереднього року сільськогосподарських робіт та даних з моніторингу фізико-механічних та агрохімічних параметрів ґрунту. На підставі цієї інформації та на основі агрономічних знань, історичних відомостей про поле і знаннях алгоритмів взаємозв'язку між місцевизначеними параметрами поля якраз і генерується електронна картограма заданих норм висіву насіння по площі поля. Тобто, однією з умов застосування місцевизначеної сівби є ідентифікація відмінностей у властивостях різних елементарних ділянок поля. Необхідно знівелювати цю різницю, наприклад, шляхом застосування місцевизначеної сівби - висівати таку кількість насіння на одиницю площі, щоб отримати максимальний врожай при мінімальних витратах посівного матеріалу.

Здійснення місцевизначеної сівби відбувається за допомогою спеціалізованого обладнання. В світі напрацьовані певні схеми подібного обладнання, наприклад, AMAZON (Німеччина), RAWSON, Mikro-Trak System (США) тощо. Загальним для такого обладнання є те, що опорне колесо сівалки втрачає функції механічного приводу висівних (туковисівних) апаратів і набирає функцій адометричного датчика - пристрою контролю кінематичних параметрів руху посівного агрегату (рис. 1).

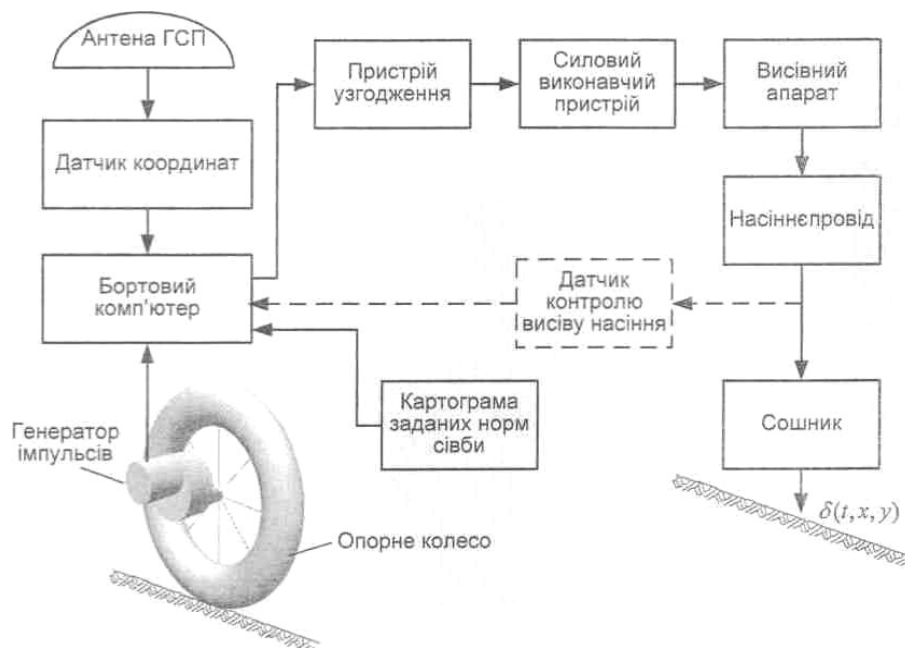


Рисунок 1 – Схема проведення місцевизначеної сівби

Функції регулювання норми висіву насіння передаються бортовому комп'ютеру. Останній аналізує (у відповідності до закладеного програмного забезпечення) в реальному часі t за допомогою датчика координат ГСП інформацію про місцезнаходження (x,y) посівного агрегату в полі і поточну інформацію про задану норму сівби δ_3 , для даної точки поля. Задана норма сівби надходить від картограми-завдання. Аналізується, також, за допомогою датчика контролю висіву насіння інформація про реальну інтенсивність зернового потоку на дану мить. Процесорна система бортового комп'ютера розраховує необхідний рівень керуючого сигналу, який

передається через пристрій узгодження на силовий виконавчий пристрій. Останній управляє технологічним режимом роботи висівного апарату, наприклад, шляхом зміни частоти обертання котушки або диску висівного апарату зернової сівалки. В результаті забезпечується виконання заданої норми висіву $\delta(x, y, t)$ в межах регламентованого рівня помилки.

Взаємозв'язок основних функціональних елементів сівалки для технологій точного землеробства представлено на рис. 2.



Рисунок 2 – Функціональна схема моделі посівного агрегату для технологій точного землеробства

З рисунку 2 видно, що необхідним елементом посівного агрегату для технологій точного землеробства є бортова навігаційна система, яка дозволяє отримувати поточну інформацію про координати МТА в полі. В якості навігаційного обладнання ефективно використовувати системи диференційної глобальної системи позиціонування. При цьому можна використовувати інформацію не тільки про координати місцезнаходження сільськогосподарської машини в полі з високою просторовою точністю, але і визначати швидкість руху агрегату. Оцінки швидкості руху $V(t)$ та прямокутні координати $\hat{x}(t), \hat{y}(t)$ центру мас посівного агрегату в функції часу t прийняті як вихідні параметри моделі навігаційного блоку сівалки.

Одним з основних елементів моделі функціонування посівного агрегату є модуль висівної системи з вихідним параметром потоку насіння $\alpha(t)$. Функціональна схема модулю висівної системи представлена на рис. 3.



Рисунок 3 – Функціональна схема модулю висівної системи сівалки для технологій точного землеробства

Інтенсивність керованого потоку насіння $\alpha(t)$ знаходиться в функції регульованого параметру $\beta(t)$. В якості вхідної функції (цілі функціонування) технологічного процесу посівної машини з регулятором норми сівби приймається вихід блоку зчитування (PC card) картограми заданих норм сівби $\delta_3(t)$, які (норми) необхідно реалізувати по всій площі поля. Тому основною задачею на даному етапі є розрахунок оптимального значення керуючої дії $U(t)$. Ціль функціонування досягається, з одного боку, шляхом організації руху сівалки по заданих лініях гону, а також шляхом регулювання інтенсивності вихідного потоку насіння (контролюється датчиком інтенсивності потоку з вхідним сигналом $\alpha(t)$ та вихідним - $\gamma(t)$) в залежності від швидкості руху та координат місцезнаходження МТА, з другого боку. В результаті на виході системи маємо кінцеву норму висіву насіння – $\delta(x, y, t)$. Якість функціонування сівалки для технологій ТЗ будемо оцінювати похибкою відхилення дійсної норми сівби від необхідної $\delta_3(t)$ норми на заліковому періоді T функціонування сівалки:

$$I = \int_0^T \Delta^2 dt, \quad (1)$$

де $\Delta = \delta_3(t) - \delta(x, y, t)$ – похибка виконання завдання.

Для умов роботи широкозахватних сівалок має місце ситуація, коли необхідна (задана) норма сівби варіює не тільки по напрямку руху сівалки, але і по ширині її захвату. Пов'язане це з тим, що польові місцевизначені параметри варіюють по всій площі поля, незалежно від напрямків організації руху сівалки, і знаходяться в складному взаємозв'язку між різними діючими факторами. Тому, для кожного рядка, що засівається, фактична норма сівби (шт/п.м) буде визначатися виразом:

$$\delta(x, y, t) = \frac{\alpha_i(t)10^3}{V_i(t)H}, \quad (2)$$

де $\alpha_i(t)$ – інтенсивність вихідного потоку насіння від висівного апарату в i -му рядку, що засівається;

$V_i(t)$ – швидкість переміщення i -го сошника;

H – маса 1000 насіння;

$i=1,2,\dots,N$;

N – кількість рядків, що засіваються сівалкою.

Причому, інтенсивності вихідних потоків насіння $\alpha_i(t)$ (2) від кожного i -го висівного апарату повинні відповідати умові:

$$\int_0^T \alpha(t) dt = \sum_{i=1}^N \int_0^T \alpha_i(t) dt, \quad (3)$$

Із співвідношення (2) видно, що для забезпечення необхідної норми сівби достатньо, з урахуванням інформації про координати місцезнаходження і швидкості руху МТА, розрахувати і забезпечити за допомогою механізму приводу висівного апарату необхідні значення інтенсивності вихідного потоку насіння для кожного висівного апарату:

$$\alpha_{i_{ne}}(t) = \delta_{i_{ne}}(\hat{x}, \hat{y}, t) \hat{V}_i(t) k_H, \quad (4)$$

де $k_H = H/10^3$.

Інтенсивність вихідного (модульованого) потоку насіння $\alpha_{i_{ne}}(t)$ висівного апарату пов'язана з інтенсивністю вхідного потоку $\beta(t)$ коефіцієнтом передачі η .

Фактичне значення цього коефіцієнта визначається залежністю:

$$\eta_{\phi}(t) = \eta + \Delta\eta + \Delta\eta_{\xi}(t) \quad (5)$$

де η – установочне значення (значення, довкола якого відбувається девіація параметра при виконанні змінних норм сівби) коефіцієнта передачі;

$\Delta\eta$ – систематичні похибки значення коефіцієнта передачі;

$\Delta\eta_{\xi}$ - випадкові відхилення значення коефіцієнта передачі.

Для кожного i -го каналу пневматичної висівної системи в якості параметру регулювання виступає частота моделюючих пневмоімпульсів. В такому випадку установочне значення коефіцієнта передачі η буде визначатися залежністю:

$$\eta = \beta_0(t)\Delta T_{pi}, \quad (6)$$

де $\beta_0(t)$ - інтенсивність немодульованого потоку насіння;

ΔT_{pi} – тривалість пневмоімпульсу.

Для аналізу динамічних характеристик висівної системи скористаємось представленням диференціальних рівнянь, що описують функціонування системи, передаточними функціями кожної ланки. Передаточна функція моделі висівного апарату має вигляд:

$$W_{va} = \frac{\alpha(t)}{\beta(t)} = \eta_{\phi}(t), \quad (7)$$

Механізми приводів висівних апаратів відповідають, як правило, конструкціям позиційних приводів [3], модель динаміки яких можливо представити в наступному вигляді:

$$\begin{cases} \beta'(t) = V_{\beta}(t); \\ V_{\beta}'(t) = -\frac{2\xi_{np}}{T_{np}}V_{\beta}(t) - \frac{1}{T_{np}^2}\beta(t) + \frac{K_{np}U(t)}{T_{np}^2}, \end{cases} \quad (8)$$

де K_{np} , ξ_{np} та T_{np} – параметри механізму приводу висівного апарату;

$U(t)$ - керуюча дія.

Систему рівнянь (8) представимо у вигляді рівняння:

$$s^2\beta'(t) = -\frac{2\xi_{np}}{T_{np}}s\beta(t) - \frac{1}{T_{np}^2}\beta(t) + \frac{K_{np}U(t)}{T_{np}^2}, \quad (9)$$

де s - символ диференціювання по часу.

З урахуванням (9) передаточна функція моделі сервомеханізму привода висівного апарату має вигляд:

$$W_{va} = \frac{K_{np}}{T_{np}^2s^2 + 2T_{np}\xi_{np}s + 1}, \quad (10)$$

Як показано на рис. 1, необхідним елементом висівної системи для технологій точного землеробства є датчик контролю інтенсивності висіву насіння. Модель датчика представимо рівняннями:

$$\begin{cases} \gamma(t) = \tilde{\mu}(t)A_d; \\ \tilde{\mu}(t) = -\frac{1}{T_d[\tilde{\mu}(t) - \alpha(t)]}, \end{cases} \quad (11)$$

де $\gamma(t)$ - сигнал, що надходить від датчика;

$A_d = 1 + \Delta_d(t) + \xi_d(t)$;

$\Delta_d(t)$ та $\xi_d(t)$ - систематична та випадкова складові відносної помилки функціонування датчика;

T_d - стала часу датчика;

$\tilde{y}(t)$ - проміжна змінна величина.

Систему (11) представимо у вигляді:

$$\gamma(t) \left[\frac{s}{A_d} + \frac{s}{T_d A_d} \right] = \frac{\alpha(t)}{T_d}. \quad (12)$$

Тоді передаточна функція моделі датчика інтенсивності вихідного потоку насіння буде мати вигляд:

$$W = \frac{1 + A_d}{T_d s + 1}. \quad (13)$$

Рівняння (5, 6, 8, 11) складають модель функціонування пневматичної висівної системи для технологій точного землеробства. Аналіз такої моделі дає можливість обрати структуру та значення параметрів керуючої дії $U(t)$ (закону регулювання) які забезпечують досягнення усталеності процесу функціонування, а також роботу при допустимих значеннях помилки слідкування за виконанням завдання. Інтенсивністю вихідного потоку висівної системи можна управляти по різних вхідних каналах. Наприклад, для зернової сівалки це можна робити шляхом зміни робочої довжини котушки висівного апарату, або шляхом зміни частоти обертання висівного елемента пневмомеханічної системи. Завдання полягає в тому, який з вхідних параметрів (каналів) слід вибирати. Зі всіх можливих регулюючих дій доцільно вибирати такий канал, в якому мінімальна зміна викликає максимальну реакцію регульованої величини, тобто коефіцієнт посилення по вибраному каналу повинен бути по можливості максимальним. Це дає можливість забезпечити більш точніше регулювання.

Список літератури

1. Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Гаврилюк Г.Р. Аспекти системи точного землеробства. Аграрний вісник Причорномор'я. Збірник наукових праць, вип. 3 (6). - Одеса, 1999.- С. 497-501.
2. Аніскевич Л.В. Сенсор-технологія в точному землеробстві. -Київ, Науковий вісник НАУ. Вип. 9. – 1998.– С. 70-72.
3. Понтаев Н.Ф., Дианов В.Г. Основы теории автоматического регулирования и авторегуляторы. - М.: Недра, 1970. - 366 с.

В статье приведено обоснование оптимальной системы для обеспечения заданных сменных норм посева технологических материалов и поддержание необходимых режимов работы дозирующих систем.

The ground of optimal system for providing the set variable measures of technological materials sowing and maintenance of the necessary modes of measuring systems operation is resulted in the article.

Одержано 10.11.06

Моделювання процесу зрівноваження ротора з нерухомою точкою двохмаятниковим автобалансиrom із застосуванням програми Solid Works і модуля motion

Використано підпрограму Solid Motion для моделювання динаміки зрівноважування двохмаятниковим автобалансиrom ротора з нерухомою точкою на одній в'язко пружній опорі. Визначено різні режими руху системи в залежності від величин сил в'язкого опору, що діють на маятники.

моделювання, програма Solid Motion, ротор, двохмаятниковий автобалансиrom, зрівноважування, режими руху

Пасивні автобалансири застосовують для зрівноважування на ходу на закритичних швидкостях обертання роторів, чий дисбаланс змінюється в процесі експлуатації. Конструкція, принцип дії і динаміка пасивних автобалансирів досліджувалися в роботах [1-3]. При проведенні досліджень в аналітичному вигляді в цих роботах не вдалося дослідити низку задач, пов'язаних з дослідженнями перехідних процесів системи, підбором конкретних величин параметрів системи, що забезпечують настання автобалансирування за мінімальний проміжок часу тощо. В роботі [4] ці задачі вирішувалися для ротора на симетричних в'язко-пружних опорах, який статично зрівноважується двохмаятниковим автобалансиrom. Динаміка системи моделювалася із використанням програми Solid Works (SW) корпорації UGS (США) і її модуля - Motion. У даній статті аналогічні дослідження проводяться для ротора з нерухомою точкою, який зрівноважується на ходу двохмаятниковим автобалансиrom. При цьому досліджується вплив сил в'язкого опору, які діють на маятники, на швидкість настання автобалансирування, та на різні режими руху системи.

1. Опис моделі ротора й автобалансира

Опис деталей і зборки. Система складається з вала, барабана і двох маятників. Конструктивні особливості системи представлені на рис. 1, 2. Основні параметри деталей наступні.

Характеристики вала (рис. 1, а): довжина: 302 мм; маса 0,67 кг; координати центра мас відносно власної системи координат $x=0$ мм, $y=0$ мм, $z=106,9$ мм.

Характеристики барабана (рис. 1, б): діаметр 160 мм; маса 5,87 кг; координати центра мас відносно власної системи координат $x=0$ мм, $y=3,26$ мм, $z=0$ мм.

Характеристики маятників (рис. 1, в) ідентичні: діаметр від центра зачеплення до верхньої кромки - 64 мм; маса 0,302 кг; координати центра мас відносно власної системи координат $x=0$ мм, $y=40$ мм, $z=0$ мм. У зборці на вал насаджуються барабан і маятники (рис. 2).

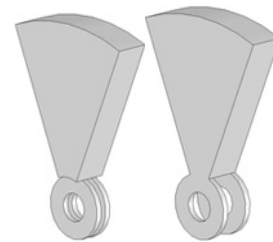
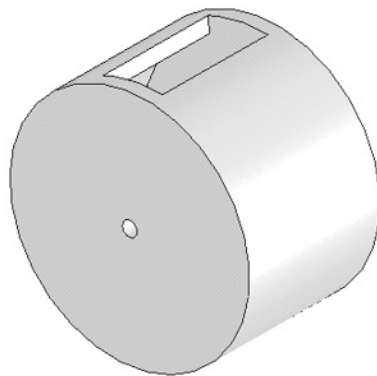
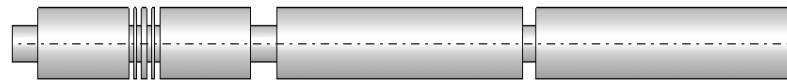
Обробка зборки підпрограмою Motions. Зборка оброблялася додатком Motion пакета Solid Works. Правий кінець вала закріплювався до землі сферичним з'єднанням, яке моделювало нерухому точку (нерухому сферичну опору ротора). Інша опора –

ізотропна і в'язко-пружна, розташована лівіше. Вона моделювалася втулкою з жорсткостями і коефіцієнтами демпфування по осях X , Y , Z відповідно 30000 Н/м , 300 Н·с/м . Відносному рухові маятників перешкоджають моменти сил в'язкого опору з коефіцієнтом $h=0\div 10 \text{ Н·м·с/град}$. Кріплення маятників до вала імітувалося об'єктами петля і втулка. Модель петлі обмежує рух маятника щодо вала, втулка утворює момент сил в'язкого опору. В розрахунках приймалося, що швидкість обертання ротора – стала і дорівнює $\omega=25 \text{ об/сек}$.

2. Тестування моделі і задачі досліджень

Побудована модель була перевірена наступними тестами:

- 1) перевірка статичного прогину вала при відсутності обертання ротора, без і з маятниками;
- 2) вивчення коливань кожного маятника окремо на жорстко закріпленому валі;

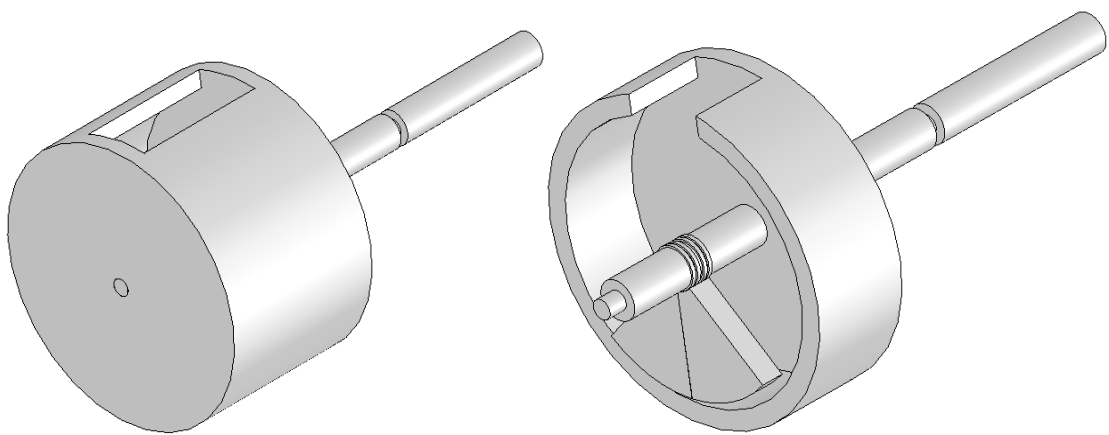


б

в

а) вал, б) барабан, в) маятники

Рисунок 1 – Деталі зборки



а) повна зборка

б) зборка з розрізом по ротору

Рисунок 2 – Зборка ротора з автобалансирами

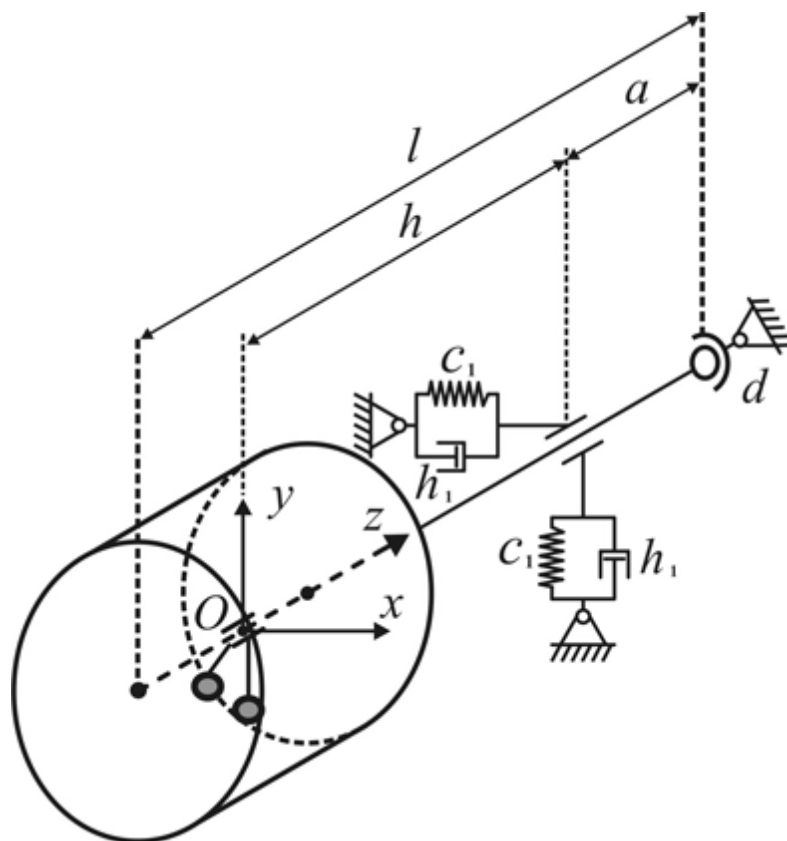


Рисунок 3 – Модель ротора з нерухомою точкою на в'язко-пружній опорі, що зрівноважується двома маятниками

- 3) вивчення динаміки ротора без маятників при наявності і відсутності сил ваги;
- 4) вивчення роботи системи з одним маятником при наявності і відсутності сил ваги;

Отримані результати комп'ютерного моделювання цілком погоджуються з відомими результатами теорії роторних систем і теорією коливань фізичного маятника.

Надалі розв'язувалися наступні задачі комп'ютерного моделювання - виділити різні режими руху системи в залежності від величини внутрішніх сил в'язкого опору h при наявності і відсутності сил ваги, і оцінити швидкість настання автобалансування. Рух ротора будемо вивчати за рухом точки O , розташованій на повздовжній осі вала у площині корекції ротора. Зокрема будемо будувати графік модуля відхилення т. O від положення, яке відповідає недеформованим опорам. При цьому по горизонталі відкладатимемо час, в секундах, по вертикалі - модуль відхилення в метрах. Також при необхідності будуватимемо траєкторії руху точки O у вертикальній площині Oxy , розмірність у метрах.

Відмітимо, що врахування сил ваги актуально для горизонтально розташованого ротора, а не врахування – для вертикально розташованого ротора.

3. Результати моделювання

Наявність сил ваги. Сили опору бралися в межах $1 \times 10^{-6} \div 10 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$. Було встановлено, що зміна параметра h істотно впливає на швидкість балансування роторної системи, що відповідає загальній теорії [2,3].

1) При дуже малому h , що змінюється в межах $1 \times 10^{-6} \div 4,3 \times 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$, маятники не залучаються до руху ротора, висять і дещо відхиляються від вертикалі через обертання ротора (рис. 4, табл., п. 1).

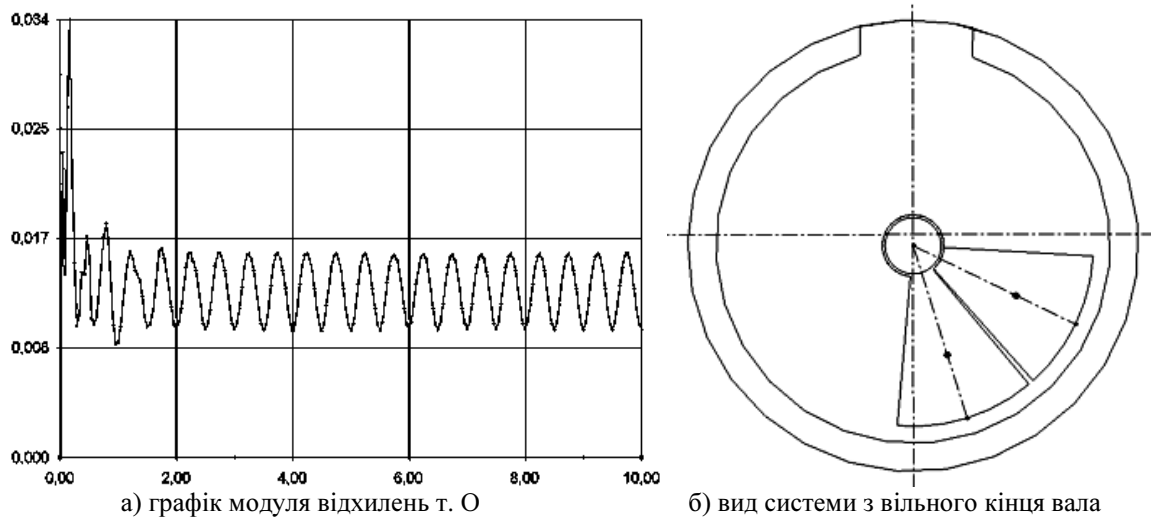


Рисунок 4 – Маятники не залучаються до руху: $h=4,2 \times 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$

2) При дуже малому параметрі h , що змінюється в межах $4,3 \cdot 10^{-6} \div 5 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$, маятники здійснюють квазіперіодичний рух (рис. 5, табл., п. 2). У ньому маятники щільно притиснуті один до одного і не можуть здгогнати ротор. Вони обертаються відносно землі із кутовою швидкістю, близькою до першої критичної швидкості обертання ротора. Наявність цього режиму відома з теорії пасивних автобалансирів [3]. Траєкторія руху точки O наведена на рис. 6. Ця траєкторія – гіпоциклоїда. Вона утворена двома складовими – повільною прецесією із частотою, що дорівнює кутовій швидкості обертання маятників, і швидкою нутацією із частотою, що дорівнює кутовій швидкості обертання ротора.

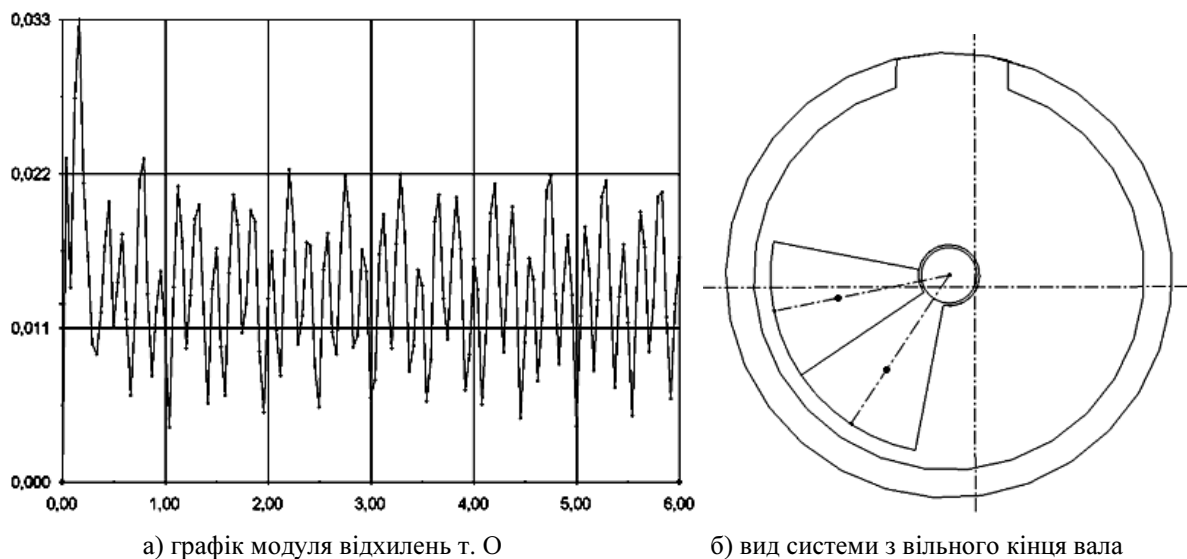


Рисунок 5 – Квазіперіодичний рух: $h=4,4 \times 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$

3) При малому h , що змінюється в межах $5 \times 10^{-6} \div 2 \times 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$, відбувається повільне балансування роторної системи через велику рухливість маятників щодо ротора (рис. 7, табл., п. 3).

4) При середніх значеннях параметра h , що змінюється в межах $2 \times 10^{-5} \div 3 \times 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$, відбувається швидке балансування роторної системи (рис. 8, табл., п. 4).

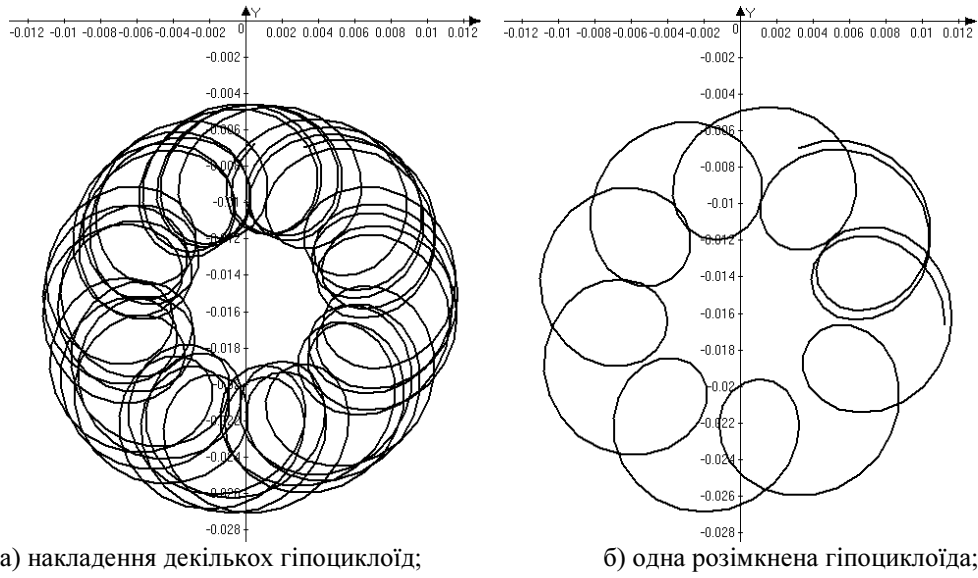
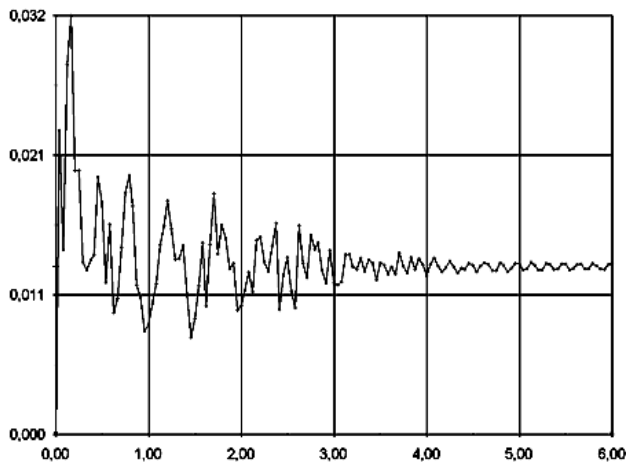
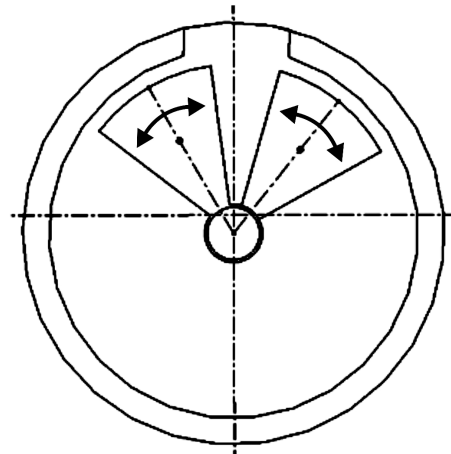


Рисунок 6 – Гіпоциклоїди $h=4,4 \times 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$

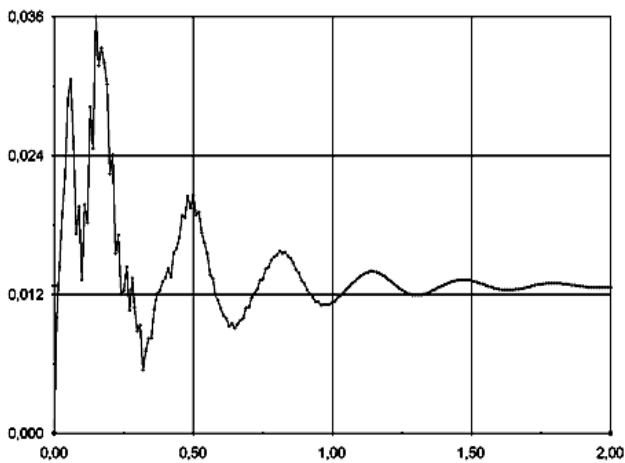


а) графік модуля відхилень т. О

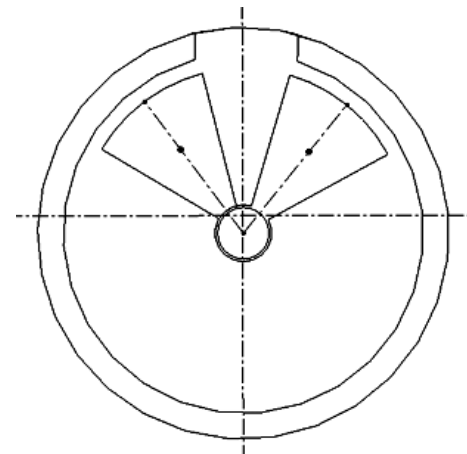


б) вид системи з вільного кінця вала

Рисунок 7 – Повільне балансування при малих силах опору: $h=6 \times 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$



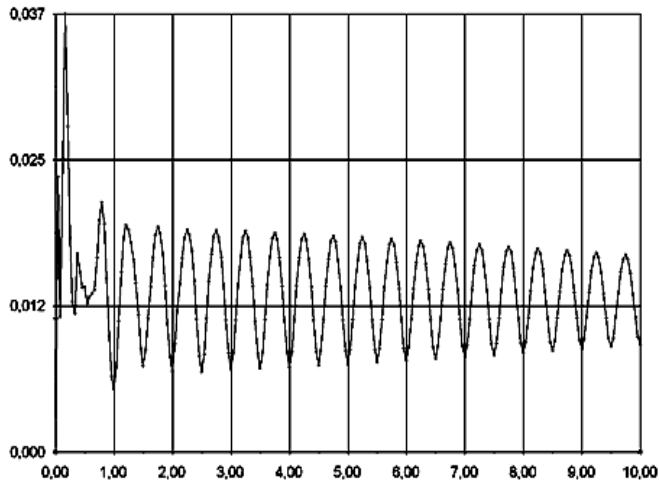
а) графік модуля відхилень т. О



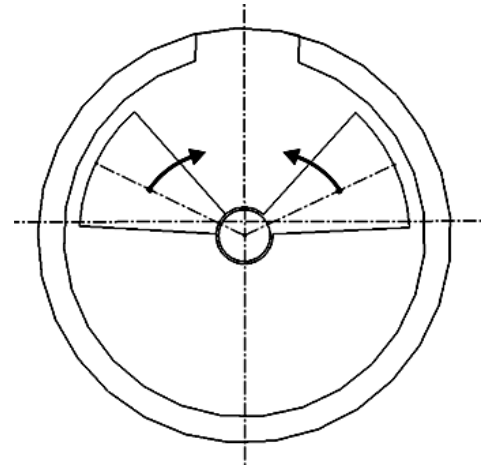
б) вид системи з вільного кінця вала

Рисунок 8 – Швидке балансування: $h=0,001 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$

5) При великих значеннях параметра h , що змінюється в межах $3 \times 10^{-2} \div 10 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{град}$, відбувається повільне балансування через повільне переміщення маятників щодо ротора (рис. 9, табл., п. 5).



а) графік модуля відхилень т. О

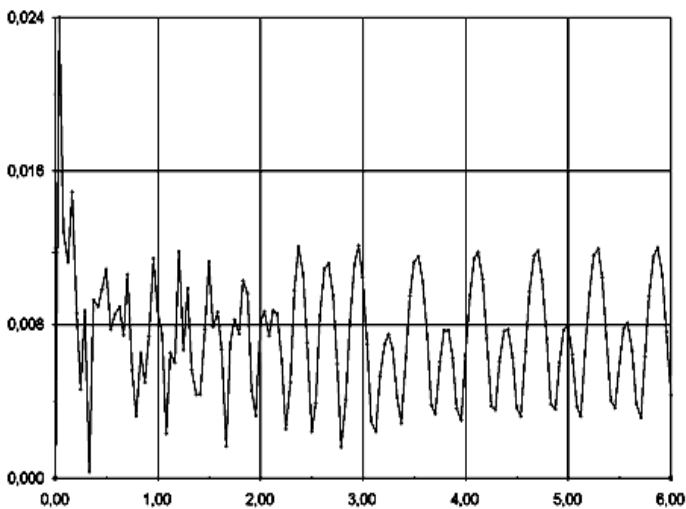


б) вид системи з вільного кінця вала

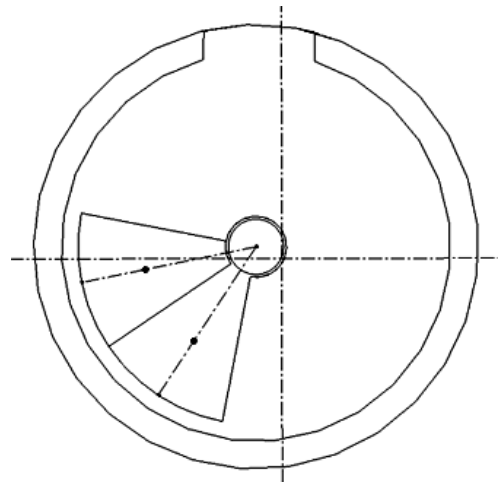
Рисунок 9 – Маятники повільно приходять у положення балансування: $h=0,5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{град}$

Відсутність сил ваги. Сили опору змінювалися в межах $1 \times 10^{-6} \div 10 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{град}$.

1) При дуже малому параметрі h , що змінюється в межах $0 \div 7 \times 10^{-6} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{град}$, маятники здійснюють квазіперіодичний рух (рис. 10, табл., п. 2). Наявність цього режиму відома з теорії пасивних автобалансирів [3].



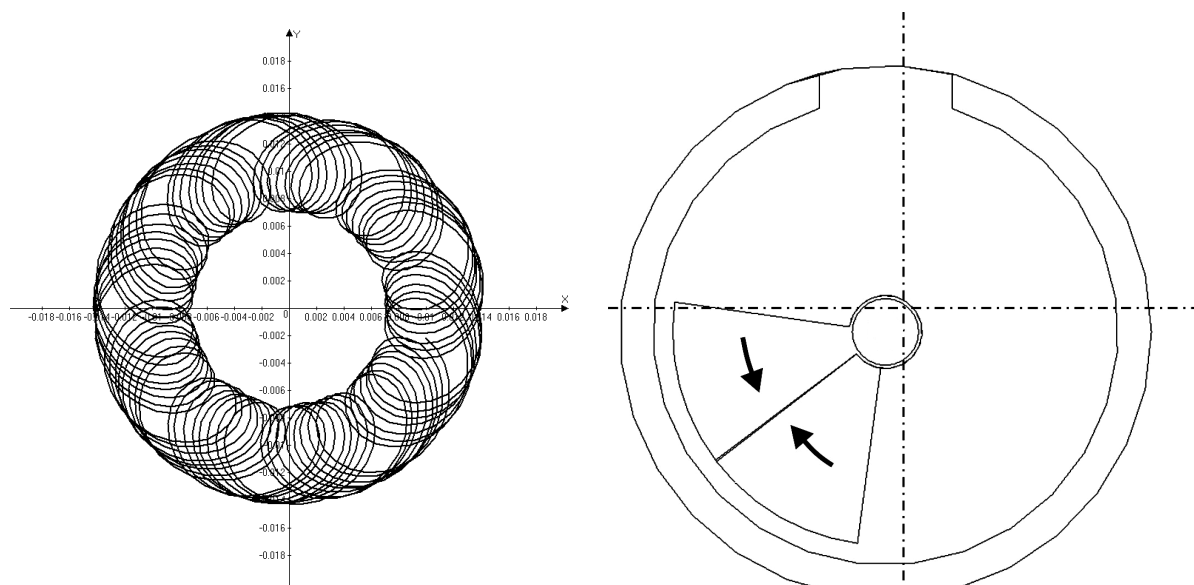
а) графік модуля відхилень т. О



б) вид системи з вільного кінця вала

Рисунок 10 – Квазіперіодичний рух: $h=4 \times 10^{-6} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{град}$

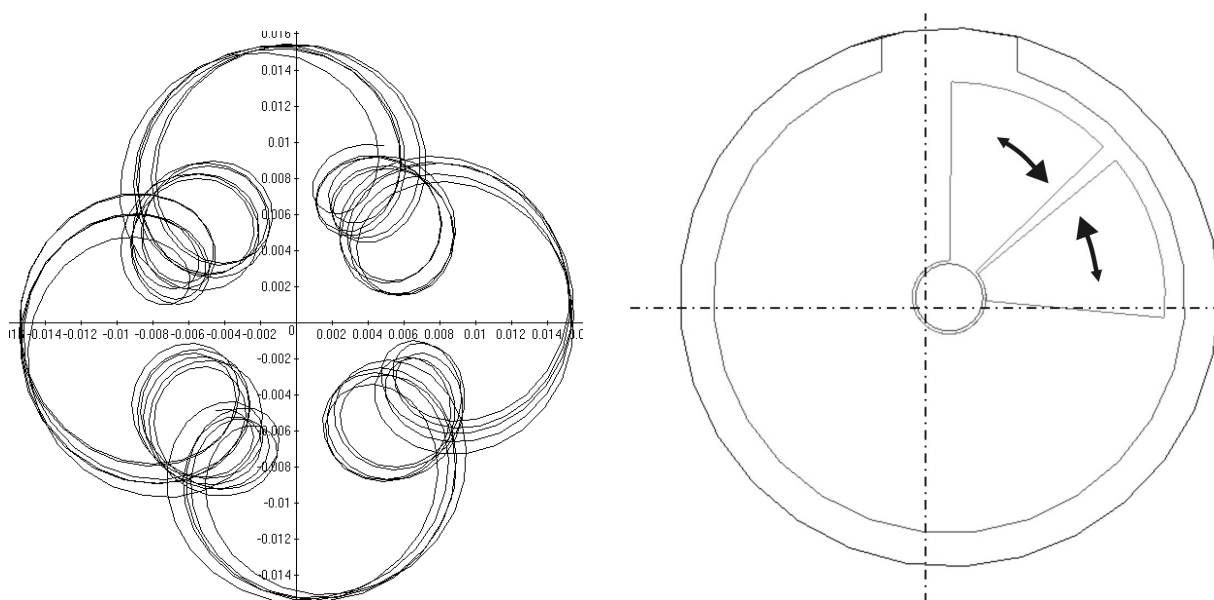
Картина звичайного квазіперіодичного руху системи без урахування сил ваги приведена на рис. 11. У ньому маятники дотикаються один до одного. Можливі також аномальні квазіперіодичні рухи, при яких маятники дещо зближуються і віддаляються один від одного, що призводить до появи додаткових коливань, які накладаються на гіпоциклоїди (рис. 12).



а) накладення декількох гіпоциклоїд;

б) вид системи збоку

Рисунок 11 – Звичайна гіпоциклоїда $h=4 \times 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{град}$



а) накладення декількох гіпоциклоїд;

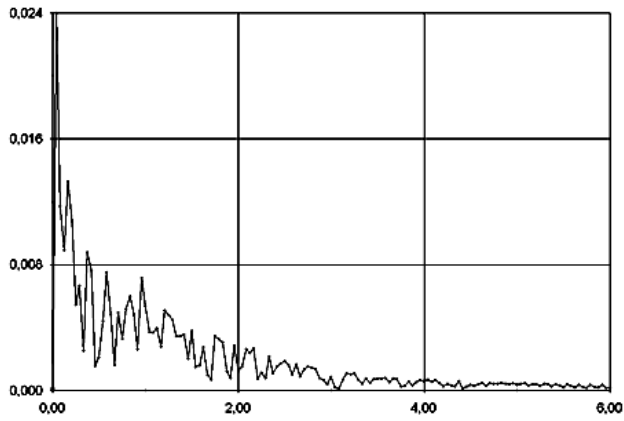
б) вид системи збоку

Рисунок 12 – Незвичайна гіпоциклоїда, $h=6 \times 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{град}$

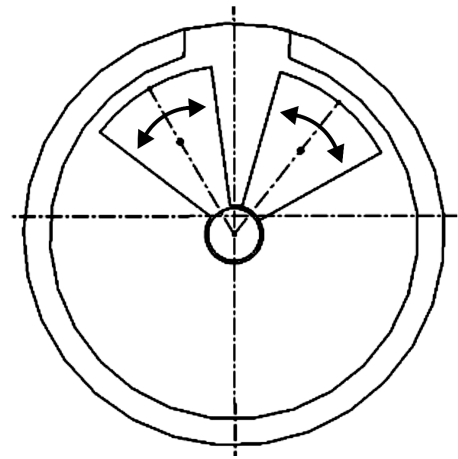
2) При малому параметрі h , що змінюється в межах $7 \times 10^{-6} \div 3 \times 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{град}$, відбувається повільне балансування ротора через велику рухливість маятників щодо ротора (рис. 13, табл., п. 3).

3) При середньому h , що змінюється в межах $3 \times 10^{-5} \div 2 \times 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{град}$, відбувається швидке балансування роторної системи (рис. 14, табл., п. 4).

4) При великому h , що змінюється в межах $2 \times 10^{-2} \div 10 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{град}$, відбувається повільне балансування через повільний рух маятників щодо ротора (рис. 15, табл., п. 5).

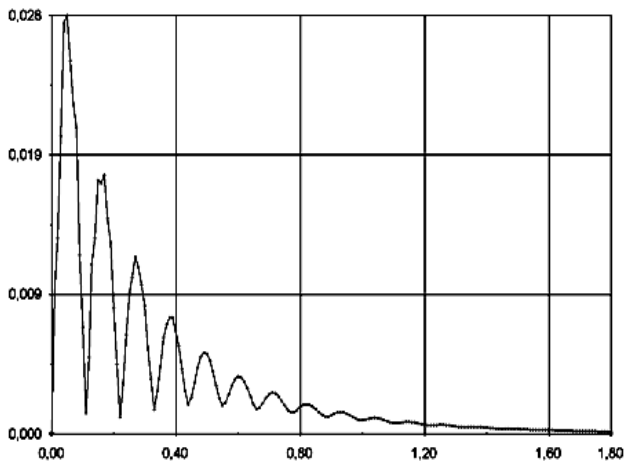


а) графік модуля відхилень т. О

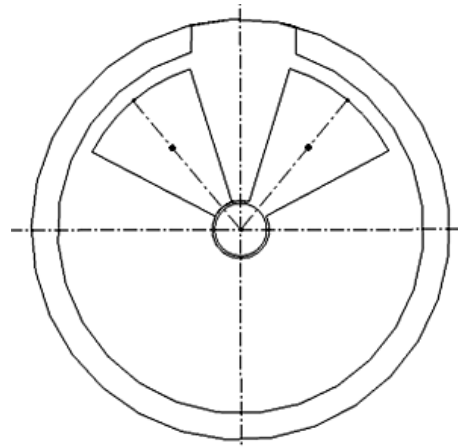


б) вид системи з вільного кінця вала

Рисунок 13 – Повільне балансування: $h=2 \times 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$

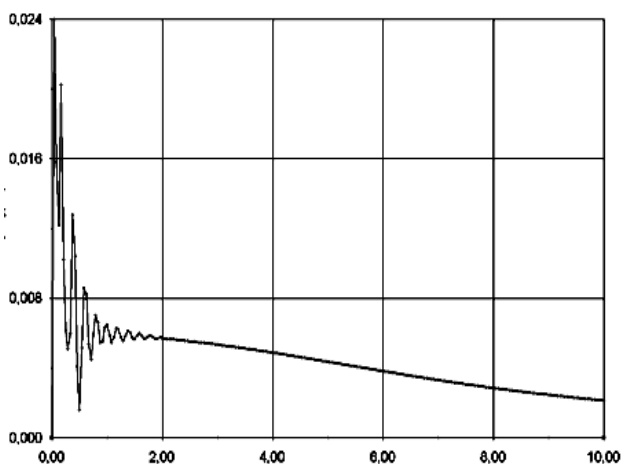


а) графік модуля відхилень т. О

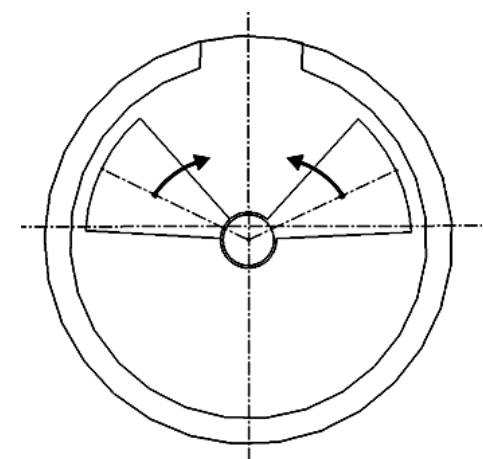


б) вид системи з вільного кінця вала

Рисунок 14 – Швидке балансування: $h=0,01 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$



а) графік модуля відхилень т. О

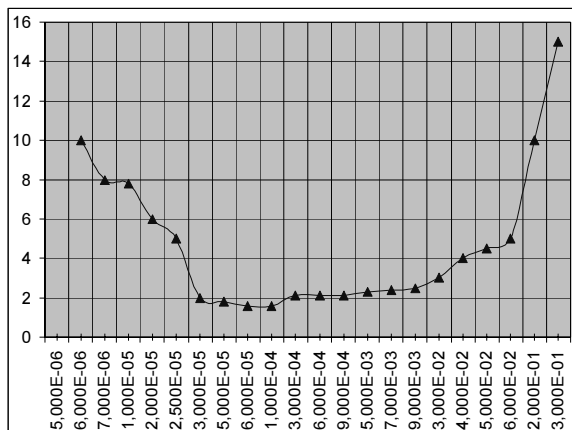


б) вид системи з вільного кінця вала

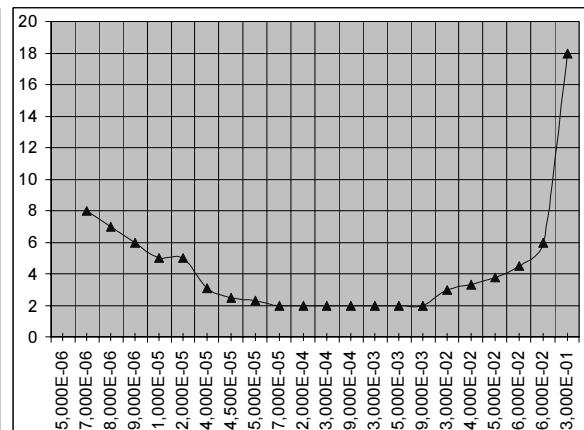
Рисунок 15 – Повільне балансування: $h=0,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{град}$

Таблиця 1 - Вплив сил в'язкого опору, діючих на маятники на процес балансування ротора

№	Режим руху	Параметр h		$T_{пер, сек}$	Характеристики руху
		Сили ваги є	Сил ваги немає		
1	Маятники висять (дуже мале h)	$1 \cdot 10^{-6} \div 4,3 \cdot 10^{-6}$	-	-	Маятники висять, дещо відхилившись від вертикалі
2	Квазіперіодичні рухи (мале h)	$4,3 \cdot 10^{-6} \div 5 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6} \div 7 \cdot 10^{-6}$	$10 \div \infty$	Маятники здійснюють квазіперіодичні рухи
3	Повільне балансування (мале h)	$5 \cdot 10^{-6} \div 2 \cdot 10^{-5}$	$7 \cdot 10^{-6} \div 3 \cdot 10^{-5}$	> 3	Маятники довго коливаються навколо положення балансування через надмірну рухливість
4	Швидке балансування (середнє h)	$2 \cdot 10^{-5} \div 3 \cdot 10^{-2}$	$3 \cdot 10^{-5} \div 0,02$	< 3	Маятники швидко приходять в положення балансування
5	Повільне балансування (велике h)	$3 \cdot 10^{-2} \div 10$	$0,02 \div 10$	$10 \div \infty$	Маятники повільно приходять в положення балансування з тривалим перехідним процесом



а) Сили ваги є



б) Сили ваги відсутні

Рисунок 16 – Вплив величини сил в'язкого опор, діючих на маятник на швидкість настання балансування

Висновки:

1. Створена модель ротора з нерухомою точкою на в'язко-пружній опорі, що зрівноважується двохмаятниковим автобалансиром і показана можливість моделювання динаміки системи в модулі Motion, програми SW.

2. Вивчено вплив сил в'язкого опор, діючих на маятники, на різні режими руху системи при врахуванні і не врахуванні сил ваги. Встановлено, що:

а) як за наявності, так і за відсутності сил ваги у системи існують три режими настання автобалансування: повільний – при малих силах опору; швидкий – при середніх силах опору; повільний – при великих силах опору;

б) за наявності сил ваги і малих силах опору у системи існує режим руху, при якому маятники не можуть розігнатися і тому автобалансування не настає;

в) за наявністю і відсутністю сил ваги, при малих силах опору, у системи існує звичайний квазіперіодичний режим руху, при якому маятники щільно притиснуті один до одного, відстають від ротора, і автобалансування не настає.

г) за відсутністю сил ваги у системи може існувати незвичайний квазіперіодичний режим руху, у якому до звичайної гіпоциклоїди додаються додаткові складові, викликані наближенням і розходженням маятників.

Список літератури

1. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 2 – Ring, pendulum and ball balancers // Machine Design, 1950b, Vol. 22 No 10, pp. 103-106.
2. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия. -М.: Наука, 2002. -119 с.
3. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: Монографія (за спеціальністю 05.02.09 - динаміка та міцність машин). - Кіровоград: КНТУ, 2004. - 352 с.
4. Г.Б.Філімоніхін, А.В.Коваленко. Дослідження процесу зрівноважування ротора двохмаятниковим автобалансиром із застосуванням програми Solid Works і модуля Motion // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні.- Львів: «Львівська політехніка».-2006 -№ 40 –С. 254-261.

Использовано под программу Solid Motion для моделирования динамики уравнивания двухмаятниковым автобалансиром ротора с неподвижной точкой на одной вязко упругой опоре. Определенно разные режимы движения системы в зависимости от величин сил вязкого сопротивления, которые действуют на маятники.

It is used subprogram Solid Motion for the design of dynamics of balancing of rotor a two-pendulum autobalanser with an immobile point on one viscidly resilient support. Certainly different modes of motion of the system depending on the sizes of forces of viscid resistance of, which operate on pendulums.

Одержано 27.10.06

М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук, І.О. Скриннік, асп.,
Д.В. Богатирьов, ст. викл., канд. техн. наук, М.О. Скриннік, асп.
Кіровоградський національний технічний університет

Експериментальні дослідження впливу параметрів зерносушарки каскадного типу на показники роботи

В статті наведені експериментальні дослідження і встановлені основні закономірності впливу параметрів зерносушарки каскадного типу на якісні показники роботи під час сушіння насіння в киплячому шарі

каскад, зерносушарка, киплячий шар насіння

Сушіння зерна та насіння є основною технологічною операцією по приведенню його в стійкий стан. Необхідність і своєчасність штучного сушіння зернових культур викликана підвищеною післязбиральною вологістю. До 80% врожаю всіх зернових культур, що поступають на хлібозбиральні підприємства або на токи господарів, мають підвищену вологість під час збирання до 35-45% і обов'язково потребують додаткового сушіння. Тому забезпечення стійкого збереження і стабілізація якості насіння можуть бути досягнуті тільки своєчасним, якісним і інтенсивним сушінням [1].

На сьогодні запропоновано багато технічних рішень для сушіння насіння за фізико-механічними властивостями. Але слід відмітити, що більшість з них не забезпечують агротехнічні вимоги або економічно не ефективні [2].

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено конструкцію зерносушарки каскадного типу [3].

Мета дослідження полягає у визначенні основних закономірностей впливу параметрів зерносушарки каскадного типу на якісні показники роботи під час сушіння насіння в киплячому шарі.

Для дослідження впливу окремих факторів на цільові функції та знаходження оптимальних значень факторів було виготовлено лабораторну установку (рис. 1).

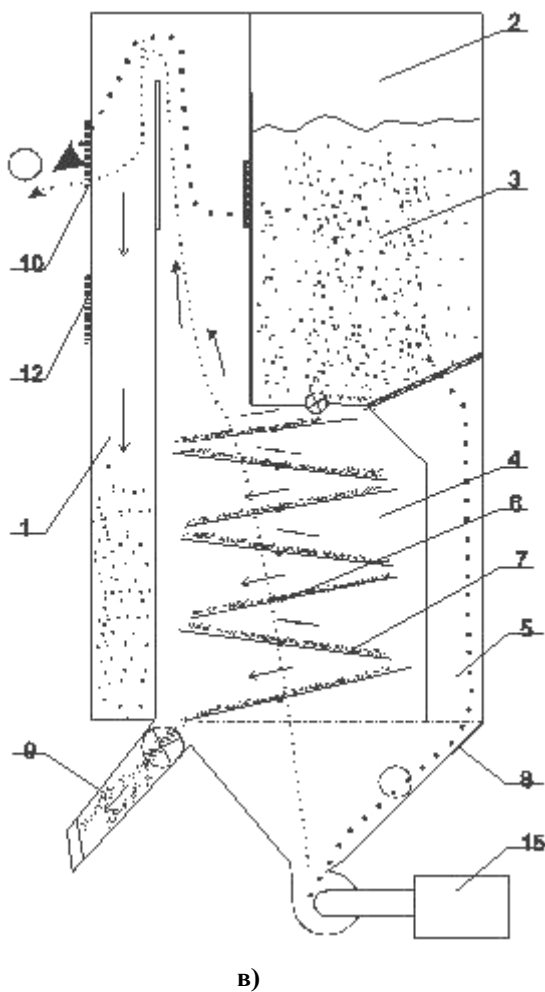
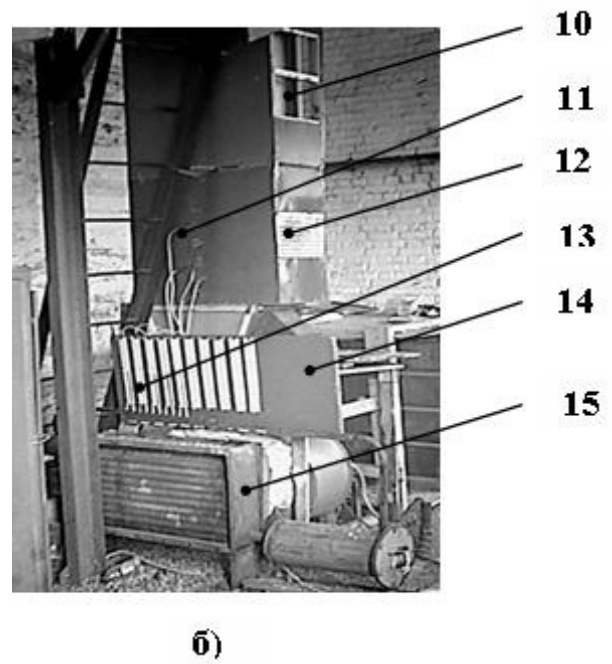
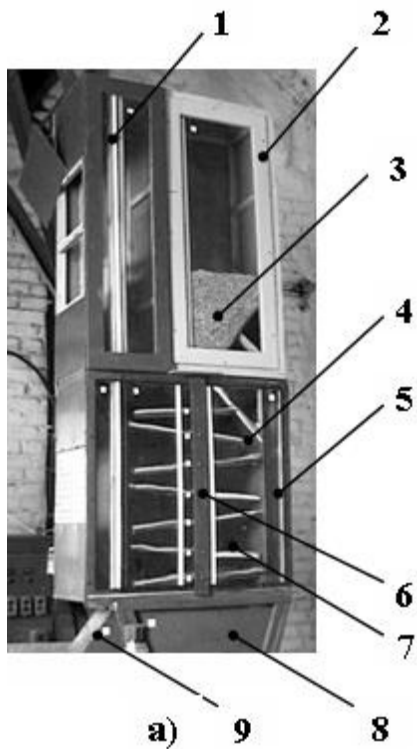
Виходячи з теоретичних досліджень, визначено, що чинниками які впливають на параметри оптимізації є:

– геометричні параметри: кут нахилу каскадів α ; товщина шару матеріалу h ;

Параметричні обмеження, які являють собою рівні варіювання факторів, наведено в табл. 1.

Таблиця 1 - Рівні варіювання факторів

№ п.п.	Фактори		Рівні варіювання		Нульовий
	Найменування	Позначення	Верхній (+)	Нижній (-)	
1	Тиск в конфузори P_1 , кПа	X_1	60	50	55
2	Тиск в трубопроводі попереднього прогріву. P_2 , кПа	X_2	25	0	12,5
3	Температура агента сушки в конфузори t_1 , C^0	X_3	130	110	120
4	Температура агента сушки в трубопроводі попереднього прогріву t_2 , C^0	X_4	50	0	25
5	Товщина шару матеріалу h , мм	X_5	20	10	15
6	Кут нахилу касет (каскадів) α , град	X_6	2,75	1,25	2,0



а) вигляд спереду; б) вигляд ззаду; в) схема лабораторної установки;
 1–осадова камера; 2–бункер; 3–матеріал; 4–сушильна камера; 5–труба для попереднього нагріву; 6–шарніри для регулювання каскадів; 7–каскади; 8–дифузор; 9–труба для вивантаження матеріалу; 10, 12–сітка для відводу відпрацьованого теплоносія; 11–термометри опору; 13–U-подібні рідинні манометри; 14–щит з контрольно вимірювальними приладами; 15–теплогенератор.

Рисунок 1 – Загальний вигляд лабораторної установки

Можливість відтворюваності даних експериментів визначали за допомогою критерію Кохрена (G), а отриману модель перевіряли на адекватність за допомогою критерію Фішера (F) табл. 2.

Параметри оптимізації в даному випадку були вибрані наступні:

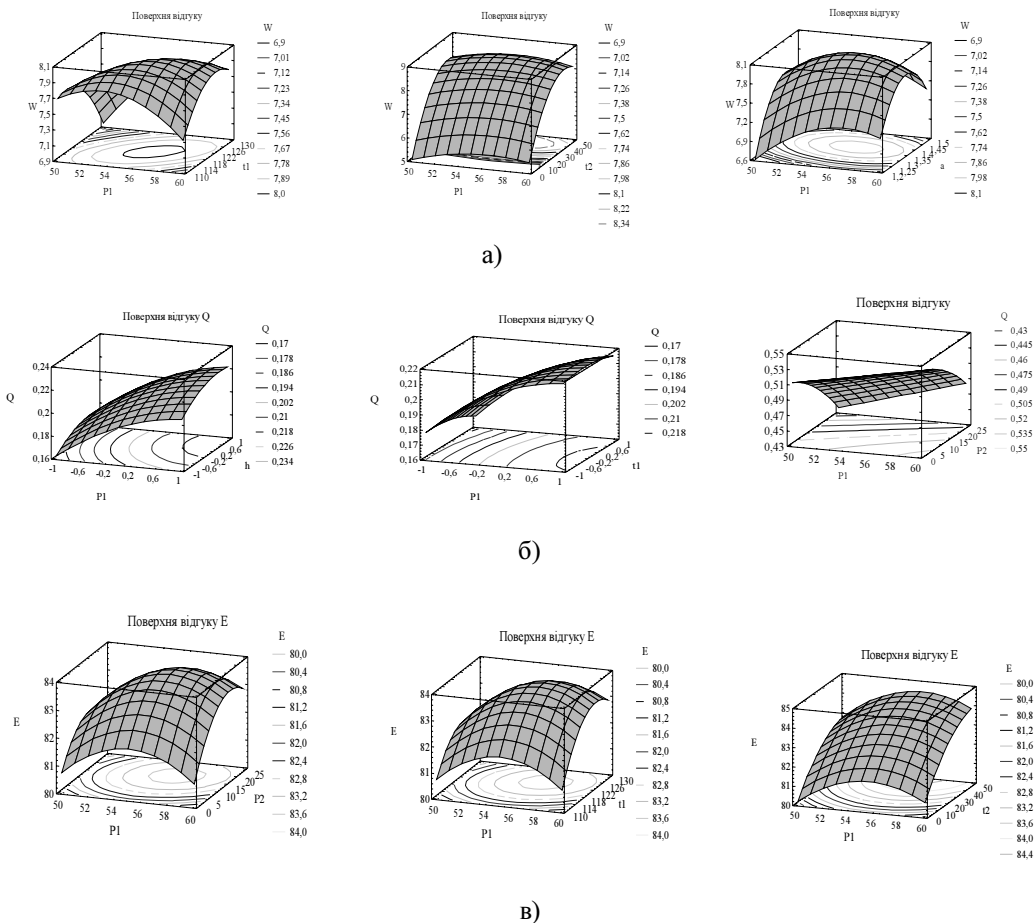
Y_1 – ефект сушіння (W), %; Y_2 – продуктивність (Q), т/год.; Y_3 – енергетичні витрати (E), кДж/кг.

Таблиця 2 – Статистична оцінка нелінійних моделей.

№ п/п	Параметр оптимізації	Критерій Кохрена		Критерій Фішера	
		G^P	G^I	F^P	F^I
Пшениця					
1	Ефекти сушіння (W)	0,107	0,191	0,05	2,7
2	Продуктивність (Q)	0,064		0,295	
3	Питомі енергетичні витрати (E)	0,120		1,4	

Для визначення взаємозв'язку між конструктивними та технологічними параметрами, визначення їх оптимального варіанту в роботі проведено математичне планування експерименту.

Процедуру планування експерименту, визначення суттєвості факторів та комплекс обчислень здійснювали, використавши модуль Design of Experiment (DOE) STATGRAPHICS plus for Windows (рис. 2).



а) для технологічного ефекту сушіння (W); б) для продуктивності (Q); в) для енергетичних витрат (E).

Рисунок 2 – Поверхні відгуку та лінії рівного виходу

Для визначення найбільш суттєвого впливу факторів на цільову функцію використали відображення стандартизованої Парето-карти (рис. 3).

На карті Парето наочно можна побачити фактори та їх взаємозв'язки, що мають статистично-значимі ефекти. На це вказує те, що відповідні стовпці перетинають вертикальну лінію, яка являє 95% тест для визначення значимості, а також підтверджується графіками головних ефектів і відповідного розподілу.

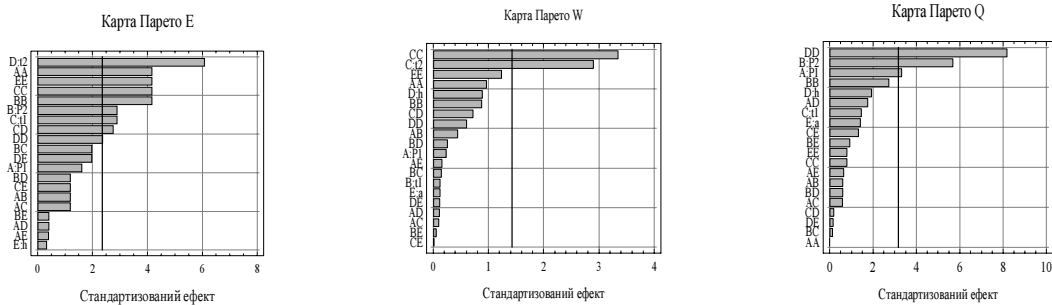


Рисунок 3 – Межа статистичного значення коефіцієнту математичного чекання

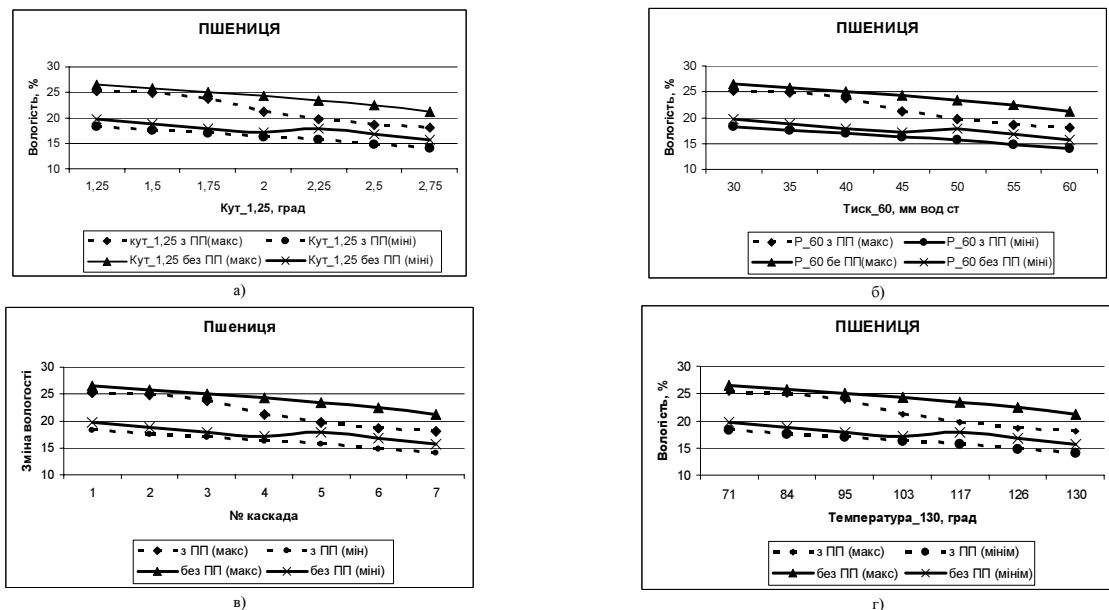
Після проведення серії дослідів, побудови Парето-карт для трьох параметрів оптимізації та побудови поверхонь відгуків, були побудовані рівняння регресії в кодіваних чинниках для трьох параметрів оптимізації:

$$Y_1=W= 17,439 - 0,263 \cdot X_1 + 0,344 \cdot X_3 - 1,483 \cdot X_4 + 1,042 X_5 - 0,344 \cdot X_6 + 0,442 \cdot X_1^2 - 0,382 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,749 \cdot X_1 \cdot X_4 + 0,343 \cdot X_1 \cdot X_5 + 0,101 \cdot X_1 \cdot X_6 + 0,485 \cdot X_3^2 - 0,468 \cdot X_3 \cdot X_4 - 0,194 \cdot X_3 \cdot X_5 - 0,452 \cdot X_3 \cdot X_6 + 1,466 \cdot X_4^2 - 0,124 \cdot X_4 \cdot X_5 + 0,172 \cdot X_4 \cdot X_6 + 0,225 \cdot X_5^2 - 0,382 \cdot X_5 \cdot X_6 + 0,600 \cdot X_6^2$$

$$Y_2=Q= 0,524 + 0,024 \cdot X_1 - 0,037 \cdot X_2 + 0,013 \cdot X_3 + 0,051 \cdot X_5 + 0,024 \cdot X_6 - 0,009 \cdot X_1^2 + 0,025 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0,005 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,014 \cdot X_1 \cdot X_5 - 0,040 \cdot X_1 \cdot X_6 - 0,019 \cdot X_2^2 + 0,034 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,014 \cdot X_2 \cdot X_5 + 0,007 \cdot X_2 \cdot X_6 - 0,001 \cdot X_3^2 + 0,022 \cdot X_3 \cdot X_5 + 0,020 \cdot X_3 \cdot X_6 - 0,015 \cdot X_5^2 + 0,008 \cdot X_5 \cdot X_6 - 0,001 \cdot X_6^2$$

$$Y_3=E=83,591 + 0,385 \cdot X_1 + 0,694 \cdot X_2 + 0,694 \cdot X_3 + 1,462 \cdot X_4 + 0,077 \cdot X_5 - 1,063 \cdot X_1^2 + 0,346 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,346 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,115 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,114 \cdot X_1 \cdot X_5 + 1,063 \cdot X_2^2 - 0,579 \cdot X_2 \cdot X_4 - 0,348 \cdot X_2 \cdot X_4 - 0,115 \cdot X_2 \cdot X_5 - 1,063 \cdot X_3^2 - 0,810 \cdot X_3 \cdot X_4 + 0,346 \cdot X_3 \cdot X_5 - 0,604 \cdot X_4^2 + 0,578 \cdot X_4 \cdot X_5 - 1,063 \cdot X_5^2$$

Після проведення експериментальних дослідів та зняття відповідних показників, котрі впливають на параметри оптимізації, були побудовані графіки вологоз'єму з попереднім прогрівом та без попереднього прогріву (рис. 4).



а) – від кута нахилу каскаду; б) – від тиску; в) – від кількості каскадів; г) - від тиску.

Рисунок 4 – Графіки вологоз'єму зернової культури пшениці

В результаті проведення експериментальних досліджень отримані наступні раціональні значення параметрів зерносушарки каскадного типу при яких підвищується ефективність сушіння (W), продуктивність (Q) і зменшуються енергетичні витрати (E). Значення чинників представлені в табл. 5-7.

Таблиця 5 – Раціональні значення параметрів зерносушильної установки каскадного типу для підвищення ефективності сушіння $W, \%$

Тиск в сушильній камері P_1 , мм.вод.ст	Температура в сушильній камері t_1 , °C	Температура в трубі попереднього прогріву t_2 , °C	Товщина шару матеріалу h , мм	Кут нахилу робочих каскадів α , °
Пшениця ($W = 8.0-8.3\%$)				
58-60	118-126	35-50	14-16	1.3-1.4

Таблиця 6 – Раціональні значення параметрів зерносушильної установки каскадного типу для підвищення продуктивності $Q, \text{т/год}$

Тиск в сушильній камері P_1 , мм.вод.ст	Тиск в трубі попереднього прогріву P_2 , мм.вод.ст	Температура в сушильній камері t_1 , °C	Товщина шару матеріалу h , мм	Кут нахилу робочих каскадів α , °
Пшениця ($Q = 0.218-0.55 \text{ т/год}$)				
58-60	0-50	118-126	14-16	1.3-1.4

Таблиця 7 – Раціональні значення параметрів зерносушильної установки каскадного типу для зменшення енергетичних витрат E , кДж/кг

Тиск в сушильній камері P_1 , мм.вод.ст	Тиск в трубі попереднього прогріву P_2 , мм.вод.ст	Температура в сушильній камері t_1 , °C	Температура в трубі попереднього прогріву t_2 , °C	Товщина шару матеріалу h , мм
Пшениця ($E = 84-84.4 \text{ кДж/кг}$)				
58-60	0-50	118-126	35-50	14-16

Аналізуючи табличні дані та графіки вологоз'єму, була побудована номограма для визначення ефекту сушіння, продуктивності та енергетичних витрат котрі необхідно визначати в процесі сушіння насіння в киплячому шарі зерносушарки каскадного типу (рис. 5). На графічних залежностях видно, що сушіння насіння з попереднім прогрівом набагато ефективніше, як з точки зору ефекту сушіння, так і з точки зору часу сушіння.

Отримані вищенаведені залежності у вигляді графіків, таблиць та номограм показують, що під час процесу сушіння насіння в киплячому шарі на каскадах зерносушарки впливають як параметри сушарки (робочий тиск, кут нахилу каскадів, геометричні розміри решета та його аеродинамічний опір) так і фізико-механічні властивості насіння (форма, вага, шорсткість) та шару в цілому (кут укладки, порозність шару).

Експериментально встановлено область раціональних значень параметрів зерносушарки каскадного типу, при яких спостерігається підвищення якісних показників роботи (ефект сушіння для зернових культур $W=8-8,3\%$, продуктивність $Q=0,22-0,55 \text{ т/год}$, при енергетичних витратах $E = 84-84,4 \text{ кДж/кг}$):

- тиск в сушильній камері – $P_1=58-60 \text{ мм.вод.ст.}$;
- температура в сушильній камері – $t_1=118-126 \text{ °C}$;
- товщина шару матеріалу – $h=14-16 \text{ мм}$;
- кут нахилу робочих каскадів – $\alpha=1,3-1.4 \text{ °}$;

- температура в трубі попереднього прогріву $t_1=35-50$ °С;
- тиск в трубі попереднього прогріву $P_2=0-50$ мм.вод.ст.

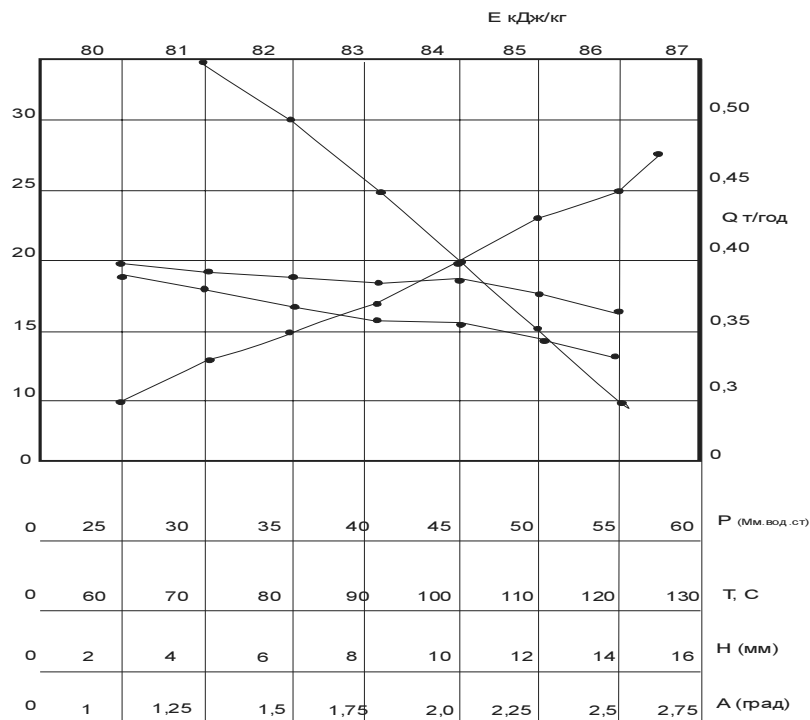


Рисунок 5 – Номограма для визначення ефекту сушіння (W), продуктивності(Q) та енергетичних витрат(E)

Список літератури

1. Котов Б.І., Коваль С.М., Шустик Л.П., Цема Т.В. Технічні засоби для зберігання зерна в господарствах України // Пропозиція, 1999. № 11. – С. 25-27.
2. Соколов А.Я. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна. – М.: Колос, 1975. – 496 с.
3. Петренко М.М., Скринник І.О. Зерносушильна установка касетного типу // Збірник наукових праць КДТУ (техніка в сільськогосподарському машинобудуванні, галузеве машинобудування, автоматизація). Випуск 15. – Кіровоград: КДТУ, 2004. – С.323 - 328.

В статье рассмотрено экспериментальные исследования влияния параметров зерносушилки каскадного типа на показатели работы. Приведенные исследования, позволяют практически определить рациональные режимы сушилки с учетом особенностей сушки в кипящем слое.

In the article motion of seed is considered for to the cascades of the installation for dry grain in the boiling layer. Researches which allow in theory to define the structural parameters of dryer taking into account the features of motion of seed are resulted.

Одержано 01.11.06

Оцінка показника кришення ґрунту при основному безполицевому обробітку

В статті представлений можливий варіант визначення теоретичним шляхом показника кришення ґрунту при безполицевому обробітку.

безполицевий обробіток, ступінь подрібнення ґрунту, інтенсивність утворення певної фракції ґрунту, сколювання, глибина обробітку, пластичні деформації

Ґрунтовий покрив України дуже різноманітний за механічним складом. Але конструкції комбінованих ґрунтообробних агрегатів, які використовуються на всій території не враховують даних особливостей. Щоб спроектувати знаряддя адаптоване до конкретних умов застосування необхідно знати як може впливати на ґрунт, змінювати його агрегатний склад робочий орган при відповідних конструктивних, технологічних і експлуатаційних параметрах. Отримати дану інформацію для окремих умов можна експериментальним шляхом, та враховуючи значну мінливість властивостей ґрунтів накопичити подібну інформацію в систематизованому вигляді практично не представляється можливим. Доступним залишається тільки визначення даних характеристик теоретичним шляхом. Тому вивчення процесів, які протікають в ґрунтах при взаємодії їх з робочими органами залишається цілком актуальним.

Задача, яка вирішується в даній роботі полягає в розробці методики визначення теоретичним шляхом показника кришення ґрунту, як якісного показника обробітку за умови розгляду перетворень, що протікають під дією робочих органів як стохастичних процесів.

Ступінь подрібнення при безполицевому обробітку ґрунту S_n та показник якості C_0 при ймовірності P_0 , коли розміри структурних агрегатів будуть в межах $a \leq a_0$. найбільш доцільно визначати як відсотковий вміст в ньому агрегатів розміри яких не перевищують задане граничне значення по формулі

$$S_n = 1 - P_0, \quad C_0 = (1 - P_0) \cdot 100\%. \quad (1)$$

Структуру (рис.1.) та якість комбінованого обробітку при послідовній дії робочих органів відповідно можна визначити як

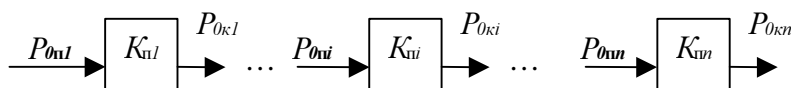


Рисунок 1 – Структура послідовної дії робочих органів комбінованого агрегату

$$K_n = \frac{P_{0k1}}{P_{0n1}} \dots \frac{P_{0ki}}{P_{0ni}} \dots \frac{P_{0kn}}{P_{0nn}} = \prod_{i=1}^n K_{ni}, \quad C = (1 - K_n \cdot P_{0n1}) \cdot 100\% \quad (2)$$

Розглядаючи ґрунт як фізичну систему в якій відбувається випадковий процес утворення агрегатів, що протікає в часі та заданому горизонті $x(t,y)$ з дискретними станами U_0 , U_1 та U_2 за приведеним графом (рис. 2) його динаміку можна записати у вигляді системи рівнянь Колмогорова [1]

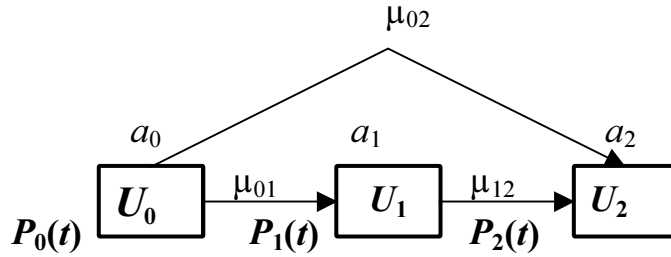


Рисунок 2 – Розмічений граф станів підмножин ґрунту U_0, U_1, U_2 , де $a_2 < a_1 < a_0$ - максимальні розміри агрегатів заданої фракції..

$$\begin{aligned} dp_0(t)/dt &= -\mu_{01}p_0(t) - \mu_{02}p_0(t), \\ dp_1(t)/dt &= \mu_{01}p_0(t) - \mu_{12}p_1(t), \\ dp_2(t)/dt &= \mu_{02}p_0(t) + \mu_{12}p_1(t), \end{aligned} \quad (3)$$

Інтегрування цих рівнянь при нормованій та початковій умовах $p_0(0)=1, p_1(0)=p_2(0)=0$ $p_0(t)+p_1(t)+p_2(t)=1$ дозволяє визначити основну характеристику довільного стану ґрунту

$$p_0(t) = e^{-\mu_0 t}$$

$$p_1(t) = \frac{\mu_{01}}{\mu_0 - \mu_{12}} (e^{-\mu_{12}t} - e^{-\mu_0 t}), \quad p_2(t) = 1 - \frac{\mu_{02} - \mu_{12}}{\mu_0 - \mu_{12}} e^{-\mu_0 t} - \frac{\mu_{01}}{\mu_0 - \mu_{12}} e^{-\mu_{12}t}.$$

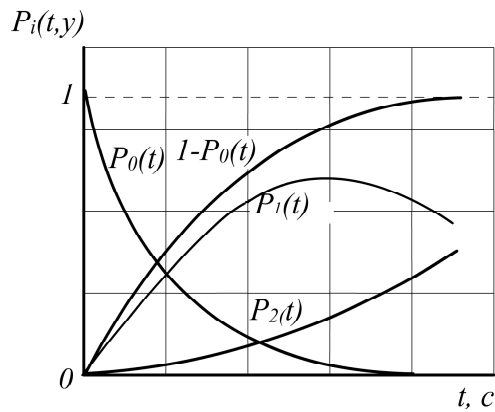


Рисунок 3 – Графіки зміни станів ґрунту відповідно до графа

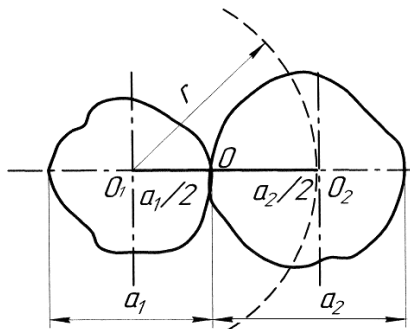


Рисунок 4 – Схема до визначення розміру агрегатів

Графіки зміни станів ґрунту в часі на заданому горизонті матимуть вигляд (рис. 3.)

Щоб визначити інтенсивність утворення заданої розмірної фракції агрегатів ґрунту після закінчення дії робочого органу будемо розглядати подрібнену масу, що має пуасонівський просторовий розподіл розташування центрів агрегатів із заданою щільністю. Тоді, якщо з центру одного із двох суміжних агрегатів O_1 (рис. 4) окреслити сферу радіусом r що перетинає центр O_2 суміжного агрегату, то щоб відстань $O_1 O_2$ була менша r треба щоб в сферу радіусом r попала принаймні одна точка – центр іншого агрегату. Тоді функція та щільність розподілу параметра r , що дорівнює сумі радіусів двох агрегатів будуть визначатися як

$$F(r) = 1 - e^{-\lambda 4/3\pi r^3};$$

$$f(r) = 4\pi\lambda r^2 \cdot e^{-\lambda 4/3\pi r^3},$$

де $4/3\pi r^3$ - об'єм сфери радіусом $r = a$.

$$f(a) = 4\pi\lambda a^2 \cdot e^{-\lambda 4/3\pi a^3}$$

$$\alpha_0 = \frac{4}{3} \lambda_0 \pi \cdot a_0^3 = \mu_0 t$$

Вважаючи що інтенсивність подрібнення ґрунту залежить від співвідношення параметра

що характеризує властивості ґрунту T твердість та величину затраченої роботи A_{II} що пішла на руйнування можна записати

$$\lambda_0 = \frac{T}{A_{II}} \quad \alpha_0 = \frac{T}{A_{II}} \frac{4}{3} \pi \alpha_0^3 \quad (4)$$

Розглядаючи ґрунт як пружно-пластичну механічну структуру академік Ребіндер запропонував оцінювати роботу дії робочого органу на ґрунт A_y , як суму робіт або енергій, одна з яких накопичується в ґрунті у вигляді потенційної енергії пружної деформації A_∂ , а інша A_{II} втрачається за рахунок її поглинання у вигляді пластичної деформації, яка в основному йде на руйнування первинних структурних агрегатів

Тоді енергетичний баланс взаємодії робочого органу з ґрунтом за час Δt можна записати у вигляді закону Ребіндера

$$A_y = A_\partial + A_{II}$$

По закону Гука

$$A_y = \frac{v_y N \Delta t}{2} = \frac{1}{2} v_y \sigma_y S_e \Delta t,$$

$$A_\partial = \frac{1}{2} \sigma_\partial \cdot S \Delta y,$$

$$A_{II} = \frac{1}{2} \sigma_{II} \cdot S_e \cdot \Delta y,$$

де v_y – швидкість деформації;

N – сила опору ґрунту;

σ – напруження.

Тоді баланс енергії в об'ємі ґрунту V_e [2] буде (рис 5.)

$$[v_y (\sigma_y|_{y_1} - \sigma_y|_{y_2})] \cdot S \cdot \Delta t = [(\sigma_\partial + \sigma_{II})|_{t_2} - (\sigma_\partial + \sigma_{II})|_{t_1}] \cdot S \cdot \Delta y. \quad (5)$$

При $\Delta t \rightarrow 0$ і $\Delta y \rightarrow 0$ отримаємо
$$-v_y \cdot \frac{d\sigma_y}{dy} = \frac{d\sigma_{II}}{dt} + \frac{d\sigma_\partial}{dt} \quad (6)$$

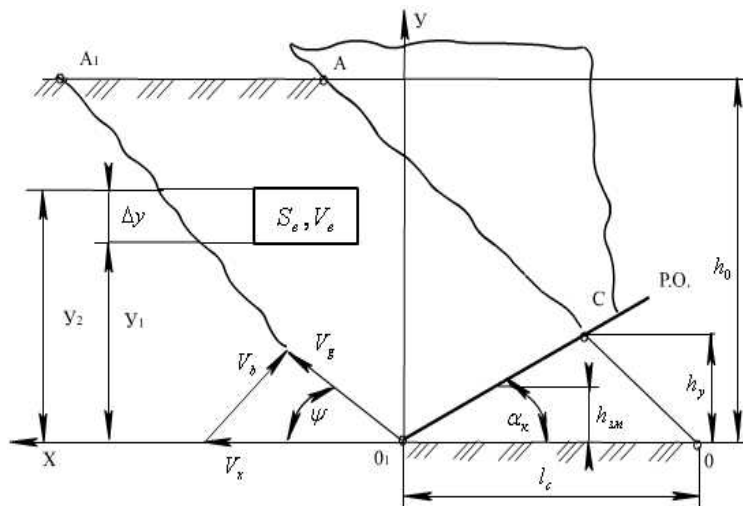


Рисунок 5 – Схема взаємодії робочого органу з елементом ґрунту

До цього рівняння необхідно додати рівняння кінетики процесу подрібнення, яке визначає інтенсивність зміни напруження, що витрачається при руйнуванні ґрунту

$$\frac{d\sigma_{II}}{dt} = \beta (\sigma_y - \varepsilon \sigma), \quad (7)$$

де β – кінетичний коефіцієнт поглинання;

ε – коефіцієнт пропорційності, що характеризує пластичні властивості ґрунту.

Враховуючи граничні умови $\sigma_{\Pi}(y,0) = \sigma_y(y,0) = 0$, $\sigma_y(0,t) = \sigma_0$,
де σ_0 – величина напруження на поверхні робочого органу;

та при $\Delta\sigma_{\partial} = \text{const}$ $\frac{d\sigma_{\partial}}{dt} = 0$ отримаємо

$$-v_y \frac{d\sigma_y}{dy} = \frac{d\sigma_{\Pi}}{dt} = \beta(\sigma_y - \varepsilon\sigma_{\Pi}).$$

Інтегрування цього рівняння окремо при умові $t = 0$, коли $\sigma_{\Pi}(y,0) = 0$ та $y=0$ дає залежність напруження в ґрунті від глибини (y) та часу (t) обробітку

$$\sigma_y(y,0) = \sigma_0 \cdot e^{-\frac{\beta}{v_y}y}, \quad (8)$$

$$\sigma_{\Pi}(0,t) = \frac{\sigma_0}{\varepsilon} \left(1 - e^{-\beta\varepsilon t} \right). \quad (9)$$

Напруження на поверхні робочого органу σ_0 можна визначити (рис. 1) через величину та коефіцієнт об'ємного зминання $h_{3М}$ q , величину, швидкість та середнє значення деформації відриву скиби h_6 ; V_6 ; $h_{6,ср}$, об'єм та перетин зминання $V_{3М}$, $S_{3М}$, по слідуоючій схемі

$$\begin{aligned} \sigma_0 &= q \cdot h_{6,ср}. \\ q &= \frac{P}{V_{3М}} = \frac{P}{S_{3М} \cdot h_{3М}} = \frac{E_{\Gamma}}{h_{3М}}, & h_{3М} &= \frac{v h_0}{2}, \\ h_{6,ср} &= \frac{h_6}{2} = \frac{V_6 \cdot t_6}{2}, & V_6 &= V_x \sin \psi; & t_6 &= \frac{l_c}{V_x}, \\ \sigma_0 &= \frac{E_{\Gamma} l_c \sin \psi}{v h_0}, \end{aligned}$$

де v – відносний коефіцієнт лінійних пластичних деформацій ґрунту [3];

E_{Γ} – граничне напруження руйнування ґрунту.

Тоді підстановка σ_0 в (9) дає можливість розрахувати напруження та роботу руйнування ґрунту

$$\begin{aligned} \sigma_{\Pi}(0,t) &= \frac{E_{\Gamma} l_c \sin \psi}{\varepsilon v h_0} \left(1 - e^{-\beta\varepsilon t} \right), \\ A_{\Pi} &= \frac{\sigma_{\Pi}^2 \cdot V_c}{2E_{\Gamma}}, & A_{\Pi} &= \frac{E_{\Gamma} V_c l_c^2 \sin^2 \psi V_c}{2\varepsilon^2 v^2 h_0^2} \left(1 - e^{-\beta\varepsilon t} \right)^2. \end{aligned} \quad (10)$$

Графік залежності розмірів скиби сколювання ґрунту від глибини обробітку (рис.6) було отримано дослідним шляхом при $\varphi_2 = \text{const}$

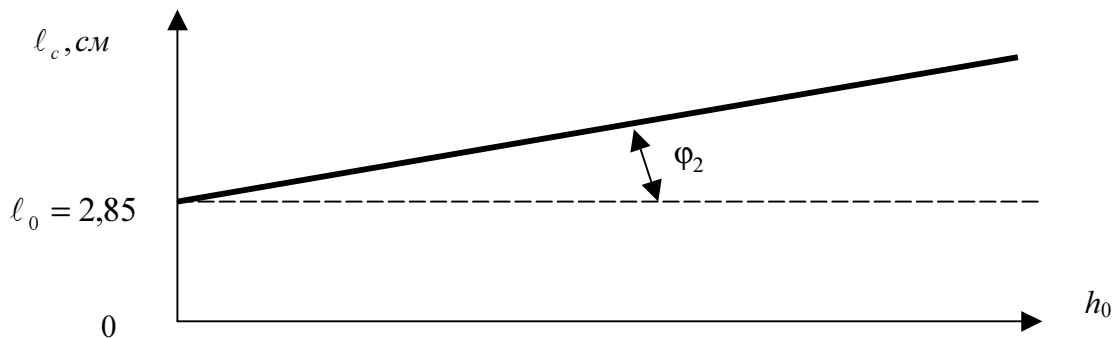


Рисунок 6 – Залежність розмірів скиби сколювання ґрунту

Апроксимація цього графіку напівемпіричною залежністю дає

$$l_c = l_0 + 2tg\varphi_2 v h_0, \quad (11)$$

де φ_2 – кут внутрішнього тертя ґрунту.

Отримана закономірність (рис.6) досить близько відповідає діаграмам деформації матеріалів в пластичній області [3].

Кут нахилу тріщини відриву до дна борозни ψ розраховуємо по формулі Зворикіна-Горячкіна при кутах кришення α_k та зовнішнього тертя φ_1

$$\psi = 90 - \frac{\alpha_k + \varphi_1 + \varphi_2}{2}.$$

Величину об'єму скиби визначимо при умові, що її горизонтальний перетин являє собою прямокутник

$$V_c = l_c \times l_c \times h_0.$$

Кінетичний коефіцієнт деформації ґрунту β визначимо як відношення величини швидкості до величини деформації скиби

$$\beta = \frac{V_x}{l_c} = \frac{V_x}{V_x t_e} = \frac{1}{t_e}.$$

Після підстановки A_{II} в α_0 при умові, що твердість ґрунту дорівнює граничному значенню напруження E_T в кінцевому вигляді отримаємо

$$\alpha_0 = \frac{8,37 a_0^3 \varepsilon^2 v^2 h_0^2}{l_c^2 \cdot \sin^2 \psi \cdot V_c} (1 - e^{-\beta \varepsilon t_e})^{-2}$$

при підстановці значень параметрів l_c , V_c та β якість подрібнення ґрунту при безполицевому обробітку буде

$$C = \left[1 - \exp \frac{-8,37 a_0^3 \varepsilon^2 v^2 h_0}{(l_0 + 2tg\varphi_2 v h_0)^4 \sin^2 \psi} (1 - e^{-\varepsilon})^{-2} \right] \cdot 100. \quad (12)$$

Скориставшись програмним забезпеченням Matkad отримаємо графічне зображення залежності якісного показника кришення ґрунту від параметрів робочого органу, властивостей ґрунту і режимів його обробітку (рис.7.) Відображенням технологічних властивостей ґрунту при розглянутому підході є показник лінійних пластичних деформацій v , але більш зручним в використанні і визначенні в господарських умовах є корельований з v показник твердості ґрунту T .

$C_1 = f(h_0)$ - розраховано при $\alpha_k = 34^\circ$, $v = 0,0812$, $a_0 = 5\text{см}$;

$C_2 = f(a_0)$ - розраховано при $\alpha_k = 34^\circ$, $v = 0,0812$, $h_0 = 13\text{см}$;

$C_3 = f(v)$ - розраховано при $\alpha_k = 34^\circ$, $a_0 = 5\text{см}$, $h_0 = 13\text{см}$;

$C_4 = f(\alpha_k)$ - розраховано при $a_0 = 5\text{см}$, $v = 0,0812$, $h_0 = 13\text{см}$.

$C_5 = f(T)$ - розраховано при $\alpha_k = 34^\circ$, $a_0 = 5\text{см}$, $h_0 = 13\text{см}$; для глини важкої, при щільності $d=1,5 \text{ г/см}^3$ та зміні абсолютної вологості ґрунту від 1 до 27%

Висновки

1. Для аналітичного дослідження процесу безполицевого обробітку ґрунту може застосовуватися стохастична реологічна модель подрібнення як зміни станів (агрегатного складу) ґрунту в часі і просторі по глибині обробітку.

2. Ефективність подрібнення ґрунту, або якість обробітку можна визначати через величину ступеня подрібнення в абсолютному, відносному та відсотковому значенні чи інтенсивність утворення агрегатів заданих розмірів які протікають в часі змінюючись по експоненціальному закону із заданою циклічністю.

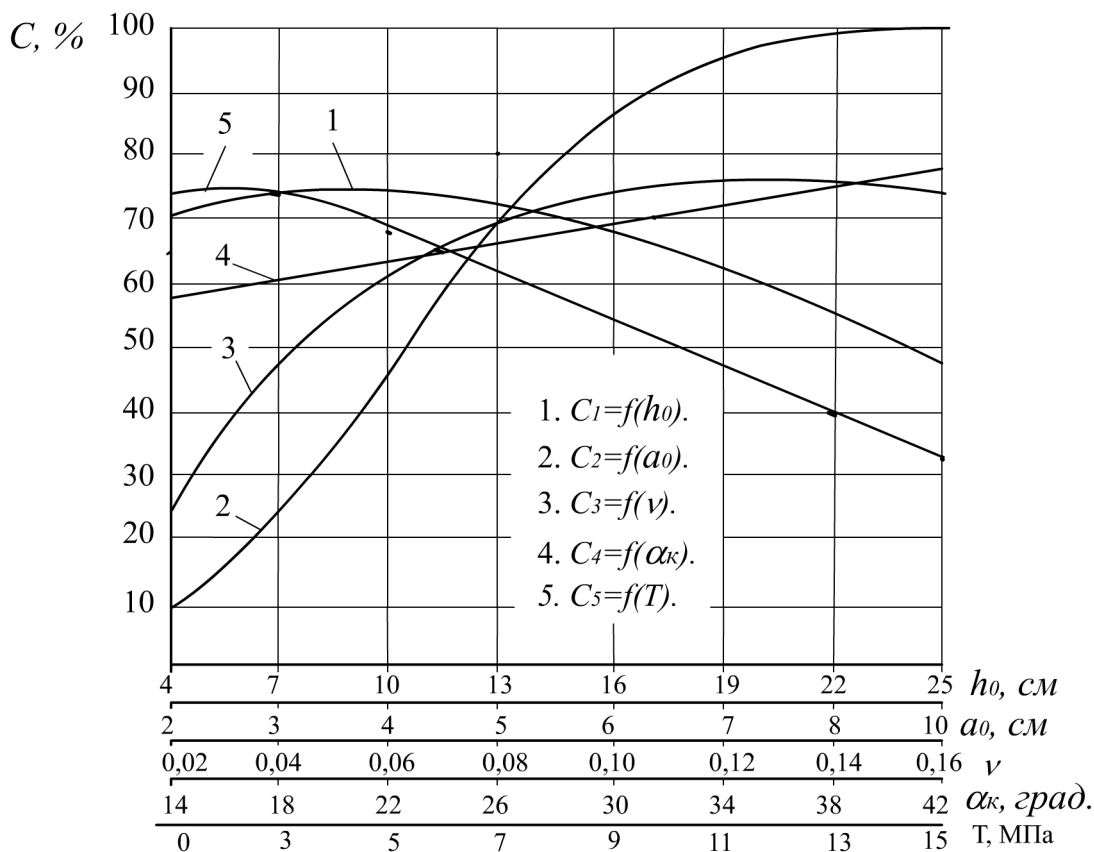


Рисунок 7 – Залежності якісного показника кришення ґрунту від його властивостей, параметрів робочого органу і режимів обробітку

3. Експоненціальний характер зміни напруження в ґрунті з віддаленням від поверхні робочого органу аналогічно змінює ступінь подрібнення ґрунту, тому для забезпечення рівномірного розподілу агрегатів заданих розмірів по глибині обробітку доцільно подрібнювати ґрунт з застосуванням ярусно розташованих робочих органів.

Список літератури

1. Фридман Я.Б. Механические свойства металлов. М., “Машиностроение”, 1974 – 472 с.
2. Тихонов А.М., Самарский А.А. Уравнения математической физики. Изд. “Наука”, М., 1977 – 763 с.
3. Сало В.М. Визначення залежності пластичних деформацій ґрунтів від фізико-механічних властивостей /Збірник наукових праць “Конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарських машин”. Випуск 30., Кіровоград, КДТУ, 2001.– С. 43.

В статті представлений можливий варіант визначення теоретичним путем показателя крошення ґрунту при безотвальной обробці

The article gives a possible variant to determine the loosening ground index in the process of subsurface tillage by theoretical way

Одержано 02.11.06

І.М. Осипов, доц., канд. техн. наук, В.В. Амосов, ст. викл., В.В. Абрамова, здобув.
Кіровоградський національний технічний університет

Аеродинамічні дослідження висівного апарата сівалок УПС

У статті викладені результати експериментальних аеродинамічних досліджень висівного апарата сівалок УПС і наведені коефіцієнти його гідравлічного опору при висіві різного типу насіння.
пневмомережі, пневматичний висівний апарат, вакуумна камера

Напрямок розвитку технічних засобів для висіву насіння просапних культур визначає тенденція використання пневматичних висівних систем, що панує протягом останніх 20-25 років.

Пневматичні висівні системи просапних сівалок являють собою окремих випадок розгалуженої пневмомережі – всмоктувальний трубопровід, що обслуговується нагнітальником. Характерною особливістю пневматичних висівних систем сівалок є наявність значної кількості різноманітних елементів, де мають місце втрати повного тиску, величину яких необхідно знати при розрахунках і проектуванні пневматичних висівних систем. До таких елементів належать висівні апарати – складні опори, встановлені на вході повітряного потоку в розгалужену пневматичну мережу сівалки. Величина даних опорів залежить від різних факторів, а саме: від розмірів корпусу висівного апарата, параметрів висівного диска, виду насіння та ін. Вона, як і для більшості інших місцевих опорів, встановлюється тільки на підставі експериментальних досліджень.

В даній роботі викладені результати експериментальних аеродинамічних досліджень висівного апарата сівалок УПС і наведені коефіцієнти його гідравлічного опору при висіві різного типу насіння.

Дослідження висівних апаратів проводились на установці, схема якої представлена на рисунку 1.

Установка вміщує об'єкт досліджень - пневматичний висівний апарат 1 сівалки УПС з манометром 2 для виміру розрідження в вакуумній камері, трубки 3 з манометрами 4 та 5 для заміру вакууметричного і динамічного тисків, які встановлені на відстані 250 мм за місцем виходу повітряного потоку з висівного апарата. Відбір повітря з висівного апарата здійснювався за допомогою відцентрового вентилятора 6 з приводом. Регулювання тиску в системі відбувалося дроселем 7. Привод висівного апарата здійснювався електродвигуном за допомогою редуктора, коробки зміни передач та ланцюгової передачі.

Втрати тиску у висівному апараті визначалися різницею між повним тиском біля входу в апарат (атмосферний тиск) і повним тиском на виході з апарата

$$\Delta p = p_a - \left(p_s + \frac{\rho V^2}{2} \right) = p_s - \frac{\rho V^2}{2}, \quad (1)$$

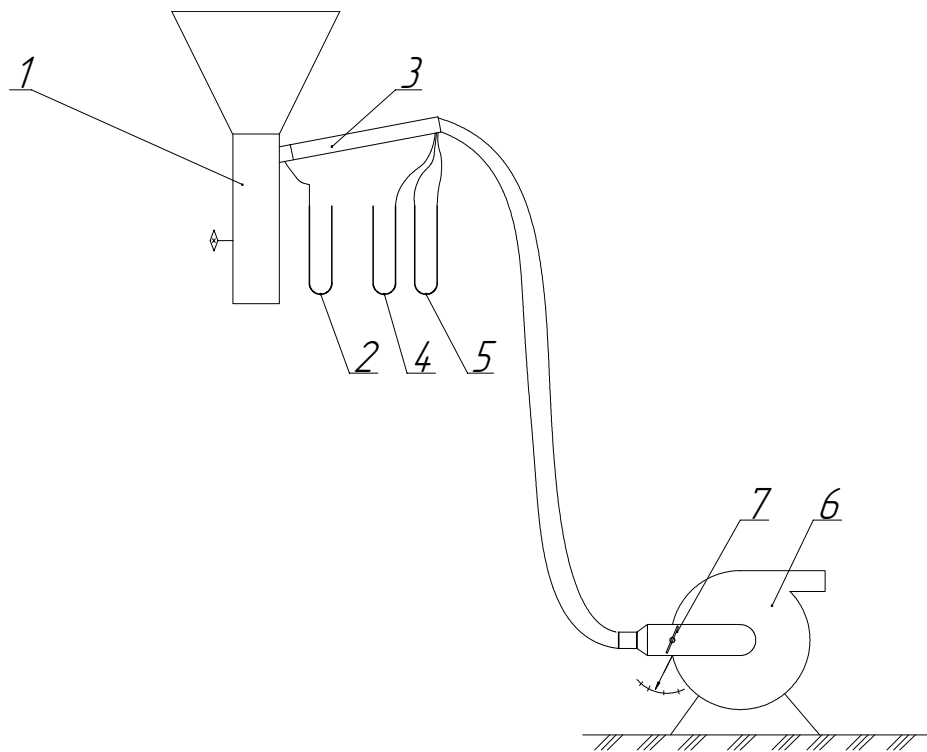
де Δp – втрати тиску у висівному апараті, Па;

p_a – атмосферний тиск, Па;

p_s – статичний тиск на виході з апарата, Па;

p_v – вакууметричний тиск на виході з апарата, Па;

V – швидкість повітряного потоку при виході з висівного апарата, м/с;
 ρ – густина повітря, кг/м³.



1 – висівний апарат; 2, 4, 5 – манометри; 3 – трубка; 6 – вентилятор; 7 – дросель.

Рисунок 1 – Схема установки для аеродинамічних досліджень висівного апарата

Втрати визначались за формулою Вейсбаха [1]

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{\rho V^2}{2}} = \frac{P_e}{P_{dv}} - 1, \quad (2)$$

де p_{dv} - динамічний тиск на виході з висівного апарата, Па.

Дослідження проводились з різним насінням та відповідними висівними дисками (табл. 1). В ході досліджень замірявся динамічний та вакууметричний тиски на виході з висівного апарата. Розрідження в вакуумній камері послідовно змінювалось від 2,5 до 4,5 кПа з кроком 0,5 кПа і контролювалось манометром. При проведенні досліджень в бункер висівного апарата засипали насіння не менше 2/3 його об'єму, висівний диск провертався для заповнення комірок насінням. Перехід до нової серії дослідів здійснювався заміною висівного диска.

Оскільки величина коефіцієнту гідравлічного опору висівного апарата необхідна для використання в подальших розрахунках, надійність дослідів становила 0,99, що забезпечувалося виконанням дослідів у чотирикратній повторності. Помилка дослідів при цьому не перевищувала 3,0% [2].

Результати досліджень показали, що для кожного типу насіння в робочому діапазоні розрідження p_e коефіцієнт гідравлічного опору висівного апарата залишається практично постійним (рис. 2).

Отримані середні значення коефіцієнтів гідравлічного опору (табл. 1) можливо використовувати при подальшій енергетичній оцінці процесу висіву просапними сівалками УПС та при теоретичних дослідженнях їх пневматичних висівних систем.

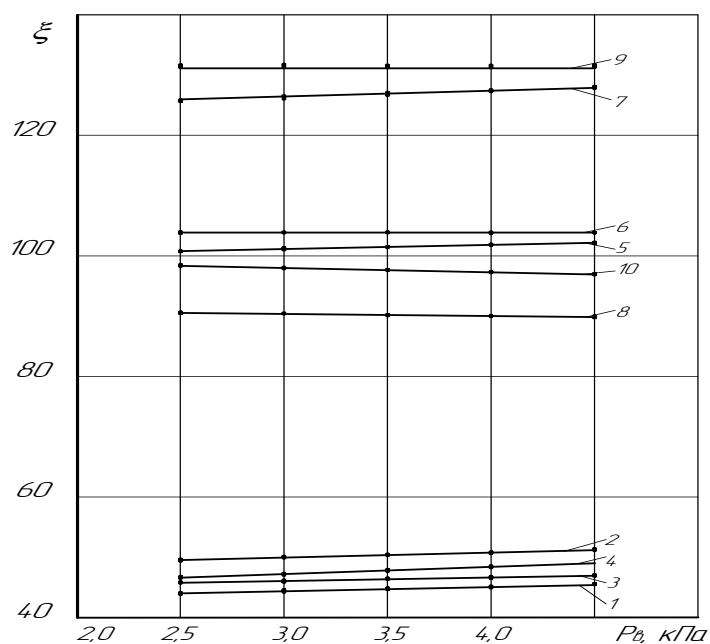


Рисунок 2 – Зв'язок величини гідравлічного опору апарата і розрідження в його вакуумній камері

Таблиця 1 – Аеродинамічні коефіцієнти опору

Культура, що висівається	Діаметр отворів, мм	Кількість отворів, шт.	№ кривої на рис. 2	Середній коефіцієнт гідравлічного опору
Кукурудза	5,5	30	1	41,34
Кукурудза	4,0	30	2	49,81
Рицина	5,5	30	3	42,14
Квасоля	5,5	30	4	43,05
Дражований буряк	3,0	40	5	101,42
Соняшник	3,0	30	6	106,82
Цукровий буряк	2,2	40	7	126,71
Цукровий буряк	2,2	60	8	94,31
Сорго	2,2	40	9	129,34
Сорго	2,2	60	10	98,71

Список літератури

1. Альтшуль А.Д., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. - М.: Стройиздат, 1987. - 414 с.
2. Завалишин Ф.С., Мащев М.Г. Методы исследований по механизации сельскохозяйственного производства. - М.: Колос, 1982. - 231 с.

В статті изложены результати експериментальних аеродинамічних досліджень висіваючого апарата сеялок УПС і приведені коефіцієнти його гідравлічного опору при висіві різного типу насіння.

In the article the results of experimental aerodynamic researches of seedmeter of seyalok of UPS are expounded and the coefficients of his hydraulic resistance are resulted at sowing of different type of seed.

Одержано 8.11.06

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, М.О. Годунко, фак.
Кіровоградський національний технічний університет

Конструктивна та силова структура захватних пристроїв промислових роботів

В даній статті запропонована конструктивна та силова структура захватних пристроїв промислових роботів, яка враховує структурні особливості будови захватів та силового затиску деталей. Також виділено вимоги до створення і функціонування захватних пристроїв промислових роботів.
захватні пристрої, структура, промислові роботи

Виготовлення сільськогосподарської техніки, в умовах гнучкого виробництва, можливе на базі використання обладнання з ЧПУ, промислових роботів та комп'ютерної техніки. Для забезпечення безпечної та надійної роботи промислових роботів необхідне виконання обґрунтованих розрахунків їх захватних пристроїв та створення ефективних конструкцій.

Захватні пристрої є робочими органами, які призначені для захоплення і утримання деталей при виконанні роботом необхідних рухів. Основними відмінностями конструктивного виконання та функціонування захватів роботів є:

1. Можливості їх роботи з різними деталями по формі, розмірах і властивостях;
2. Можливість переміщення деталей з різними швидкостями в різних напрямках при необхідній точності рухів;
3. Наявність різних пристроїв з яких робот повинен брати деталі та встановлювати в них.

Ці та інші особливості вказують на те, що хватні пристрої роботів повинні мати достатньо універсальне виконання при мінімальних масо-габаритних характеристиках, так як хват є кінцевою ланкою високорухомої руки робота.

За відносно короткий час існування робототехніки, створено дуже велику кількість різних виконань хватних пристроїв, що визвано значним різновидом роботизованих операцій та об'єктів (деталей, предметів, виробів), з якими працюють роботи в різних умовах.

При створенні хватних пристроїв необхідно враховувати безліч умов і вимог, до їх виконання та роботи, із яких найбільш важливими являються наступні:

1. Форма і розміри затискних елементів повинна відповідати формі і розмірам утримуваних деталей з урахуванням прийнятої схеми базування деталі в хватному пристрої та забезпеченням необхідної точності розміщення деталі в хваті.

2. Хватні пристрої повинні забезпечувати зручне захоплення деталі у вихідній позиції та встановлення в робочу позицію з урахуванням особливостей їх конструктивного виконання, а також бути зручними для виконання необхідних операцій (наприклад, складання).

3. Форма затискних елементів хватних пристроїв та загальне їх конструктивне виконання повинні враховувати зміну форми, розмірів і ін. параметрів транспортованої деталі в процесі її обробки на обладнанні роботизованого комплексу.

4. Хватні пристрої повинні бути швидкодіючими і забезпечувати необхідну точність затиску деталей.

5. Сила затиску деталі повинна бути достатньою для надійного утримання деталі при всіх режимах її переміщення.

6. Кількість та розміщення місць (“точок”) затиску повинні забезпечувати надійний затиск деталей з мінімально необхідними для цього силами.

7. Затиск деталей повинен здійснюватись з урахуванням фізико-механічних властивостей деталей, виключаючи поломку деталей та порушення якості їх поверхонь.

8. При використанні змінних захватів необхідно передбачити: взаємозамінність їх стикових поверхонь; високу точність і жорсткість стикування; легкість, швидкість і зручність зміни захватів. Стикування повинно бути як по механічних параметрах, так і по передачі сил і рухів на захват, а також по енергетичних і інформаційних комунікаціях (трубопроводах, штекерних з'єднаннях і т.п.).

9. Для розширення діапазону захоплюємих деталей, як по формі, так і по розмірах, доцільно передбачити змінність затискних елементів захвата, регулювання величини їх руху і т. ін.

10. Доцільно хватні пристрої оснащувати датчиками сил (тензометричні, тактильні та ін.), датчиками наявності чи відсутності деталі в захваті та ін.

11. Забезпечення необхідної міцності, жорсткості та динамічної якості конструкції захвата при мінімальних масо-габаритних параметрах.

12. Використання простих, надійних та стандартизованих конструктивних рішень.

Механічні захвати є найбільш поширеними конструкціями. В загальному виді, всі вони складаються із слідуєчи основних частин: привід; проміжні передачі; важелі з затискними елементами; корпусні та базові деталі; інформаційно-вимірювальні елементи. Структура таких захватів наведена на рис.1.

Найбільше розповсюдження отримали захвати з пневматичними, гідравлічними і електричними приводами. Конструктивно двигун привода може бути вмонтованим в захват, або винесеним на іншу ланку робота. В якості проміжних передач використовують важільні, клинові, зубчато-рейкові, гвинтові та інші передачі. По кількості використовуваних передач вони розділяються на прості (з однією передачею) та комбіновані (з декількома передачами). Затискні елементи розподіляються по формі і розмірах відповідно до характеристик утримуваних деталей. Найбільш часто рух затискних елементів може бути поступальним чи обертовим.

Враховуючи те, що хватні пристрої мають різне виконання, то їх силове функціонування можна представити у вигляді структурних схем. Так, найбільш простим виконанням захвата може бути конструкція з одним нерухомим важелем (ланкою), до якого здійснюється притискання деталі, і одним рухомим важелем (ланкою), який напряму отримує рух від двигуна (Д) привода. Структурна схема такого захвата має вид (рис.2, а). Другим різновидом такого захвата може бути конструкція (рис.2, б) в якій рухомий важіль отримує рух від двигуна через передавальну передачу з відповідним передавальним відношенням – (i) . Подібно можна представити структуру хватного пристрою, де рухомими є обидва важелі, причому, один рухається від першого двигуна (D_1), через проміжну передачу (i), а другий від другого двигуна (D_2) напряму (рис.2, в). Подібне виконання може бути коли рух від другого двигуна також передається через проміжну передачу.

Можуть реалізуватись також захвати з одним двигуном і двома рухомими ланками без проміжних передач (рис.2, г). Більш доцільним буде виконання хватного пристрою з одним двигуном, проміжною передачею і двома рухомими затискними важелями (рис.2, д). такі схеми простіші по конструкції так як мають один двигун, але мають елемент регулювання у вигляді проміжної передачі. Подальшим вдосконаленням захватів може бути варіант в якому від двигуна рух передається на затискні важелі з їх передавальними відношеннями i_1 та i_2 (рис.2, е). Окремо слід розглядати структурну схему яка відтворює захват об'єднуючий в собі варіант по схемі – рис.2, д та варіант –

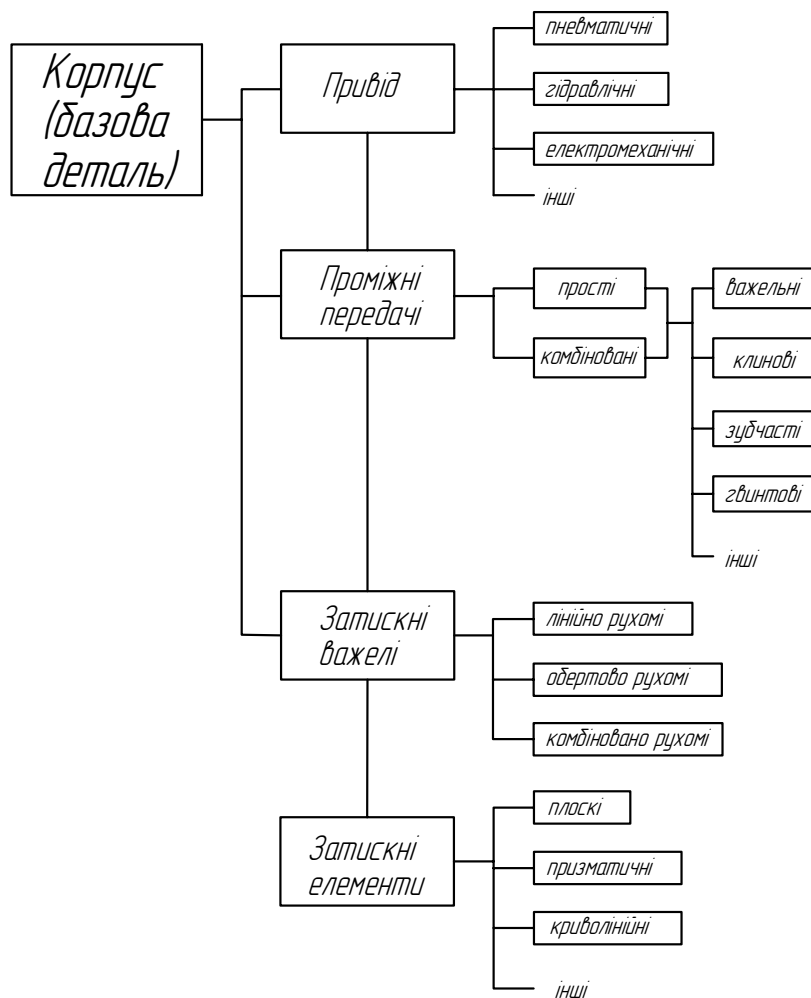


Рисунок 1 – Конструктивна структура захватних пристроїв

рис.2, е. Це, відповідно, буде реалізовано варіантом – рис.2, ж. До розглянутих варіантів можна додати і інші, де буде мати місце більша кількість проміжних передавальних передач.

Всі вищевказані структурні схеми відповідають умові затиску деталі в двох точках, що в основному прийнято для утримання плоских деталей, де розподілені сили затиску по площинах затискних важелів замінюються зосередженими силами.

Більш фіксований затиск деталі буде при більшій кількості точок затиску. Так при трьох точках затиску плоских деталей, де одна точка затиску здійснюється одним важелем, а дві інші другим важелем з рухом важелів від одного двигуна і однією проміжною передачею, структура пристрою має вид рис.3, а. Подібна схема може використовуватись і для затиску деталей обертання, як за зовнішню (рис.3, б) так і за внутрішню (рис.3, в) поверхні. Вони можуть бути як з одним, так і декількома проміжними передавальними механізмами.

При наявності двох точок затиску на одному важелі, особливо, якщо важіль здійснює обертаний рух, може мати місце передача сил, до кожної із цих точок, з різним передавальним відношенням. Для порівняння розглянемо приклад (рис.3, г), який подібний схемі (рис.3, б). До цього слід додати, що при розгалуженні рухів, після передавальних механізмів, може бути два варіанти розгалуження:

1. Жорстке розгалуження рухів, коли рухи розпочинаються і закінчуються одночасно по всіх ланках розгалуження.

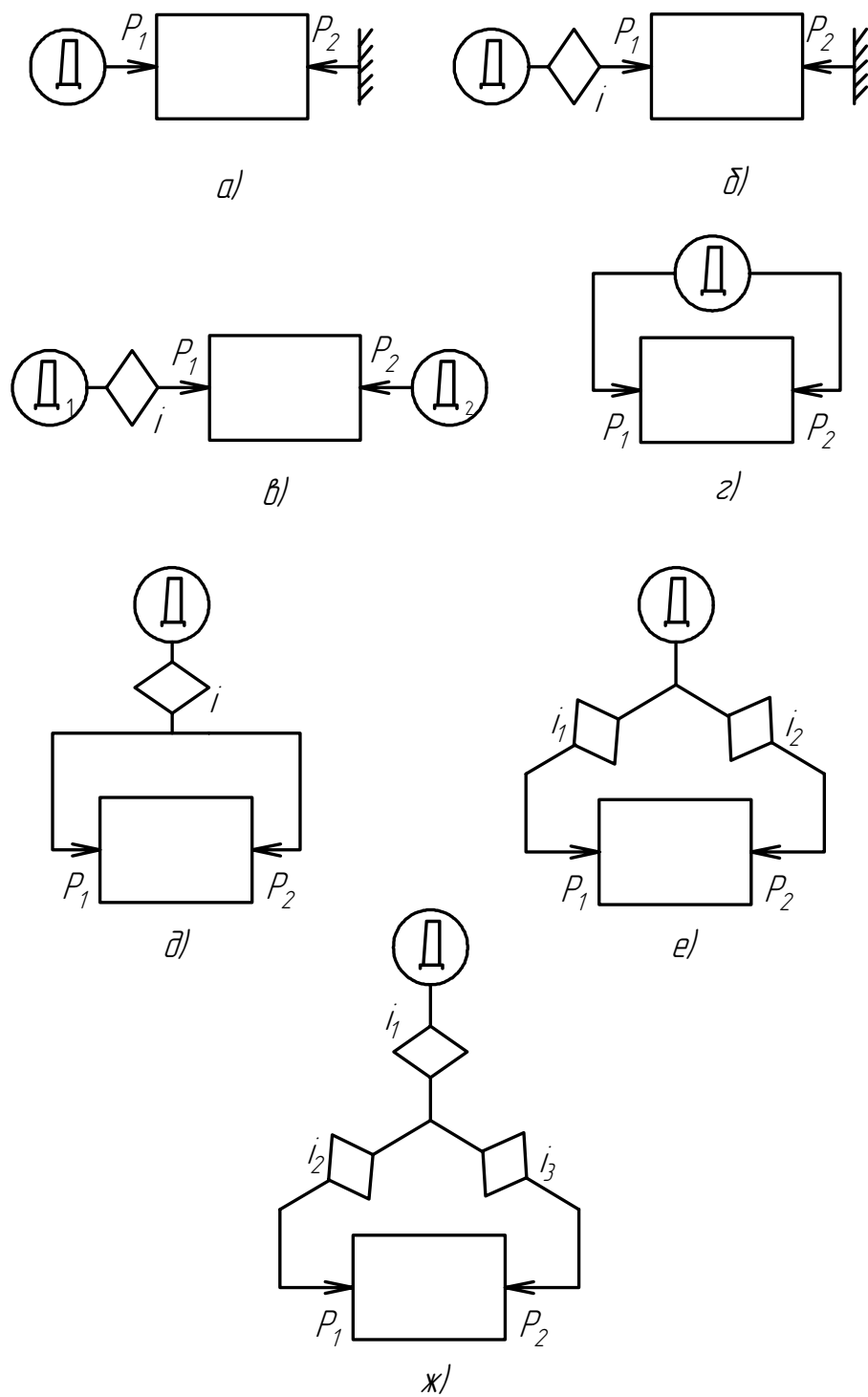


Рисунок 2 – Структурні схеми двохточкових захватів

2. Гнучке (самовстановлююче) розгалуження. Тобто коли рухи розпочинаються одночасно, а закінчуються спочатку може рух на одному ланцюгу (ланцюг доходить до контакту з деталлю), а рух по другому ланцюгу може ще продовжуватись т.я. цей ланцюг ще не дійшов до контакту з деталлю.

Жорстке розгалуження на схемах позначається простими з'єднаннями ліній. Гнучке розгалуження позначається колом (див.рис.3, г). Подібні різновиди з'єднань можуть бути і в інших попередніх схемах.

Утримання циліндричних деталей найбільш часто здійснюється 4-х точковим прикладанням сил затиску. Деякі структурні схеми таких захватів наведені на рис.3, д, е.

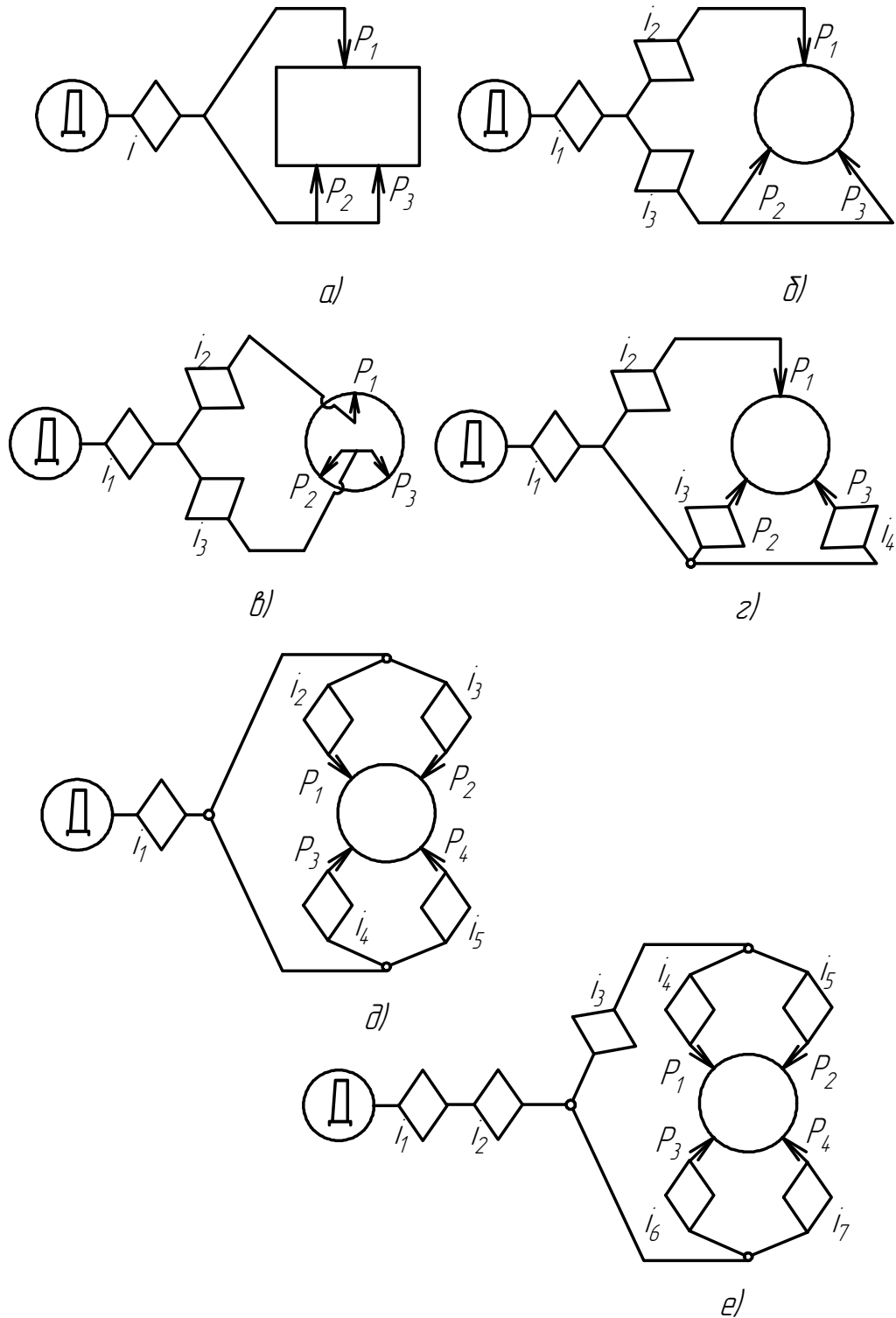


Рисунок 3 – Структурні схеми багатоточкових захватів

Використання наведеного структурного представлення конструкцій захватів дозволяє ґрунтовно аналізувати всі можливі різновиди принципів схем. З їх використанням можна виконувати необхідні розрахунки та дослідження. Так, при силових розрахунках спочатку визначають величину необхідних сил затиску P_1, P_2, \dots, P_i . По величині цих сил (P_i) визначають необхідну силу на двигуні Q , з урахуванням прийнятих проміжних передач і їх передавальних відношень (i_i)

$$Q = \sum_{i=1}^n P_i / i_i .$$

При виборі раціональних структурних варіантів захватних пристроїв важливо, щоб вони забезпечували не тільки необхідні сили затиску, а й необхідні переміщення затискних важелів. Це доцільно як для отримання мінімальних габаритів і маси захватів, так і забезпечення максимальних функціональних їх можливостей, а також високої швидкодії та точності затиску і т.п.

Список літератури

1. Павленко И.И. Расчёт механических захватных устройств роботов./ Проблемы прочности, надёжности и долговечности деталей и конструкций. – Кировоград, 1983. – С.35-36.
2. Детали и механизмы роботов.: Основы расчёта, конструирования и технологии производства: Учеб. Пособие / Под ред. Б.Б.Самотокина.-К.: Вища шк., 1990.- 343с.
3. Механика промышленных роботов. Учеб. Пособие для вузов: В 3-х кн./ Под ред. К.В.Фролова, Е.И.Воробьёва. Кн.2: Расчёт и проектирование механизмов / Е.И.Воробьёв, О.Д.Егоров, С.А.Попов.- М.: Высш.Шк.,1988 – 368с.

В данной статье предложена конструкционная и силовая структура захватных устройств промышленных роботов, которая учитывает структурные особенности строения захватов и силового зажима деталей. Также, представлены требования к конструированию захватных приспособлений промышленных роботов и условиям их функционирования.

Constructive and power structure of seizing devises of industrial robots is considered in this article. The article deals with the constructive peculiarities of the seizing devices and power clamp of parts. It also gives a description of creation and functioning of clamping devices of industrial robots.

Одержано 10.10.06

Методика розрахунку загальної похибки при визначенні основних технічних характеристик шестеренного насоса з асиметричною лінією зачеплення

В статті запропонована методика розрахунку похибки результатів експериментальних досліджень на прикладі експериментального визначення основних технічних характеристик шестеренного насоса.

шестеренний насос, похибка, об'єм робочої камери, подача, коефіцієнт подачі

Значення експерименту в наукових дослідженнях важко переоцінити. З експерименту починається будь-яке сучасне дослідження, експериментом воно і завершується, виступаючи в останньому випадку критерієм істинності теоретичних досліджень.

Невід'ємною складовою частиною будь-якого експериментального дослідження є вимірювання. Від правильності вимірів і наступної їхньої статистичної обробки багато в чому залежать результати експерименту. Тому кожен дослідник повинен приділяти значну увагу закономірностям вимірювальних процесів: уміти правильно вимірювати досліджувані величини; оцінити похибку при вимірах, правильно, з необхідною точністю обчислити значення вимірюваних величин, визначити мінімально необхідну кількість дослідів (вимірів), визначити найкращі умови вимірів, при яких похибки експерименту будуть найменшими, уміти зробити загальний аналіз результатів вимірів.

Об'єктом дослідження є оцінка похибки вимірів експериментального дослідження.

Методика і обладнання. При проведенні вимірів дослідник, безумовно, повинен спиратися на рекомендації державних стандартів і, зокрема на ГОСТ 8.010-90 [1], МИ 1317-86 [2], та інші.

Найчастіше при проведенні експериментальних досліджень знаходження досліджуваних величин роблять не безпосередньо, а шляхом непрямих вимірів.

Як відомо похибка непрямого виміру знаходиться через похибки прямих вимірів за правилом диференціювання. Часто цієї оцінки виявляється досить [3].

Для оцінки абсолютної похибки виміру існує наступна формула [3]:

$$\Delta a = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 \Delta y^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2 \Delta z^2}, \quad (1)$$

де $\partial f / \partial y$ і $\partial f / \partial z$ - частинні похідні по y і z , взяті при значеннях $y = \bar{y}$ і $z = \bar{z}$.

Часто зручно виражати точність, з якою знайдено змінну a , через відносну похибку ϵ , яку визначають за формулою (1). Відносна похибка, безумовно, є безрозмірною величиною.

Найпростіші випадки розрахунку граничних похибок результату непрямих вимірів величини наведені нижче.

1. Похибка суми двох чисел. Нехай $y = a + b$, а граничні абсолютні похибки прямого виміру величин a і b відповідно дорівнюють Δa і Δb (це може бути похибка

вимірювальної апаратури, або результат розрахунку). Тоді абсолютна похибка виміру складе [3]:

$$\Delta y = \sqrt{\Delta a^2 + \Delta b^2}, \quad (2)$$

а гранична відносна похибка:

$$e_y = \frac{\sqrt{\Delta a^2 + \Delta b^2}}{\bar{a} + \bar{b}}. \quad (3)$$

2. Похибка різниці двох чисел. Нехай $y = a - b$, а граничні абсолютні похибки прямого виміру величин a і b відповідно рівні Δa і Δb . Тоді абсолютна похибка виміру складе [3]:

$$\Delta y = \sqrt{\Delta a^2 + \Delta b^2}, \quad (4)$$

а гранична відносна похибка:

$$e_y = \frac{\sqrt{\Delta a^2 + \Delta b^2}}{\bar{a} - \bar{b}}. \quad (5)$$

Ми бачимо, що при одній і тій же величині абсолютної похибки Δy , тобто при одних і тих же величинах Δa і Δb відносна похибка різниці може бути значно більше відносною похибки суми при близьких значеннях \bar{a} і \bar{b} .

3. Похибка добутку двох чисел. Нехай $y = a \cdot b$, а граничні абсолютні похибки прямого виміру величин a і b відповідно дорівнюють Δa і Δb . Тоді абсолютна похибка виміру складе [3]:

$$\Delta y = \sqrt{\bar{b}^2 \cdot \Delta a^2 + \bar{a}^2 \cdot \Delta b^2}, \quad (6)$$

а гранична відносна похибка:

$$e_y = \sqrt{e_a^2 + e_b^2}. \quad (7)$$

4. Похибка частки від ділення двох чисел. Нехай $y = \frac{a}{b}$, а граничні абсолютні похибки прямого виміру величин a і b відповідно дорівнюють Δa і Δb . Тоді абсолютна похибка виміру складе [3]:

$$\Delta y = \sqrt{\frac{1}{\bar{b}^2} \cdot \Delta a^2 + \frac{\bar{a}^2}{\bar{b}^4} \cdot \Delta b^2}, \quad (8)$$

а гранична відносна похибка: $e_y = \sqrt{e_a^2 + e_b^2}$. (9)

Оцінка похибки виміру при знаходженні коефіцієнту подачі і механічного ККД насосів проводилася з урахуванням особливостей конструкції дослідницького обладнання.

Визначимо відносну похибку при вимірюванні об'єму робочої камери шестеренного насоса.

Об'єм робочої камери шестеренного насоса визначали за формулою:

$$q = \frac{V_{\text{мб}}}{n_z}, \quad (10)$$

де $V_{\text{мб}}$ - об'єм мірного бака, $V_{\text{мб}} = 39,96 \text{ дм}^3$;

n_z - кількість циклів для заповнення насосом мірного бака.

Відносну похибку вимірювання робочого об'єму шестеренного насоса знайдемо за формулою [3]:

$$e_q = \sqrt{e_{V_{\text{мб}}}^2 + e_{n_z}^2} = \sqrt{\frac{\Delta V_{\text{мб}}^2}{V_{\text{мб}}^2} + \frac{\Delta n_z^2}{n_z^2}}, \quad (11)$$

де Δn_z - абсолютна похибка вимірювання числа циклів і становить $\Delta n_z = 1,0$;
 $n_z = 88375,0$ - кількість обертів необхідних для заповнювання об'єму мірного бака.
Тоді відносна похибка вимірювання числа циклів:

$$e_{n_z} = \frac{\Delta n_z}{n_z} = \frac{1}{88375,0} = 1,1315 \cdot 10^{-5},$$

де $\Delta V_{\text{мб}}$ - абсолютна похибка вимірювання об'єму мірного бака.

Відносну похибку вимірювання об'єму мірного бака можна визначити знаючи абсолютну похибку кінцевих вимикачів - $\Delta h = 0,2 \text{ мм}$ та глибину робочої рідини в мірному баці $h = 248 \text{ мм}$, тоді

$$e_{V_{\text{мб}}} = \frac{2 \cdot \Delta h}{h} = \frac{2 \cdot 0,2}{248} = 0,0016.$$

Тоді відносна похибка вимірювання робочого об'єму шестеренного насоса становить

$$e_q = \sqrt{0,0016^2 + (1,1315 \cdot 10^{-5})^2} \approx 0,0016.$$

Формула для визначення коефіцієнту подачі:

$$\eta_v = \frac{V_{\text{мб}}}{n \cdot q}. \quad (12)$$

Тоді відносна похибка при вимірюванні коефіцієнту подачі розраховували за формулою:

$$e_{\eta_v} = \sqrt{e_{V_{\text{мб}}}^2 + e_n^2 + e_q^2} = \sqrt{\frac{\Delta V_{\text{мб}}^2}{V_{\text{мб}}^2} + \frac{\Delta n^2}{n^2} + \frac{\Delta q^2}{q^2}}. \quad (13)$$

Відносну похибку вимірювання частоти обертання можна визначити наступним чином. Прилад для визначення числа циклів фіксує 1/60 оберту, тобто $\Delta n = 1/60 = 0,017$, мінімальна частота, при якій проводили вимірювання становила 8,33 (500 об/с), тоді відносна похибка вимірювання частоти обертання:

$$e_n = \frac{\Delta n}{n} = \frac{0,017}{8,333} = 0,0020.$$

Тоді відносна похибка при вимірюванні коефіцієнта подачі складе:

$$e_{\eta_v} = \sqrt{e_{V_{\text{мб}}}^2 + e_n^2 + e_q^2} = \sqrt{0,0016^2 + 0,0020^2 + 0,0016^2} = 0,0030 = 0,30\%. \quad (14)$$

Формула для визначення об'ємної подачі шестеренного насоса:

$$Q = \frac{n \cdot q \cdot \eta_v}{1000}. \quad (15)$$

Тоді відносна похибка при вимірюванні об'ємної подачі шестеренного насоса:

$$e_Q = \sqrt{e_{V_{\text{мб}}}^2 + e_{\eta_v}^2 + e_q^2} = \sqrt{0,0016^2 + 0,0020^2 + 0,0030^2} = 0,0039 = 0,39\%.$$

Формула для визначення загального ККД шестеренного насоса:

$$\eta_{\text{заг}} = \frac{P_Q}{2\pi n M_{\delta}}. \quad (16)$$

Тоді відносна похибка при вимірюванні загального ККД шестеренного насоса:

$$e_{\eta_{\text{заг}}} = \sqrt{e_P^2 + e_Q^2 + e_n^2 + e_{M_{\delta}}^2}. \quad (17)$$

Відомо, що клас точності манометра для вимірювання тиску, який розвиває шестеренний насос становить 0,5, тобто абсолютна похибка манометра становить:

$$\Delta P = 25,0 \text{ МПа} \cdot 0,005 = 0,125 \text{ МПа}.$$

Тоді відносна похибка при вимірюванні тиску складе:

$$e_P = \frac{\Delta P}{P} = \frac{0,125}{14,0} = 0,0089 = 0,89\% . \quad (18)$$

Ваговий пристрій для вимірювання крутного моменту має:

- поділку вагового пристрою 1 Н, тобто абсолютна похибка вимірювання становить 0,5 Н;

- довжина важеля 1000 мм, тобто абсолютна похибка вимірювання довжини важеля складає 0,5 мм.

Тоді відносна похибка вимірювання сили від крутного моменту на ваговому пристрою становить:

$$e_F = \frac{\Delta F}{F} = \frac{0,5}{1000} = 0,5 \cdot 10^{-3} . \quad (19)$$

Відносна похибка вимірювання довжини важеля становить:

$$e_L = \frac{\Delta L}{L} = \frac{0,5}{1000} = 0,5 \cdot 10^{-3} .$$

Відносна похибка при визначенні крутного моменту буде становити:

$$e_{M_\theta} = \sqrt{e_L^2 + e_F^2} = \sqrt{0,0005^2 + 0,0005^2} = 0,0007 = 0,07\% . \quad (20)$$

Тоді відносна похибка при визначенні загального ККД буде становити:

$$e_{\eta_{заг}} = \sqrt{0,0089^2 + 0,0039^2 + 0,0020^2 + 0,0007^2} = 0,0099 = 0,99\% . \quad (21)$$

Формула для визначення механічного ККД шестеренного насоса:

$$\eta_{мех} = \frac{\eta_{заг}}{\eta_v} . \quad (22)$$

Тоді відносну похибку вимірювання механічного ККД знаходили по залежності:

$$e_{\eta_{мех}} = \sqrt{e_{\eta_v}^2 + e_{\eta_{заг}}^2} . \quad (23)$$

Підставляючи в наведену формулу (23) значення виразів (21) та (14) отримаємо відносну похибку для вимірювання механічного ККД:

$$e_{\eta_{мех}} = \sqrt{e_{\eta_v}^2 + e_{\eta_{заг}}^2} = \sqrt{0,0039^2 + 0,0099^2} = 0,0106 = 1,06\% .$$

Висновок. Запропонована методика дозволяє розрахувати похибки при експериментальному визначенні основних технічних характеристик шестеренного насоса, що дає змогу стверджувати про певну визначену достовірність експериментальних досліджень.

Список літератури

1. ГОСТ 8.010-90. Методики выполнения измерений. М.: Издательство стандартов – 1991. – 16 с.
2. МИ 1317-86. Методические указания. Государственная система обеспечения единства измерений. Результаты и характеристики погрешности измерений. Формы представления. Способы использования при испытаниях образцов продукции и контроле их параметров. М.: Издательство стандартов – 1986. – 29 с.
3. Обработка результатов наблюдений. О.Н. Касандрова, В.В. Лебедев., М.: Наука., Гл. ред. Физ. – мат. Литературы. – 1970. 104 с.
4. Каленков С.Г., Соломахо Г.И. Практикум по физике. Механика: Учебн. пособие для студентов вузов. Под ред. А.Д. Гладуна. – М.: Высшая школа, 1990. – 111 с.

В статье предложена методика расчета погрешности результатов экспериментальных исследований на примере экспериментального определения основных технических характеристик шестеренного насоса.

In the article the method of computation of error of results of experimental researches on the example of experimental is offered definition basic technical characteristics of gear pumps.

Одержано 03.10.06

Результати експериментальних досліджень відцентрово-пневматичного сепаратора зерна

У роботі наведені результати експериментальних досліджень процесу очищення зерна відцентрово-пневматичним сепаратором.

відцентрово-пневматична машина, повітряне очищення, надкритична швидкість повітря

Одна з найважливіших і найбільш трудомістких операцій при виробництві зерна – очищення його від сторонніх домішок у короткі строки. При якісному і своєчасному очищенні продовольчого і фуражного зерна підвищується його поживні і смакові властивості. При сівбі якісно очищеним і відсортованим насінням знижується засміченість полів, підвищується схожість насіння і врожайність.

Найбільш поширеними способами є розділення матеріалу на решетах і повітряним потоком оскільки вони дають змогу використовувати кілька відмінностей компонентів зернового вороху. На сьогоднішній день рівень розвитку решітних сепараторів випереджає рівень розвитку пневматичних. Сучасні решітні зерноочисні машини [1, 2] забезпечують питому продуктивність до рівня 2,5...3,0 т/дм-год [3] в той же час пневматичні в змозі досягти лише 0,8...2,0 т/дм-год. Тому на сьогодні актуальною задачею є вдосконалення процесу очищення повітряним потоком. Напрямки вдосконалення пневмосепарації визначаються параметрами, які впливають на процес очищення, а саме: рівномірністю швидкісного поля повітряного потоку, часом взаємодії матеріалу із повітряним потоком, швидкістю повітряного потоку, питомих навантажень, тощо.

Із аналізу впливу цих параметрів на процес сепарації можна зробити наступні висновки:

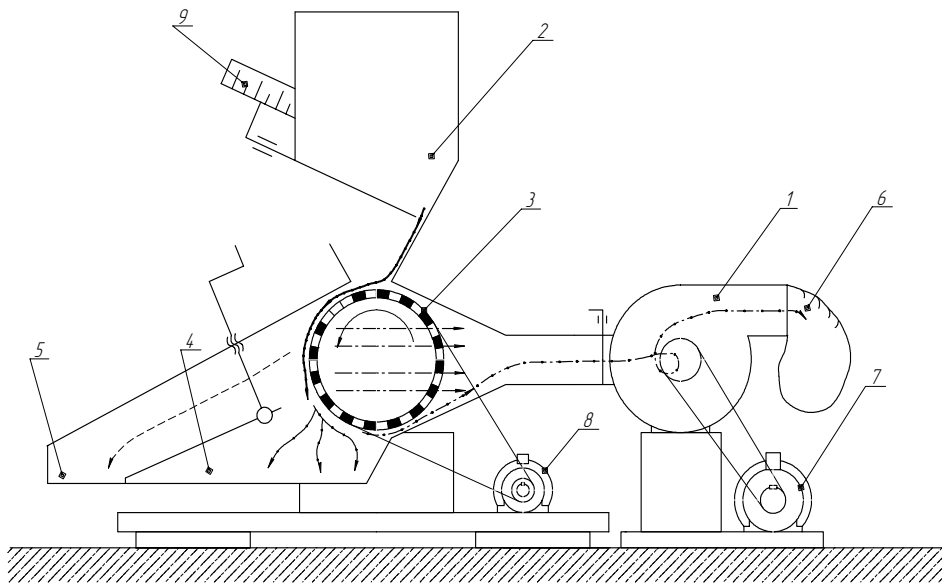
- якість сепарації покращується зі збільшенням швидкості повітряного потоку, але при цьому погіршується чіткість сепарації;
- якість і чіткість сепарації покращуються зі збільшенням рівномірності швидкісного поля повітряного потоку;
- якість сепарації покращується зі збільшенням часу взаємодії матеріалу із повітряним потоком, але при цьому зменшується продуктивність;
- продуктивність сепарації збільшується зі збільшенням питомого навантаження на повітряний канал, але при цьому погіршується якість сепарації.

Найбільш перспективним шляхом підвищення ефективності роботи повітряних сепараторів є створення умов для збільшення швидкості і рівномірності швидкісного поля повітряного потоку, забезпечення одношарового руху матеріалу у повітряному каналі. Ці умови дають змогу підвищити питомих навантажень на повітряний канал без втрати якості і чіткості сепарації.

На основі вивчення праць І.П. Безручкіна, Е.Г. Баженова, В.В. Попова [4] на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету було розроблено і виготовлено експериментальну установку (рис.1) для повітряного очищення зернового вороху.

Робота експериментальної установки полягає в наступному: вибірка засипається в бункер 2. З нього ворох по скатній дошці надходить до повітряного каналу, де він

присмоктується до сітчастого барабану (рис.2), що обертається. При його обертанні основний зерновий матеріал під дією відцентрової сили переміщується в приймальник чистого зерна 5, а легкі і дрібні домішки виносяться в приймальну камеру відходів 4 і 6.



1 – вентилятор; 2 – бункер; 3 – сітчастий барабан; 4 – приймальник крупних легких домішок; 5 – приймальник чистого зерна; 6 – приймальник дрібних легких домішок; 7 – електродвигун вентилятора; 8 – електродвигун сепаратора; 9 – шкала для регулювання подачі.

Рисунок 1 – Схема експериментальної установки

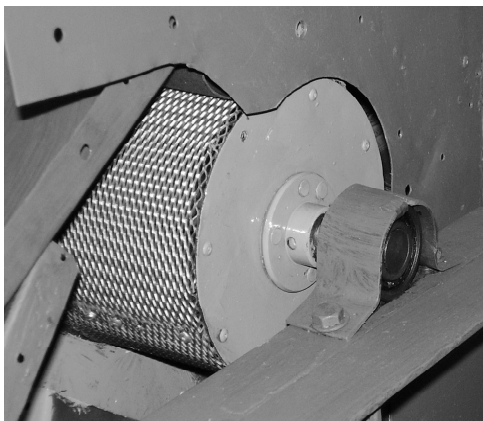


Рисунок 2 – Сітчастий барабан

Дана конструкція дозволяє досягти високих показників якості очищення за рахунок сітчастого барабану, який обертається, що сприяє підвищенню рівномірності розподілення матеріалу по глибині та ширині каналу. Застосування даної конструкції відцентрово-пневматичного сепаратора дозволяє використовувати надкритичну швидкість повітряного потоку та позбутись загальних обмежень по підвищенню продуктивності повітряного очищення.

Для перевірки гіпотези щодо впливу сітчастого барабану на якість процесу сепарації нами були проведені досліді.

Умови проведення дослідів.

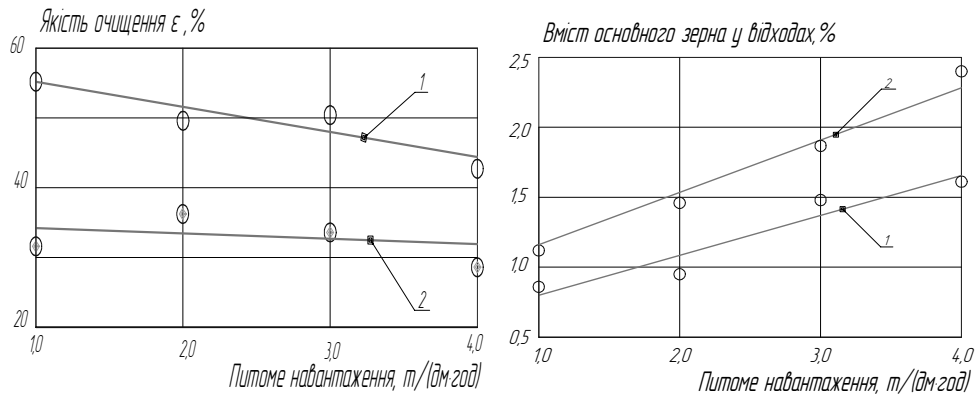
У якості вихідного матеріалу використовувався ворох пшениці. Засміченість вороху легкими домішками становила 5 %. Діаметр сітчастого барабану – 150 мм, ширина – 110 мм. Швидкість повітря у каналі – 16 м/с.

Під час проведення дослідів по визначенню якості процесу сепарації були отримані наступні закономірності очищення (рис.3).

З графіка (рис.3, а) видно, що при збільшенні питомого навантаження на пневматичний канал якість очищення знижується в межах 10%. Це відповідає класичним закономірностям роботи повітряних каналів.

Аналіз залежності якості очищення від показника кінематичного режиму свідчить, що його збільшення призводить до погіршення якості сепарації. Це відбувається внаслідок того, що при збільшенні швидкості обертання барабану зростає

величина відцентрової сили, зменшуючи кут відриву часток від нього і призводячи до передчасного відокремлення домішок.



а)

б)

- а) графік залежності якості очищення вороху пшениці від питомого навантаження;
 б) графік залежності чіткості сепарації вороху пшениці від питомого навантаження;
 1 – показник кінематичного режиму $\kappa=7$; 2 – показник кінематичного режиму $\kappa=36$.

Рисунок 3 – Графіки експериментальних досліджень відцентрово-пневматичного сепаратора при різних показниках кінематичного режиму κ

Спостереження за роботою сепаратора в режимі холостого ходу показали – збільшення показника кінематичного режиму призводить до збільшення власного повітряного потоку сітчастого барабану, що негативно впливає на якість сепарації.

Під час проведення дослідів нами досліджувався вміст основного зерна у легких домішках (рис.3, б). З графіка видно, що збільшення питомого навантаження призводить до збільшення кількості повноцінного зерна у відходах. Це зумовлено зменшенням «живого» перерізу каналу і відповідно збільшенням швидкості повітряного потоку.

За результатами проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

Якість очищення в межах агровимог 50...60% досягається при забезпеченні питомої продуктивності 1...3 т/дм-год та значенні показника кінематичного режиму $\kappa=7$. Подальше збільшення питомого навантаження на канал при забезпеченні якості очищення у межах агровимог потребує збільшення показника кінематичного режиму і відповідного збільшення швидкості повітряного потоку.

Список літератури

1. Васильковский М.И., Лузан П.Г. Совершенствование решетных сепараторов для зерна. – Тез. докл. республ. научн.-техн. конференции. /Кировоград, КИСМ, 1991 г. – С. 36-38.
2. Лузан П.Г., Васильковский О.М. Нові конструкції решіткових сепараторів. – Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. //Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Вип. 27, 1999, С. 123-127.
3. Васильковский О.М. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів відцентрового решіткового сепаратора зерна. Автореф. Дис...канд.техн.наук – Кировоград, 2001.
4. И.П. Безручкин, Е.Г. Баженов, В.В. Попов. Очистка зернового материала центробежно-пневматическим сепаратором. – Исследование рабочих процессов и органов машин для уборки зерновых культур и послеуборочной обработки зерна. //Труды ВИСХОМ. - Вып.57, Москва – 1969. – С. 301-320.

В работе представлены результаты экспериментальных исследований процесса очистки зерна центробежно-пневматическим сепаратором.

In work brought the results of experimental studies process a separate of grain by a centrifugal-pneumatic separator.

Одержано 25.10.06

**М.М. Косинов, канд. техн. наук, В.В. Амосов, ст. препод., В.З. Хиони, ст. препод.,
М.В. Людвенко, студент**

Кировоградский национальный технический университет

Коробка перемены передач зубчатого типа для пропашных сеялок

В статье обоснована целесообразность замены на пропашных сеялках серийной коробки перемены передач (КПП) цепного типа на зубчатую. Проводится описание конструктивных особенностей экспериментальной КПП, ее кинематическая схема и диаграмма передаточных отношений. **шестерня-паразитка, блок шестерен, каретка, стяжка, скоба**

На сеялках отечественного производства: свекловичных (ССТ-12В и ССТ-8А) и кукурузных (СУПН-8А и СУПН-6) для передачи вращения от опорно-приводных колес к валу высевающих аппаратов и изменения нормы высева семян применяются КПП цепного типа. Анализ кинематических схем этих КПП показал, что из 15 передач, а следовательно, и норм высева, которые они способны обеспечивать, практически можно использовать 11, поскольку остальные очень близки между собою [1,2]. Следует отметить, что цепные КПП в сравнении с зубчатыми имеют и ряд других недостатков: большие габариты и масса, меньшая надежность в работе и меньше удобств в установке сеялок на заданную норму высева.

Учитывая сказанное, нами предлагается заменить на пропашных сеялках цепную КПП на зубчатую, конструкция которой разработана на кафедре сельскохозяйственного машиностроения КНТУ. Экспериментальная КПП имеет 11 передач и обеспечивает необходимый для пропашных сеялок размах передаточных отношений (i_{max}/i_{min}), который для экспериментальной КПП равен 3,41 (для серийной цепной КПП i_{max}/i_{min} равен 3,49).

При разработке данной конструкции в качестве аналогов были взяты КПП фирмы «Melroe-264» (США) и Кировоградского проектно-конструкторского института «Почвопосевмаш» для зерновых сеялок СШР-3,6 [3]. Экспериментальная КПП (рис.1) представляет собой корпус из двух литых боковин, соединенных между собою тремя стальными стяжками круглого сечения и двумя скобами-стяжками (передней и задней), изготовленными из полосовой стали.

Зубчатая передача КПП состоит из двух блоков шестерен, установленных на валах круглого сечения, по шесть шестерен в каждом блоке. Набор шестерен (по количеству зубьев) одинаковый на обоих блоках, но установлены шестерни в обратном порядке, т. е. на одном из блоков шестерни установлены в порядке уменьшения количества зубьев на шестернях, а на другом – увеличения. На горизонтальной проекции КПП (валы блоков расположены в одной горизонтальной плоскости) блоки шестерен представляют собою два обратных усеченных конуса с радиальным зазором между шестернями соседних блоков. Передача вращения от одного блока к другому осуществляется через промежуточную шестерню-паразитку, которая установлена на направляющих каретки и может вместе с кареткой перемещаться относительно зубчатых блоков шестерен в вертикальном и продольном направлении, а также в поперечном направлении - по направляющим каретки, представляющим собою два стальных стержня круглого сечения. Каретка установлена шарнирно на верхней стяжке, что позволяет ей вместе с шестерней-паразиткой перемещаться вверх (при выводе паразитки из зацепления с шестернями блоков) или вниз (при вводе в

зацепление), а также перемещаться вдоль блоков шестерен в продольном направлении при переключении передач. В последнем случае шестерня-паразитка одновременно перемещается по направляющим каретки и в поперечном направлении, а также (вместе с кареткой) и в вертикальном направлении.

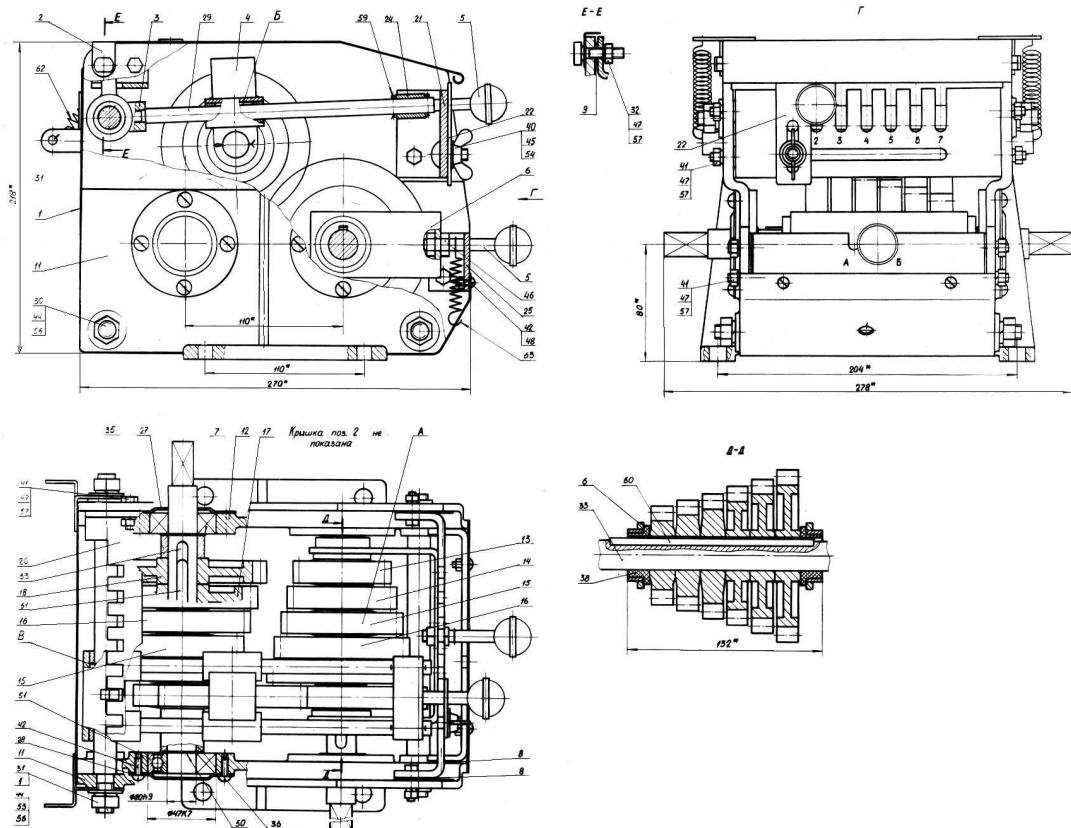


Рисунок 1 – Экспериментальная КПП

После установки необходимой передачи положение каретки, а следовательно и шестерни-паразитки, фиксируется, как по высоте, так и в продольном (по длине блоков) направлении, что обеспечивает стабильную глубину зацепления промежуточной шестерни с шестернями блоков и исключает возможность произвольного переключения передач. Это достигается за счет двух упоров каретки (один из них подпружиненный), которые входят в соответствующие пазы и отверстия прямоугольной формы, выполненные в скобах-стяжках.

Для увеличения количества передач в конструкции экспериментальной КПП предусмотрено, что один из блоков шестерен может перемещаться в продольном направлении на величину, равную ширине зубчатого венца. Это позволило при незначительном увеличении габаритов и массы (примерно на 10-15%) почти вдвое (11 против 6) увеличить число передач по сравнению с КПП конструкции КПКИ «Почвопосевмаш», в которой оба блока шестерен несдвигаемы, и на две передачи увеличить функциональные возможности КПП фирмы «Melroe-264». Подбор количества зубьев на шестернях экспериментальной КПП, проведенный на ПЭВМ с помощью специально разработанной программы, позволил получить равномерную диаграмму передаточных чисел, что имеет важное значение для настройки посевных машин на оптимальные нормы высева.

Кинематическая схема и диаграмма передаточных чисел предлагаемой КПП приведены на рис. 2.

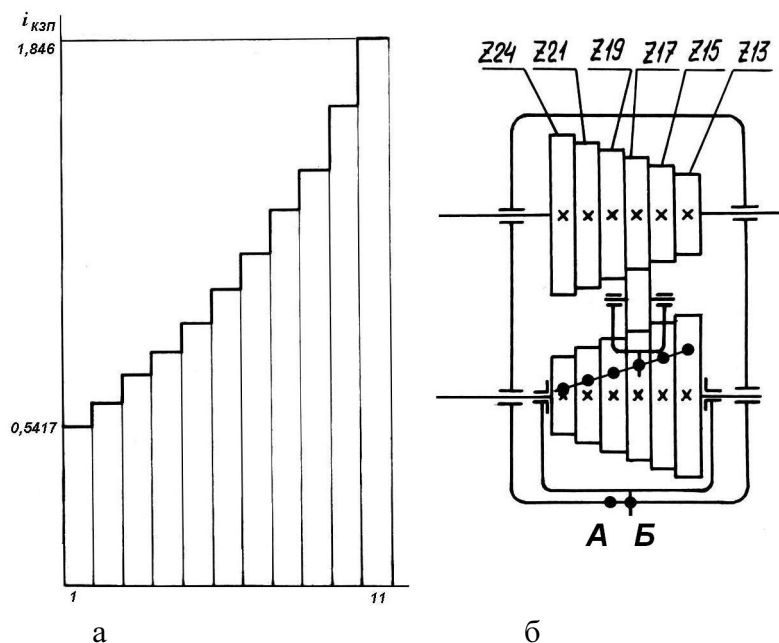


Рисунок 2 – Диаграмма передаточных чисел (а) и кинематическая схема (б) экспериментальной КПП

Таким образом, применение экспериментальной конструкции КПП зубчатого типа на пропашных сеялках вместо цепных позволяет существенно уменьшить габариты и массу механизмов привода, повысить надежность их работы и удобство установки сеялок на заданную норму высева.

Список литературы

1. Косинов М.М., Кобзин В.В., Лопатин Ю.В. и др. Совершенствование коробок перемены передач, применяемых на посевных машинах // Конструирование и технология производства с/х машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – К.: Техника, 1988. – Вып. 18 – С. 27-29.
2. Косинов М., Косинов С., Васильковский М., Ткач А. Совершенствование коробок перемены передач (КПП) для пропашных сеялок // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб. – Кіровоград: КДТУ, 1999. – Вип. 27. – С. 81–83.
3. Проспекты на посевные машины ведущих зарубежных фирм: «Экзакта», «Мэлро-264», «Оливер», «Саксония» и др.

В статті обґрунтована доцільність заміни на пропашних сівалках серійної КЗП ланцюгового типу на зубчасту. Наведено описання конструктивних особливостей експериментальної КЗП, її кінематична схема і діаграма передаточних відношень.

In the article the expedience of replacement on cultivated seedmeters of serial box of change of transmissions of chain type on toothed is grounded. Description of structural features of experimental gear-box, its kinematics chart and diagram of transmission relations, is conducted.

Получено 16.11.06

Метод побудови математичних моделей технічних об'єктів дослідження

Запропоновано метод ізопараметричних розрізів для побудови достатньо точних багатопараметричних математичних моделей. Наведено приклад застосування методу.
математична модель, метод побудови, приклад

Математичні моделі різноманітних об'єктів дослідження, зокрема технічних, є найбільш досконалими абстрактними моделями. Вони надають можливість з найбільшою повнотою вивчати закономірності процесів в об'єктах дослідження і визначати оптимальні умови їх функціонування.

Із трьох груп математичних моделей (теоретичні, статистичні і комбіновані) в технічних науках найбільш поширеними є останні дві.

Якщо теоретичні моделі будуються на підставі лише фундаментальних законів природи без залучення будь-яких експериментальних даних, то структура комбінованих моделей, як і структура моделей теоретичних, також знаходиться при використанні загальних закономірностей, а деякі невідомі параметри моделі (так звані "коефіцієнти незнання") визначають шляхом обробки відповідних експериментальних даних.

Статистичні математичні моделі будуються виключно на підставі даних експерименту, який може бути пасивним або активним.

Пасивний експеримент полягає у реєстрації значень вхідних і вихідних величин без втручання в роботу об'єкта дослідження. Апроксимація даних пасивного експерименту найчастіше здійснюється за допомогою полінома того чи іншого степеня, коефіцієнти якого знаходять за методом найменших квадратів (МНК). Останній ґрунтується на мінімізації суми квадратів відхилень розрахункових (модельних) значень вихідного параметра від експериментальних. З цією метою зазначена сума розглядається як функція коефіцієнтів полінома. Для знаходження сукупності значень цих коефіцієнтів, якій відповідає мінімум вказаної суми, вираз останньої диференціюють по кожному коефіцієнту полінома, а отримані похідні прирівнюють до нуля. У такий спосіб одержують систему рівнянь, кількість яких точно дорівнює числу невідомих коефіцієнтів полінома. Розв'язавши дану систему, знаходять відшукувані значення коефіцієнтів математичної моделі.

Спосіб найменших квадратів є методично бездоганим, однак при значній кількості незалежних змінних виникають труднощі з розв'язанням зазначеної системи рівнянь навіть при використанні матричної алгебри і відповідних комп'ютерних програм.

Задача побудови статистичної математичної моделі об'єкта дослідження значно спрощується при використанні сучасного методу математичного планування екстремальних експериментів, який надає можливість отримувати адекватні математичні моделі у вигляді поліномів того чи іншого степеня з подальшим віднайденням оптимальної області функціонування об'єкта дослідження при використанні, наприклад, методу крутого сходу. Метод активного експерименту,

будучи більш ефективним за метод пасивного експерименту, в той же час пов'язаний з додатковими витратами на його реалізацію.

Таким чином, на підставі викладеного, можна зробити висновок про те, що, поряд із зазначеними методами побудови статистичних математичних моделей, бажано мати гранично простий і максимально наближений до умов практичного використання метод, який забезпечував би одержання за простою процедурою статистичних математичних моделей того чи іншого багатфакторного об'єкта дослідження на підставі даних пасивного експерименту.

Ідея методу полягає в наступному.

Уявімо собі, що в нашому розпорядженні є масив даних пасивного експерименту у вигляді таблиці, в якій певним сполученням незалежних змінних x_1, x_2, \dots, x_k відповідають значення залежної змінної y .

Задача полягає в тому, щоб на підставі цих даних підібрати таку функціональну залежність

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_k), \quad (1)$$

яка найкращим чином відповідала б експериментальним даним.

Функціональну залежність (1) відшукуємо у вигляді відрізка ряду Тейлора за умови, що похідні, які фігурують в ньому, беруться в середній точці з координатами $\bar{x}_1 = \sum x_{1i}/n, \bar{x}_2 = \sum x_{2i}/n, \dots, \bar{x}_k = \sum x_{ki}/n$, де $x_{1i}, x_{2i}, \dots, x_{ki}$ – значення вхідних величин в i -му досліді, n – кількість дослідів у масиві експериментальних даних.

Дуже часто залежність (1) лінійна. В цьому випадку вона зображається поліномом

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + \dots + a_kx_k. \quad (2)$$

Коефіцієнти a_1, a_2, \dots, a_k виразу (2) представляють собою тангенси кутів нахилу гіперповерхні (2) в напрямку відповідних координатних осей, отже їх можна визначити за нахилом прямих на відповідних ізопараметричних розрізах. При цьому лінеаризацію можна здійснювати за допомогою відомих методів, наприклад, методу середніх або МНК [1].

Значення коефіцієнта a_0 знаходимо на підставі природного припущення про те, що гіперплощина (2) проходить через вказану середню точку масиву експериментальних даних. Це означає, що для знаходження a_0 треба у рівняння (2) підставити знайдені раніше значення коефіцієнтів a_1, a_2, \dots, a_k , а також значення всіх параметрів середньої точки і розв'язати одержане у такий спосіб рівняння відносно a_0 .

Якщо функція (1) нелінійна, то початок координат слід перенести у середню точку і провести через неї дотичну гіперплощину до гіперповерхні, що відповідає функції (1). Далі, побудувавши ізопараметричні розрізи, вищезазначеним способом треба знайти коефіцієнти a_1, a_2, \dots, a_k . Що стосується коефіцієнта a_0 , то в новій системі координат він дорівнює нулю. Перенісши в ліву частину скоригованого нелінійного полінома, що відображає функцію (1), доданки першого степеня, аналогічним чином слід провести лінеаризацію відносно змінних більш високих порядків.

Інакше кажучи, у випадку нелінійності залежності (1) уточнення моделі здійснюється за рахунок збільшення відрізка ряду Тейлора при збереженні фактичної кількості незалежних змінних, а не за рахунок збільшення числа останніх шляхом уведення нових незалежних змінних, які заміняли б комплекси типу $x_{ii}^2, x_i x_j$ і т. ін., що призводило б до автоматичної зміни раніше знайдених коефіцієнтів $a_0, a_1, a_2, \dots, a_k$, спотворюючи їх фізичний зміст [2].

В якості прикладу розглянемо побудову представленим методом математичної моделі міцності сірого чавуну на згин згідно з первинними даними [2], наведеними в

перших п'яти колонках табл. 1, в якій [C], [Si] і [Mn] – вміст в чавуні вуглецю, кремнію і марганцю у відсотках за масою, а σ - міцність на згин у кГ/мм^2 .

Ізопараметричні розрізи (рис. 1) вказують на те, що залежність σ ([C], [Si], [Mn]) слід шукати у вигляді лінійного полінома:

$$\sigma = a_0 + a_1[C] + a_2[\text{Si}] + a_3[\text{Mn}]. \quad (3)$$

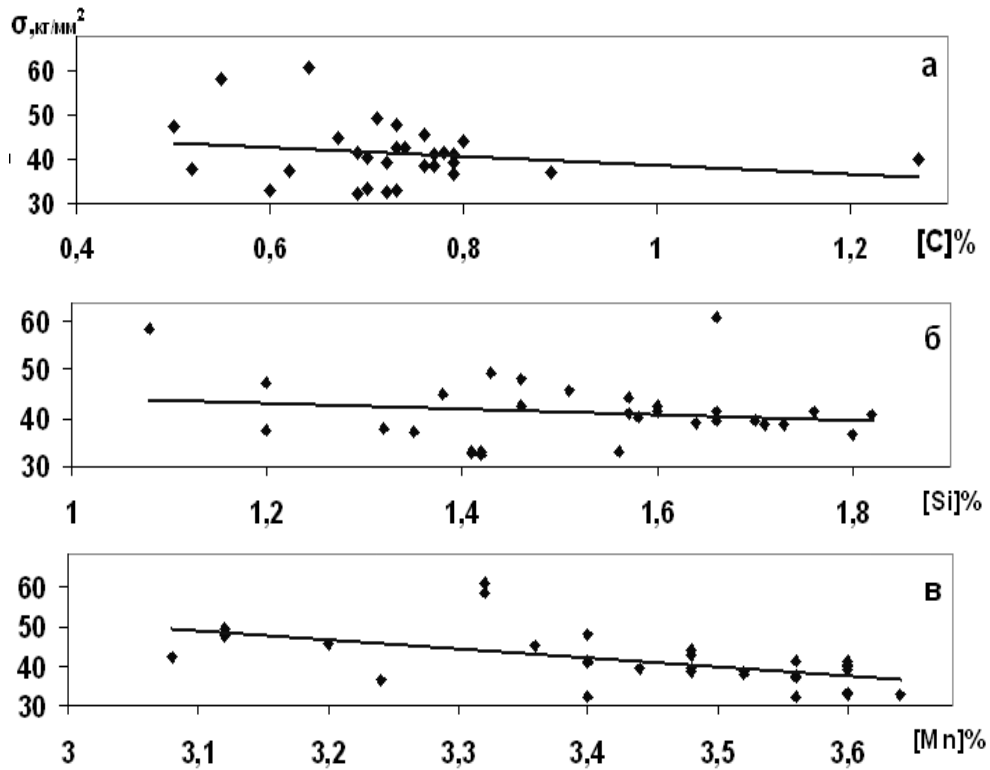


Рисунок 1 – Залежність міцності сірого чавуну на згин від вмісту в ньому вуглецю (а), кремнію (б) і марганцю (в)

Продемонструємо визначення коефіцієнта a_1 рівняння (3) методом середніх і МНК на підставі даних другої і п'ятої колонок таблиці 1.

Метод середніх [1] полягає в тому, що весь масив експериментальних даних розбивається на дві приблизно однакові частини. Для кожної з них знаходять координати середніх точок $[\bar{C}]'$, $\bar{\sigma}'$ і $[\bar{C}]''$, $\bar{\sigma}''$, відповідно (див. табл. 1):

$$[\bar{C}]' = (3,40 + 3,40 + 3,48 + 3,40 + 3,32 + 3,36 + 3,36 + 3,12 + 3,44 + 3,24 + 3,48 + 3,12 + 3,48 + 3,20 + 3,08 + 3,48 + 3,32)/17 = 3,34;$$

Таблиця 1 – Дані пасивного експерименту та їх обробка

№ п/п	Вміст, % за масою			σ , кГ/мм^2	[C]· σ	[C] ²	Дані цієї роботи		Дані [2]	
	[C]	[Si]	[Mn]				σ_p	$(\Delta \sigma)^2$	σ_p	$(\Delta \sigma)^2$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	3,40	1,60	0,78	41,6	141,4	11,56	41,5	0,00	42,24	0,41
2	3,40	1,57	0,79	41,0	139,4	11,56	41,6	0,38	42,20	1,43
3	3,48	1,57	0,80	44,1	153,5	12,11	39,7	19,62	40,37	13,91
4	3,56	1,35	0,89	37,0	131,7	12,67	38,2	1,51	38,20	1,44
5	3,56	1,66	0,77	41,3	147,0	12,67	37,6	13,77	38,72	6,66
6	3,56	1,66	0,77	41,3	147,0	12,67	37,6	13,77	38,72	6,66

Продовження табл.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
7	3,40	1,46	0,73	48,0	163,2	11,56	42,9	26,15	42,46	30,74
8	3,32	1,66	0,64	61,0	202,5	11,02	44,4	273,90	44,63	268,08
9	3,56	1,41	0,72	32,6	116,1	12,67	39,6	48,90	38,94	40,15
10	3,60	1,41	0,70	33,3	119,9	12,96	38,9	31,05	38,13	23,35
11	3,6	1,42	0,73	33,3	118,8	12,96	38,5	30,34	38,00	25,02
12	3,52	1,32	0,52	38,0	133,8	12,39	43,1	25,85	40,69	7,26
13	3,64	1,56	0,60	33,0	120,1	13,25	38,1	25,06	37,68	21,86
14	3,4	1,42	0,69	32,3	109,8	11,56	43,5	126,15	42,63	106,68
15	3,36	1,38	0,69	45,0	151,2	11,29	44,9	0,01	43,61	1,94
16	3,12	1,20	0,50	47,5	148,2	9,73	53,2	32,95	49,69	4,78
17	3,44	1,70	0,79	39,4	135,5	11,83	39,9	0,27	41,30	3,63
18	3,24	1,80	0,79	36,7	118,9	10,50	43,9	52,38	45,76	82,04
19	3,52	1,73	0,77	38,6	135,9	12,39	38,1	0,26	39,61	1,02
20	3,56	1,20	0,62	37,6	133,9	12,67	41,9	18,18	39,37	3,13
21	3,48	1,66	0,72	39,4	137,1	12,11	39,9	0,30	40,72	1,74
22	3,60	1,64	0,72	39,2	141,1	12,96	37,3	3,04	38,05	1,33
23	3,12	1,43	0,71	49,5	154,4	9,73	49,7	0,05	48,78	0,52
24	3,48	1,71	0,76	38,7	134,7	12,11	39,7	0,29	40,54	3,40
25	3,20	1,51	0,76	45,8	146,6	10,24	46,9	1,21	46,78	0,96
26	3,08	1,46	0,73	42,5	130,9	9,49	50,3	60,44	49,58	50,13
27	3,60	1,58	1,27	40,2	144,7	12,96	32,1	06,07	35,66	20,60
28	3,60	1,82	0,70	40,5	145,8	12,96	36,4	16,65	38,13	5,61
29	3,48	1,60	0,74	42,8	148,9	12,11	40,1	7,29	40,63	4,71
30	3,32	1,08	0,55	58,3	193,6	11,02	48,8	89,62	45,02	176,44
Σ	103,24	45,67	21,85	1239,4	4248,0	356,03	1247,3	994,22	1246,27	920,02
Σ/n	3,44	1,52	0,73	41,3	141,6	11,87	41,6	33,14	41,5	30,67
(Σ/n) ^{1/2}	-	-	-	-	-	-	-	5,76	-	5,54

$$\bar{\sigma}' = (41,6 + 41,0 + 44,1 + 48,0 + 61,0 + 32,3 + 45,0 + 47,5 + 39,4 + 36,7 + 39,4 + 49,5 + 38,7 + 45,8 + 42,5 + 42,8 + 58,3)/17 = 44,3 ;$$

$$[\bar{C}]'' = (3,56 + 3,60 + 3,56 + 3,56 + 3,60 + 3,60 + 3,52 + 3,64 + 3,52 + 3,56 + 3,60 + 3,60 + 3,60)/13 = 3,58$$

$$\bar{\sigma}'' = (37,0 + 41,5 + 41,3 + 32,6 + 33,3 + 33,0 + 38,0 + 33,0 + 38,6 + 37,6 + 39,2 + 40,2 + 40,5)/13 = 37,4$$

Маючи координати двох середніх точок, знаходимо параметри рівняння прямої

$$\sigma = k[C] + b, \quad (4)$$

що проходить через ці середні точки:

$$k = (\bar{\sigma}' - \bar{\sigma}'') / ([\bar{C}]' - [\bar{C}]'') = (44,3 - 37,4) / (3,34 - 3,58) = -28,75 ;$$

$$b = \bar{\sigma}' - k[\bar{C}]' = 44,3 + 28,75 \cdot 3,34 = 140,32 .$$

Отже, знайдена за методом середніх залежність σ ($[C]$) має вигляд:

$$\sigma = 140,32 - 28,75[C]. \quad (5)$$

Одержаний результат означає, що в дослідженій області при збільшенні вмісту вуглецю в сірому чавуні міцність останнього на згин суттєво зменшується.

Скориставшись відомими формулами, що відповідають МНК, а також даними табл.1, знаходимо наступні параметри рівняння (4):

$$k = (\sum [C] \cdot \sum \sigma - n \sum [C] \cdot \bar{\sigma}) / (\sum [C]^2 - n \sum [C]^2) = \\ = (103,24 \cdot 1239,4 - 30 \cdot 4248) / (103,24^2 - 30 \cdot 356,03) = -23,02 ; \\ b = \bar{\sigma} - k[\bar{C}] = 41,3 + 23,02 \cdot 3,44 = 120,48 .$$

Отже, за методом найменших квадратів знаходимо:

$$\sigma = 120,48 - 23,02[C] . \quad (6)$$

Порівнявши вирази (5) і (6), можна констатувати, що вони є доволі близькими, хоча перевагу слід віддати рівнянню (6).

Аналогічно рівнянню (6) були знайдені рівняння, які характеризують вплив вмісту кремнію і марганцю на міцність сірого чавуну на згин:

$$\sigma = 50,42 - 5,98[Si] ; \quad (7)$$

$$\sigma = 48,70 - 10,15[Mn] . \quad (8)$$

Згідно з рівняннями (7) і (8) кремній і марганець, як і вуглець, негативно впливають на величину σ , тільки в дещо меншій мірі, ніж останній.

Тепер, згідно з вищенаведеним описом запропонованого методу побудови математичних моделей, знаходимо коефіцієнт a_0 (див. табл. 1):

$$a_0 = \bar{\sigma} - (a_1[\bar{C}] + a_2[\bar{Si}] + a_3[\bar{Mn}]) = 41,3 - (-23,02 \cdot 3,44 - 5,98 \cdot 1,52 - 10,15 \cdot 0,73) = 136,99$$

Отже, згідно із запропонованим методом, відшукувана залежність має такий вигляд:

$$\sigma = 136,99 - 23,02[C] - 5,98[Si] - 10,15[Mn] . \quad (9)$$

Для порівняння нами були розраховані коефіцієнти відшукуваної математичної моделі в середовищі MathCAD [3] з використанням матричної алгебри [4, 5], що надало змогу одержати вираз

$$\sigma = 121,31 - 22,26[C] - 0,30[Si] - 4,03[Mn] , \quad (10)$$

який практично співпав з аналогічним виразом, одержаним у роботі [2] тим же способом:

$$\sigma = 121,32 - 22,27[C] - 0,29[Si] - 4,05[Mn] . \quad (11)$$

Слід зауважити, що рівняння (9) і (11), незважаючи на відмінність їх коефіцієнтів, характеризуються практично однією і тією ж похибкою прогнозування вихідної величини, про що свідчать дані колонок 9 і 11 таблиці 1.

Таким чином, запропонований нами метод побудови математичної моделі, будучи гранично простим, надає можливість одержувати моделі, рівноцінні за своєю точністю моделям, одержуваним за допомогою методу найменших квадратів.

Список літератури

1. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике. – Издание третье, перераб. – М.: Гостехиздат, 1953. – 608 с.
2. Пельих С. Г., Семесенко М.П. Оптимизация литейных процессов: Учебное пособие для студентов металлургических институтов и факультетов. – К.: Вища школа, 1977. – 188 с.
3. MathCAD 7,0 для студентів технічних спеціальностей / Федунець А. Д., Сторожевський І. М., Лисенко В. М. – Кіровоград: КДТУ, 1998. – 118 с.
4. Налимов В. В., Чернова Н. А. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. – М.: Наука, 1965. – 340 с.
5. Денисенко В. І., Крамар В.М., Гончаров В. В. Елементи лінійної алгебри та аналітичної геометрії. – Київ: НМК ВО, 1992. – 186 с.

Предложен метод изопараметрических разрезов для построения достаточно точных многопараметрических математических моделей. Приведен пример применения метода.

The equiparameter section method for construction of sufficiently precision multiparameter mathematical models is offered. An example of the method application is regarded.

Одержано 14.06.06

Механізми та способи дискретної обробки на верстатному обладнанні

У статті розглянуті механізми та способи обробки на металорізальному обладнанні з дискретною подачею. Застосування дискретної обробки дозволяє поліпшити умови обробки і таким чином підвищити вихідні параметри металорізального обладнання по якості та розширити його технологічні можливості.
нестаціонарне різання, дискретна подача, вібраційна обробка, спосіб обробки

Для обробки на сучасному верстатному обладнанні, а саме на верстатах з адаптивним управлінням, верстатах з ЧПУ, оброблювальних центрах, верстатах оснащених мікропроцесорним управлінням, притаманні нестаціонарні процеси різання [1]. Нестаціонарні процеси різання через зміну умов різання суттєво впливають на результативність обробки – продуктивність, точність та якість обробки, період стійкості інструмента та ін.

Одним з розповсюджених видів нестаціонарного різання є обробка зі змінною подачею. Шляхом зміни подачі як функції довжини обробки або підтримання постійного значення подачі на оберт в умовах безступеневого регулювання частотами обертання шпинделю можливо забезпечити підвищення продуктивності і точності обробки [1]. Також можливо забезпечити кінематичне стружколамання за рахунок переривання подачі [2].

На верстатному обладнанні зміна подачі відбувається наступним чином. Наприклад, для верстатів з ЧПУ, у відповідності до програми забезпечуються два рухи різця: переносний рівномірний рух з подачею S_0 та відносний рух з подачею ΔS_0 , який підпорядковується закону релаксації коливаль. В результаті різальна кромка здійснює вривання й швидке відведення. В залежності від умов співвідношення між S_0 та ΔS_0 умовно розрізняють: вібраційне, дискретне або переривчасте різання (в останньому випадку різець періодично виходить із контакту з деталлю).

На верстатному обладнанні без ЧПУ процес вібраційного (дискретного) різання реалізують шляхом накладання додаткового вібраційного руху на інструмент або заготовку. Для забезпечення низькочастотних коливань (до 50 Гц) використовують механічні, пневматичні або гідравлічні вібратори [2], а високочастотні коливання генерують п'єзоелектричні, магніострикційні, електрострикційні, електрогідравлічні та ін. вібратори [3].

При вібраційній обробці виникають такі умови різання, що знижується рівень сил та температур різання, а значить покращують умови роботи інструмента. Процес різання з безперервного стає переривчастим, що змінює умови стружкоутворення, а різальні кромки отримують можливість періодичного відпочинку внаслідок короткочасного зменшення або повного зняття навантажень. Відпадає необхідність в стружкозламних виступах та лунках, що послаблюють різальний клин. Необхідно зазначити, що вібраційна обробка має і негативні наслідки: змінне навантаження на різальні кромки, зростання висоти мікронерівностей (шорсткості) обробленої поверхні, зниження довговічності важливих вузлів верстату, ускладнення верстатного обладнання в зв'язку з необхідністю вбудовування додаткового вібраційного приводу та

вібратору, обов'язкова наявність висококваліфікованого персоналу для налагодження та підбору оптимальних умов різання такому верстатного обладнання.

В той час, як застосування дискретного методу різання, що полягає в періодичній зупинці різця на час, достатній для переривання процесу різання, має ряд додаткових переваг та позбавлений деяких недоліків, притаманних вібраційному різанню з високочастотними коливаннями. Встановлено [1], що при дискретному різанні знижуються коефіцієнти тертя на передній та задній поверхнях різця, а також температура в зоні різання. Внаслідок цього відносний знос різців при дискретному точінні в 1,3-1,5 рази нижче ніж при безперервному, причому для випадку дискретного точіння характерна оптимальна температура різання. Відбувається також збільшення періоду стійкості різців та покращення шорсткості обробленої поверхні, особливо в зоні малих подач та малих кутів ϕ_1 .

Однак практична реалізація дискретної обробки у верстатному обладнанні зіткнулася з певними складностями. При реалізації дискретної обробки відбувається переміщення інструменту під кутом до осі обертання заготовки, що вносить свої ускладнення в умови використання таких способів. Вказаний кут нахилу залежить від геометрії різця, що, з одного боку, ускладнює конструкцію, а з іншою обмежує область можливого використання способів та механізмів для їх здійснення. Також внаслідок того, що дискретну обробку на верстатному обладнанні здійснюють, як правило, шляхом переривання подачі, відбувається зниження продуктивності обробки порівняно із звичайною майже в 2 рази.

Таким чином, перспективним є створення механізмів та способів дискретної обробки, які б мали притаманні для такої обробки переваги та одночасно усували вказані недоліки.

Спростити конструкцію та розширити область можливого використання дозволить наступний спосіб обробки, при якому заготовці і інструменту надають відносний рух формоутворення, а подачу здійснюють дискретно, причому в кожному циклі після дискретного переміщення різця у напрямі подачі його додатково переміщують в тому ж напрямку наперед фіксовану величину шляхом ступінчастої зміни жорсткості технологічної системи верстата, причому додаткове переміщення здійснюють у напрямі руху подачі, а ступінчаста зміна жорсткості технологічної системи верстата здійснюється в тому ж напрямку. В кожному циклі після дискретного переміщення різця у напрямі подачі його додатково переміщують наперед фіксовану величину у напрямі руху подачі. Пристрій для здійснення способу розташований вільно на супорті і забезпечений що найменше двома упорами і спирається на пружину в напрямі зворотному руху подачі, а сила дії пружини на різцетримачі прийнята з нижче приведенного співвідношення.

Спосіб здійснюється в такій технологічній послідовності. Деталь 1 (рис. 1), як завжди, закріплюється в патроні шпинделя верстата, їй забезпечується обертання з частотою n , згідно заданій швидкості різання. Різець 2 закріплюють в різцетримачі 3, який встановлений на супорті, показаному на рис. 2. Супорту верстата надають циклічний рух подачі.

В кожному циклі руху супорта жорсткість, як здатність елементів технологічної оброблювальної системи (ТОС) чинити опір деформації у напрямі руху подачі, ступінчасте змінюють. Ступінчаста зміна жорсткості різцетримача здійснюється шляхом зміни характеристики його пари (пружина або "жорсткий упор"). Число ступенів зміни жорсткості приймають по кількості проходів. Частоту дискретних переміщень супорта визначають із співвідношення:

$$K \leq \frac{n \cdot m}{z}, \quad (1)$$

де K – частота дискретних переміщень супорта в хвилину;
 n – частота обертання шпинделя, об/хв.;
 m – кількість ріжучих інструментів, рівномірно розташованих по колу оброблюваної поверхні;
 z – кількість ступенів жорсткості.

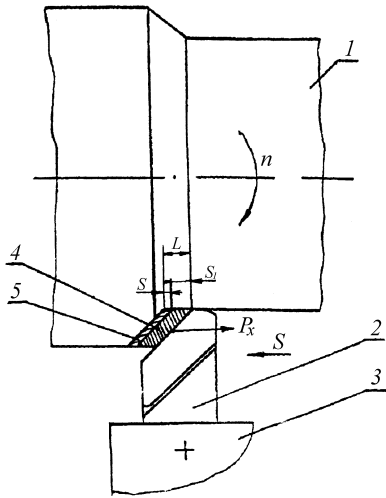


Рисунок 1 – Схема здійснення способу дискретної обробки

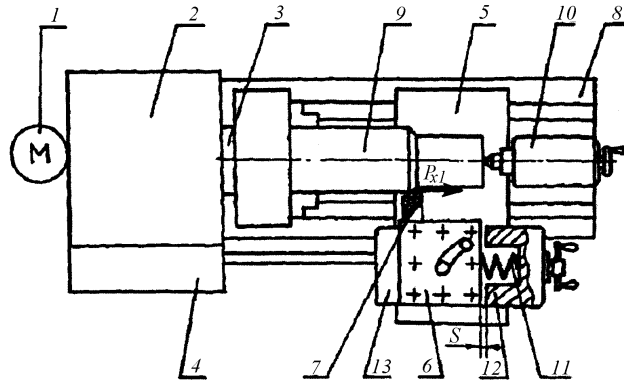


Рисунок 2 – Конструкція верстату для здійснення способу дискретної обробки

Ступінчаста зміна жорсткості ТОС у напрямку руху подачі забезпечує багатопрохідну обробку в кожному циклі рухів супорта. З приведеної на рис. 1 схеми витікає, що за час першого оберту деталі 1 в циклі обробки відбувається врізання різця 2 в заготовку 1 на величину подачі S , і потім різець зрізує шар перетином 4.

Для цього заготовці необхідно здійснити один оберт. Потім ступінчаста змінна жорсткості ТОС забезпечує врізання різця 2 в заготовку на величину подачі S і при подальшому обертанні заготовки різець 2 зрізає шар металу перетином 5. Надалі циклічний процес обробки повторюється до повної обробки поверхні.

З електродвигуна 1 (рис. 2) через коробку швидкостей 2 деталі 9, закріпленої в патроні шпинделя 3 верстата, та підтисненої центром задньої бабки 10, надається обертання з частотою, що забезпечує задану швидкість різання. Механізм циклічної подачі, встановлений на супорті настроюється на частоту, яка виходить із співвідношення (1).

На початку обробки різець 7 виставляється на повну глибину обробки і супорту 5, встановленому на напрямних станини 8 через коробку подач 4, надається циклічна подача. Різець 7 врізається в заготовку 9 на величину подачі S_1 , яка більше величини S (відстань між двома фіксованими положеннями різцетримача 6). Складова P_x сили різання стискає пружину 11 і притискає різцетримач 6 до упора 12, так як сила пружини $P_{пр}$ приймається із співвідношення:

$$P_{x1} \geq P_{пр} \geq P_{x2}, \quad (2)$$

де P_{x1} і P_{x2} – осьові складові сили різання у напрямі руху подачі першого і другого проходу.

За перший оберт заготовки при одному різці 7, встановленому в різцетримач 6, різець зрізає шар металу на величину подачі S . Зрізав шар металу, різець звільняється і пружина 11 переводить різцетримач 6 з різцем 7 в друге фіксоване положення і притискає його до упора 13. Різець 7 зміщується у напрямку подачі на величину S (переходить в положення, показане на кресленні). Величина подачі S менше подачі S_1 , тому зменшуються сили різання і пружні деформації ТОС у напрямку утворення

розміру та підвищується точність обробки. Заготовка відповідно до приведених вище співвідношень частоти обертання шпинделя здійснює черговий оберт. Після зрізання чергового шару металу цикл обробки повторюється до її закінчення. В результаті забезпечується кінематичне дроблення стружки і двопрхідна обробка з подачею S_1 і S .

Традиційна багатопрхідна обробка передбачає багатократне проходження однієї і тієї ж елементарної ділянки заготовки різальною кромкою інструмента. В даному способі ефект багатопрхідної обробки досягається тим, що кожна елементарна ділянка завдовжки L обробляється за два оберти заготовки.

При першому оберті знімається основний шар металу і цю обробку елементарної ділянки можна назвати першим проходом. Потім відбувається ступінчаста зміна жорсткості в ТОС, а при наступному обороті відбувається точіння при новому перетині шару, що зрізається (другий прохід елементарної поверхні).

Оскільки надалі цикл повторюється, кожна елементарна ділянка обробляється двічі, що еквівалентно по досяжному ефекту двом проходам. Якщо точність обробки порівнювати з традиційною однопрхідною обробкою, то вона буде вище, тому що остаточне формоутворення поверхні відбувається при порівняно малих силах різання (зменшується деформація ТОС і підвищується точність).

Так, при точінні із швидкістю 20 м/хв. час врізання на глибину 5 мм складе приблизно 0,015 сек. Час одного оберту заготовки при діаметрі заготовки, рівному 200 мм, складає 2 сек. Звідси виходить, що основну частину часу відбувається точіння на вистою різця. Це дозволяє підвищити продуктивність порівняно з двопрхідною обробкою, оскільки виключається необхідність повернення різця в початкове положення і вторинної установки різця на глибину обробки. При двох, трьох і т.д. різцях, рівномірно розташованих по колу оброблюваної поверхні в різцетримачі 6, процес обробки здійснюється аналогічно, а відповідно до залежності (1) змінюється частота дискретних переміщень супорта у напрямі руху подачі.

Підвищення продуктивності і ефективності досягається за рахунок виключення необхідності повернення різця в початкове положення і вторинної установки різця на глибину обробки. Крім того, виходить ефект дроблення зливної стружки.

Здійснити спосіб дискретного точіння можливо також, користуючись як керуючої тангенціальною складовою сили різання P_z . На відміну від розглянутого способу (рис. 1, 2), де керуючою була осьова складова сили різання P_x , додаткове переміщення різця у напрямі руху подачі наперед задану фіксовану величину здійснюють складовою сили різання P_z шляхом гвинтового повороту в плані різальної пластини у напрямі врізання вершини в зрізаємий припуск по вертикальній осі (рис. 3).

Спосіб здійснюється наступним чином. Деталь 1 (рис. 4), як завжди, встановлюється в патроні шпинделя 5 верстата, їй надається обертання з частотою n , що забезпечує задану швидкість різання. Різець 2 закріплюють в різцетримачі 3, який встановлений на супорті 4, супорту 4 верстата надають циклічний рух подачі. Цикл складається з переміщення супорта 4 на величину дискретної подачі, після чого шпиндель 5 робить два оберти.

За час першого оберту шпинделя 5 багатогранна пластинка 6 зрізає шар металу перетином чотирикутника (заштрихована частина рис. 1).

За час другого оберту шпинделя 5 жорсткість, як здатність ТОС чинити опір деформації у напрямі дії сили P_z , ступенево змінюють. Ступінчасту зміну жорсткості різцетримача здійснюють шляхом зміни характеристики його пари: пружина – упор. Число ступенів зміни жорсткості приймають по числу проходів.

перетину *a-b-c-e*, тому сила різання і пружні деформації технологічної системи верстата у напрямі отриманого розміру зменшуються та підвищується точність обробки.

Заготовка, відповідно до заданої частоти обертання шпинделя, робить черговий оборот, пластина зрізає черговий шар металу меншого перетину, після чого цикл обробки повторюється до її закінчення. В результаті забезпечується кінематичне дроблення стружки і двохпрохідна обробка з двома різними перетинами зрізу за один прохід. Традиційна багатопохідна обробка передбачає багатократне проходження однієї і тієї ж ділянки. Схема такого проходження цього не передбачає, проте ефект багатопохідної обробки зберігається. Полягає він в тому, що кожна елементарна ділянка довжини обробляється за два оберти заготовки.

При першому обороті знімається основний шар металу, і цю обробку елементарної ділянки можна назвати першим проходом. Потім відбувається ступенева зміна жорсткості в ТОС і при наступному обороті відбувається точіння при новому перетині шару, що зрізається (другий прохід).

Якщо розглянути вплив жорсткості ТОС на величину зрізаемого шару, то не важко переконатися, що при першому чорновому проході оброблятиметься поверхня максимального діаметра. Після другого чистового проходу буде оброблена поверхня меншого діаметра, а значить в кожному циклі такого способу обробки здійснюється два проходи. В результаті підвищується якість обробки порівняно з однопрохідною обробкою і продуктивність порівняно з традиційною двохпрохідною обробкою, оскільки виключається необхідність повернення різця в початкове положення і вторинної установки різця на глибину обробки, крім того, забезпечується дроблення стружки. При двох, трьох т.д. різцях, рівномірно розташованих по колу оброблюваної поверхні в різцетримачі 3, процес обробки здійснюється аналогічно, але змінюється частота дискретних переміщень супорта у напрямі подачі.

Зниження складових сили різання чистового проходу веде до зниження деформації елементів ТОС у напрямі утворення розміру обробки. Таким чином підвищується точність обробки. При врізанні різця із швидкістю різання точіння відбувається практично при вистою різця, що покращує умови його роботи.

Зазвичай, при обробці на токарних верстатах кінематичне дроблення стружки здійснюють шляхом переривання подачі. Для надійного дроблення стружки необхідно після кожного оберту заготовки виключати подачу на час одного оберту заготовки. Таке переривання подачі порівняно із звичайним точінням знижує продуктивність майже в два рази. Це вимагає нових рішень в області дискретної обробки. Завдання полягає в тому, щоб скоротити час вистою і, в той же час, забезпечити надійне дроблення стружки. Проведені дослідження показали, що максимальну швидкість дискретної подачі можна збільшити до швидкості різання без істотного зниження стійкості інструменту. Процес токарної обробки в цьому випадку можна вести в такому режимі. При рівномірному обертанні заготовки подачу здійснювати циклічно після кожного оберту заготовки, причому максимальне значення швидкості подачі в циклічному русі не повинне перевищувати швидкість різання. Оскільки величина дискретної подачі, як правило, не перевищує 1 мм, то й час, витрачений на дискретне врізання, не перевищує 10 відсотків часу одного оберту. Така дискретна обробка підвищує продуктивність процесу в 1,8-1,9 рази. Одночасно з підвищенням продуктивності така обробка сприяє підвищенню точності, оскільки ведеться, в основному, при одному обертальному русі заготовки, а супорт включається лише періодично. Практичну реалізацію запропонованого способу обробки можна реалізувати за допомогою схеми, приведеної на рис. 5.

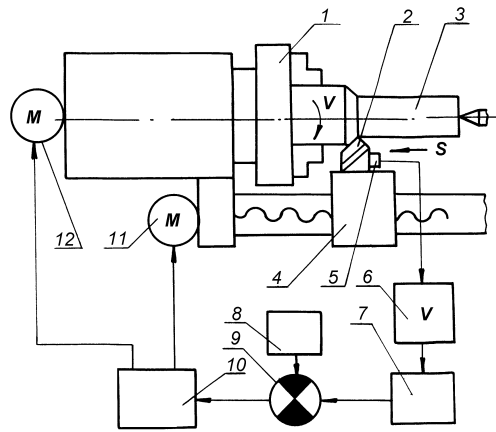


Рисунок 5 – Дроблення стружки при обробці в'язких матеріалів

В процесі обробки заготовки 3, закріпленою в патроні 1, заготовці надається рівномірне обертання із заданою швидкістю. Встановлений на супорті 4 різець 2 пов'язаний з датчиком 5 навантаження. При зниженні навантаження і при її відсутності на початку обробки сигнал з датчика через підсилювач 6 і перетворювач 7 надходить на порівняльний пристрій 9, куди одночасно подається сигнал із задавального пристрою 8. Результуючий сигнал через управляючий пристрій 10 включає двигун 11 повздовжньої подачі. Як тільки сила різання досягне граничного значення, подача вимикається, супорт 4 зупиняється, і процес обробки здійснюється при обертанні заготовки і нерухомому супорті. Як тільки різець 2 зріже шар металу на глибину чергового врізання, навантаження на різці знизиться, і система включить подачу. У такому режимі дискретної обробки забезпечується надійне дроблення стружки незалежно від режиму різання і геометрії інструменту. Розглянута схема має можливість управляти одночасно і приводом головного руху через двигун 12 з метою отримання нерівномірного обертання заготовки 3, узгодженого з дискретною подачею супорта 4.

Як правило, конструктивна реалізація методів дискретної обробки накладає певні технологічні обмеження на верстатне обладнання. Для розширення технологічних можливостей шляхом обробки отворів під різними кутами верстатного обладнання призначений пристрій для дискретної подачі робочого органу верстата (рис. 6).

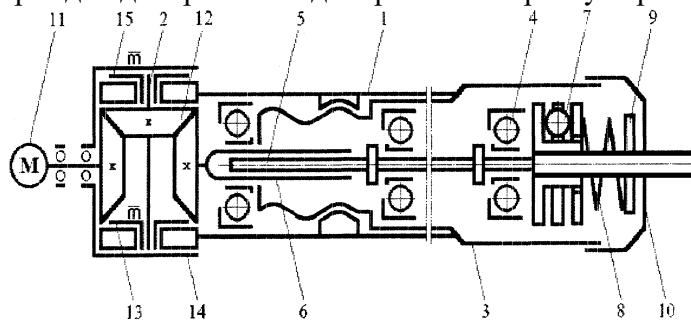


Рисунок 6 – Пристрій для дискретної подачі робочого органу верстату

Конструкція пристрою складається з корпусу 1, встановленого на вісь 2. Піноль 3 з'єднано з корпусом самогальмівною різьбою. В пінолі 3 на радіально-упорних підшипниках 4 встановлено шпиндель 5. Шпиндель 5 з'єднано з втулкою 6 шпонкою. На шпинделі встановлено вібратор 7. Ведене кільце вібратора 7 опирається на пружину 8, яка регулюється гайкою 9. Вібратор, пружина і гайка закриті кришкою 10.

Обертання від електродвигуна 11 передається через конічний диференціал втулці 6. Через шпонкове з'єднання втулка 6 передає обертання шпинделю 5. При обертанні шпинделя 5 і закріпленого на ньому ведучого кільця вібратора 7 ведене

кільце вібратора здійснює осьові коливання. Одночасно на веденому кільці, встановленому на пінолі 3, виникають пульсації крутячого моменту, які періодично повертають піноль 3 в різьбі корпусу 1. Таким чином, піноль, періодично повертаючись, передає інструменту дискретну подачу синхронно осьовим коливанням веденого кільця вібратора 7. Регулюванням пружини 8, яка замикає шариковий вібратор, забезпечується зміна подачі у широкому діапазоні.

Короткочасним фіксуванням планетарної шестерні 12 в корпусі 1 за допомогою гальмівної муфти 13 забезпечується поворот корпусу 1 відносно кронштейна 14 на необхідний кут, а фіксуванням корпусу 1 в кронштейні 14 за допомогою гальмівної муфти 15 забезпечується закріплення корпусу 1 відносно кронштейна 14 під необхідним кутом. Кут повороту визначається за допомогою вимірювальної шкали, нанесеної на корпусі 1 пристрою. Муфти включені інверсно в систему керування, зміною шпаруватості струму живлення муфт забезпечується їх плавне регулювання.

Відведення інструменту із зони обробки здійснюється реверсуванням електродвигуна 11. Оскільки привод при реверсуванні не навантажується, швидкість подачі збільшується, і відведення здійснюється в прискореному режимі.

Запропонований пристрій робочого органу верстату забезпечує обробку отворів інструментом з дискретною подачею під різними кутами.

Висновки. Для сучасного верстатного обладнання характерна обробка з нестаціонарним різанням. Тому, необхідно при проектуванні та експлуатації цього обладнання враховувати та використовувати корисні особливості такої обробки.

Розповсюдженим видом нестаціонарного різання є обробка з дискретною подачею. Застосування змінної подачі призводить до поліпшення умов різання, зменшення зносу інструмента, а значить збільшення періоду стійкості, покращенню шорсткості обробленої поверхні.

Однак при розробці та проектуванні конструкцій механізмів та способів обробки, що реалізують обробку з дискретною подачею, зіткнулися з рядом ускладнень. Головними серед яких є зменшення продуктивності внаслідок необхідності переривання подачі на певний час та обмеження технологічних можливостей верстатного обладнання.

Запропоновані механізми та способи обробки з дискретною подачею, наряду з характерними для такої обробки перевагами одночасно дозволяють підвищити продуктивність обробки та розширити область можливого використання верстатного обладнання.

Список літератури

1. Теория резания. Физические и тепловые процессы в технологических системах: Учеб. для вузов / П.И. Ящерицын, М.Л. Еременко, Е.Э. Фельдштейн.– Мн.: Выш. шк., 1990.– 512 с.
2. Подураев В.Н. Обработка резанием с вибрациями. М., "Машиностроение", 1970.– 350 с.
3. Кумабэ Д. Вибрационное резание: Пер. с яп. С.Л. Масленникова / Под ред. И.И. Портнова, В.В. Белова.– М.: Машиностроение, 1985.– 424 с.

В статье рассмотрены механизмы и способы обработки на металлорежущем оборудовании с дискретной подачей. Применение дискретной обработки позволяет улучшить условия обработки и таким образом повысить выходные параметры металлорежущего оборудования по качеству, а также расширить его технологические возможности.

In the article mechanisms and methods of treatment are considered on a metal-cutting equipment with a discrete serve. Application of discrete treatment allows to improve the terms of treatment, promote exactness of metal-cutting equipment and extend his technological possibilities.

Одержано 16.10.06

Визначення силових характеристик безконтактної регульованої сферичної опори

В статті розглянута конструкція безконтактної регульованої сферичної опори рідинного тертя. Розроблено методику розрахунку робочих процесів, які мають місце в опорі. Визначено параметри жорсткості та силові характеристики опори.

сферична опора, регулювання положення, гідродинамічні процеси, математична модель, силові характеристики

Прецизійні безконтактні опори рідинного тертя (аеростатичні або гідростатичні) дають можливість суттєво підвищити точність просторових механізмів, які застосовуються в технологічних машинах [1,2].

Опори даного типу мають високі точність і жорсткість, забезпечують ефективне демпфування високочастотних коливань механізмів, значно знижують рівень шуму і вібрації. Тому розробка сферичних опор рідинного тертя являє собою актуальну науково-технічну проблему [3].

В літературних джерелах наявний ряд оригінальних опор рідинного тертя та результати дослідження їх характеристик [4,5]. Вказано, що наявність шару рідини або газу між деталями опори забезпечує на кілька порядків вищу точність опори ($\sim 0,1\text{мкм}$) в порівнянні з точністю виготовлення робочих поверхонь опори (допуски порядку $10..20\text{мкм}$). Забезпечення даних жорстких допусків при виготовленні зовнішніх і внутрішніх сферичних робочих поверхонь являє собою складну технологічну проблему.

Знизити вимоги до точності виготовлення можна, застосувавши сферичні опори змінної (регульованої) геометрії. При цьому одночасно виникає можливість керованої зміни стійкого (центрального) положення опори. Регулювання центрального положення опори суттєво підвищує точність просторових механізмів технологічних машин. Використання регульованих сферичних опор змінної геометрії в якості елементів мехатронних систем позиціонування технологічних машин дозволяє на новому якісному рівні розробити алгоритмічне та програмне забезпечення систем керування і підвищити якісні показники технологічних машин.

В літературних джерелах не виявлено конструкцій регульованих сферичних опор змінної геометрії та методів їх розрахунку. Цій науково-технічній проблемі і присвячена дана стаття, в якій наведено основні параметри розробленого дослідного зразка регульованої сферичної опори рідинного тертя та результати досліджень її силових характеристик.

Розроблена регульована сферична опора має корпус 1, розміщений на платформі просторового механізму (рис. 1).

З корпусом з'єднана кришка 2, яка має приводи 3,4 для її відносного просторового переміщення відносно корпусу. Корпус і кришка мають порожнину у вигляді ділянок точних сферичних поверхонь, які охоплюють рухому сферу 5.

Рухома сфера з'єднана із штангою 6, в якій розміщені приводи зміни довжини штанги 7. Застосовуються приводи дискретної дії (цифрові приводи), що мають ряд

поршнів з упорами 8, а також привод мікропереміщень 9. Точні розміри довжини штанги визначаються вимірювачем 10.

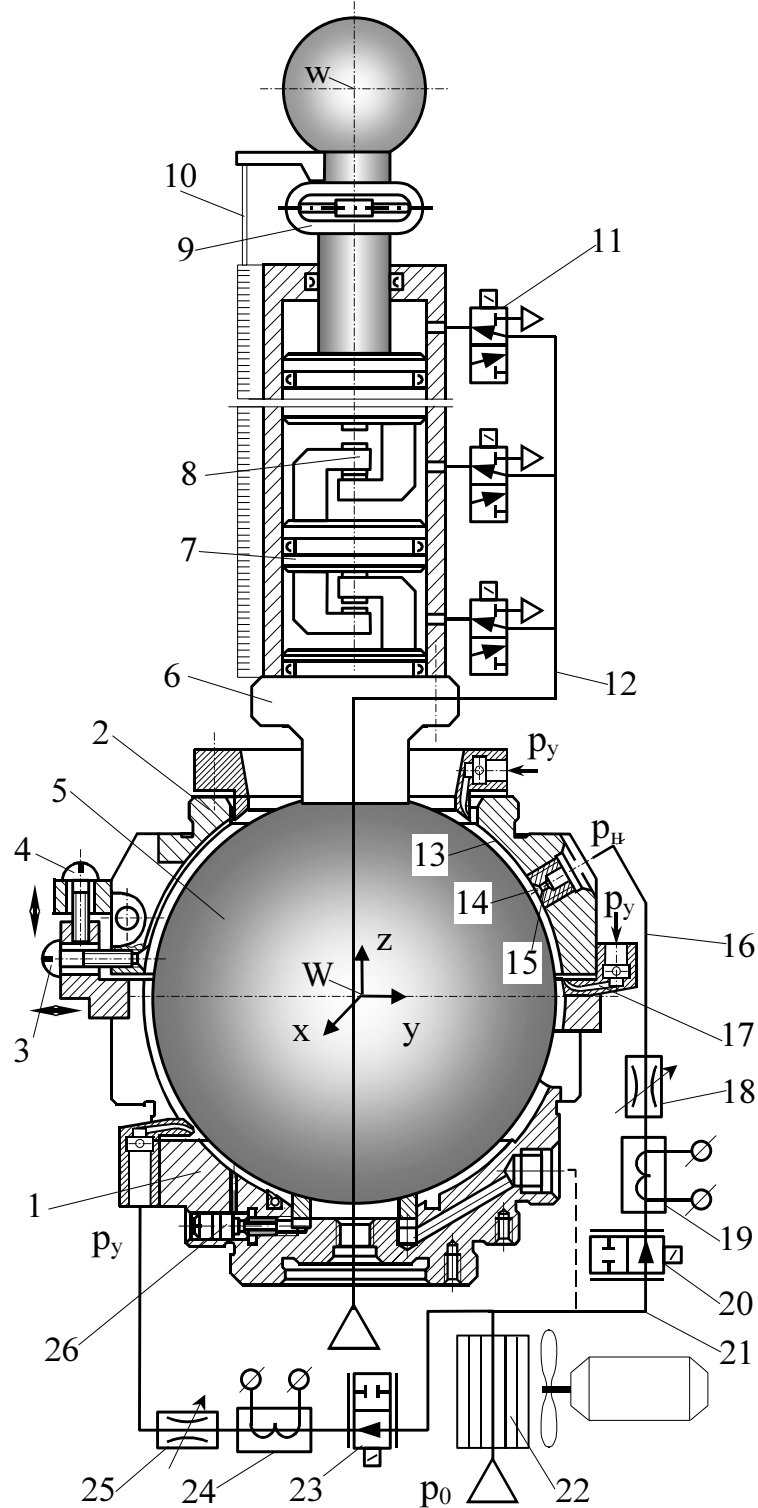


Рисунок 1 – Конструктивна схема безконтактної регульованої сферичної опори з приводом зміни довжини штанги

Приводи дискретної дії керуються спеціальною системою, яка включає ряд розподільників 11, що подають робоче середовище в порожнини циліндрів. Підвід робочого середовища до розподільників здійснюється від магістралі 12 через отвори у рухомій сфері та штанзі.

Рухома сфера встановлена в корпусі і кришці на статичних опорах рідинного тертя (аеростатичних або гідростатичних). Опорні вузли 13 розташовані регулярним чином по периферії сферичної поверхні. Опорні вузли мають кармани 14, в які через нерегульовані дроселі 15 подається робоче середовище від магістралі 16.

Опорні вузли мають по своїй периферії систему соплових пристроїв 17, які служать для гідродинамічного запирання щілини на виході гідростатичного або аеростатичного опорного вузла.

Кожний опорний вузол має автономну регульовальну систему живлення і керування. Регулювання потоку середовища до кармана статичної опори здійснюється системою регульованих дроселів 18, 20 і нагрівача 19. Підвід робочого середовища до системи дроселів здійснюється від магістралі 21, в яку подається робоче середовище охолоджене в радіаторі 22. Регулювання параметрів потоків у соплових пристроях здійснюється аналогічними системами керування, що включають регульовані дроселі 23, 25 та нагрівачі 24. Конструктивне виконання регульованих дроселів 18 дозволяє виконати ручне регулювання опору дроселя і забезпечити регулювання початкового положення рухомої сфери. Регульовані дроселі мають запірний елемент 26, який змінює площу прохідного перерізу каналу, по якому робоче середовище подається в карман статичного опорного вузла.

Регулювання положення рухомої сфери здійснюється різними способами: зміною взаємного положення корпусу і кришки спеціальними приводами мікропереміщень; деформуванням деталей опори спеціальними пристроями; нагріванням окремих ділянок деталей опори з метою зміни їх геометрії шляхом термодформацій; зміною положення окремих робочих ділянок опори переміщенням спеціальних вставок; введенням або відключенням додаткових аеростатичних опор, зміною величини потоків робочого середовища (рідини або газу) на окремих ділянках опори; зміною термодинамічних параметрів (зокрема температури) окремих потоків робочого середовища (газу); гідродинамічним запиранням вихідних щілин опорних вузлів.

Найбільш гнучким і ефективним є регулювання положення опори зміною параметрів потоку на виході із опорних вузлів. Це досягається динамічним запиранням щілини підведеними до її торця струменями робочого середовища. Струмені формуються у малорозмірних соплових пристроях, виготовлених методом лазерної стереолітографії. Соплові пристрої встановлено по периферії опорного вузла (рис. 2).

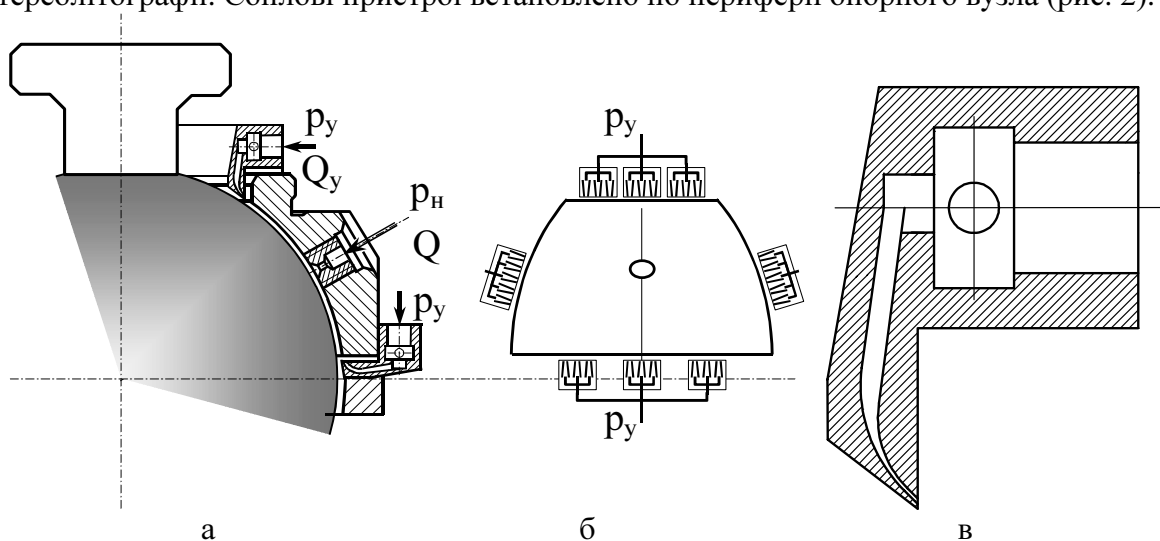
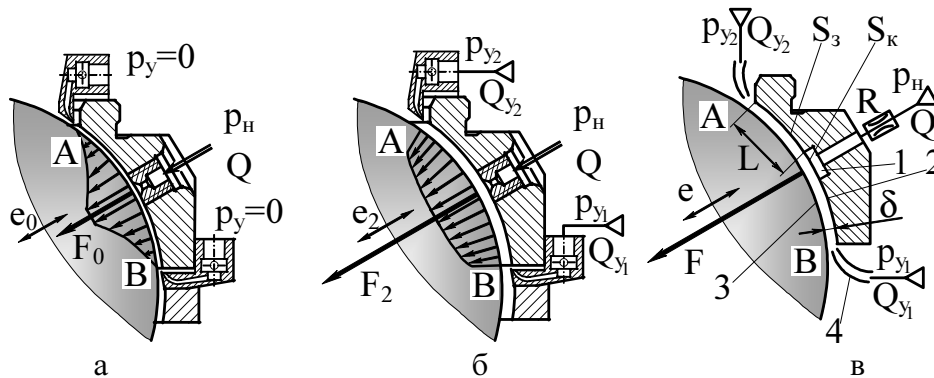


Рисунок 2 – Схема встановлення соплових пристроїв по периферії опорного вузла (а, б) та сопловий пристрій для формування струменя робочого середовища (в)

При подачі робочого середовища під тиском p_{y1} , p_{y2} в соплові пристрої в перерізі щілини (точки А, В) формується область підвищеного тиску.

При цьому еюра тисків в щілині буде залежати від тиску на виході (рис. 3).



а – еюра тиску при відсутності керуючих струменів; б – еюра тиску при гідродинамічному запиранні щілин; в – розрахункова схема опорного вузла.

Рисунок 3 –Зміна еюр тиску в перерізі опорного вузла при гідродинамічному запиранні виходу щілини струменями робочого середовища

Регулюванням тиску на виході щілини можна в широких межах змінювати силу тиску в опорному вузлі.

Визначимо основні закономірності роботи опорного вузла із запиранням потоку на виході щілини. Опорний вузол (див. рис. 3в) має карман 1, щілину, утворену робочими поверхнями 2 і 3, та систему соплових пристроїв 4, розміщених по периферії опорного вузла.

При відсутності керуючих потоків ($p_y=0$, див. рис. 3а) характеристики вузла визначаються параметрами руху рідини в щілині та підвідних каналах.

Перепад тиску на всій довжині щілині описується залежністю

$$p = \frac{12\mu L}{b\delta^3} Q + p_c, \quad (1)$$

де p – тиск в кармані;

μ - динамічна в'язкість робочого середовища;

L – середня довжина щілини;

b – довжина периметру опорного вузла;

δ - зазор між рухомими деталями;

Q – загальна витрата робочого середовища;

$p_c=0$ – тиск на виході щілини.

Характеристика течії рідини через дросель прийнята лінійною

$$p_H - p = RQ, \quad (2)$$

де p_H - тиск рідини на вході в дросель;

R - гідравлічний опір дроселя.

Об'єднуючи (1) і (2), визначимо тиск в кармані опорного вузла

$$p = p_H / \left(1 + \frac{b\delta^3 R}{12\mu L} \right). \quad (3)$$

Рівняння рівноваги сил в опорному вузлі запишемо у вигляді

$$F = p \cdot S_k + S_s / 2 \cdot p, \quad (4)$$

де S_k - площа кармана;

S_s - площа поверхонь, які утворюють зазор.

Підставивши в дану формулу значення тиску (3), одержимо силову характеристику опорного вузла без керуючих струменів у вигляді

$$F = p_H \left(S_k + \frac{1}{2} S_3 \right) / \left(1 + \frac{b\delta^3 R}{12\mu L} \right).$$

Розрахована по даній формулі силова характеристика дає залежність зусилля від величини зазору (рис. 4).

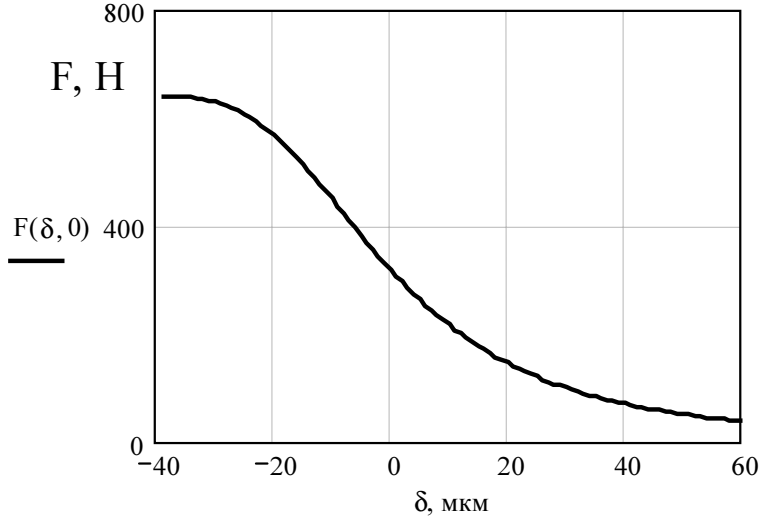


Рисунок 4 – Залежність зусилля, яке сприймає опорний вузол (при $p_y=0$) від зміни зазору між опорними поверхнями

Силовa характеристика є нелінійною. Вона побудована при значеннях зазору, визначених відносно деякої середньої величини δ_0 ($\delta_0=40$ мкм).

При наявності керуючих струменів течія рідини в зазорі зазнає суттєвих змін (рис. 5).

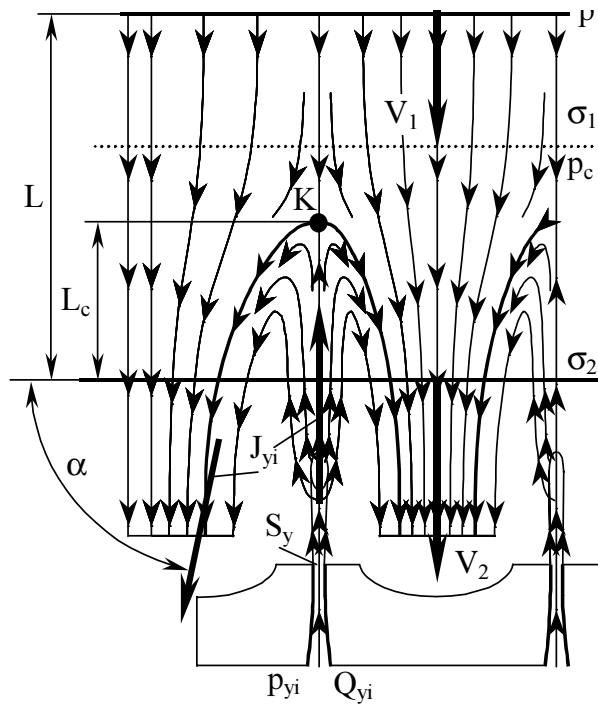


Рисунок 5 – Картина ліній течії в щілині опорного вузла при наявності гідродинамічного запирання щілини керуючими струменями

Коли керуючий струмінь рідини проникає в щілину, в ній формується течія рідини із критичною точкою K . Положення критичної точки залежить від співвідношення тисків p і p_y та кількості керуючих струменів, розташованих по периферії опори.

Враховуючи, що розмір щілини (δ) набагато менший довжини (L) щілини, можна припустити, що глибина проникнення струменя в зазор L_c є малою у порівнянні з довжиною (L) зазору.

Визначимо підвищення тиску p_c на виході із щілини, яке обумовлене дією струменів. Рівняння імпульсів для контрольного об'єму, обмеженого поверхнями σ_1 та σ_2 в проекціях на вісь струменя має вигляд

$$p_c \cdot \sigma_1 + \rho V_1^2 \sigma_1 = \sum_{i=1}^n (J_{yi} + J_{yi} \sin \alpha_i) + \rho V_2^2 \sigma_2 + 2\tau \cdot S_p, \quad (5)$$

де p_c - середній тиск в першому перерізі;

σ_1 - площа перерізу щілини;

ρ - густина робочого середовища;

V_1 - швидкість в першому перерізі;

J_{yi} - імпульс i -го струменя;

n - число струменів, які потрапляють в щілину;

α - кут зворотнього потоку струменя;

V_2 - швидкість в другому перерізі;

σ_2 - площа другого перерізу;

τ - дотичне напруження на стінках щілини;

S_p - площа твердих поверхонь щілини в межах контрольного об'єму.

Враховуючи, що поперечні розміри струменів набагато менші довжини периметра щілини, можна в першому наближенні прийняти

$$V_1^2 \sigma_1 \approx V_2^2 \sigma_2.$$

Зворотня течія, що формується при розповсюдженні струменя в зустрічному потоці, як правило, має кут розповсюдження $\alpha \approx \pi/2$. Не враховуючи дії сил тертя по причині їх малості, із рівняння імпульсів (5) одержимо

$$p_c = 2 \sum_{i=1}^n J_{yi} / \sigma_1.$$

Імпульс струменя визначиться через значення тиску на вході в сопло

$$J_{yi} = \rho S_y V_{yi}^2 \cos \gamma = \rho \frac{Q_{yi}^2 \cos \gamma}{S_y} = \rho \frac{\mu_c^2}{S_y} \cdot \frac{2}{\rho} \cdot S_y^2 p_{yi} \cos \gamma = 2\mu_c^2 S_y p_{yi} \cos \gamma, \quad (6)$$

де μ_c - коефіцієнт витрати сопла;

S_y - площа перерізу сопла;

p_{yi} - тиск на вході в сопло з номером i ;

γ - кут між площиною опори і віссю сопла.

Враховуючи, що площа перерізу щілини $\sigma_1 = b \cdot \delta$, із (5) і (6) держимо значення тиску у вихідному перерізі щілини у вигляді

$$p_c = \frac{4 \sum_{i=1}^n \mu_c^2 S_y p_{yi} \cos \gamma}{b\delta}. \quad (7)$$

Відповідно тиск в кармані опорного вузла визначиться із формули (1) після підстановки значення тиску на виході щілини із формули (7)

$$p = \frac{12\mu L Q}{b\delta^3} + \frac{4\sum_{i=1}^n \mu_c^2 S_y p_{yi} \cos \gamma}{b\delta}.$$

Об'єднуючи дану залежність із характеристикою дроселя (2) та рівнянням рівноваги сил (4), знайдемо силову характеристику опорного вузла із гідродинамічним запиранням потоку на виході щілини

$$F = \left(S_k + \frac{1}{2} S_3 \right) \left(p_H + 4 \sum_{i=1}^n \mu_c^2 S_y p_{yi} \cos \gamma \cdot \frac{\delta^2 R}{12\mu L} \right) / \left(1 + \frac{b\delta^3 R}{12\mu L} \right). \quad (8)$$

Силову характеристику опорного вузла визначається зазором та величиною тиску керування. Вона є функцією двох змінних (рис. 6).

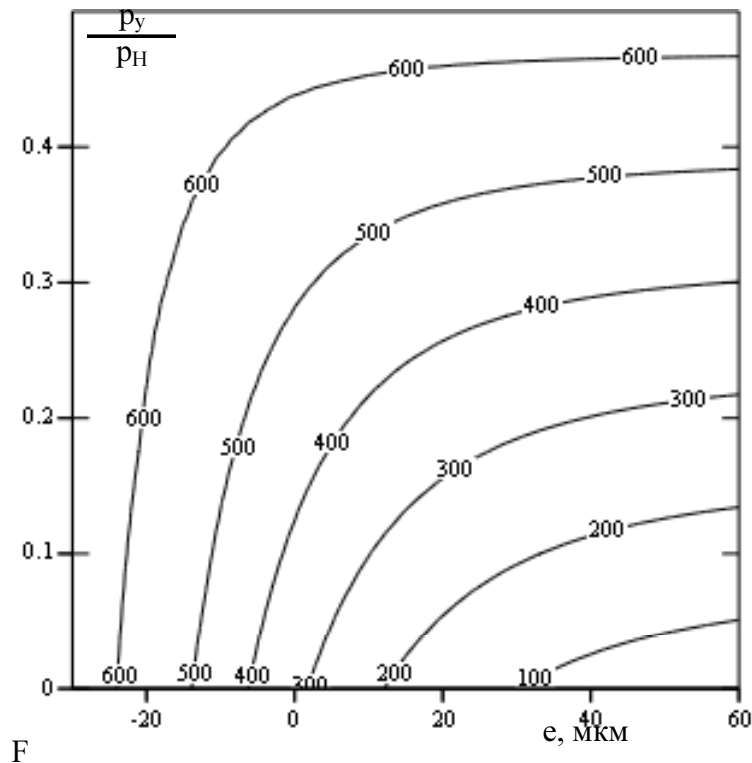


Рисунок 6 – Силову характеристику окремого опорного вузла при наявності регулювання тиску в зазорі струменями

Загальна несуча здатність (реакція) регульованої сферичної опори є результатом спільної дії окремих опорних вузлів (рис. 7).

Всього сферична опора має шість регульованих і один нерегульований (1П) опорний вузол. Три вузли 1В, 2В, 3В утворюють верхній несучий пояс сферичної опори, а три вузли 1Н, 2Н і 3Н – нижній несучий пояс.

Для малих зміщень сфери зміна зазору в кожній точці сфери в радіальному напрямку залежить лише від одного параметра (кута θ_e) і визначається залежністю

$$\delta = \delta_0 - |\vec{E}| \cdot \cos \theta_e, \quad (9)$$

де δ_0 - початковий зазор;

\vec{E} - вектор переміщення сфери.

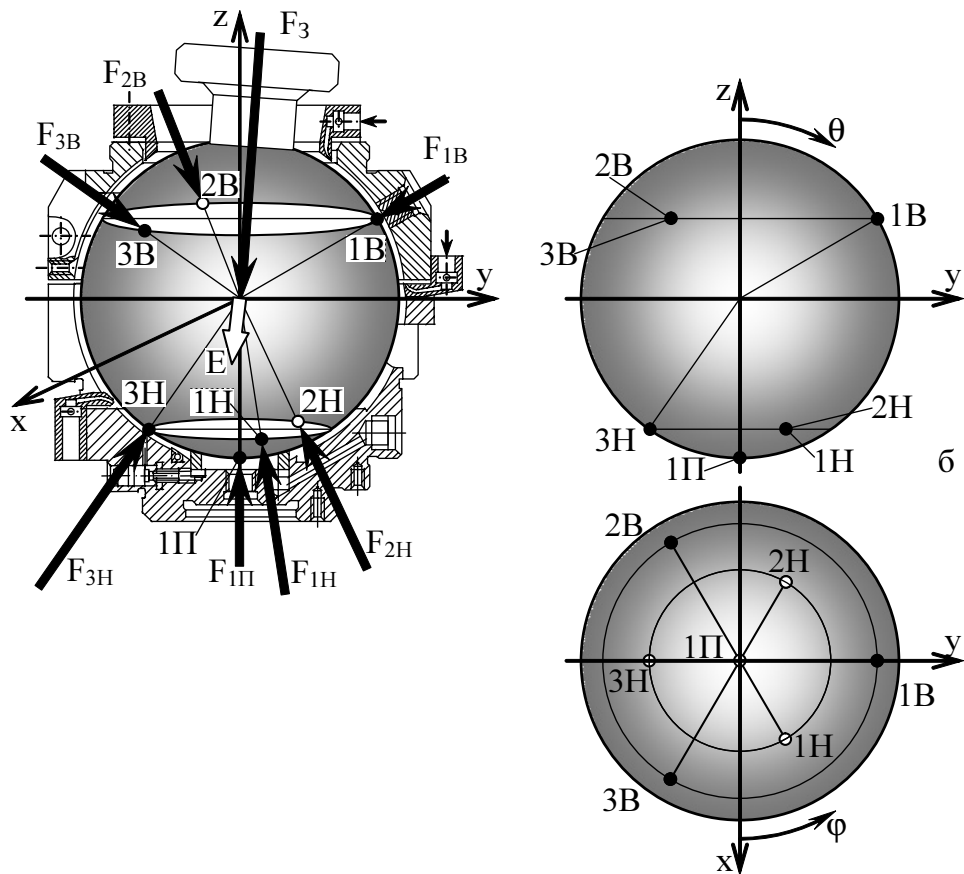


Рисунок 7 – Схема розташування окремих опорних вузлів у сферичній опорі

В проєкціях на осі координат x, y, z одержимо систему трьох рівнянь рівноваги, які зв'язують навантаження і переміщення рухомої сфери

$$F_{3x} + \sum_{i=1}^N F_{ix} = 0, F_{3y} + \sum_{i=1}^N F_{iy} = 0, F_{3z} + \sum_{i=1}^N F_{iz} = 0. \quad (10)$$

де F_{ix}, F_{iy}, F_{iz} - проєкції зусиль i -го опорного вузла;

$N=7$ – загальна кількість опорних вузлів.

Для розв'язку нелінійної системи (10) запропонована спеціальна методика.

Зусилля в кожному опорному вузлі відповідно формули (8) залежить від зазору, який в свою чергу визначається через вектор переміщень згідно формули (9). Відповідно зусилля в кожному опорному вузлі

$$\vec{F}_i = \vec{F}_i(\delta_i), \quad \delta_i = \delta_i(e_x, e_y, e_z), \quad (11)$$

де e_x, e_y, e_z - проєкції вектора переміщень \vec{E} .

Підставляючи в систему рівнянь (10) значення силових характеристик кожного опорного вузла згідно формули (8) для зазору (9) одержимо розрахункові залежності для визначення вектора зусилля в сферичній опорі \vec{F}_3 , яке відповідає заданому вектору переміщення сфери \vec{E} .

Результати розрахунків модуля вектора зусилля для різних значень напрямку переміщення сфери в залежності від модуля вектора переміщень є нелінійним (рис. 8).

У всьому діапазоні можливих змін напрямку вектора переміщення відхилення поліноміальної залежності від розрахункової є незначним і не перевищує 5%.

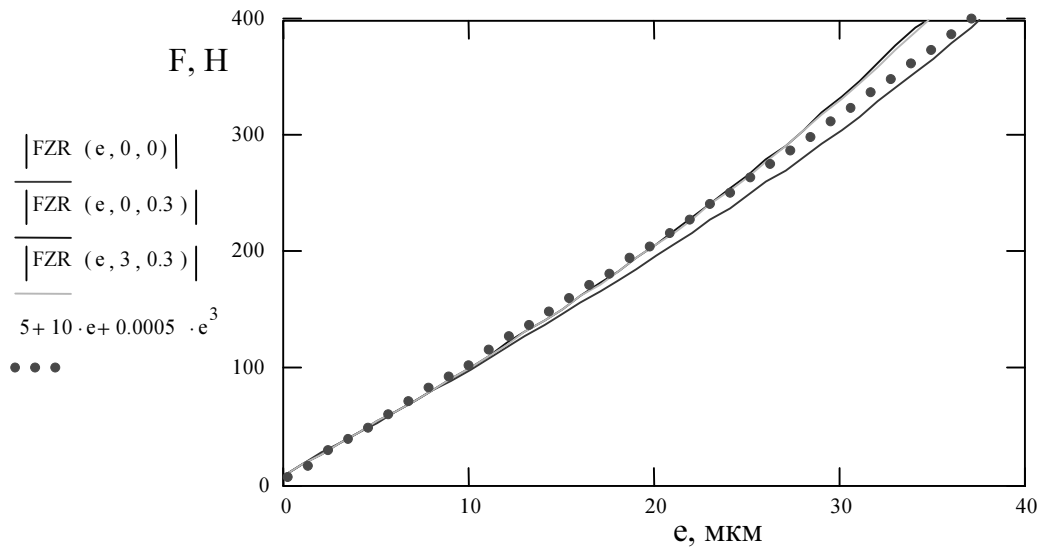


Рисунок 8 – Залежність модуля опорної реакції модуля вектора переміщення сфери розрахована для різних напрямків вектора переміщень

З метою спрощення результати розрахунків апроксимовані поліноміальною функцією (пунктирна крива на рис. 8).

Дана функція встановлена у вигляді:

$$F_3 = \alpha_0 + ae + be^3.$$

Наведений вище розрахунок визначає навантаження в опорі як функцію від вектора переміщень рухомої сфери. Для розв'язку оберненої задачі тобто знаходження вектора переміщень рухомої сфери по вектору навантаження розроблена спеціальна методика. Вона базується на застосуванні стохастичних ітераційних методів, причому на кожній ітерації взаємний зв'язок параметрів встановлюється на основі методів Монте-Карло.

Відповідно методики розглядається деяка область зміни кутових координат вектора переміщень \vec{E} . Область зміни кутів θ_e є двозв'язною і охоплює два сферичні пояси

$$0 \leq \theta_e \leq \theta_{\max}, \quad \frac{\pi}{2} - \theta_{\max} \leq \theta_e \leq \frac{\pi}{2}, \quad 0 < \varphi_e \leq 2\pi$$

де θ_{\max} - максимальний кут відхилення осі рухомої сфери ($\theta_{\max} \cong 0.3$).

В околиці розглянутої області зміни кутових координат вектора переміщень задається стохастичний масив точок.

Стохастичний масив формується у вигляді випадкового вектора, кутові координати якого розподілені по рівномірному закону (координати φ_e) та нормальному закону (координати θ_e) для кожного сферичного пояса окремо (рис. 9).

Стохастичний масив точок обробляється з метою його впорядкування. Масив точок являє собою нечітко визначену множину, частина якої (при умові $\theta_e < 0$) виключається із розгляду, а частина $\theta_e > \theta_{\max}$ є несуттєвою. Масив приводиться до вигляду стохастичної матриці.

Стохастичні матриці, визначені для кожного сферичного пояса, утворюють систему матриць, яка визначає аргументи системи вектор-функцій, які пов'язують вектори переміщень і відповідні їм вектори навантажень у сферичній опорі.

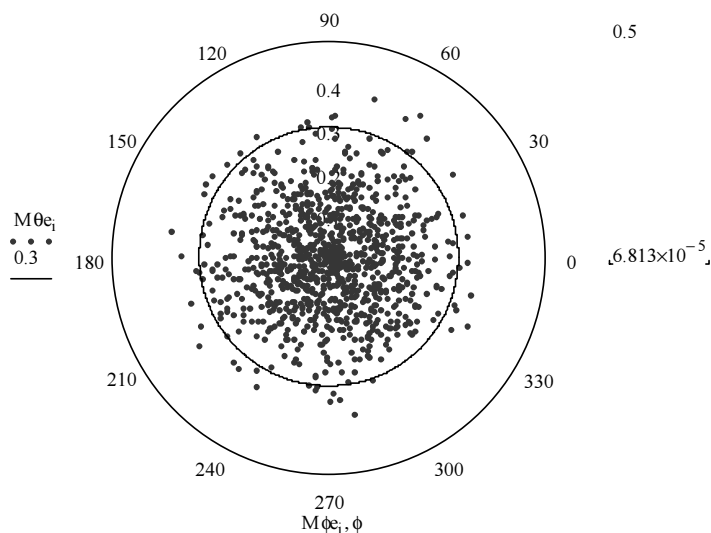


Рисунок 9 – Розташування точок, які відповідають випадковому масиву із напрямків переміщень сфери для одного із сферичних поясів зміни кутів θ

Таким чином для i -го по порядку набору координат вектора переміщень $(\varphi_{ei}, \theta_{ei})$ поставлено у відповідність координати вектора зусилля $(\varphi_{Ri}, \theta_{Ri})$. Для даної бінарної системи кутівих координат визначено просторові матриці проєкцій переміщень та навантажень у сферичних опорах. Обидві просторові матриці є функціями стохастичної матриці кутівих координат вектора переміщень $(\varphi_{ei}, \theta_{ei})$. Елементи бінарної системи відповідають парам точок на поверхні сфери, через які проходять лінії дії стохастичного вектора

переміщень і відповідного даному переміщенню вектора зусиль (рис. 10).

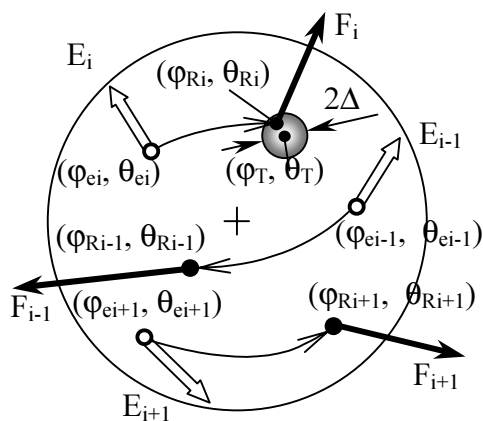


Рисунок 10 – Розташування точок на сфері, які відповідають парам кутівих координат вектора переміщень і вектора зусилля.

Знаходження вектора переміщень по заданому вектору навантаження полягає у виборі елемента просторової матриці, яка визначає проєкції випадкового вектора навантажень по заданим координатам вектора зусилля, що діє на сферичну опору.

Вибір здійснюється послідовним перебором всіх компонент просторової матриці. Для напрямку дії зусилля, який задається координатами $\varphi T, \theta T$ (див. рис.10), знаходиться найближчий напрямок із матриці реалізацій координат вектора навантажень. Умова наявності найближчого напрямку встановлюється у вигляді

$$(\varphi_{Ri} - \varphi T)^2 + (\theta_{Ri} - \theta T)^2 \leq \Delta^2,$$

де Δ - деяка невелика кутова величина ($\Delta=0,02..0,05$).

Найближчий напрямок знаходиться шляхом перебору стохастичних матриць координат. Для цього застосовується логічна процедура наступного виду

$$ITR := \begin{cases} IT \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..10000 \\ ITR \leftarrow i \text{ if } (MR\varphi_{ei} - \varphi T)^2 + 1 \cdot (MR\theta_{ei} - \theta T)^2 \leq 0.001 \end{cases}$$

В результаті обчислень за даною схемою визначається ряд точок, які є найближчими до заданих значень φT і θT . Остання точка ($i=ITR$) приймається в якості найбільш близькою до заданих координат.

Одержаний індекс точки ITR визначає стовпець просторової матриці навантажень і відповідного йому стовпця просторової матриці, що описує проєкції вектора переміщень (рис. 11).

$\theta T=0,25$ $\phi T=1$	F, Н	→	E, мкм
	-1,205		0,22
	-1,848		0,335
	-17,822		0,916

Рисунок 11 – Приклад розрахунків стовпця просторової матриці вектора переміщень сфери E по вектору стовпцю просторової матриці вектора навантажень F в сферичній опорі

Розроблена процедура дозволяє знайти силові характеристики регульованої сферичної опори у всьому можливому діапазоні куткових положень рухомої сфери.

Висновки:

1. Розроблена безконтактна регульована сферична опора забезпечує гнучке регулювання її центрального положення із забезпеченням високої точності та стабільності положення рухомих частин опори.

2. Найбільш доцільно здійснювати регулювання положення опори гідродинамічним запиранням потоків на виході щілини аеростатичних чи гідростатичних підшипників, що є опорними вузлами сферичної опори.

3. Силова характеристика кожного опорного вузла є суттєво нелінійною і описана набором кубічних парабол, що описують несучу здатність опорного вузла в залежності від зміщення сфери та тиску в соплових пристроях, які формують запираючі потоки.

4. Загальні характеристики жорсткості допускають аналітичний опис у вигляді залежності вектора опорної реакції від вектора переміщень рухомої сфери.

5. Для розв'язку оберненої задачі доцільно застосувати ітераційну схему розрахунків на основі формування масиву випадкових просторових переміщень сфери та відповідних їм векторів опорних реакцій і вибору відповідної реалізації випадкового вектора.

6. Як напрямок подальших досліджень рекомендується визначення динамічних властивостей опори із визначенням параметрів її вібруєвості.

Список літератури

1. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.В., Скляр Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою. Кіровоград, 2004. – 449 с.
2. Валявський І.А., Крижанівський В.А. Тенденції розвитку верстатів паралельної структури// Вісник Сумського державного університету. – 2003 - №2(48). – С. 18-22.
3. Самі (Мох'д Амін) Мох'д Іхміш. Підвищення статичної та динамічної точності просторових механізмів паралельної кінематики із сферичними опорами. Дис. Канд. техн. наук. – Київ, НТУУ “КПІ”, 2005. – 224 с.
4. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т. 2. – М.: Машиностроение, 1972. – 520 с.
5. Шиманович М.А. Безконтактные опоры с внешним источником давления смазочной среды. – Станки и инструменты № 6, 1987.– С. 16-18.

В статье рассмотрена конструкция бесконтактной регулируемой сферической опоры жидкостного трения. Разработана методика расчета рабочих процессов, которые происходят в опоре. Определены параметры жесткости и силовые характеристики опоры

Construction of the beskontaktnoy managed spherical support of liquid friction is considered in the article. The method of calculation of working processes which take place in support is developed. Parameters are certain inflexibilities and power descriptions of support

Одержано 15.11.06

**В.А. Онопа, викл., М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук,
Д.В. Богатирьов, канд. техн. наук, О.А. Кислун, доц., канд. техн. наук**
Кіровоградський національний технічний університет

Детермінована математична модель руху шкідника у повітряному потоці пневматичної насадки пневмодезинсектора

В статті розглянуто рух шкідника у повітряному потоці пневматичної насадки пневмодезинсектора. Наведено дослідження, які дозволяють теоретично визначити конструктивні параметри щілин пневматичних насадок з урахуванням особливостей руху шкідника.
пневмодезинсектор, пневматична насадка, шкідник, повітряний потік

Вирішення задач по збільшенню виробництва продукції сільського господарства в нашій країні передбачає високі темпи розвитку сільськогосподарського машинобудування, розроблення і впровадження в виробництво системи машин для комплексної механізації робіт по виробництву сільськогосподарських культур. Причому, значне місце в загальній системі заходів, спрямованих на підвищення врожайності сільськогосподарських культур, займає боротьба із шкідниками.

Складна екологічна ситуація в Україні також потребує більш широкого застосування екологічно безпечних засобів захисту рослин. Необхідне виробництво продукції без залишків пестицидів особливо для дитячого та дієтичного харчування. І це в першу чергу стосується продукції, що споживається в сирому вигляді, а саме плодів та овочів.

Так, в Україні площа під картоплею становить 1530 тис. га, в тому числі в приватних сільськогосподарських господарствах 525 тис. га. В усьому світі визнані перспективними інтегровані системи захисту рослин, в основу яких покладено використання пневматичних машин для збирання шкідників без застосування пестицидів. Також доцільне використання пневматичних машин для збирання шкідників на пасльонових культурах (картоплі, томатах, баклажанах,) в господарствах України, особливо зонах підвищеної екологічної небезпеки. Існуючий парк сільськогосподарських пневматичних машин потребує удосконалення, спрямованого на зменшення енерговитрат і підвищення ефективності роботи.

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено конструкцію і виготовлено дослідний зразок пневмодезинсектора, який показав свою ефективність збирання шкідників з плантацій пасльонових культур підчас польових випробовувань [1, 2].

Мета даного дослідження полягає у теоретичному визначенні конструктивних параметрів щілин пневматичних насадок з урахуванням особливостей руху шкідника.

Виходячи з мети дослідження прийняті наступні припущення підчас складання детермінованої математичної моделі, а саме:

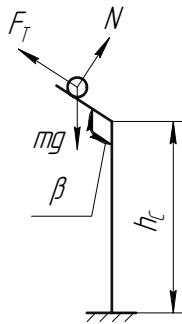
1. Стеблина картоплі абсолютно жорстка;
2. Під час наїзду насадки стеблина не згинається;
3. Шкідник має форму кулі;
4. Зусилля з яким шкідник утримується на стеблі замінено силою тертя;

5. Під час відриву шкідника від поверхні листя і руху до щілини насадки обертання самого шкідника навколо власної осі не враховується;

6. Пневмонасадка рухається з постійною швидкістю.

Для того, щоб більш точно описати траєкторію руху шкідника під час збирання його пневматичною насадкою розкладемо рух за станами.

Перший стан (рис. 1) – початкові умови, тобто, коли шкідник знаходиться у стані рівноваги без дії на нього пневматичної насадки. Другий стан (рис. 2) – коли на шкідника починає діяти зусилля (сила опору середовища) від пневматичної насадки. Третій стан (рис.3) – виведення шкідника зі стану рівноваги і відрив його від стебла. Четвертий стан (рис.4) – вільний політ шкідника до щілини пневмонасадки.



h_c – висота стебла до гілки де знаходиться жук.

Рисунок 1 - Початкові умови (до наїзду пневмонасадки)

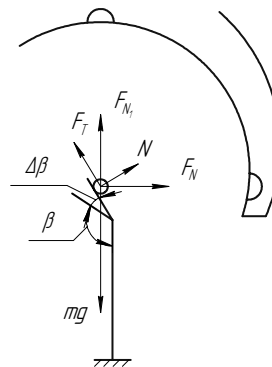


Рисунок 2 - Наїзд пневмонасадки і нахил стебла на кут $\beta + \Delta\beta$

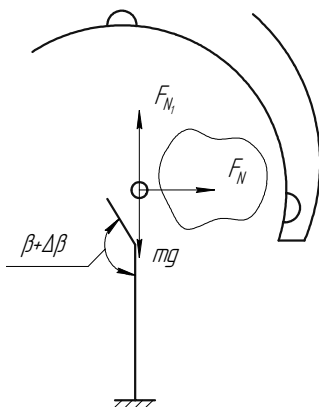


Рисунок 3 - Відрив шкідника від поверхні стебла

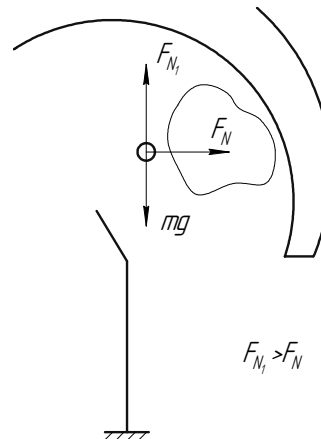


Рисунок 4 - Вільний політ шкідника до щілини пневмонасадки

Розглянемо рух шкідника у просторі в кожному з чотирьох етапів, причому початковими умовами для кожного наступного стану будуть значення з попереднього. Для першого стану прийемо припущення про те, що стеблина знаходиться паралельно площині Z0Y.

Рівняння рівноваги:

$$\sum F_z = 0; \quad N \cdot \cos(\pi - \beta) + F_T \cdot \sin(\pi - \beta) - mg = 0.$$

$$\sum F_y = 0; \quad N \cdot \sin(\pi - \beta) - F_T \cdot \cos(\pi - \beta) = 0.$$

$$\sum F_x = 0.$$

Під час наїзду пневмонасадки стан рівноваги порушується дією F_N .

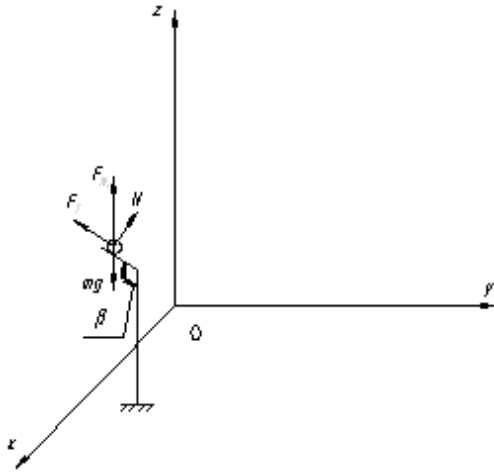


Рисунок 5 - Просторова модель до наїзду насадки

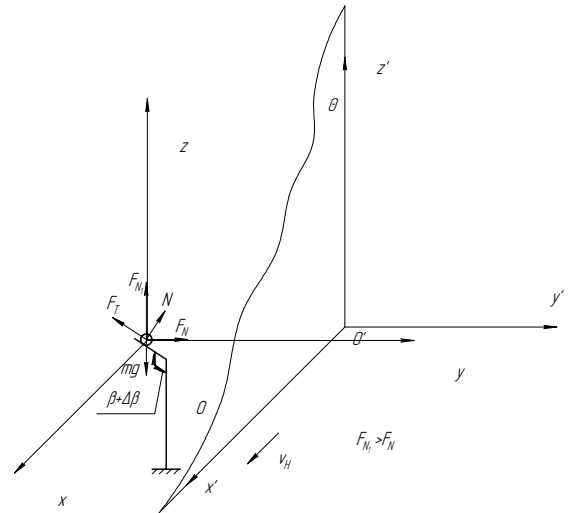


Рисунок 6 - Схема сил, що діють на шкідника під час наїзду пневмонасадки

Пневматична насадка рухається зі швидкістю V_H і наїжджає на стебло зі шкідником (рис.6). Представимо, що у площинах системи координат $ZOXY$ нерухомо стоїть стебло зі шкідником, а пневмонасадка представлена у вигляді площини Θ , що рухається зі швидкістю V_H . Причому під час проїзду пневмонасадка кут нахилу стеблини β збільшується на $\Delta\beta$.

Складемо рівняння рівноваги в кожній площині: встановимо рухому систему координат на пневмонасадку. Вважатимемо швидкості по осям рухомої системи координат відносними. Швидкість руху рухомої системи координат $Z'O'X'$ є переносною і дорівнює швидкості насадки V_H .

Спочатку визначимо умову відривання в системі координат $ZOXY$.

На площині ZOY : кут нахилу стебла $\beta' = \beta + \Delta\beta$.

$$\sum F_Z = 0; \quad N \cdot \cos(\pi - \beta') + F_T \cdot \sin(\pi - \beta') - mg + F_{N1} = 0.$$

$$\sum F_Y = 0; \quad N \cdot \sin(\pi - \beta') - F_T \cdot \cos(\pi - \beta') + F_N = 0.$$

На площині XOY :

$$\sum F_Y = 0; \quad N \cdot \sin(\pi - \beta') - F_T \cdot \cos(\pi - \beta') + F_N = 0.$$

$$\sum F_X = 0; \quad 0 = 0.$$

На площині ZOX :

$$\sum F_Z = 0; \quad N \cdot \cos(\pi - \beta') + F_T \cdot \sin(\pi - \beta') - mg + F_{N1} = 0.$$

$$\sum F_X = 0; \quad 0 = 0.$$

Визначаємо прискорення по осях:

по OZ

$$a_{OZ} = \frac{N \cdot \cos(\pi - \beta') + F_T \cdot \sin(\pi - \beta') - mg}{m}.$$

по OY

$$a_{OY} = \frac{N \cdot \sin(\pi - \beta') - F_T \cdot \cos(\pi - \beta') + F_N}{m}.$$

по OX $a_{OX} = 0$, оскільки пневмонасадка рухається зі сталою швидкістю V_H ($V_H = \text{const}$).

Умова відриву шкідника:

$$N \cdot \cos(\pi - \beta') - mg + F_{N_1} > F_T \cdot \sin(\pi - \beta');$$

$$N \cdot \sin(\pi - \beta') - mg + F_N > F_T \cdot \cos(\pi - \beta').$$

Траєкторія руху шкідника по осям OZ та OY :

$$S_{OY} = \frac{a_{OY} \cdot t_1^2}{2}; S_{OZ} = \frac{a_{OZ} \cdot t_1^2}{2}.$$

де t_1 – час, який потрібен на відрив шкідника від стебла.

Розглянемо вільний політ шкідника після відриву від стебла, схема сил показана на рис.3.

Рівняння сил по осям:

вісь OZ :

$$\sum F_Y = 0; \quad m \cdot a_Y = F_Y \Rightarrow a_Y = \frac{F_N}{m}.$$

вісь OY :

$$\sum F_Z = 0; \quad m \cdot a_Z = mg - F_{N_1} \Rightarrow a_Z = \frac{g - F_{N_1}}{m}.$$

Траєкторії польоту шкідника по осям:

по осі OZ :

$$S_Z = V_{OZ} \cdot t_1 + \frac{a_Z \cdot t^2}{2};$$

при умові, $F_{N_1} > F_N$, так як $V_1 > V$, бо $V_1 = \xi \cdot V$:

$$F_{N_1} = k \cdot \rho_C \cdot f \cdot V_1^2, \quad N = m \cdot g, \quad F_T = \mu \cdot m \cdot g,$$

ξ – коефіцієнт втрат повітря із-за тертя повітря о стінки насадки;

μ – коефіцієнт тертя;

f – міделевий перетин, m^2 ;

F_N, F_{N_1} – сила опору середовищу:

$$F_N = k \cdot \rho_C \cdot f \cdot V^2; \quad F_{N_1} = k \cdot \rho_C \cdot f \cdot V_1^2.$$

по осі OY :

$$S_Y = V_{OY} \cdot t_1 + \frac{a_Y \cdot t^2}{2}.$$

До складу сила опору середовищу входить абсолютна швидкість повітряного потоку V .

Повернемося до рухомої системи координат $Z'O'X'Y'$.

За час t насадка проходить відстань $S_x = v_H \cdot t$, тоді абсолютна швидкість повітряного потоку:

$$V = \sqrt{V_{\Pi}^2 + V_H^2 - 2 \cdot V_{\Pi} \cdot V_H \cdot \cos \alpha},$$

де V_{Π} – швидкість повітря біля щілини (швидкість всмоктування), м/с [2];

V_H – швидкість руху насадки, м/с;

α – кут між векторами \vec{V}_{Π} та \vec{V}_H

$$\alpha = \arctg \frac{S_Y}{S_X} = \frac{R}{V_H \cdot t};$$

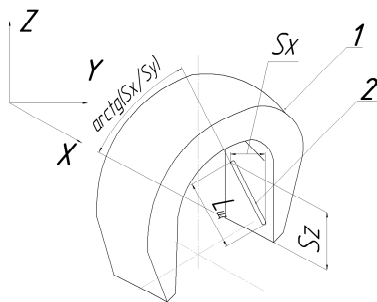
R – радіус від вертикальної осі симетрії до щілини, м;

t – час за який насадка проходить (обробляє) один кущ, $t = t_1 + \Delta t$, с.

Тоді абсолютна швидкість повітряного потоку розраховується за формулою:

$$V = \sqrt{V_{\Pi}^2 + V_H^2 - 2 \cdot V_{\Pi} \cdot V_H \cdot \cos \frac{R}{V_H \cdot t}}$$

Отримані рівняння траєкторії руху шкідника по осям дозволяють визначити конструктивні параметри пневмонасадки.



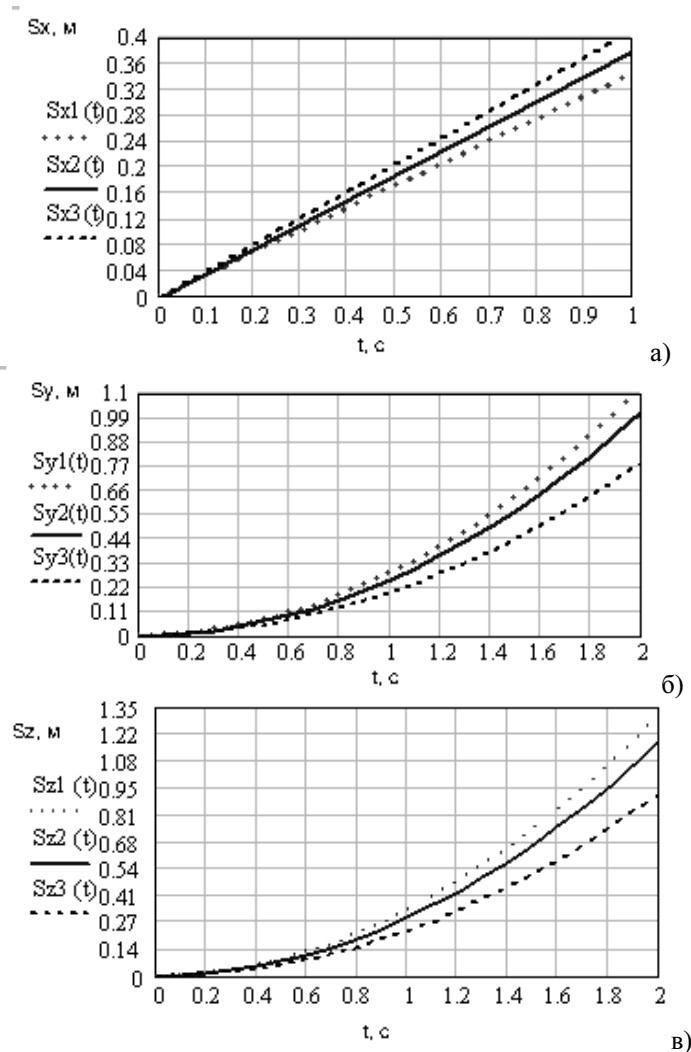
1 – пневмонасадка; 2 – щілина.

Рисунок 7 – Схема для визначення параметрів пневмонасадки

Враховуючи, що R стала величина, то згідно рис. 7:

- траєкторія руху шкідника по осі OZ S_z покаже верхню точку початку щілини;
- траєкторія руху шкідника по осі OY S_y покаже кут нахилу щілини;
- траєкторія руху шкідника по осі OX S_x покаже довжину щілини ($L_{щ} = S_x \cdot \cos(S_y/S_x)$).

Під час чисельного експерименту за допомогою пакету прикладних програм MathCAD отримали наступну графічну залежність (рис. 8).



а) – траєкторії руху шкідника по осі OX ; б) – траєкторії руху шкідника по осі OY ;
в) – траєкторії руху шкідника по осі OZ ; 1, 2, 3 – траєкторія руху шкідника по осям відповідно з масою 3, 6, 9 г.

Рисунок 8 - Траєкторії руху шкідника по осям

Задаючись максимальною та мінімальною масою шкідника можна визначити положення найвищої та найнижчої щілини. Ширина щілини залежить від параметрів шкідника і визначається за формулою:

$$t_{щ} = 2 \cdot \sqrt[3]{L \cdot B \cdot T},$$

де L – довжина шкідника (максимальний розмір);

B – ширина шкідника (середній розмір);

T – товщина шкідника (найменший розмір).

Проведені теоретичні дослідження дозволяють зробити наступні висновки.

1. Отримані теоретичні залежності дозволяють визначити параметри щілини, а також її положення на площі пневмонасадки.

2. Визначені теоретичним шляхом параметри щілини, підтвержені експериментально і мають наступні значення:

- раціональне значення кута нахилу щілини заходиться в межах $42-45^{\circ}$;

- ширина щілини $t_{щ} = 8-10$ мм;

- довжина щілини, при швидкості руху пневмонасадки $V_H = 0,15-0,2$ м/с, в межах $L_{щ} = 45-50$ мм

Список літератури

1. Онопа В.А. Оптимізація параметрів пневматичної насадки пневмодезинсектора на стендовій установці // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 31. – Кіровоград: КДТУ, 2001. – С. 100-104.
2. Петренко М.М., Кириченко А.М., Онопа В.А. Теоретичне дослідження руху шкідників у повітряному потоці пневматичної насадки пневмодезинсектора // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 33. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С. 249-254.

In the article the motion of wrecker is considered in the current of air of pneumatic attachment of pneumatic disinfectant. Researches which allow in a theory to define the structural parameters of cracks of pneumatic attachments taking into account the features of motion of wrecker are resulted.

В статье рассмотрено движение вредителя в воздушном потоке пневматической насадки пневмодезинсектора. Приведены исследования, которые позволяют теоретически определить конструктивные параметры щелей пневматических насадок с учетом особенностей движения вредителя.

Одержано 30.10.06

К.Д. Матвєєв, доц., канд. техн. наук, С.І. Шмат, доц., канд. техн. наук,
П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Ресурсозберігаюча технологія приготування трав'яного борошна

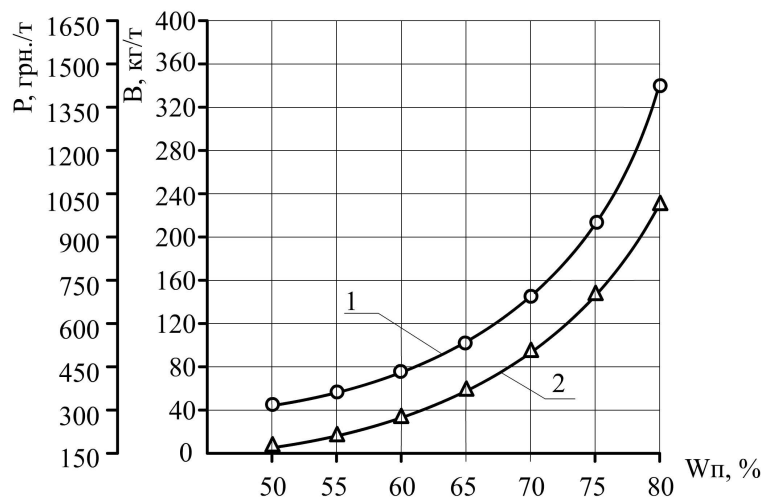
Застосування пров'яленої зеленої маси при заготівлі трав'яного борошна дозволяє скоротити витрати палива і затрати коштів в 8-9 разів. Забезпечує підвищення продуктивності сушарок в 3,5-4 рази. При впровадженні запропонованої технології виробництва трав'яного борошна знижується собівартість 1 т готової продукції з 760 грн. до 160 грн.

гранулювання, штучне сушіння, бобові трави, скошування, плющення, подрібнення, трав'яне борошно, зелені корми, поживні речовини

Перспективна технологія заготівлі трав'яного борошна з зелених кормів забезпечує максимальний збір поживних речовин з посівних площ і мінімальні втрати їх при збереженні [1]. Заготівля трав'яного борошна проводиться методом штучного сушіння з застосуванням високо- і низькотемпературних пневмобарабанних агрегатів для приготування трав'яного борошна вологістю 10...12%.

Традиційна технологія сушіння трав передбачає використання зеленої сировини вологістю 75...82%. Досвід приготування трав'яного борошна показав, що технологія сушіння, типорозмір і конструкція сушильного обладнання в значній мірі залежать від випарувальної здатності сушарок і кількості вологи, яку необхідно видалити з вихідної сировини.

Проведені дослідження показують, що витрати рідкого палива і затрати коштів збільшуються в 8-9 разів у порівнянні з вологістю пров'яленої зеленої маси до 50% (рис. 1).



1- витрати рідкого палива; 2- грошові витрати

Рисунок – 1. Витрати рідкого палива і грошових коштів при приготуванні трав'яного борошна вологістю 12% в залежності від вихідної вологості трав'яної сировини

Витрати палива на штучне сушіння трав'яної сировини для отримання однієї тони трав'яного борошна можна визначити за формулою:

$$B = \frac{q_n(W_n - W_k)}{K_1 \cdot K_2 \cdot Q_n^T (100 - W)}, \text{ кг/т,}$$

де q_n – питомі витрати тепла для випаровування вологи з сировини при сушінні, ($q_n = 3,8 \cdot 10^6$ кДж/т);

W_n, W_k – початкова і кінцева волога трав'яної маси, %;

K_1 – коефіцієнт, який враховує залежність ефективності процесу сушіння від початкової вологості трав'яної сировини:

$W_n, \%$ 60 65 67 70 73 75 78 80.

K_1 1,4 1,3 1,25 1,2 1,15 1,1 1,0 0,9.

K_2 – коефіцієнт, який враховує вплив виду трав'яної сировини на ефективність процесу сушіння трави (люцерна – 1,0; конюшина – 1,15; тимофіївка – 0,85...0,9; суміш – 1,1);

Q_n^T – теплотворна здатність палива, кДж/кг ($Q_n^T = 4260$ кДж/кг для рідкого палива).

Запропонована нами ресурсозберігаюча технологія приготування трав'яного борошна з зелених трав'яних кормів (табл. 1) базується на зеленому конвесрі з використанням бобових багаторічних і однорічних трав, їх сумішей з злаковими піддукісних та поживних культур, трав природних кормових угідь, які можуть забезпечувати надходження пров'яленої маси на протязі 120...150 днів за літній сезон з розрахунку 1,7...2,5 т пров'яленої зеленої маси з вологістю до 50-65% на 1 т трав'яного борошна.

Таблиця 1 – Варіанти і комплекти машин та технічного обладнання для виробництва трав'яного борошна

№ п/п	Найменування операцій	Комплект машин і технічного обладнання	
		традиційна технологія	запропонована ресурсозберігаюча технологія
1	2	3	4
1	Скошування з подрібненням і завантаженням подрібненої зеленої маси в транспортні засоби	МТЗ-80 КПИ-Ф-2,4А, КРП-Ф-2, "РОСЬ-2", СКП-01, Е-280	- - - -
2	Скошування з плющенням і укладанням зеленої маси в валки	- - -	МТЗ-80 КПВ-3, СКП-01, Е-301
3	Підбирання пров'ялених валків, подрібнення і завантаження подрібненої пров'яленої маси в транспортні засоби	- - - -	МТЗ-80 КПИ-2,4А з підбирачем Е-280, СКП-01, КУФ-1,8
4	Транспортування і зважування	МТЗ-80 2ПГС-4М-785А з нарощеними бортами, ПСЕ-12,5	

1	2	3	4
5	Додаткове подрібнення (при необхідності)	Подрібнювач “Волгар-5”	
6	Сушіння сировини і подрібнення висушеної маси у трав'яне борошно	АВМ-0,65; АВМ-1,5; АВМ-3,0; СБ-1,5; ЛКБ-ФЕ	
7	Гранулювання	ОГМ-0,8; ОГМ-1,5	
8	Затарювання готової продукції	ЗЗЕ-М, мішкотара	

Для виробництва трав'яного борошна краще використовувати культури, які можуть давати декілька урожаїв зеленої маси за вегетаційний період.

Траву слід збирати в період найбільшого вмісту в рослинах поживних речовин: багаторічні бобові трави – у фазі бутонізації до початку цвітіння, злакові – на початку і до кінця колосіння, бобово-злакові суміші – початок бутонізації бобових трав. Кращі години для скошування трав – години ранку. Обов'язковому плющенню підлягають бобові трави та бобово-злакові суміші. Цю операцію виконують одночасно з скошуванням. Частково або повністю розплющених рослин повинно бути не менше 90% від загальної маси.

Скошена маса трав не повинна перевищувати 5 кг на 1 погонний метр валка, а ширина валка – 1,2-1,5 м. В залежності від кліматичних та погодних умов пров'ялюють валки від 2 до 48 годин до вологості 50-65%.

Довжина подрібнених часток не повинна перевищувати 10...30 мм (не менше 70%), а максимальний розмір часток не вище 110 мм. При пров'ялюванні зеленої маси до 35...45% збільшуються механічні втрати на підбиранні, а також поживних речовин.

Експериментальні дослідження показали, що при сушінні пров'яленої подрібненої маси для зменшення втрат поживних речовин необхідно дотримуватись температури агента у відповідності до вологості сировини (табл. 2).

Таблиця 2 - Режим сушіння пров'яленої маси в залежності від вологості сировини

Вологість пров'яленої маси, %	Температура вихідного агента, °С
30...50	140...200
50...60	500...700
60...70	700...800
70...80	800...900
Більше 80	950...1000

Ступінь сушіння подрібненої сировини слід контролювати даними температури відпрацьованого агента (95...120°C).

За запропонованою ресурсозберігаючою технологією з використанням пров'яленої маси вологістю 45-65% втрати поживних речовин у трав'яному борошні відносно невеликі. В 1 кг трав'яного борошна міститься 140-150 г перетравного протеїну і 200-230 мг каротину, що відповідає 1-2 класу агротехнічних вимог і норм якісних показників за ГОСТ 18691-73 “Борошно трав'яне”.

Експериментальні дослідження роботи високотемпературних пневмобарабаних сушарок АВМ-0,65, АВМ-1,5А, АВМ-3 та ін. в господарствах Кіровоградської області показали, що поряд з високою економічною ефективністю за рахунок збереження рідкого палива при пров'ялюванні сировини підвищується продуктивність сушарок в 3,5-4 рази (табл.3).

Для низькотемпературних сушильних агрегатів конвеєрного типу ефективніше використовувати пров'ялену трав'яну сировину до вологості 50% і температурою теплоносія 150...160°C.

Таблиця 3 – Продуктивність пневмобарабанних сушарок в залежності від початкової вологості трав'яної маси

№ п/н	Параметри	Показники параметрів сушильних агрегатів		
		АВМ-0,65	АВМ-1,5А	АВМ-3,0
1	Випаровувальна здатність, т/год	1,69	4,2	8,58
2	Продуктивність, т/год (приготування трав'яного борошна вологістю 12%) при початковій вологості маси (в %):			
	50	2,11	5,25	10,73
	60	1,35	3,30	6,86
	70	0,84	2,10	4,29
	75	0,65	1,61	3,30
	80	0,48	1,20	2,45

Для будівництва сушильних потокових ліній по виробництву трав'яного борошна застосовуються типові проекти з кошторисною вартістю 170...680 тис. грн (табл. 4) в залежності від об'єму його виробництва.

Таблиця 4 – Кошторисна вартість цехів для виробництва трав'яного борошна.

Типовий проект	Сушильний агрегат	Кошторисна вартість цеха, тис. грн.		
		будівельні роботи	обладнання і монтаж	загальна вартість
305	АВМ-0,4	120	50	170
817-84	АВМ-0,4	332	180	512
817-63	СБ-1,5	348	332	680
817-155	АВМ-0,65	132	116	248
817-156	СБ-1,5	200	372	572

Встановлено що, при впровадженні ресурсозберігаючої технології виробництва трав'яного борошна собівартість 1 т готової продукції знижується з 760 грн до 160 грн. Виробництво трав'яного борошна за традиційною технологією з сировини вологістю більше 75% не ефективно.

Список літератури

1. К.Д. Матвеев, С.І. Шмат, П.Г. Лузан Визначення типорозміру і потреби сушильних агрегатів при проектуванні потокових ліній приготування трав'яного борошна // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.- Кіровоград: КДТУ, 2003.- Вип. 33.- С. 369-373.

The application withered greenstuff when stocking up glass flours permits to reduce fuel and money expenditures by 8 to 9 times. It increases drier productivity by 3,5 to 4 times. The introduction of the offered grassflour production technology decreases the prime cost of ready product from 760 Hrn up to 160 Hrn per ton.

Применение вяленой зеленой массы при заготовке травяной муки позволяет сократить затраты топлива и денежных средств в 8-9 раз. Обеспечивает повышение производительности сушилок в 3,5-4 раза. При внедрении предложенной технологии производства травяной муки снижается себестоимость 1 т готовой продукции с 760 грн. до 160 грн.

Одержано 14.09.06

Структурный анализ надежности зерноуборочного комбайна

Рассмотрено зерноуборочный комбайн как сложную многооперационную систему. Составлены графы состояния комбайна в период его эксплуатации и определены значения вероятности нахождения в каждом из состояний. Выявлены агрегаты, по причине которых возникает наибольшая вероятность нахождения комбайна в состоянии ремонта.

зерноуборочный комбайн, жатка, молотилка, моторная установка, кабина с площадкой, механические передачи, гидравлическая система, электро-система.

Зерноуборочный комбайн можно представить в виде некоторой системы состоящей из ряда отдельных подсистем. К таким подсистемам, выполняющим самостоятельные функции, относятся, прежде всего, жатка, молотилка, моторная установка, кабина с площадкой, механические передачи, гидравлическая система и электро-система.

Эффективность работы зерноуборочного комбайна зависит от работоспособности каждой из подсистем, а также определяется способом их соединения в общую систему. При этом отказ в работе любой из подсистем ведет к отказу всего комбайна в целом и прекращению его нормального функционирования. Каждый из агрегатов (подсистем) может находиться в двух фиксированных положениях: рабочем или нерабочем, обусловленном отказом в ожидании или в состоянии ремонта. Нахождение подсистемы в том или ином состоянии количественно оценивается соответствующей вероятностью.

Таким образом, переходы комбайна, как сложной системы, из одного состояния в другие может рассматриваться в виде процесса с фиксированными дискретными положениями и непрерывным временем переходов. При этом, заранее не возможно предвидеть в какой момент времени с агрегатами могут происходить те или иные отказы, требующие диагностики и ремонтных работ. Такой случайный процесс переходов с точки зрения математического описания удобно рассматривать как марковский и иллюстрировать его соответствующим графом состояний. Для зернового комбайна размеченный граф состояний представлен на рис.1.

Предполагается, что потоки событий, связанные с переходами в различные состояния, являются простыми пуассоновскими, обладающими интенсивностями λ_{ij} [1]. Таким образом, комбайн как система может находиться в конечном числе возможных дискретных состояний:

S_0 – исправная и работает;

S_1 – неисправная по причине отказа жатки и диагностирование группы сложности отказа;

S_2 – неисправная по причине отказа молотилки и диагностирование группы сложности отказа;

S_3 – неисправная по причине отказа моторной установки и диагностирование группы сложности отказа;

S_4 – неисправная по причине отказа кабины с площадкой и диагностирование группы сложности отказа;

S_5 – неисправная по причине отказа механической передачи и диагностирование группы сложности отказа;

S_6 – неисправная по причине отказа гидравлической системы и диагностирование группы сложности отказа;

S_7 – неисправная по причине отказа электро-системы и диагностирование группы сложности отказа;

S_8 – устранение неисправностей I группы сложности отказов;

S_9 – устранение неисправностей II группы сложности отказов.

Описание случайного процесса перехода в различные состояния может быть осуществлено на основе определения вероятностей состояния, которые в общем случае являются функциями времени $P_0(t), P_1(t) \dots P_9(t)$.

Или можно записать: $P_i(t) = P\{S(t) = S_i\}$,

где $P_i(t)$ - вероятность того, что в момент времени t система S находится в состоянии S_i .

Следуя правилу составления уравнений Колмогорова [2], используемого в системах блуждающих по множеству состояний, для рассматриваемого комбайна можно записать:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_0(t)}{dt} = \lambda_{80}p_8(t) + \lambda_{90}p_9(t) - (\lambda_{01} + \lambda_{02} + \lambda_{03} + \lambda_{04} + \lambda_{05} + \lambda_{06} + \lambda_{07})p_0(t); \\ \frac{dp_1(t)}{dt} = \lambda_{01}p_0(t) - \lambda_{18}p_1(t) - \lambda_{19}p_1(t); \\ \frac{dp_2(t)}{dt} = \lambda_{02}p_0(t) - \lambda_{28}p_2(t) - \lambda_{29}p_2(t); \\ \frac{dp_3(t)}{dt} = \lambda_{03}p_0(t) - \lambda_{38}p_3(t) - \lambda_{39}p_3(t); \\ \frac{dp_4(t)}{dt} = \lambda_{04}p_0(t) - \lambda_{48}p_4(t) - \lambda_{49}p_4(t); \\ \frac{dp_5(t)}{dt} = \lambda_{05}p_0(t) - \lambda_{58}p_5(t) - \lambda_{59}p_5(t); \\ \frac{dp_6(t)}{dt} = \lambda_{06}p_0(t) - \lambda_{68}p_6(t) - \lambda_{69}p_6(t); \\ \frac{dp_7(t)}{dt} = \lambda_{07}p_0(t) - \lambda_{78}p_7(t) - \lambda_{79}p_7(t); \\ \frac{dp_8(t)}{dt} = \lambda_{18}p_1(t) + \lambda_{28}p_2(t) + \lambda_{38}p_3(t) + \lambda_{48}p_4(t) + \lambda_{58}p_5(t) + \\ + \lambda_{68}p_6(t) + \lambda_{78}p_7(t) - \lambda_{80}p_8(t); \\ \frac{dp_9(t)}{dt} = \lambda_{19}p_1(t) + \lambda_{29}p_2(t) + \lambda_{39}p_3(t) + \lambda_{49}p_4(t) + \lambda_{59}p_5(t) + \\ + \lambda_{69}p_6(t) + \lambda_{79}p_7(t) - \lambda_{90}p_9(t). \end{array} \right. \quad (1)$$

Если учесть, что возможные состояния комбайна статистически независимые события, то для полной группы таких событий существует нормировочное условие в виде следующей суммы:

$$\sum_{i=0}^{i=9} P_i(t) = 1. \quad (2)$$

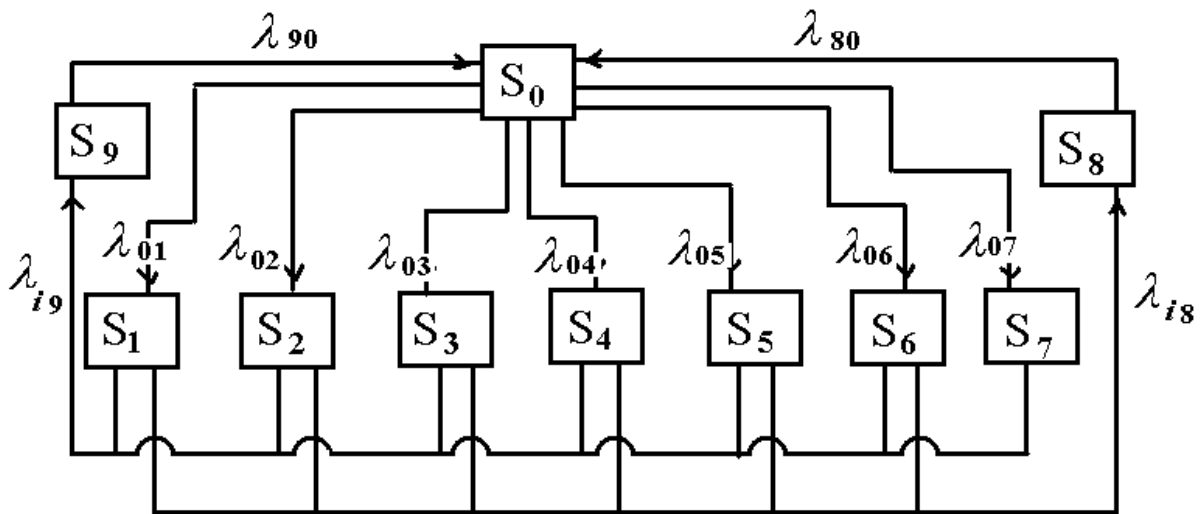


Рисунок 1 - Размеченный граф состояния зерноуборочного комбайна

Чтобы решить систему дифференциальных уравнений (1) относительно неизвестных вероятностей состояний $P_i(t)$, зададимся начальным распределением вероятностей в момент начала работы при $t = 0$.

Правомерно допустить, что в начальный момент времени комбайн находится в работоспособном состоянии и выполняет свои функции по уборке урожая. То есть, система находится в состоянии S_0 с вероятностью $P_0(0) = 1$. Тогда, согласно нормировочного условия, остальные вероятности состояний равны: $P_1(0) = P_2(0) = P_3(0) = P_4(0) = P_5(0) = P_6(0) = P_7(0) = P_8(0) = P_9(0) = 0$

В установившемся режиме эксплуатации, когда процессы переходов приобретают некоторый стационарный характер, вероятности состояний стремятся к некоторым своим предельным (финальным) значениям: $P_i = \lim_{t \rightarrow \infty} P_i(t)$.

Это характерно для стационарного режима эксплуатации. В таком режиме комбайн переходит из одного состояния в другое, но вероятности нахождения в них остаются постоянными. Каждая финальная вероятность приобретает значение среднего относительного времени пребывания комбайна в том или ином положении. Если возврат в то или иное состояние возможен, то такое состояние считается существенным. Для установления финальных вероятностей важно (необходимо и достаточно), чтобы из какого-либо существенного состояния система (комбайн) за какое-то количество шагов могла попасть в другое любое существенное состояние.

Из графа состояний зерноуборочного комбайна (см. рис. 1) видно, что все его состояния существенны, ибо после выполнения конечного количества шагов (переходов) всегда возможен возврат системы в любое другое существенное. Это говорит о возможности достижения устанавливающегося режима переходов, для которого выполняется условие: $P_i = const$; $\lambda_{ij} = const$.

В этом случае, исходя из стационарности режима, для установившегося процесса будет справедливо равенство:

$$\frac{dp_i}{dt} = 0. \quad (3)$$

Тогда решение системы дифференциальных уравнений может быть заменено решением системы линейных алгебраических уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_{80}P_8 + \lambda_{90}P_9 = (\lambda_{01} + \lambda_{02} + \lambda_{03} + \lambda_{04} + \lambda_{05} + \lambda_{06} + \lambda_{07})P_0; \quad (4) \\ \lambda_{01}P_0 = \lambda_{18}P_1 + \lambda_{19}P_1; \quad (5) \\ \lambda_{02}P_0 = \lambda_{28}P_2 + \lambda_{29}P_2; \quad (6) \\ \lambda_{03}P_0 = \lambda_{38}P_3 + \lambda_{39}P_3; \quad (7) \\ \lambda_{04}P_0 = \lambda_{48}P_4 + \lambda_{49}P_4; \quad (8) \\ \lambda_{05}P_0 = \lambda_{58}P_5 + \lambda_{59}P_5; \quad (9) \\ \lambda_{06}P_0 = \lambda_{68}P_6 + \lambda_{69}P_6; \quad (10) \\ \lambda_{07}P_0 = \lambda_{78}P_7 + \lambda_{79}P_7; \quad (11) \\ \lambda_{18}P_1 + \lambda_{28}P_2 + \lambda_{38}P_3 + \lambda_{48}P_4 + \lambda_{58}P_5 + \lambda_{68}P_6 + \lambda_{78}P_7 = \lambda_{80}P_8; \quad (12) \\ \lambda_{19}P_1 + \lambda_{29}P_2 + \lambda_{39}P_3 + \lambda_{49}P_4 + \lambda_{59}P_5 + \lambda_{69}P_6 + \lambda_{79}P_7 = \lambda_{90}P_9. \quad (13) \end{array} \right.$$

Таким образом, получена система из десяти алгебраических уравнений с десятью неизвестными $P_0 \dots P_9$. Эти уравнения системы могут быть дополнены нормировочным условием (2).

Решение системы выполним методом подстановок. Для этого заменим первое уравнение (4) нормировочным условием (2). Из уравнений (5 - 13) системы имеем:

$$\begin{aligned} P_1 &= P_0 \frac{\lambda_{01}}{\lambda_{18} + \lambda_{19}}; \quad P_2 = P_0 \frac{\lambda_{02}}{\lambda_{28} + \lambda_{29}}; \quad P_3 = P_0 \frac{\lambda_{03}}{\lambda_{38} + \lambda_{39}}; \\ P_4 &= P_0 \frac{\lambda_{04}}{\lambda_{48} + \lambda_{49}}; \quad P_5 = P_0 \frac{\lambda_{05}}{\lambda_{58} + \lambda_{59}}; \quad P_6 = P_0 \frac{\lambda_{06}}{\lambda_{68} + \lambda_{69}}; \quad P_7 = P_0 \frac{\lambda_{07}}{\lambda_{78} + \lambda_{79}}; \\ P_8 &= P_0 \frac{\frac{\lambda_{18}\lambda_{01}}{\lambda_{18} + \lambda_{19}} + \frac{\lambda_{28}\lambda_{02}}{\lambda_{28} + \lambda_{29}} + \frac{\lambda_{38}\lambda_{03}}{\lambda_{38} + \lambda_{39}} + \frac{\lambda_{48}\lambda_{04}}{\lambda_{48} + \lambda_{49}} + \frac{\lambda_{58}\lambda_{05}}{\lambda_{58} + \lambda_{59}} + \frac{\lambda_{68}\lambda_{06}}{\lambda_{68} + \lambda_{69}} + \frac{\lambda_{78}\lambda_{07}}{\lambda_{78} + \lambda_{79}}}{\lambda_{80}}; \\ P_9 &= P_0 \frac{\frac{\lambda_{19}\lambda_{01}}{\lambda_{18} + \lambda_{19}} + \frac{\lambda_{29}\lambda_{02}}{\lambda_{28} + \lambda_{29}} + \frac{\lambda_{39}\lambda_{03}}{\lambda_{38} + \lambda_{39}} + \frac{\lambda_{49}\lambda_{04}}{\lambda_{48} + \lambda_{49}} + \frac{\lambda_{59}\lambda_{05}}{\lambda_{58} + \lambda_{59}} + \frac{\lambda_{69}\lambda_{06}}{\lambda_{68} + \lambda_{69}} + \frac{\lambda_{79}\lambda_{07}}{\lambda_{78} + \lambda_{79}}}{\lambda_{90}}. \end{aligned} \quad (14)$$

Решим систему подставляя в нормировочное условие значения всех вероятностей выраженных через P_0 :

$$\begin{aligned} &P_0 + P_0 \frac{\lambda_{01}}{\lambda_{18} + \lambda_{19}} + P_0 \frac{\lambda_{02}}{\lambda_{28} + \lambda_{29}} + P_0 \frac{\lambda_{03}}{\lambda_{38} + \lambda_{39}} + \\ &+ P_0 \frac{\lambda_{04}}{\lambda_{48} + \lambda_{49}} + P_0 \frac{\lambda_{05}}{\lambda_{58} + \lambda_{59}} + P_0 \frac{\lambda_{06}}{\lambda_{68} + \lambda_{69}} + P_0 \frac{\lambda_{07}}{\lambda_{78} + \lambda_{79}} + \\ &+ P_0 \frac{\frac{\lambda_{18}\lambda_{01}}{\lambda_{18} + \lambda_{19}} + \frac{\lambda_{28}\lambda_{02}}{\lambda_{28} + \lambda_{29}} + \frac{\lambda_{38}\lambda_{03}}{\lambda_{38} + \lambda_{39}} + \frac{\lambda_{48}\lambda_{04}}{\lambda_{48} + \lambda_{49}} + \frac{\lambda_{58}\lambda_{05}}{\lambda_{58} + \lambda_{59}} + \frac{\lambda_{68}\lambda_{06}}{\lambda_{68} + \lambda_{69}} + \frac{\lambda_{78}\lambda_{07}}{\lambda_{78} + \lambda_{79}}}{\lambda_{80}} + \\ &+ P_0 \frac{\frac{\lambda_{19}\lambda_{01}}{\lambda_{18} + \lambda_{19}} + \frac{\lambda_{29}\lambda_{02}}{\lambda_{28} + \lambda_{29}} + \frac{\lambda_{39}\lambda_{03}}{\lambda_{38} + \lambda_{39}} + \frac{\lambda_{49}\lambda_{04}}{\lambda_{48} + \lambda_{49}} + \frac{\lambda_{59}\lambda_{05}}{\lambda_{58} + \lambda_{59}} + \frac{\lambda_{69}\lambda_{06}}{\lambda_{68} + \lambda_{69}} + \frac{\lambda_{79}\lambda_{07}}{\lambda_{78} + \lambda_{79}}}{\lambda_{90}} = 1 \end{aligned}$$

Решив относительно P_0 получим:

$$P_0 = \left[1 + \frac{\lambda_{01}}{\lambda_{18} + \lambda_{19}} + \frac{\lambda_{02}}{\lambda_{28} + \lambda_{29}} + \frac{\lambda_{03}}{\lambda_{38} + \lambda_{39}} + \frac{\lambda_{04}}{\lambda_{48} + \lambda_{49}} + \frac{\lambda_{05}}{\lambda_{58} + \lambda_{59}} + \frac{\lambda_{06}}{\lambda_{68} + \lambda_{69}} + \frac{\lambda_{07}}{\lambda_{78} + \lambda_{79}} + \frac{\lambda_{18}\lambda_{01}}{\lambda_{18} + \lambda_{19}} + \frac{\lambda_{28}\lambda_{02}}{\lambda_{28} + \lambda_{29}} + \frac{\lambda_{38}\lambda_{03}}{\lambda_{38} + \lambda_{39}} + \frac{\lambda_{48}\lambda_{04}}{\lambda_{48} + \lambda_{49}} + \frac{\lambda_{58}\lambda_{05}}{\lambda_{58} + \lambda_{59}} + \frac{\lambda_{68}\lambda_{06}}{\lambda_{68} + \lambda_{69}} + \frac{\lambda_{78}\lambda_{07}}{\lambda_{78} + \lambda_{79}} + \frac{\lambda_{80}}{\lambda_{80}} + \frac{\lambda_{19}\lambda_{01}}{\lambda_{18} + \lambda_{19}} + \frac{\lambda_{29}\lambda_{02}}{\lambda_{28} + \lambda_{29}} + \frac{\lambda_{39}\lambda_{03}}{\lambda_{38} + \lambda_{39}} + \frac{\lambda_{49}\lambda_{04}}{\lambda_{48} + \lambda_{49}} + \frac{\lambda_{59}\lambda_{05}}{\lambda_{58} + \lambda_{59}} + \frac{\lambda_{69}\lambda_{06}}{\lambda_{68} + \lambda_{69}} + \frac{\lambda_{79}\lambda_{07}}{\lambda_{78} + \lambda_{79}} + \frac{\lambda_{90}}{\lambda_{90}} \right]^{-1}$$

Или:

$$P_0 = \left[1 + \sum_{i=1}^7 \frac{\lambda_{0i}}{\lambda_{i8} + \lambda_{i9}} + \frac{\sum_{i=1}^7 \frac{\lambda_{i8}\lambda_{0i}}{\lambda_{i8} + \lambda_{i9}}}{\lambda_{80}} + \frac{\sum_{i=1}^7 \frac{\lambda_{i9}\lambda_{0i}}{\lambda_{i8} + \lambda_{i9}}}{\lambda_{90}} \right]^{-1}.$$

Соответственно имея P_0 по формулам (14) определяются вероятности $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6, P_8, P_9$.

Для анализа состояния комбайна с точки зрения его надежности представляет практическую ценность определение влияния интенсивностей потоков отказов и восстановлений, характеризующих отделенные подсистемы: жатка, молотилка, моторная установка, кабина с площадкой, механические передачи, гидравлическая система и электро-система.

В первом приближении об интенсивностях событий переводящих комбайн из одного фиксированного состояния в другое можно судить по средним временам пребывания ее в том или ином состоянии. Поэтому для расчетов интенсивностей переходов λ_{ij} используется следующее соотношение [1]:

$$\lambda_{ij} = (T_i)^{-1}, \quad (15)$$

где T_i - среднее время проведения i -й операции.

Для анализа системы в числовом виде, используем результаты государственных испытаний зерноуборочных комбайнов Дон-1500 в условиях рядовой эксплуатации [3]. Отдел испытаний ВНИИМОЖ провел наблюдения за работой 30 зерноуборочных комбайнов первого года эксплуатации, работающих в Киевской и Винницкой областях. Результаты представлены в таблице 1.

При устранении отказа, ремонтным исполнителям безразлично от какого комбайна (агрегата) поступает отказ и какой он по счету. Поэтому все отказы условно разделены на две группы сложности. К I группе относятся несложные отказы, устранение которых не требуют глубокой разборки агрегата (например, излом лучей мотвила, рассоединение троса управления работой гидронасоса, подтекание масла, зависание клапана и др.) и, как правило, выполняются комбайнером. К II группе относятся более сложные отказы, устранение которых требует разборку агрегата и применение ремонтных средств (например, разрушение подшипника, заклинивание гидромотора, разрушение кольца в гидроцилиндре, вибратора бункера и др.). Диагностирование неисправности (определение группы сложности отказа I или II) и подготовка к ремонту в среднем занимает время $T_{i8} = 0,1$ ч и $T_{i9} = 0,2$ ч соответственно.

Время проведения ремонта I группы сложности составляет $T_{80}=0,3$ ч, а для II группы сложности – $T_{90}=0,5$ ч, при условии наличия соответствующей ремонтной базы и запасных частей.

Таблица 1 – Характеристика отказов по агрегатам и системам зерноуборочных комбайнов Дон-1500

Наименование агрегатов	Средняя наработка на отказ, ч	Количество отказов	
		I группы сложности	II группы сложности
Жатка	201,96	18	5
Молотилка	248,01	5	29
Моторная установка	245,67	2	1
Кабина с площадкой	280,22	1	1
Механическая передача	181,16	2	16
Гидравлическая система	206,03	31	4
Электро-система	164,92	10	–

На основании полученных данных, используя уравнение (20), определены значения интенсивностей переходов при изменении состояний жатки, $ч^{-1}$:

$$\lambda_{01} = 4,9 \cdot 10^{-3}; \lambda_{02} = 4,0 \cdot 10^{-3}; \lambda_{03} = 4,1 \cdot 10^{-3}; \lambda_{04} = 3,6 \cdot 10^{-3}; \lambda_{05} = 5,5 \cdot 10^{-3};$$

$$\lambda_{06} = 4,8 \cdot 10^{-3}; \lambda_{07} = 6,1 \cdot 10^{-3}; \lambda_{08} = 10,0; \lambda_{09} = 5,0; \lambda_{80} = 3,3; \lambda_{90} = 2,0.$$

Подстановкой значений интенсивности переходов в соответствующие уравнения для расчетов вероятностей состояний (14) определены их конкретные значения:

$$P_0 = 0,95; P_1 = 4,8 \cdot 10^{-3}; P_2 = 3,9 \cdot 10^{-3}; P_3 = 4,0 \cdot 10^{-3}; P_4 = 3,5 \cdot 10^{-3};$$

$$P_5 = 5,4 \cdot 10^{-3}; P_6 = 4,7 \cdot 10^{-3}; P_7 = 6,0 \cdot 10^{-3}; P_8 = 6,6 \cdot 10^{-3}; P_9 = 10,8 \cdot 10^{-3}.$$

Анализ влияния отдельных агрегатов (подсистем) на общую работоспособность и надежность зернового комбайна показывает, что наибольшая вероятность нахождения комбайна в состоянии ремонта возникает по причине отказа электро-системы $P_7 = 6,0 \cdot 10^{-3}$. Наиболее надежным из его агрегатов является кабина с площадкой для которого вероятность отказа составляет $P_4 = 3,5 \cdot 10^{-3}$. Меньше надежность у молотилки $P_2 = 3,9 \cdot 10^{-3}$, моторной установки $P_3 = 4,0 \cdot 10^{-3}$ и еще меньше у гидравлической системы $P_6 = 4,7 \cdot 10^{-3}$, жатки $P_1 = 4,8 \cdot 10^{-3}$, механической передачи $P_5 = 5,4 \cdot 10^{-3}$. Также следует обратить внимание на группу сложности отказов. Так для электро-системы характерны отказы I группы сложности, что не требует высоких ремонтных затрат времени на устранение неисправности, но значительно зависит от верности диагностирования и квалификации рабочего. Для молотилки характерны отказы II группы сложности, что ведет к высоким ремонтным затратам.

Выводы:

1. Анализ надежности зерноуборочного комбайна может быть проведен на основе построения размеченного графа состояний, функционально объединяющего характерные существенные дисперсные положения подсистем: жатка, молотилка, моторная установка, кабина с площадкой, механические передачи, гидравлическая система и электро-система.

2. В период эксплуатации в пределах заданного ресурса размеченный граф не имеет тупиковых состояний, а вероятности переходов комбайна с одного в другое стабилизируются в области финальных своих значений характеризующих уровень надежности отдельных агрегатов (подсистем).

Список литературы

1. Вентцель Е.С. Теория вероятностей: Учеб. для вузов. – 5-е изд. стер. – М.: Высш. шк., 1998. – 576 с.: ил.
2. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. Прикладные задачи теории вероятностей.-М.: Наука, 1983.- 414с.
3. Отчет № 29-39-89 (5114610) о результатах наблюдения за работой зерноуборочных комбайнов «Дон-1500» в условиях рядовой эксплуатации. - Всесоюзный научно-исследовательский институт по испытанию машин и оборудования для животноводства и кормопроизводства /отдел испытаний, 1989. – 16 с.

Розглянуто зернозбиральний комбайн як складну багатоопераційну систему. Складені графи стану комбайну в період його експлуатації та визначені значення ймовірності знаходження в кожному із станів. Виявлені агрегати, з причини яких виникає найбільша ймовірність знаходження комбайна в стані ремонту.

Harvester of combine is considered as complex multioperational system. The condition columns of a combine are made during its operation and the meanings of presence probability in condition each are determined. The units are revealed, owing to which there is a greatest probability of a combine presence in a repair condition.

Получено 10.10.06

Технологічні основи виробництва кормових сумішей і їх економічна доцільність в управлінні ресурсозбереженням

В статті наведена економічна доцільність ресурсозбереження, технологічні основи виробництва кормових сумішей

ресурси сировини, відходи, кормові суміші, сирий протеїн

В умовах розвитку ринкових відносин в переробних галузях агропромислового комплексу важливу роль відіграють сировинні ресурси, реальним джерелом поповнення яких є скорочення втрат при збиранні, транспортуванні, зберіганні та переробці в продукцію. Ефективність використання сировини, глибина її переробки і кількість утворюваних відходів визначають рівень технології в зернопереробній промисловості.

При цьому стоїть завдання не тільки підвищити рівень використання сировини за рахунок більш повного видалення із неї основних продуктів, але і забезпечення виробництва корисних продуктів із отриманих відходів, тобто найбільш повно забезпечити залучення вторинних сировинних ресурсів в процес виробництва продукції. В даний час, в умовах України проблема ресурсозбереження особливо актуальна, так як щорічно в республіці утворюється більше 1.8 млрд. тон відходів і попутних продуктів виробництва в усіх переробних галузях агропромислового комплексу.

Залучення вторинних ресурсів в ряді випадків приводить до утворення принципово нових видів продукції і розробки комплексних технологій переробки сировини. Так, утворення великої кількості відходів на підприємствах хлібопродуктів спонукає до необхідності виробництва із них корисної продукції.

Наприклад, тільки на Кіровоградському комбінаті хлібопродуктів № 2 на протязі року (при повному завантаженні потужностей) накопичується більше 25 тис. тон відходів. В зв'язку з цим вагомою актуальністю є розробка технологій виробництва кормових сумішей, яка дозволяє комплексну утилізацію відходів. Крім цього, в останні десятиріччя визначилась ще одна проблема, пов'язана з відсутністю технології утилізації відходів, це – запровадження технологічних ліній лущення зерна. В зв'язку з цим розробка технології виробництва кормових сумішей із відходів підприємств хлібопродуктів дозволить прискорити впровадження нових технологій лущення зерна, виробництва комбікормів у вигляді крупок, що дасть велику економію ресурсів зерна, та можливість понизити кількість використання електроенергії.

Кіровоградський КХП № 2 – типове зернопереробне підприємство. До його складу входять елеватор, борошномельний і комбікормовий заводи, тароремонтний цех, хлібоприймальне підприємство, завод з обробки гібридного насіння кукурудзи.

На борошномельному заводі одержують побічні продукти, зернові відходи, аспіраційні відноси. На лінії відокремлення плівок комбікормового заводу утворюється лузга плівчастих культур, а на кукурудзно-колібрувальному заводі залишається близько 2 тис. тон качанів. За фізичними властивостями ці відходи належать до важко сипких

кормових продуктів. Дослідження їх хімічного складу засвідчило, що найбільше протеїну в них зберігається після сепаратора II проходу та щіткових машин III маршруту (17.6 і 15.5 відсотки). В решті відходів вміст протеїну був менший, але перевищував його кількість у зерні кукурудзи за винятком аспіраційних відносів. За вмістом крохмалю до зерна кукурудзи наближаються аспіраційні відноси комбікормового заводу (57.3 відсотка), побічні продукти (55.4) і подрібнені качани кукурудзи, а борошняні витруски навіть перевищують зерно кукурудзи – 67.4 відсотка. За кількістю жиру практично всі відходи поступаються зерну кукурудзи, а за клітковиною – значно його перевершують. Найбільше клітковини – в подрібнених качанах кукурудзи (33.6 відсотка), побічних продуктах (22.9), аспіраційних відносах елеватора (22.6) та зерно- відходах (12.3 відсотках).

Дослідження складу мікрофлори показало, що відходи переробки зерна містять значну кількість мезофільних анаеробних споро-і неспороутворюючих мікроорганізмів.

Більша частина з них гнилісні бактерії. При цьому виявлено високий вміст бактерій групи кишкової палички, а також анаеробні мікроорганізми, зокрема клостридії. Отже досліджені відходи мають низьку санітарну якість. Це зумовлює обов'язкове використання технології гранулювання кормових сумішей при жорстких режимах: тиск пари 0.3 – 0.4 мегапаскаля, витрата 70 кілограмів на тону.

Розроблено рецептури кормових сумішей, якими передбачено повне використання згаданих відходів. Одна з них – рецептура для відгодівлі бичків. До неї, зокрема входить 41 відсоток зерновідходів, 18.3 – подрібнених качанів кукурудзи, 32.2 – побічних продуктів, 0.5 – кухонної солі та 1 відсоток преміксів. Така кормосуміш містить 11.5 відсотка сирого протеїну і 18.7 – сирій клітковини.

Отже, досліджені відходи підприємств хлібопродуктів та розроблена технологія вирішила проблему утилізації відходів переробних підприємств агропромислового комплексу. Отримати кормові суміші, придатні для відкорму свиней та великої рогатої худоби, поживна кормова цінність яких максимально наближена до повнораціонних комбікормів (вміст сирого протеїну 11.5 – 17 відсотків), що дозволяє вирішувати проблему ресурсозбереження зернових і білкововмістних інгредієнтів, а також отримувати значний економічний ефект.

Список літератури

1. Бутковский В.А., Мельников Е.М. Технология мукомольного, крупяного и комбикормового производства (с основами экологии). – М.: Агропромиздат, 1989. – 464с.
2. Побочные продукты – в кормовые смеси / Г.А.Глобенко, Б.В.Егоров, И.К.Чайка и др. // Комбикормовая промышленность 1990.-№ 5. – С. 35-36.
3. Физические свойства зерновых отходов и кормовых смесей / Г.А.Глобенко, Б.В.Егоров, В.В.Гончаренко, И.К. Чайка // Механика сыпучих материалов: Тез. Докл. 5-й Всесоюзной научной конференции. 17-19 сентября 1991 г. – Одесса 1991. – С. 50-51.
4. Гуменюк Г.Д. и др. Использование отходов промышленности и сельского хозяйства в животноводстве. К.: Урожай.– 1977. – 152с.

В статье приведена экономическая целесообразность ресурсосбережения, технологические основы производства кормовых смесей.

In the article there has been proved economic expediency of resource-saving and presented technological basics for producing feed blends.

Одержано 30.10.06

Дослідження удосконаленого сошника зернової сівалки

В статті приведені теоретичні та експериментальні дослідження роботи удосконалених дводискових сошників, обладнаних нерухомою п'ятою, встановленою в нижній частині міждискового простору. Дослідження показали, що удосконалений сошник зернової сівалки покращує розподілення насіння по глибині, а також розміщення сходів по ширині рядка.

дводисковий сошник, нерухома п'ята сошника, підвіска сошника, якість загортання насіння, розміщення сходів

Сучасні дискові сошники, як відомо, не забезпечують рівномірного розміщення насіння на заданій глибині посіву, причиною чого є негативний вплив дисків сошника, нерівномірний його хід по глибині тощо.

Розглянемо фактор зміни нерівномірності загортання насіння по глибині при роботі експериментального сошника.

Експериментальний сошник – це дводисковий робочий орган з розміщеною всередині дисків нерухомою п'ятою [1,2]. Нова конструкція сошника забезпечує краще проходження по неякісно обробленому ґрунту, по полю з рослинними рештками, усуває створений між дисками горбик, загортає насіння на визначеній глибині (рис. 1).

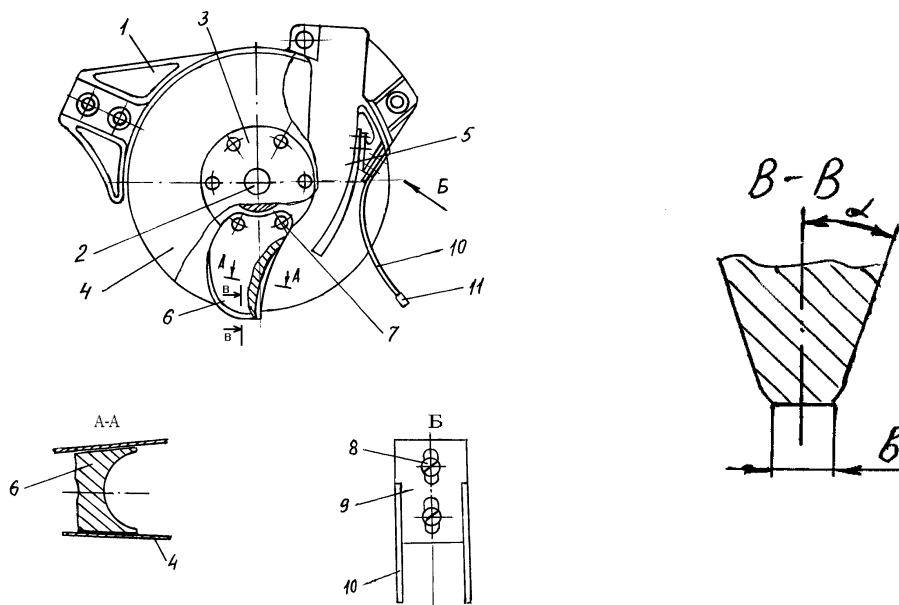


Рисунок 1 – Удосконалена конструкція дводискового сошника

Сошник складається із корпусу 1, в центрі якого на вісі 2 маточинами 3 кріпляться диски 4. В задній частині корпусу 1 встановлена лійка – напрямник 5. В нижній частині корпусу встановлена нерухома п'ята 6, яка кріпиться до корпусу

заклепками 7. Передня частина п'яти загострена, а задня частина має поздовжнє заглиблення, утворене радіальними твірними і параболічними напрямними. До задньої частини корпуса гвинтами 8 прикріплена пластина 9 з прутками – загортачами 10. Кінці 11 прутків сплюснені в вертикальній площині. При русі сівалки диски сошника обертаються, попередньо проробляючи борозенку. П'ята 6 прорізує борозенку на заданій глибині, ущільнюючи стінки і усуваючи горбик, який утворюється після проходження дисків. Насіння, яке випадає з лійки напрямника 5, по плавній параболічній кривій п'яти 6 попадає на дно борозенки, після чого примусово загортається вологим шаром ґрунту завдяки встановленим за сошником пружинним загортачам 10. Для регулювання активності процесу загортання ґрунтом борозенки з насінням загортачі виконані регульованими по висоті.

В нижній частині п'ята 6 має форму трапеції (рис. 1, переріз В-В), яка характеризується кутом нахилу бокових сторін α і шириною нижньої основи b . На ущільнене трапецієподібним клином дно борозенки попадає насіння з параболічної частини напрямника п'яти.

Глибина ходу сошника може змінюватись під час роботи через зміну зовнішніх дій на нього. В процесі роботи на сошник діють сили (рис. 2): G - сила ваги; R_x , R_y - складові реакції ґрунту; Q - сила тиску пружини штанги сошника.

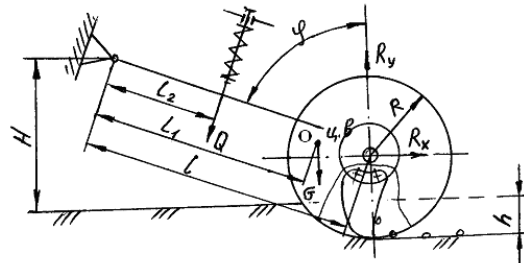


Рисунок 2 – Схема сил, які діють на сошник

Якщо нехтувати явно малими значеннями проекцій деяких діючих сил на осі x і y , то сили R_x і R_y будуть мати наступні вирази:

$$R_x = qh \left(\frac{bh}{2} + f \sin \alpha \frac{h^2}{6} \right); \quad (1)$$

$$R_y = q \left[b\sqrt{Rh} + \frac{f \sin \alpha}{24} \left[b\sqrt{Rh} - 9(R-h)^2 \right] \right], \quad (2)$$

де R - радіус диска сошника;

h - глибина ходу сошника;

$$h = l \cos \varphi - H + R; \quad (3)$$

φ - кут нахилу повідка до вертикалі;

b - ширина нижньої основи трапеції п'яти;

q - коефіцієнт об'ємного зім'яття ґрунту;

f - коефіцієнт тертя диска по ґрунту.

На сошник в роботі діють зовнішні сили у вигляді зміни коефіцієнта q і висоти H підвіски сошника. Коефіцієнт q визначається твердістю ґрунту, а висота H - профілем поверхні поля. Поле перед посівом готують (передпосівна культивация), тому в дальших розрахунках можна прийняти $H = const$. Тому приймаємо умову, що

коливання сошника визначається в основному через зміну коефіцієнта q і його можна описати рівнянням [3]:

$$J\varepsilon = -Gl_1 \sin \varphi + R_y l \sin \varphi + R_x l \cos \varphi - Ql_2, \quad (4)$$

де J - момент інерції сошника відносно точки O ;

ε - кутове прискорення сошника.

Вектор Q приймаємо, як продовження вісі штанги.

Враховуючи, що:

$\varphi = \varphi_0 + \Delta\varphi$ і через малу величину $\Delta\varphi$ $\cos \Delta\varphi = 1$, $\sin \Delta\varphi = \Delta\varphi$, тому рівняння (4)

можна записати:

$$J\Delta\varepsilon = -Gl_1 \sin(\varphi_0 + \Delta\varphi) + (R_y^0 + \Delta R_y) * l \sin(\varphi_0 + \Delta\varphi) + (R_x^0 + \Delta R_x) * l \cos(\varphi_0 + \Delta\varphi) - (Q_0 + \Delta Q) * l_2, \quad (5)$$

де φ_0 - кут між вертикаллю і повідком в положенні рівноваги; $\Delta\varphi$ - відхилення сошника від положення рівноваги; R_x^0 , R_y^0 , Q_0 - значення сил в положенні рівноваги; ΔR_x , ΔR_y і ΔQ - зміна цих сил.

Можна записати:

$$\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{d\varphi}{dq} \frac{dq}{dt} \right) = \frac{d^2\varphi}{dq^2} \left(\frac{dq}{dt} \right)^2 + \frac{d\varphi}{dq} \frac{d^2q}{dt^2}; \quad (6)$$

$$\Delta R_x = \left| \frac{\partial R_x}{\partial \varphi} \right|_0 \frac{d\varphi}{dq} \Delta\varphi + \left| \frac{\partial R_x}{\partial q} \right|_0 \Delta q; \quad (7)$$

$$\Delta R_y = \left| \frac{\partial R_y}{\partial \varphi} \right|_0 \frac{d\varphi}{dq} \Delta\varphi + \left| \frac{\partial R_y}{\partial q} \right|_0 \Delta q; \quad (8)$$

$$\Delta Q = l_1 \Delta \varphi k, \quad (9)$$

де k - коефіцієнт жорсткості пружини.

Підставимо вирази (5-8) в (4) і після перетворень одержимо:

$$J(\Delta\varphi''(q')^2 + \Delta\varphi'q'') = E\Delta\varphi + D\Delta q. \quad (10)$$

Прийmemo $q' = Const$, тоді

$$J\Delta\varphi''(q')^2 = E\Delta\varphi + D\Delta q, \quad (11)$$

де $q' = \frac{dq}{dt}$ - швидкість зміни коефіцієнта q за часом;

$$\Delta\varphi'' = \frac{d^2\varphi}{dq^2}; \quad (12)$$

$$E = -Gl_1 \cos \varphi_0 + R_y^0 l \cos \varphi_0 - R_x^0 l \sin \varphi_0 - k_n l_2^2; \quad (13)$$

$$D = \left| \frac{\partial R_y}{\partial q} \right|_0 l \sin \varphi_0 + \left| \frac{\partial R_x}{\partial q} \right|_0 l \cos \varphi_0. \quad (14)$$

Вирішивши диференційне рівняння (11), одержимо:

$$\Delta\varphi = -\frac{D\sqrt{J}q'}{|E|^{1.5}} \sin \left[\sqrt{\frac{|E|}{J(q')^2}} \Delta q \right] + \frac{D}{|E|} \Delta q. \quad (15)$$

При $E > 0$ будемо мати:

$$\Delta\varphi = \frac{D\sqrt{J}q'}{2E^{1.5}} \left[e^{\sqrt{\frac{E}{Jq'^2}} \Delta q} - e^{-\sqrt{\frac{E}{Jq'^2}} \Delta q} \right] - \frac{D}{E} \Delta q. \quad (16)$$

Перетворивши рівняння (3), встановимо залежність глибини ходу сошника h від зміни кута $\Delta\varphi$, який в свою чергу залежить від зміни коефіцієнта об'ємного зім'яття q :

$$h = h_0 - \Delta\varphi\sqrt{l^2 - (h_0 + H - R)^2}, \quad (17)$$

де h_0 - глибина ходу сошника в положенні рівноваги.

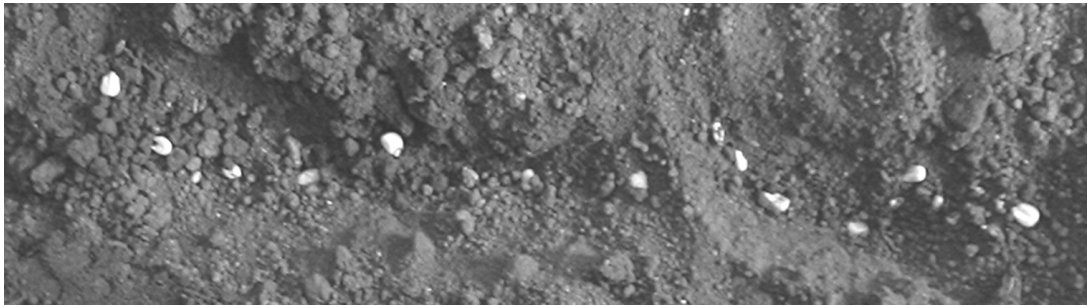
Таким чином, до конструктивних параметрів сошника, які впливають на зміну його глибини, відносимо радіус R , кут α і ширину b нижньої основи п'яти.

Якщо параметр R вибирається конструктивно і представляє собою сталу характеристику сошника, (нехтуючи малою величиною його зміни при зношуванні), то кут α - при зношуванні п'яти майже не змінюється, тому змінною є лише ширина b і залежить не тільки від початкових параметрів п'яти, але й від терміну експлуатації сошника – через визначений проміжок часу параметр b збільшується. Тобто, конструкція удосконаленого сошника передбачає виконання стрічкового посіву насіння, а не рядового, як у серійної зернової сівалки.

Проведені нами дослідження в лабораторії КНТУ показали, що експериментальний сошник з розміщеною всередині нерухомою п'ятою значно покращує якість загортання насіння – він укладає насіння в односантиметрові шари по глибині, тоді як серійний сошник “розкидає” насіння в 3-4 таких шари і навіть 6-12% його попадає на поверхню поля (рис. 3)



а)



б)

Рисунок 3 - Розміщення насіння в борозні по глибині після проходу:
а – удосконаленого сошника ; б – серійного сошника

Дослідження варіювання глибини ходу серійних і удосконалених сошників показали, що останні мають менші відхилення від середньої глибини розміщення борозни. Так, при заданій глибині загортання насіння 6 см і швидкостях посіву 8 і 10,5 км/год значення середньо-квадратичного відхилення G глибини ходу серійного сошника складали 0,9...1,2 см, а удосконаленого сошника – зменшились до 0,55..0,7 см. Це свідчить, що викладені нами теоретичні передумови щодо зменшення залежності глибини ходу удосконалених сошників від зміни коефіцієнта об'ємного зім'яття q , мають місце, а отже наближення показника h_0 до заданого параметра глибини h (17) ймовірне.

Польові випробування сошників проведені в фермерському господарстві Рябенко Компаніївського району. Дані досліджень показують, що компактність загортання насіння на заданій глибині удосконаленими сошниками була на 35..39% кращою порівняно з серійними сошниками [4].

Цікавим виявились і дослідження розміщення рослин по ширині рядка. Так, якщо ширина стрічки стебел після проходу серійного сошника не перевищує 1 см, то ширина стрічки стебел рослин після проходу удосконаленого сошника досягає 2,5...3 см. А таке розміщення рослин значно зменшує скупчення насіння в рядку, збільшує зону життєдіяльності кожної рослини (рис. 4). Крім того, збільшення ширини стрічки зменшує ймовірність попадання часток мінеральних добрив сумісно з насінням.

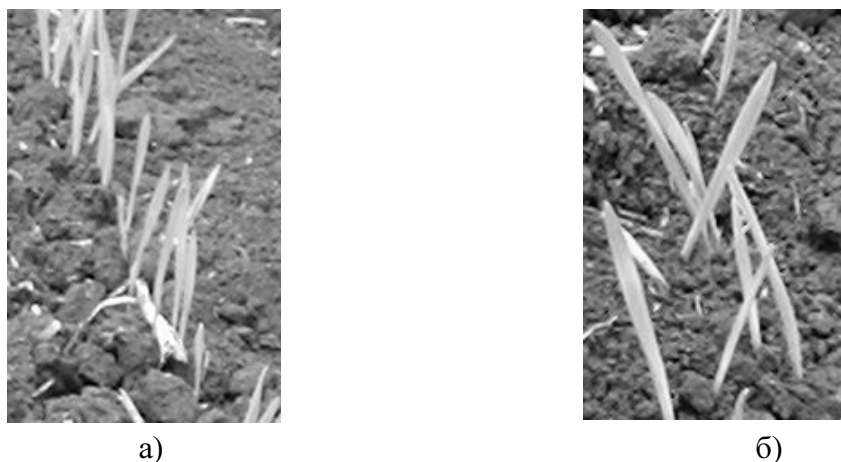


Рисунок 4 - Сходи пшениці на 15-ий день після посіву: а – серійним сошником; б – удосконаленим сошником

Таким чином, експериментальні дослідження підтвердили, що удосконалений сошник зернової сівалки значно покращує розподілення насіння за глибиною – зменшуються показники варіювання заданої глибини борозенки та варіювання розміщення насіння по шарах ґрунту, при цьому ширина стрічки рослин збільшується в 2-3 рази порівняно з серійним сошником, а це забезпечує кращу якість сходів та їх динаміку.

Список літератури

1. Дводисковий сошник. Пат. України № 9543. Автори: Шмат С.І., Резніченко В.А., Бойченко С.Ф. Бюл. № 10, 17.10.2005р.
2. Дводисковий сошник. Пат. України №9366. Автори: Шмат С.І., Матвеев К.Д., Резніченко В.А. Бюл. № 9, 15.09.2005р.
3. Лурье А.Б., Громбчевский А.А. Расчет и конструирование сельскохозяйственных машин. – Л.: Машиностроение, 1977.
4. Шмат С.І., Резніченко В.А., Можливості підвищення якісних показників дводискових сошників. – Зб. наук. праць КНТУ, вип. 16, 2006р. с. 79...86.

В статье приведены теоретические и экспериментальные исследования работы усовершенствованных двухдисковых сошников, оборудованных неподвижной пятой, установленной в нижней части междискового пространства. Исследования показали, что усовершенствованный сошник зерновой сеялки улучшает распределение семян по глубине, а также размещение всходов по ширине рядка.

In clause are given theoretical and experimental researches of job advanced two-disk coulter, equipped motionless heel, established in the bottom part of interdisk space. The researches have shown, that improved coulter of a grain seeder improves distribution grains on depth, and also accommodation roostocks on width line.

Одержано 28.09.06

А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук

Національний аграрний університет, м. Київ

В.В. Амосов, інж.

Кіровоградський національний технічний університет

Експериментальне визначення раціональних параметрів вакуумного пневмомеханічного висівного апарата

Експериментально визначено вплив геометричних параметрів присмоктувальних отворів циліндричної, конічної та тороїдальної форми вакуумного пневмомеханічного висівного апарата на рівномірність розподілу насінин по довжині рядка.

вакуумний пневмомеханічний висівний апарат, присмоктувальний отвір, рівномірність розподілу насінин.

Найважливішим показником якості роботи висівних апаратів просапних сівалок є рівномірність розподілу насінин по довжині рядка. Саме від нього, в першу чергу, залежить врожайність. На рівномірність розподілу насінин вакуумним пневмомеханічним висівним апаратом (ВПМВА) впливають ряд чинників, серед яких найсуттєвішими більшість дослідників [1,2] вважають розміри присмоктувальних отворів, їх кількість та швидкість руху, форму та розміри відбивача зайвого насіння, величину розрідження у вакуумній камері. Однак, практично поза межами досліджень залишилось визначення форми поверхні присмоктувальних отворів.

Метою даної експериментальної роботи є підвищення якості висіву вакуумним пневмомеханічним висівним апаратом сівалки СУПН-8А шляхом заміни серійних дисків з циліндричною формою поверхні присмоктувальних отворів на експериментальні з конічною та тороїдальною поверхнями.

Рівномірність висіву оцінюється коефіцієнтом варіації інтервалів між насінинами у рядку $K_{\text{в}}$ і визначається на спеціально розробленому в КНТУ лабораторному стенді (рис.1) [3].

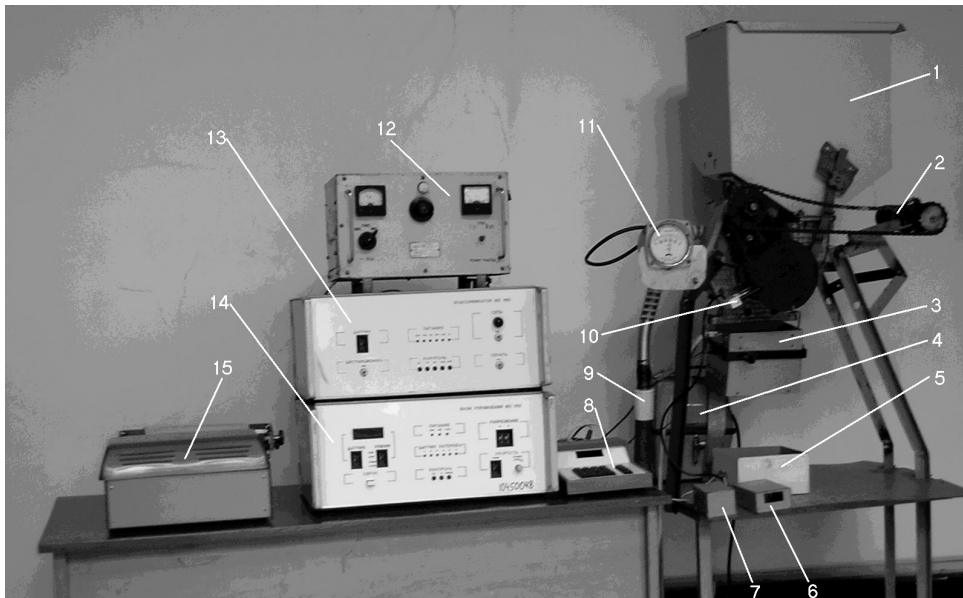
Стенд оснащений програмованим мікропроцесорним пристроєм, призначеним для оперативної оцінки якості розподілу насінин у потоці, який формується висівним апаратом.

Для проведення досліджень виготовляються дозуючі диски з циліндричною, конічною та тороїдальною поверхнею присмоктувальних отворів (рис.2). Діаметри отворів варіюються в межах 1,5–5,5 мм, а радіус кривизни тороїдальної поверхні в інтервалі 0,5–0,9 мм.

Експерименти проводились згідно стандартної методики випробування посівної техніки [4]. Дослідженням впливу форми присмоктувального отвору на точність виконання процесу висіву встановлені лінійні залежності від швидкості переміщення отворів висівного диска (рис.3,а).

У найбільшому ступені якісному висіву відповідають отвори тороїдальної форми (залежність 3). Дещо нижче точність висіву у конічної (залежність 2) і циліндричної (залежність 1) форм отворів.

Як видно з графіків, діаметр прохідного отвору може забезпечити ефективне однозернове дозування тільки в певному інтервалі змін геометричного безрозмірного



1 – висівний апарат; 2– регульований електродвигун; 3–датчик висіву; 4 –пилосос; 5–місткість для насіння; 6 – цифровий тахометр; 7 –блок живлення тахометра; 8 – пульт управління класифікатором; 9–регулятор розрідження; 10– датчик тахометра; 11–мановакууметр; 12– блок живлення електродвигуна; 13– блок управління класифікатором; 14–електронний класифікатор; 15–друкуючий пристрій.

Рисунок 1 - Загальний вигляд стенда для дослідження ВПМВА

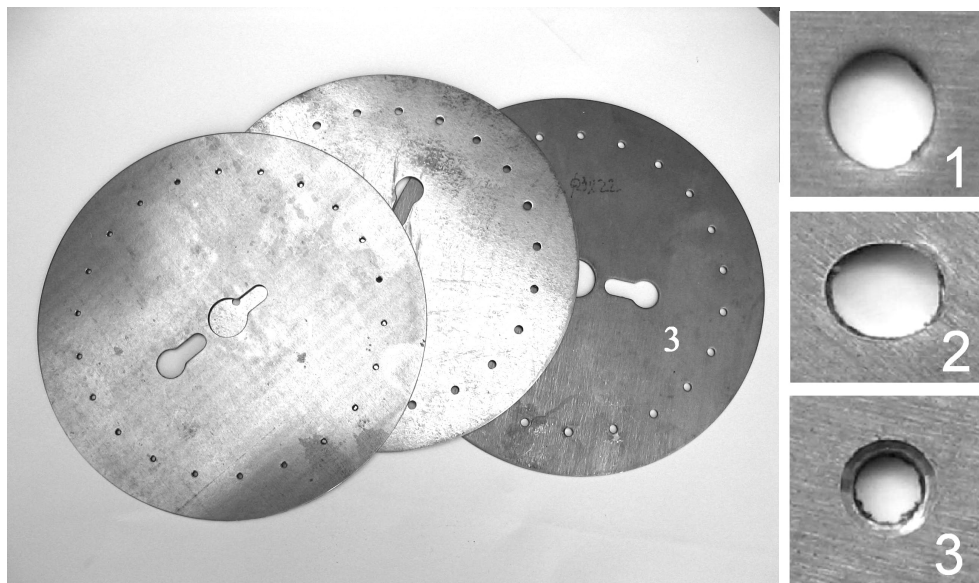


Рисунок 2 - Експериментальні висівні диски досліджуваного ВПМВА з торіодальними (1), циліндричними (2) і конічними (3) отворами

параметру v (відношення діаметрів отвору і насінини). Коли v наближується до 1, насінина глибоко заходить в отвір, що ускладнює її відокремлення при скиданні. Це знижує якість висіву (рис.3,б, права частина графіків). Зі зменшенням v умова утримання погіршується, що також веде до зниження точності дозування (ліва частина графіків). Співпадання експериментальних даних з теоретичними [5] спостерігається тільки в правій частині залежностей. Тобто експериментальним дослідженням охоплено більш широкий діапазон змін геометричного параметру v , коли відносно малий діаметр отвору при сталому значенні перепаду тиску не забезпечує

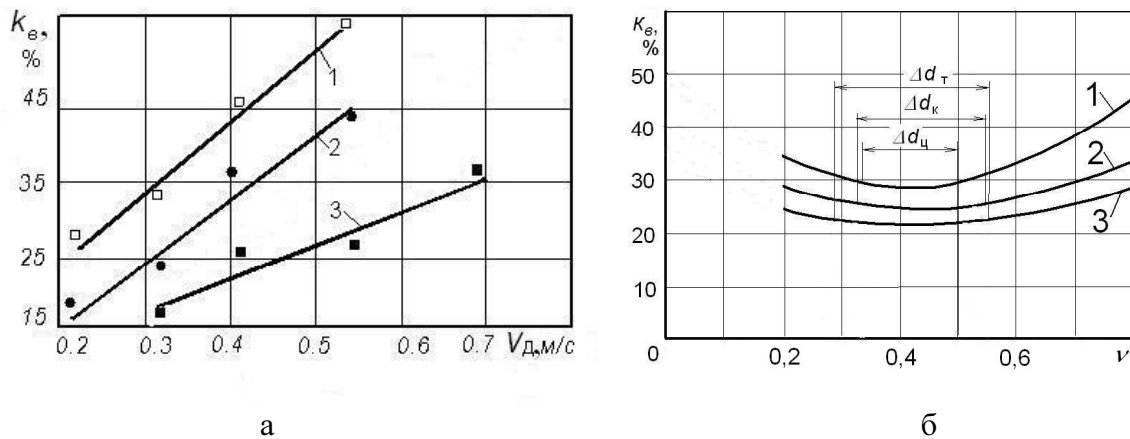


Рисунок 3 - Вплив форми отвору на точність висіву в залежності від швидкості руху висівного диска (а) та від діаметра присмоктувального отвору (б): 1 – циліндрична; 2 – конічна; 3 – тороїдальна

достатнього утримання насіння отвором. У цьому випадку неточність дозування (недостатня точність висіву) переважно обумовлена пропусками насінин у рядку.

Конічна і тороїдальна форми отвору сприяють розширенню зон оптимальних значень діаметрів отворів Δd (рис.3,б, залежності 2,3). Це розширює функціональні можливості апарата стосовно його універсалізації та застосування для висіву різних культур. Завдяки зміні співвідношень нормальної та тангенційної складових сил при русі зернини по тороїдальній поверхні скидання насінин відбувається в більш короткий час. Тобто процес стає дискретнішим і чіткішим, що сприяє підвищенню точності висіву.

Таким чином, найбільша точність і стабільність процесу висіву досягається для тороїдальної форми присмоктувального отвору.

Список літератури

1. Комаристов В.Е., Петренко Н.Н., Игнатенко Л.Д. Исследование пневматического аппарата для высевы семян пропашных культур // Конструирование и технология производства с.-х. машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб.–1975. – Вып.5. – С. 31–35.
2. Ликкей А.В., Иваница К.Г., Мещишена Л.Г. Анализ качества работы высевяющего аппарата сеялки СУПН-8 при высеве семян кукурузы // Конструирование и технология пр-ва с.-х. машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб.–К: Техника, 1986.– Вып. 16. – С. 18–23.
3. Пархоменко М.Д., Лукьяненко А.А., Горевой И.Н. Устройство регистрации семенного потока // Проблемы розробки, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки. – Кіровоград: КІСМ, 1995.– С. 132–137.
4. РД 10.5.1-91 Випробування сільськогосподарської техніки. Машини посівні. Програма і методи випробувань.
5. Амосов В.В., Філімоніхін Г.Б., Бойко А.І. Обґрунтування діаметра присмоктувального отвору вакуумного пневмомеханічного висівного апарата // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Вип.21; “Механізація с.-г. виробництва”.– Харків, 2003. – С. 174–180.

Експериментально определено влияние геометрических параметров присасывающих отверстий цилиндрической, конической и тороидальной формы вакуумного пневмомеханического высевяющего аппарата на равномерность распределения семян по длине рядка.

Influence of geometrical parameters of the suction opening of cylindrical, conical and toroidal form of the vacuum pneumomechanical sowing vehicle on evenness of distributing of seeds on length of row is experimentally definite.

Одержано 17.11.06

**М.І. Васильковський, доц., канд. техн. наук, С.Я. Гончарова, канд. фіз.-мат. наук,
С.М. Лещенко, О.В. Нестеренко, аспіранти**
Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз сучасного стану повітряної сепарації зерна

В статті розглянуто сучасний стан повітряної сепарації зерна найбільш розповсюдженими зерноочисними машинами загального призначення.
повітряна сепарація, зерно, домішки, технічна характеристика, досконалість, зерноочисна машина, технологічна ефективність

Повітряна сепарація внаслідок своєї універсальності та нескладності реалізації процесу являється одним із найбільш розповсюджених способів післязбирального очищення зерна. Вона дозволяє відокремлювати із свіже зібраного зерна різних культур зі значною вологістю і засміченістю понад 50% сторонніх домішок. Тому вона широко використовується в сучасних зерноочисних машинах (ЗОМ) як самостійно для виділення легких домішок, так і сумісно з іншими сепаруючими органами, насамперед решітними, для забезпечення більш високої якості очищеного зерна. Але, внаслідок обмеженої питомої продуктивності існуючих повітряних сепараторів, їх сумісне використання в сучасних ЗОМ загального призначення з решітними сепараторами нового покоління [1], які мають значно більшу питому продуктивність, ускладнює узгодження їх роботи, обмежує використання потенційних можливостей останніх і в цілому зменшує загальну ефективність означених ЗОМ. Тому для збільшення ефективності сучасних повітряно-решітних ЗОМ важливою і актуальною задачею є значне підвищення питомої продуктивності повітряної сепарації на основі її подальшої інтенсифікації та вдосконалення відповідних пневмосепаруючих органів. Для цього нами проведено огляд і аналіз роботи існуючих технічних рішень повітряних сепараторів, що використовуються в найбільш розповсюджених ЗОМ як у нас в країні, так і за кордоном. Їх технічні характеристики приведено в таблиці 1.

Аналіз представлених в табл.1 даних показує, що серед стаціонарних ЗОМ для попереднього очищення зерна питоми навантаження на пневмосепаруючий канал (ПСК) коливаються в значних межах: від 2083 до 6579 кг/м. год., тобто приблизно в три рази. Це насамперед свідчить про різний рівень досконалості пневмосепаруючої системи цих машин, параметри і умови роботи яких в багатьох випадках являються не раціональними.

Значно менші, але більш стабільні показники питомої продуктивності мають ПСК для попереднього очищення зерна в пересувних машинах які здійснюють відокремлення із зерна як легких, так і дрібних та крупних домішок. Але вони мають при цьому і значно більшу питому металоємність та енергоємність. На такому приблизно рівні питомих навантажень на ПСК працюють і більшість стаціонарних ЗОМ для первинного очищення, але вони мають і більш високу (до 60%) повноту розділення.

Найбільш суттєво відрізняються між собою характеристики повітряних систем ЗОМ для вторинного очищення, у яких питоми навантаження коливаються від 600 до 1428 кг/м. год. - для стаціонарних машин, та від 540 до 2083 кг/м. год. - для пересувних, тобто приблизно в чотири рази з питомою металоємністю відповідно від 62 до 187 кг/т. год. та від 62 до 358 кг/т. год.

Аналіз представлених в табл. 1. даних також свідчить, що для збільшення повноти розділення повітряної сепарації від 50%, яку вимагає стандарт для ЗОМ попереднього очищення до 70% відповідно - для вторинного очищення, необхідно

суттєвого (в декілька разів) зменшити величини питомих навантажень на ПСК. Це свідчить про значний вплив питомих навантажень на якість очищення зерна. Крім того, зі збільшенням якості очищення зерна значно зростає і його питома металоємність, яка завжди значно більша у пересувних ЗОМ ніж у стаціонарних.

Таблиця 1– Характеристика пневмосепаруючих каналів ЗОМ

Марка машини	Тип	Форма каналу	Питоме навантаження, q кг/м·год.	Повнота розділення, ϵ , %	Енергоємність, кВт/т·год;	Питома металоємність, кг/ т·год;	Домішки, які видаляються
Машини попереднього очищення							
1	2	3	4	5	6	7	8
МПО-100	стац.	прям.	6660	50	0,11**	12,9	Л
К-560	стац.	прям.	6000	50	0,21	62,54	Л-К-Д-Л
МПО-50	стац.	прям.	3333	49,6	0,15**	20,82	К-Л
К-527А	стац.	прям.	3289	48,6	0,26	46	Л-К-Л
ЗД-10.000	стац.	прям.	2083	40-50	0,2**	35,15	Л-К-Д
Carter day М-60	стац.	прям.	-	40-45	0,11**	42,82	Л
Машини первинного очищення							
ОВС-25	пер.	прям.	2604	48,2	0,29	78,27	Л-К-Д
ОВП-20	пер.	прям.	2083	50	0,35	98,5	Л-К-Д
Машини вторинного очищення							
МЗП-50-(Р8-БЦС-50)	стац.	кільц..	2654	60	0,09*	50	Л-Д-К
ЗАВ-10.30.000	стац.	прям.	1920	до 60	0,05*	51	Л-К-Д
ЗВС-20А	стац.	прям..	1785	60	0,3	78,8	Л-К-Д
СВС-15	пер.	кільц.	1295	до 60	0,83	153,5	Л-Д-К
Машини вторинного очищення							
МВО-20Д	стац.	прям.	1428	70	0,93	130	Л-Д-К
ПС-15	стац.	прям.	1071	70	0,57	62	Л-Д-К
СВУ-5А	стац.	прям.	600	70	1,25	186,7	Л-Д-К
Машини вторинного очищення							
СМ-4	пер.	прям.	540	65-75	0,87	358	Л-Д-К
МЗП-10	пер.	прям.	2083	70	0,35	62	К-Л-Д

* - повітря подається з пневмомагістралі; ** - без врахування енергоємності завантаження ; Л – легкі домішки; Д – дрібні домішки; К – крупні домішки.

Але, дані представлені в таблиці 1. також свідчать, що технологічна ефективність пневмосепарації зерна для ЗОМ кожної групи, в залежності від їх досконалості також суттєво відрізняються між собою. Тому, для визначення найбільш суттєвих причин і факторів, які впливають на технологічну і економічну ефективність для відповідних ЗОМ проаналізуємо основні особливості їх функціональних схем [2]та умови роботи їх повітряної сепарації.

Найбільш високу питому продуктивність серед стаціонарних ЗОМ для попереднього очищення зерна має машина МПО-100 виробництва Росії, у якої формально і найкращі, тобто найнижчі показники енергоємності та металоємності. Але, порівняно з іншими аналогічними машинами, вона не здійснює відокремлення із зерна ні крупних, ні дрібних домішок, що являється найбільш суттєвим її недоліком. Усунення цього недоліку за рахунок доробки її конструкції шляхом додаткового введення відповідних сепаруючих органів суттєво збільшить значення цих показників і відповідно погіршить її технічну характеристику. До того, в питому енергоємність її характеристики не вийшли енерговитрати на завантаження машини, врахування яких ще більше погіршує цей показник.

Більш цікавою серед ЗОМ цієї групи є машина К-560 фірми PETKUS WUTHA (Німеччина), питома продуктивність якої знаходиться на тому ж рівні, як і у МПО-100, але вона здійснює відокремлення із зерна як легких, так і крупних та дрібних домішок. Висока питома продуктивність її повітряної сепарації, як і у машини МПО-100 свідчать про належний рівень досконалості їх конструкцій, який пов'язаний з використанням позитивного впливу певних факторів. Насамперед, це реалізація в означених ЗОМ високоефективної функціональної схеми ПСК, в якій одночасно здійснюється двохкратна обробка зерна повітряним потоком.

Головна особливість цієї схеми ПСК, яка використовується також і машинах К-560, СПО-50 та МПО-50 (рис. 1.) в тому, що його робочий канал має певний нахил до вертикалі, нижня частина якого різко повертає в бік. При введенні зерна в подібний робочий канал, воно рухається вниз і продувається спочатку зустрічним повітряним потоком, який виділяє з нього певну кількість легких домішок. Потім, в нижній частині каналу, де він різко повертає в бік, зерно перетинає горизонтальний повітряний потік, який вдруге його очищує. Цим і забезпечується або додаткове підвищення якості (повноти) розділення, або відповідне підвищення його питомої продуктивності при більш низькій, але задовільній якості сепарації. Але, як показав проведений нами аналіз, цей фактор лише частково впливає на означений вище технологічний ефект. Решта складова цього ефекту пов'язана з позитивним впливом іншого фактору, який суттєво інтенсифікує процес повітряної сепарації зерна.

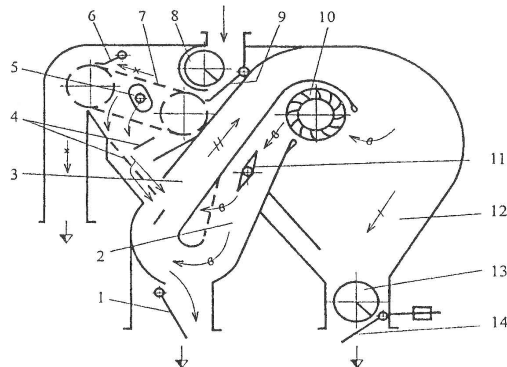


Рисунок 1 – Функціональна схема машини МПО-50

Таким позитивним фактором, що забезпечує додатковий технологічний ефект пневмосепарації в машинах МПО-100 та К-560, являється примусове розшарування оброблюваного матеріалу при його введенні в ПСК. Воно дозволяє значно зменшити його опір повітряному потоку в зоні введення в канал, що збільшує рівномірність поля швидкостей повітряного потоку в робочому перерізі ПСК та покращення умов виділення легких домішок. Для цього в машині МПО-100 використовується активне живлення зерна в ПСК за допомогою живильного валика, а в К-560 – пасивне, але з використанням спеціальної відбивної пластини. Саме не ефективне використання цього фактору в аналогічних ПСК таких машин для попереднього очищення як МПО-50, СПО-50 та К-527 зменшує в двічі питому продуктивність їх повітряної сепарації порівняно з машинами МПО-100 та К-560.

Аналіз технічних характеристик і конструктивних особливостей ПСК самопересувних машин цієї групи ОВП-20 та ОВС-25, які серед ЗОМ для попереднього очищення мають найнижчу питому продуктивність, свідчить, що їх повітряна система є найменш досконалою. В їх повітряній сепарації не використано жодного з означених вище позитивних факторів, і тому їх питома продуктивність менша - в тричі ніж у машин МПО-100 і К-560, та приблизно - в півтори рази ніж у МПО-50, СПО-50 та К-527. Тому, незважаючи на те, що серійна пересувна машина ОВС-25 ще користується попитом у зерно виробників і переробників, вона за основними своїми технологічними і

економічними показниками значно поступається новим більш сучасним аналогам ЗОМ загального призначення. Насамперед це стосується її повітряної сепарації, яку слід вважати вже морально застарілою.

Більшість ЗОМ для попереднього очищення використовують також і для первинного, а деякі навіть для вторинного очищення зерна. Але, для досягнення при цьому необхідної якості розділення потрібно суттєво (в два і більше разів) зменшувати питомі навантаження на їх сепаруючі органи. Це призводить до відповідного погіршення їх показників питомої продуктивності, енергоємності та матеріалоємності. Враховуючи ці обставини, а також аналіз представлених в табл.1 характеристик машин для вторинного очищення, відмітимо, що найбільш уваги серед ЗОМ цієї групи заслуговує машина МЗП-10. Вона має найбільш високу питому продуктивність і найкращі, тобто мінімальні показники питомої енергоємності та матеріалоємності, що свідчить про її найбільш високий рівень досконалості. Її повітряна сепарація має замкнену пневмо систему з двохкратною обробкою зерна повітряним потоком, спочатку горизонтальним, а потім вертикальним. ПСК цієї машини забезпечено також відповідними пристроями для ефективного розшарування зернового матеріалу при його введенні як в першій горизонтальний, так і в другий вертикальний ПСК.

Офіційні попередні випробування МЗП-10 [3], яку слід віднести до ЗОМ нового покоління, фактично не виявили функціональних недоліків, пов'язаних з роботою її сепаруючих органів, які здійснюють відокремлення крупних, легких та дрібних домішок. При цьому, робота її повітряно частини добре узгоджується за питомою продуктивністю з її решітним робочим органом нового покоління прямоточно-інерційного типу.

Висновки: 1. Пневмосепаруючі органи найбільш відомих сучасних ЗОМ загального призначення, які випускаються різними фірмами і використовуються в сільському господарстві за своїм технічним рівнем суттєво відрізняються між собою, а деякі з них, що базуються на звичайних вертикальних ПСК, за показниками технологічної і економічної ефективності вже не відповідають сучасним вимогам до них і тому слід вважати морально застарілі.

2. Найбільш перспективними напрямками вдосконалення ПСК з метою підвищення ефективності їх роботи являються: збільшення тривалості (кратності) обробки зернового матеріалу повітряним потоком за кожний його пропуск через машину та реалізація засобів і технічних пристроїв для ефективного розшарування зернового матеріалу при його введенні в ПСК.

3. Вдосконалення звичайного вертикального ПСК на основі використання двохкратної обробки зернового матеріалу і реалізації ефективного його розшарування при введенні в канал може забезпечити підвищення його питомої продуктивності до трьох і більше разів і довести її рівень при попередньому очищенні зерна до 6 т/год.м., та понад 2 т/год.м. для вторинного очищення.

Список літератури

1. Повітряно-решітний сепаратор. Патент України №53763, 07В13/11 /Васильківський М.І., Васильківський О.М., Кісільов Р.В., Мороз С.М., Осипов І.М.
2. Ямпілов С.С./ Сепараторы для предварительной очистки зерна. "Механизация и электрификация сельского хозяйства", №12, 1999.
3. Зерноочисна машина МЗП-10 "Дельта". Протокол попередніх випробувань №01-12-2003 (9390903). Дослідницьке, 2003.

В статье рассмотрено современное состояние воздушной сепарации зерна наиболее распространенными зерноочистительными машинами общего назначения

In article the modern condition of air separation of a grain by the most widespread graincleaning by general purpose machines is considered

Одержано 20.11.06

Аналіз процесу роботи прикочуючих котків посівної секції просапної сівалки

В статті наведені результати аналізу роботи сучасних прикочуючих котків, з'ясовані їх недоліки та запропонована удосконалена конструкція прикочуючого котка посівної секції просапної сівалки, яка здатна забезпечити необхідні умови для швидкого проростання насіння цукрових буряків.
сприятливі умови проростання, розподілення полів напружень, прикочуючий коток

В процесі вирощування цукрових буряків швидкість сходів і їх рівномірність залежать не тільки від схожості насіння, а і від умов утворених для них робочими органами сільськогосподарських машин [1,2]. Згідно агротехнічних вимог до посіву цукрових буряків висіяне насіння повинно бути прикочене котком секції бурякової сівалки, причому щільність ґрунту по обидва боки від рядка в якому розміщене насіння повинна складати 1,1 – 1,2 г/см³. Для можливості стрімкого вільного проростання рослин безпосередньо над насінною повинен знаходитись неущільнений шар дрібно-грудкуватого ґрунту [3,4,5]. Прикочування покращує розподілення насіння по глибині, зменшує випаровування вологи і сприяє її підтягуванню із нижніх шарів ґрунту. Однак, вплив конструкції прикочуючого котка може здійснити значні зміни в умовах проростання насіння цукрових буряків. Про це також свідчить різноманітність виконання прикочуючих котків як вітчизняних так і зарубіжних виробників. Але сучасні конструкції прикочуючих котків секцій просапних сівалок вказані вимоги не виконують.

Експериментальні дослідження в роботі [6] підтверджують наявність полів напружень і деформацій внутрішнього ґрунтового масиву під дією ґрунтообробних машин, в результаті чого можна стверджувати, що характер їх розподілення є основною характеристикою процесу прикочування насіння цукрових буряків. Тому для виконання умов агротехніки необхідно, щоб профіль робочої поверхні прикочуючого котка міг забезпечити необхідну конфігурацію полів напружень і деформацій, які в свою чергу впливають на формування щільності ґрунту в місці залягання насіння.

Якість ущільнення ґрунту прикочуючим котком бурякової сівалки залежить передусім від деформативних властивостей як котка, так і ґрунту. Аналіз досліджень таких вчених, як Кушнарьов А.С., Рожков П.Н., Бауков А.В., Чубарін М.І., Глуховський В.С., Кравченко В.І та ін. [7,8,9,10], які були проведені по визначенню закономірностей поведінки ґрунту при прикочуванні різними типами котків, показав, що основними факторами, які впливають на вказаний процес, є конструктивні особливості робочого органу та фізико – механічні властивості ґрунту. Але на сьогоднішній день не створено прикочуючого котка, який би в повній мірі задовольняв вимоги агротехніки до прикочування насіння цукрових буряків, тому необхідні додаткові дослідження по обґрунтуванню поверхонь прикочуючих котків.

Для математичного описання процесу взаємодії прикочуючого котка з ґрунтом та отримання картин розподілення полів напружень і деформацій можна використати методи механіки суцільного середовища. Дослідження в механіці суцільних середовищ показують, що гіпотеза суцільності не приводить до великих відхилень від результатів експериментальних досліджень. Тому ґрунт можна вважати суцільним квазіоднорідним

середовищем, поведінку якого під навантаженням визначає співвідношення напружень, деформацій та їх похідними за часом.

Для обґрунтування поперечного профілю вдосконаленого прикочуючого котка необхідно провести аналіз роботи серійних котків, які використовуються на сучасних секціях просапних сівалок з метою з'ясування відповідності їх роботи вимогам агротехніки. Найбільш прийнятним теоретичним методом для вирішення цієї задачі є використання основних інтегральних рівнянь контактної задачі теорії пружності [13]. За допомогою цих методів нами були отримані рівняння розподілення тиску та картини полів напружень (рис. 1) під робочими поверхнями серійних котків: ССТ-12В, УПС та Kuhn.

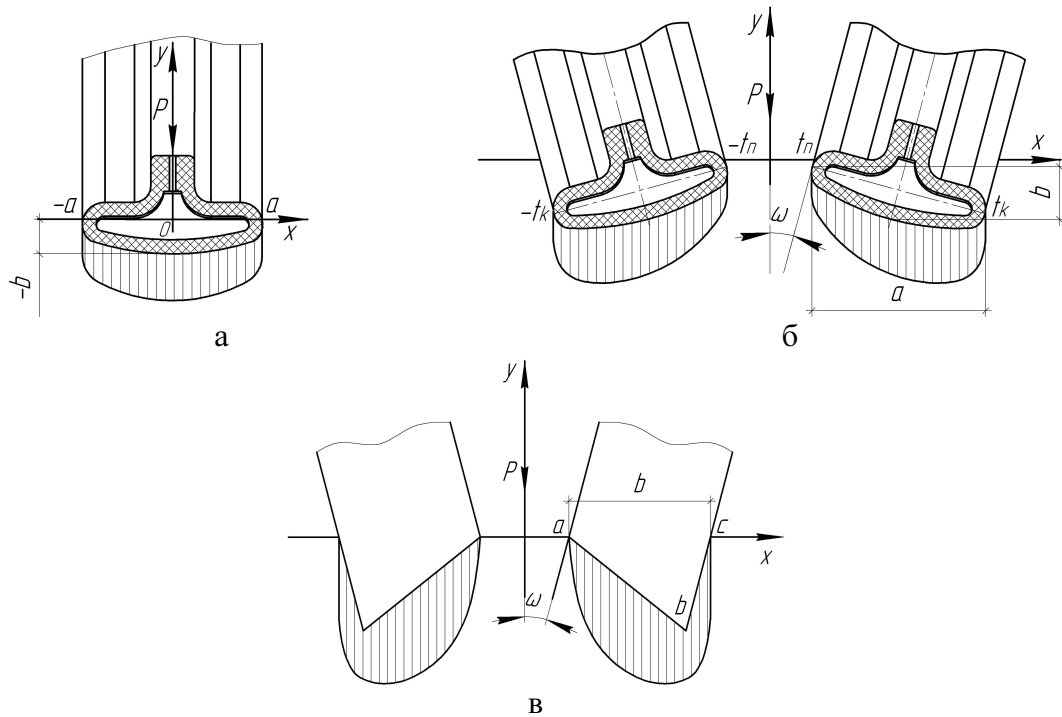


Рисунок 1 – Схеми розподілення полів напружень під серійними котками секцій просапних сівалок

Профіль котка ССТ – 12В (рис. 1. а) описується рівнянням:

$$f(x) = b - \frac{b}{a} \sqrt{a^2 - x^2} . \quad (1)$$

Закон розподілення тиску під робочою поверхнею котка:

$$p(x) = \frac{C}{2\pi b^2 \theta_2} \sqrt{a^2 - x^2} , \quad (2)$$

де C - деяка стала;

θ_2 - деформаційна стала ґрунту;

b - глибина занурення котка;

a - півширина захвату прикочуючого котка;

x - текуча координата.

Профіль котка сівалки УПС (рис. 1. б) описується рівнянням:

$$\frac{(x \cos \omega - x_0 + y \sin \omega)^2}{a^2} + \frac{(-x \sin \omega - x_0 + y \cos \omega)^2}{b^2} = 1 , \quad (3)$$

де ω - кут розхилу котків;

x_0 - координата центру еліптичного профілю котка.

Закон розподілення тиску під робочою поверхнею котка:

$$p(x) = \frac{1}{\pi\sqrt{t_k^2 - x^2}} \left(P - \frac{1}{\pi} \int_{t_n}^{t_k} \frac{f'(t)dt}{t-x} \right), \quad (4)$$

де P - діюче навантаження.

Профіль котка сівалки Kuhn (рис. 1. в) описується рівнянням:

$$f(x) = \frac{y_b - y_a}{x_b - x_a} (x - x_a) \Phi(x - x_a) + \frac{y_c - y_b}{x_c - x_b} (x - x_b) \Phi(x - x_b), \quad (5)$$

де Φ - функція Хевісайда;

x_a, y_a - координати початку дії профілю котка;

x_b, y_b - координати найнижчої точки профілю котка;

x_c, y_c - координати кінця профілю котка.

Закон розподілення тиску під робочою поверхнею котка:

$$p(x) = \sqrt{b^2 - x^2} \cdot \frac{y_b}{b - x_a} \cdot A, \quad (6)$$

де $A = \int_{x_a}^b \frac{dt}{\sqrt{b^2 - x^2}}$ - деяка постійна;

y_b - величина занурення профілю котка.

В результаті проведеного аналізу нами було з'ясовано, що жодна із наведених конструкцій не виконує в повній мірі вимоги агротехніки до прикочування насіння цукрових буряків.

Так, характер розподілення полів напружень під котком еліптичного профілю вказує на те, що максимальні напруження утворюються точно по вершині еліпсу профілю прикочуючого котка (рис. 1. а), що, в свою чергу, приводить до збільшення величини щільності ґрунту прямо над висіяним насінням. Такий розподіл негативно впливає на швидкість появи сходів, перешкоджаючи росту рослин.

Оскільки V – подібні котки мають таку конструкцію, що між сусідніми котками зберігається значна відстань, то, як видно з рис. 1. б, в максимальні деформації спостерігаються в основному по краях найбільшого занурення профілів котків в ґрунт. В результаті посередині рядка між прикочуючими котками спостерігається зона мінімальних напружень, що говорить про неуцільнену ділянку значної ширини яка набагато ширша за ширину рядка, в якому знаходиться насіння, що, в свою чергу, є відхиленням від вимог агротехніки до прикочування насіння цукрових буряків.

Для задоволення вимог агротехніки і усунення вказаних недоліків нами був розроблений теоретичний профіль вдосконаленого прикочуючого котка [11]. Робочий профіль вдосконаленого котка представляє собою складну криву, яка складається із двох простих елементів з плавним переходом по ширині захвату котка. Кожен елемент призначений для виконання визначеної функції. Оскільки над насіниною повинен знаходитись неуцільнений шар ґрунту, то посередині ширини захвату котка виконується радіальна впадина. При аналізі роботи конусних котків [9] було з'ясовано, що при їх заглибленні максимальні напруження виникають на кінці конуса котка, плавно зменшуючись до поверхні ґрунту. Використовуючи конусний елемент, була утворена внутрішня конфігурація профілю котка, кінці конусної поверхні заокруглювались для більш плавного розподілу напружень в ґрунті. Оскільки в процесі експлуатації прикочуючих котків з металевим каркасом було виявлено ряд недоліків в їх роботі [12], то в процесі проектування конструкції нового робочого органу нами була надана перевага шині атмосферного тиску.

Запропонована форма котка вимагає розгляду випадку, коли контур котка в зоні контакту з ґрунтом обмежений відрізком прямої та дугою еліпса (рис. 2).

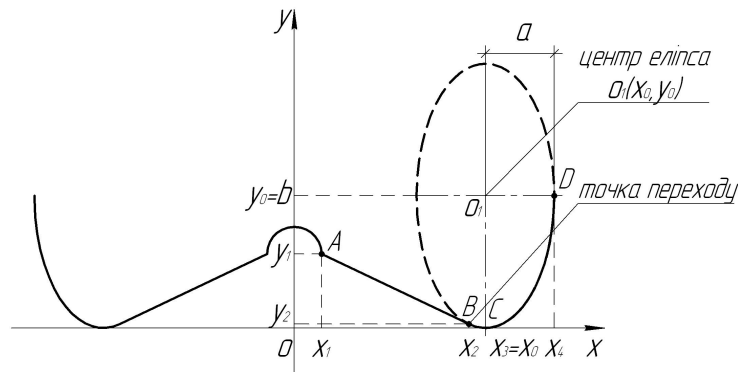


Рисунок 2 – Досліджуваний профіль котка

Профіль вдосконаленого котка просапної сівалки описується рівнянням:

$$f(x) = \left(y_1 + \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} (x - x_1) \right) \Phi(x - x_1) + \left(y_0 - \frac{b}{a} \sqrt{a^2 - (x - x_0)^2} \right) \Phi(x - x_2), \quad (7)$$

де y_0, x_0 - координати центру еліпса;

y_1, y_2 - координати висоти прямолінійної ділянки профілю;

x_1, x_2 - координати ширини прямолінійної ділянки профілю.

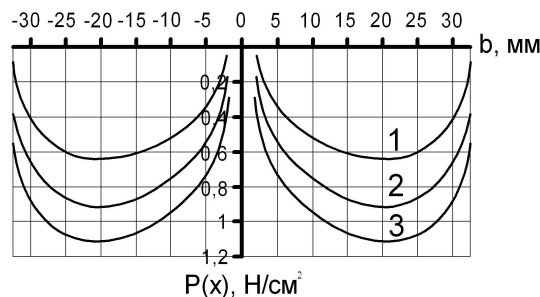
В результаті використання основних рівнянь контактної задачі теорії пружності [13] при $n \geq 2$ ділянках зміни x нами був отриманий закон розподілення тиску під робочою поверхнею вдосконаленого прикочуючого котка посівної секції:

$$p(x) = \frac{1}{\pi^2} \cdot \frac{1}{(x - x_2) \sqrt{(x - x_1)(x - x_4)}} \cdot \left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \cdot \int_{x_1}^{x_2} \frac{\sqrt{(t - x_1)(t - x_2)}}{t - x} dt + \frac{b}{a} \cdot \int_{x_2}^{x_4} \frac{\sqrt{(t - x_2)(t - x_4)}}{a^2 - (t - x_0)^2} \cdot \frac{dt}{t - x} - \pi P x \right), \quad (8)$$

де x_4 - півширина захвату профілю прикочуючого котка;

t - прихований параметр ділянки контакту.

В прикладному пакеті Maple 10 нами були побудовані теоретичні картини розподілення полів напружень під прикочуючим котком експериментальної форми (рис. 3).



1,2,3 – відповідно навантаження на коток 100, 150, 200 Н

Рисунок 3 – Розподілення полів напружень під прикочуючим котком експериментальної форми

при $\mu = 0,15$ та $E_D = 1 \cdot 10^6$ Н/см²:

З рис. 3 видно, що характер розподілення полів напружень під прикочуючим котком експериментальної форми відповідає прийнятій гіпотезі про вплив конструктивних елементів профілю робочого органа на якість виконання технологічного процесу.

Висновки:

1. 1. Аналіз процесу роботи серійних конструкцій прикочуючих котків бурякових сівалок показав, що їхня конструкція не в повній мірі задовольняє вимогам агротехніки до прикочування насіння цукрових буряків.

2. Теоретичні дослідження взаємодії прикочуючого котка з ґрунтом дали можливість спроектувати і дослідити нову конструкцію робочого органа, який би задовольняв вимогам до прикочування насіння цукрових буряків.

3. Встановлено, що характер розподілення полів напружень та деформацій під вдосконаленим прикочуючим котком відповідає вимогам агротехніки і може забезпечити прикочування насіння з обох боків від борозни, залишаючи над насінням неущільнений шар дрібногрудкуватого ґрунту.

Список літератури

- 1 Гончарук Г.С. Якісна сівба цукрових буряків запорука високого врожаю // Цукрові буряки. – 2001. – №2. – С. 8-9.
- 2 Ковтун Ю.И. Почвенные условия всхожести семян // Сахарная свекла. – 1972. – №3. – С. 19-22.
- 3 Ковтун Ю.И. Исследование и разработка агротехнических основ создания и совершенствования свекловичных сеялок точного высева. Дис. ... канд. с.-х. наук: 05.538. – Харьков, 1970. – 174 с.
- 4 Глуховский В.С. Разработка научных основ технологии выращивания сахарной свеклы без затрат ручного труда на формировании густоты насаждения: Автореф. дис... д-ра сельхоз. наук: 06.01.14, 05.20.01 / ВНИС. – К., 1982. – 42 с.
- 5 Валовиков А.П. Исследование технологии заделки обычных и шлифованных семян сахарной свеклы при посеве: Автореф. дис... канд. сельхоз. наук: 05.538 / ВНИС. – К., 1971. – 19 с.
- 6 Деграф Г.А. Некоторые результаты исследований напряжений в почве // Вестник сельскохозяйственной науки. Алма-Ата, 1966. – № 10. – С. 87-89.
- 7 Кушнарев А.С., Кочев В.И. Механико – технологические основы обработки почвы. – К.: Урожай, 1989. – 144 с.
- 8 Рожков П.Н., Бауков А.В., Кушнарев А.С. Обоснование поперечной формы гладких сельскохозяйственных катков. Республиканский межведомственный научно – технический сборник „Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин”, вып. 3. Издательство „Техніка”. Киев, 1973. – С. 18-22.
- 9 Чубарин М.И. Рассадопосадочные машины. М.: Машиностроение, 1972. – 208 с.
- 10 Кравченко В.И. Совершенствование механизма прикатывающих катков пропашной сеялки. // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. - № 3. – С. 59-60.
- 11 Прикочуюче колесо сівалки: Пат. № 67554 А Україна, 7 А01В29/04 / Шмат С.І., Артеменко Д.Ю., Воротнюк В.В. (Україна); КДТУ. – № 2003109302; Заявл. 15.10.2003; Опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6. – 3 с.
- 12 Платонов И.М. Оценка сеялок точного высева. // Тракторы и сельхозмашины. – 1975. – №7 – С. 20-23.
- 13 Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости. Гостехиздат. – М.: 1949. – С. 7-162.

В статье приводятся результаты анализа работы современных прикатывающих катков, определены их недостатки и предложена усовершенствованная конструкция прикатывающего катка посевной секции пропашной сеялки, которая способна обеспечить необходимые условия для быстрого прорастания семян сахарной свеклы.

In work results of the analysis of modern rolls work are resulted, their lacks are determined and the advanced design of a roll of sowing section of a seeder for beet which is capable to provide necessary conditions for fast germination of sugar beet seeds is offered.

Одержано 21.11.06

Математическая модель внутренних утечек через торцовые сопряжения шестеренного насоса

В статье предложена усовершенствованная математическая модель внутренних утечек рабочей жидкости через торцовые сопряжения шестеренного насоса типа НШ. **шестеренный насос, внутренние утечки, торцовый зазор, усредненные параметры торцового зазора**

Состояние вопроса. Коэффициент подачи (КП) является важнейшим техническим параметром, характеризующим насос, как гидравлическую машину. Коэффициент подачи определяется внутренними утечками через зазоры сопряжений насоса. Работами многих исследователей установлено, что основным каналом утечек является торцовые зазоры, через которые перетекают 75...80% всех внутренних утечек [1].

Испытания типового шестеренного насоса показали, что при увеличении торцового зазора на 0,1 мм КП насоса снижается на 20%, в то время, как увеличение радиального зазора на 0,1 мм приводит к снижению КП шестеренного насоса всего на 0,25%. Это обусловлено тем, что уплотнение по торцам обеспечивается узким кольцевым пояском, образуемым диаметром впадин зубьев шестерен и диаметром цапфы или кольцевой выточкой во втулках [1].

Современные представления о направлении торцовых утечек основываются на утверждениях Т.М. Башты о том, что они направлены от периферии к центру, как показано на рис. 1 [1] и далее по подшипниковому зазору в камеру низкого давления, как показано на рис. 2 [2].

Основываясь на этих предположениях, были разработаны математические модели утечек через торцовый зазор. В этом направлении работали многие авторы, но наиболее удачную модель, по нашему мнению разработал А.Ф. Осипов [3].

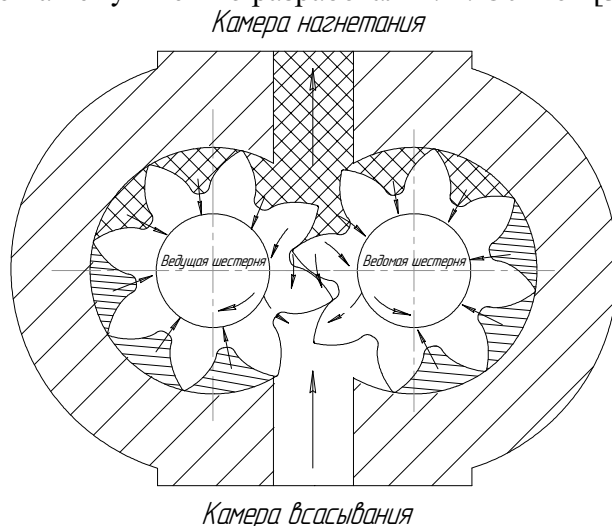


Рисунок 1 – Схема внутренних утечек в шестеренном насосе по Т.М. Баште [1]

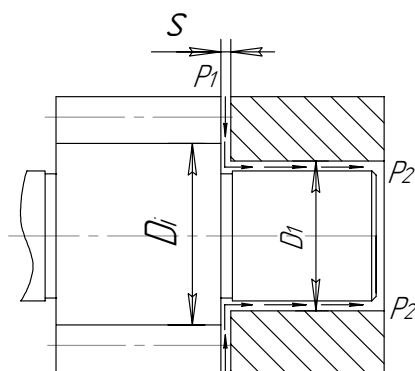


Рисунок 2 – Схема направления утечек через торцовый зазор по Савунову [2]

Полученная А.Ф. Осиповым математическая модель утечек отражает тот факт, что в соответствии с предположением Т.М. Башты утечки направлены только через кольцевой зазор в направлении от периферии к центру (см. рис. 1 и рис. 2), при условии, что одна из поверхностей вращается [3]:

$$q_6 = \left[\Delta P - \frac{3\rho\omega^2}{20}(R^2 - r_y^2) \right] \frac{\pi\delta_6^3}{6\mu \ln \frac{R}{r_y}}, \quad (1)$$

где $\frac{3\rho\omega^2}{20}(R^2 - r_y^2)$ – центробежная составляющая, препятствующая утечкам;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

R – внешний радиус кольца, м;

r_y – внутренний радиус кольца, в нашем случае – это радиус цапфы шестерен, м;

μ – динамическая вязкость, Па·с.

Однако данные расчетов по представленной модели не соответствуют экспериментальным данным, что и побудило авторов к усовершенствованию математической модели внутренних утечек через торцовый зазор.

Целью исследования является усовершенствование математической модели внутренних утечек в шестеренном насосе через торцовый зазор.

Объект исследования - внутренние утечки рабочей жидкости через торцовые зазоры шестеренного насоса типа НШ.

Предмет исследования - разработка новой усовершенствованной математической модели внутренних утечек рабочей жидкости через торцовые зазоры шестеренного насоса.

При разработке математической модели утечек рабочей жидкости через торцовые зазоры шестеренного насоса будем исходить из следующих предпосылок:

1. Течение рабочей жидкости в торцовых зазорах – ламинарное.

2. Рабочая жидкость через торцевые сопряжения шестерен и втулок происходит параллельно по двум направлениям (см. рис. 3):

– через кольцевой торцевой зазор на угловом протяжении $\beta_{вд}$, которое соответствует камере высокого давления;

– через прямоугольный торцевой зазор, непосредственно отделяющий камеру нагнетания от камеры всасывания в месте сопряжения зубьев шестерен.

А.Ф. Осипов получил зависимость утечек через кольцевой зазор (1) для всей окружности, т.е. для угла в 2π радиан. Тогда, разделив правую часть зависимости (1) на 2π и умножив на $\beta_{вд}$, получим величину утечек через торцевой кольцевой зазор, при

условии, что протяженность камеры высокого давления составляет $\beta_{\text{вд}}$ радиан:

$$q_{\text{тк}} = \left[\Delta P - \frac{3\rho\omega^2}{20} (R^2 - r_{\text{ц}}^2) \right] \frac{\beta_{\text{вд}} \delta_6^3}{12\mu \ln \frac{R}{r_{\text{ц}}}}, \quad (2)$$

где $\beta_{\text{вд}}$ коэффициент протяженности камеры высокого давления, в радианах.

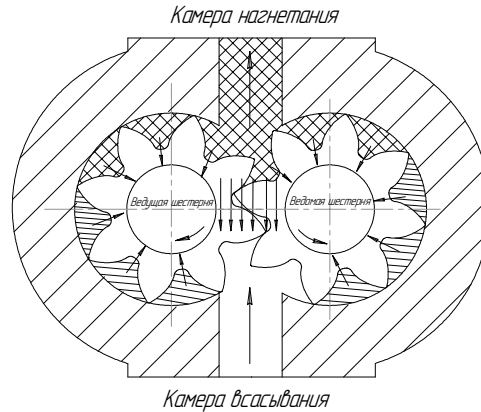


Рисунок 3 – Предлагаемая модель внутренних утечек рабочей жидкости через торцевой зазор

Второй особенностью реальной сути дел является то, что внешний радиус кольца является не постоянной величиной. Внешний радиус R изменяется внутри следующего интервала

$$R_e < R < R_i, \quad (3)$$

где R_e – радиус вершин зубьев шестерен, м;

R_i – радиус окружности впадин зубьев, м.

Поэтому зависимость (2) перепишем в виде:

$$q_{\text{тк}} = \left[\Delta P - \frac{3\rho\omega^2}{20} (\langle R \rangle^2 - r_{\text{ц}}^2) \right] \frac{\beta_{\text{вд}} \delta_6^3}{12\mu \ln \frac{\langle R \rangle}{r_{\text{ц}}}}. \quad (4)$$

Усредненный внешний радиус найдем из следующих рассуждений.

Сумму площадей зубьев шестерен можно записать в виде:

$$S_{\Sigma z} = S_z \cdot z. \quad (5)$$

Более информативной является запись формулы (5) в виде:

$$S_{\Sigma z} = \pi(R_e^2 - R_i^2) - S_w \cdot z, \quad (6)$$

где S_z – площадь зуба, мм²;

S_w – площадь межзубовой впадины, мм²;

z – количество зубьев.

Площадь межзубовой впадины определяют по следующей зависимости [4]:

$$S_w = R_e^2 \left[\frac{\pi}{z} + \text{inv}(\gamma_e) - \left(\frac{\phi}{2} + \text{inv}\alpha \right) \right] - r_0^2 \frac{\text{tg}^3 \gamma_e}{3} - R_i^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\phi}{2} + \text{inv}\alpha \right) \right], \quad (7)$$

где r_0 – радиус начальной окружности, м;

γ_e – угол вершины эвольвенты, рад;

ϕ – угол дуги зуба по начальной окружности, рад;

Эту же площадь через усредненный радиус запишем в виде

$$S_{\Sigma z} = \pi(\langle R \rangle^2 - R_i^2), \quad (8)$$

Приравняв правые части равенств (6) и (8), получим:

$$\pi(\langle R \rangle^2 - R_i^2) = \pi(R_e^2 - R_i^2) - S_w \cdot z, \quad (9)$$

Решив уравнение (9), получим:

$$\langle R \rangle = \sqrt{R_e^2 - \frac{S_w \cdot z}{\pi}} \quad (10)$$

Подставив значение усредненного радиуса в зависимость (4), получим модель для определения утечек через кольцевую часть торцевого зазора:

$$q_{mk} = \left[\Delta P - \frac{3\rho\omega^2}{20} \left(R_e^2 - \frac{S_w \cdot z}{\pi} - r_y^2 \right) \right] \frac{\pi\beta_{\text{вод}}\delta_6^3}{6\mu \ln \frac{\sqrt{R_e^2 - \frac{S_w \cdot z}{\pi}}}{r_y}}, \quad (11)$$

Помимо этого, как отмечено выше, кроме кольцевого торцевого зазора часть рабочей жидкости перетекает из камеры нагнетания в камеру всасывания непосредственно через зазор прямоугольного сечения который расположен между цапфами шестерен в месте сопряжения зубьев шестерен (рис. 4)

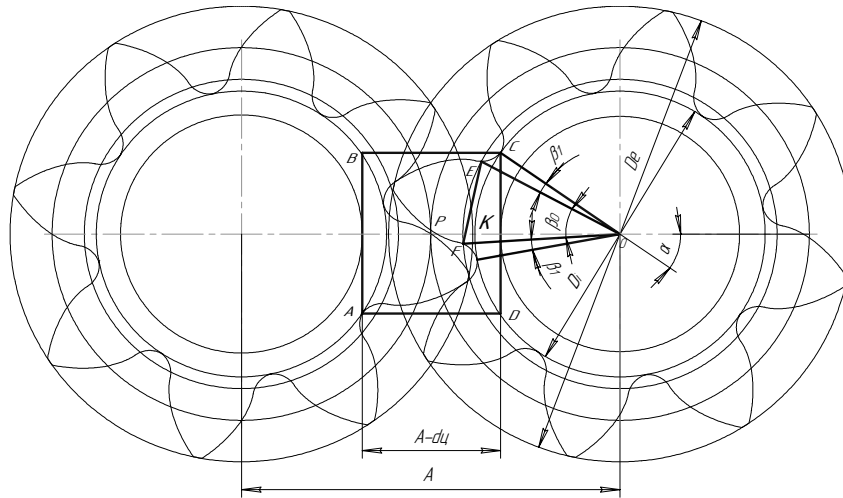


Рисунок 4 – Схема для определения длины торцевого зазора прямоугольной формы

Зависимость для определения утечек через торцевой прямоугольный зазор имеет вид [3]:

$$q_{mn} = \frac{\Delta P b_{mn} \delta_6^3}{12\mu l_{mn}}. \quad (12)$$

При построении этой модели были приняты следующие допущения.

1. Считаем, что в этой зоне утечки направлены перпендикулярно осевой линии.
2. Уплотнение прямоугольного торцевого зазора происходит с одной стороны торцами неподвижных втулок, а с другой стороны торцами подвижных шестерен. В процессе работы шестеренного насоса в зоне зацепления шестерен в результате их движения происходит постоянное изменение длины прямоугольного торцевого зазора, а поэтому зависимость (12) перепишем в виде:

$$q_{mn} = \frac{\Delta P b_{mn} \delta_6^3}{12\mu \langle l \rangle}, \quad (13)$$

где $\langle l \rangle$ усредненная длина прямоугольного элемента торцевого зазора.

3. Поскольку одна из стенок прямоугольного торцевого зазора подвижна, то помимо напорной составляющей в модели должна присутствовать фрикционная составляющая, которая связана с вращательным движением шестерен и оказывает существенное влияние на величину утечек рабочей жидкости через торцевой прямоугольный зазор. В связи с этим замечанием зависимость (13) по аналогии с зависимостью для радиального зазора [3] перепишем в виде:

$$q_{mn} = \left(\frac{\Delta P \delta_6^3}{12\mu \langle l \rangle} + \frac{\langle R \rangle \omega \delta_6}{2} \right) \cdot b_{mn}, \quad (14)$$

где $\langle R \rangle$ – усредненное значение радиуса шестерни, мм.

Правомерность такой замены дает следующие рассуждения. Из рис. 4 видим, что фрикционная составляющая носит довольно сложный характер: стенки зазора вращаются в противоположных направлениях и, при этом, с разными линейными скоростями, пропорциональными радиусу вращения. Однако симметричность процесса дает нам право представить фрикционную составляющую в виде такого простого слагаемого.

Знак «+» перед вторым членом в скобках свидетельствует о том, что фрикционная составляющая способствует утечкам через прямоугольный торцевой зазор: с увеличением частоты вращения объем внутренних утечек через упомянутый зазор возрастает.

Усредненное значение радиуса шестерни будем определять по следующей зависимости (см. рис. 4):

$$\langle R \rangle = r_y + \frac{R_e - r_y}{2}, \quad (15)$$

$$\text{или} \quad \langle R \rangle = 0,5 (R_e + r_y), \quad (16)$$

где R_e – радиус вершин зубьев шестерен, мм;

r_y – радиус цапф шестерен, мм.

Для определения геометрических параметров торцевого прямоугольного зазора выделим прямоугольник ABCD в зоне зацепления шестерен. При этом, горизонталь BC проводим через середину впадины зуба (см. рис. 4).

Ширина этого прямоугольника, как видно из схемы на рис. 4, составляет:

$$b_{mn} = A - d_y. \quad (17)$$

Для определения длины этого прямоугольника определим площадь прямоугольника ABCD. Для этого определим дугу зуба шестерни по начальной окружности в соответствии с зависимостью [4]:

$$S_x = d_x \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2\xi}{z} \cdot \tan \alpha_0 + \text{inv } \alpha_0 - \text{inv } \alpha_x \right), \quad (18)$$

где d_x – диаметр, на котором определяется длина дуги шестерни, мм;

S_x – искомая длина зуба шестерни на диаметре d_x , мм;

ξ – коэффициент профилевого смещения;

α_x – угол, соответствующий искомой дуге:

$$\alpha_x = \arccos \frac{d_0}{d_x}. \quad (19)$$

Тогда центральный угол дуги зуба $S_x \angle EOF$ определяется в соответствии с зависимостью:

$$\beta_0 = \frac{2\pi S_0}{\pi d_0} = \frac{2S_0}{d_0}. \quad (20)$$

Поскольку в нашем случае ищем толщину зуба на начальной окружности, то:

$$d_x = d_0. \quad (21)$$

Тогда подставив значение d_x в (19), получим:

$$\alpha_{x0} = \arccos 1 = 0. \quad (22)$$

С учетом (22) зависимость (18) перепишем в виде:

$$S_0 = d_0 \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2\xi}{z} \cdot \tan \alpha_0 + \operatorname{inv} \alpha_0 \right). \quad (23)$$

Тогда центральный угол β_0 :

$$\beta_0 = \frac{\pi}{z} + \frac{4\xi}{z} \cdot \tan \alpha_0 + 2 \operatorname{inv} \alpha_0. \quad (24)$$

Из схемы представленной на рис. 4 видим, что угол $\angle COF$, соответствующий одному зубу шестерни - равен $\frac{2\pi}{z}$, а угол β_1 может быть определен, как:

$$\beta_1 = 0,5 \left(\frac{2\pi}{z} - \beta_0 \right), \quad (25)$$

$$\beta_1 = \frac{\pi}{z} - 0,5 \beta_0. \quad (26)$$

Подставив в (26) значение β_0 из выражения (24), после преобразований, получим:

$$\beta_1 = \frac{\pi}{2z} - \frac{2\xi}{z} \cdot \tan \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_0. \quad (27)$$

Тогда угол $\angle COP$ равен:

$$\angle COP = \alpha + \beta_1. \quad (28)$$

Или, после подстановки значения β_1 из (27), получим:

$$\angle COP = \alpha + \frac{\pi}{2z} - \frac{2\xi}{z} \cdot \tan \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_0. \quad (29)$$

Из треугольника $\triangle COK$ найдем его сторону CK :

$$CK = R_i \sin \left(\alpha + \frac{\pi}{2z} - \frac{2\xi}{z} \cdot \tan \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_0 \right). \quad (30)$$

Тогда длина прямоугольника ABCD составит:

$$L = 2 R_i \sin \left(\alpha + \frac{\pi}{2z} - \frac{2\xi}{z} \cdot \tan \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_0 \right). \quad (31)$$

Как видно из приведенной схемы (рис. 4) в сопротивлении утечкам рабочей жидкости не будет противодействовать часть площади выделенного прямоугольника, ограниченная площадью заземленного объема.

Площадь всего прямоугольника ABCD будет равна

$$S_{np} = L b_{mn}. \quad (32)$$

Подставив в (32) значение входящих в него величин из (17) и (31), получим:

$$S_{np} = 2 R_i (A - d_y) \sin \left(\alpha + \frac{\pi}{2z} - \frac{2\xi}{z} \cdot \tan \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_0 \right), \quad (33)$$

где A – расчетное межцентровое расстояние, мм;

d_y – диаметр цапф, мм.

Площадь прямоугольника без площади максимального заземленного объема,

определяемого по формулам приведенным в [4] будет иметь:

$$S_{1np} = 2 R_i (A - d_y) \sin \left(\alpha + \frac{\pi}{2z} - \frac{2\xi}{z} \cdot \tan \alpha_0 - \text{inv } \alpha_0 \right) - S_v - \frac{\pi}{2z} t_0^2 (\varepsilon - 1)^2, \quad (34)$$

где ε - коэффициент перекрытия зубчатого зацепления.

Для определения усредненного значения длины прямоугольного торцевого зазора необходимо полученную площадь S_{1np} разделить на b_{mn} из выражения (17), в результате получим:

$$\langle l \rangle = \frac{2 R_i (A - d_y) \sin \left(\alpha + \frac{\pi}{2z} - \frac{2\xi}{z} \cdot \tan \alpha_0 - \text{inv } \alpha_0 \right) - \left(S_v + \frac{\pi}{2z} t_0^2 (\varepsilon - 1)^2 \right)}{A_\phi - d_y}, \quad (35)$$

где A_ϕ - фактическое межцентровое расстояние, которое в общем случае может быть переменной величиной, в частности в шестеренном насосе с регулируемой подачей.

Таким образом, суммарные утечки через торцевой зазор можно представить в виде:

$$q_m = q_{mk} + q_{mn}. \quad (36)$$

В зависимости (36) значение q_{mk} определяем по зависимости (11), а значение q_{mn} по зависимости (14), а входящие в зависимость (14) значения усредненного радиуса $\langle R \rangle$ по формуле (16), а усредненное значение длины торцевого прямоугольного зазора по формуле (35).

Предварительно анализируя полученную математическую модель приходим к следующим выводам.

Выводы. Предложенная усовершенствованная математическая модель внутренних утечек рабочей жидкости через торцевой зазор предполагает, что утечки направлены по двум параллельным каналам: через кольцевой торцевой зазор и через прямоугольный торцевой зазор в месте сопряжения зубьев шестерен (см. рис. 3).

Полученная математическая модель утечек учитывает влияние инерционных сил, воздействующих на утечки через кольцевой зазор (см. зависимость (11)) и фрикционных сил, воздействующих на утечки через прямоугольный зазор (см. зависимость (14)).

Впервые математическая модель, описывающая закономерности внутренних утечек через зазоры в сопряжениях шестеренного насоса включает в себя параметры зубчатого зацепления насоса, что даст возможность осуществить системный комплексный подход при оптимизации параметров зубчатого зацепления насоса с точки зрения уменьшения внутренних утечек.

Список литературы

1. Т.М. Башта Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств. Изд. 3-е перераб и доп. М.: Оборонгиз, 1961. – 475 с.
2. М.П. Савунов Исследование работоспособности агрегатов гидросистем с.х. тракторов. Дисс. на соискание учен. степени канд. техн. наук. Горки 1970 г.
3. А.Ф. Осипов. Объемные гидравлические машины. М.: «Машиностроение», 1966. – 159 с.
4. Е.М. Юдин. Шестеренные насосы. М.: «Машиностроение», 1964. – 236 с.

В статті запропонована вдосконалена математична модель внутрішніх втрат робочої рідини через зазори торцевих спряжень шестеренного насоса типу НШ.

In the article the usovershenstvovanaya mathematical model of internal losses of working liquid through the butt end interfaces of cog-wheel pump of the GP type is offered.

Получено 21.11.06

Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, В.В. Яцун, асистент
Кіровоградський національний технічний університет

Автобалансуючий пристрій з уловлювачами для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання

Розглянута задача зі зменшення дисбалансу, який вносить автобалансир під час розгону чи вибігу ротора з похилою віссю обертання. Запропоновано конструкцію автобалансира з уловлювачами, яка вирішує дану задачу.

автобалансир, коригувальний вантаж, уловлювач

Для усунення вібрацій і зрівноважування роторів із похилою віссю обертання на ходу використовують пасивні автобалансири (АБ), до яких відносяться кільцеві, кульові, маятникові тощо [1,2]. В них коригувальні вантажі (КВ) самі приходять у положення, в якому зрівноважують ротор і потім обертаються з ним як одне ціле. Але недоліком цих АБ є те, що під час розгону чи вибігу ротора КВ займають несиметричне положення щодо ротора, чим вносять додатковий дисбаланс до системи. В роботі [1] пропонувалася конструкція АБ з гальмами, які повинні зупинити КВ при розгоні і вибігу ротора, а при роботі ротора не заважати вільному переміщенню КВ. Недоліком такого рішення є те, що гальма зупиняють КВ не в симетричному щодо ротора положенні, а в положенні, яке відповідає певному розподілу дисбалансу. Це погіршує розгін і вибіг ротора, оскільки на невеликих швидкостях обертання ротора відбувається значна зміна напрямку дисбалансу, через перерозподіл речовини, що обробляється ротором. В [3] було запропоновано встановити перегородки, які ділять бігову доріжку на однакові сектори, для симетричного розташування КВ під час розгону та вибігу ротора. Недоліком такого рішення є те, що перегородки унеможливають повне використання балансувальної ємності КВ. В цій роботі розв'язується задача з усунення додаткового дисбалансу, який вносить АБ під час розгону чи вибігу ротора шляхом встановлення уловлювачів – пристрів для фіксування КВ в необхідному положенні на згаданих режимах роботи ротора.

Запропонований АБ (рис. 1, а) складається з корпусу, порожнини в корпусі, КВ, встановлених в порожнину з можливістю руху, та уловлювачів, встановлених в паз на зовнішній чи внутрішній стінці, що обмежує порожнину корпусу.

АБ може мати один (рис. 1, а) або декілька аналогічних рядів (рис. 1, б), можливий варіант використання уловлювачів в кульових, роликкових (рис. 1, а, б), чи маятникових АБ (рис.1, в). Уловлювачі можуть бути встановлені як на зовнішній (рис. 1, а), так і на внутрішній (рис. 2, а) стінці порожнини для КВ, а також одночасно на двох стінках (рис. 2, б).

Конструкцію АБ з уловлювачами визначають такі технічні вимоги:

- 1) уловлювачі повинні встановлюватися парно, так щоб вони затримували рух КВ в обох напрямках (рис. 1, 2);
- 2) пари уловлювачів розташовуються симетрично відносно осі ротора, з метою симетричного розташування уловлених ними КВ (рис. 1, 2);
- 3) загальна кількість уловлювачів не повинна перевищувати чотири штуки для однієї порожнини, тому що при більшій кількості уловлювачів можливе запирання частини КВ між секторами для уловлення КВ (рис. 2, в);

4) при виконанні АБ з декількома рядами, для усунення несиметричності осевих моментів інерції ротора уловлювачі на одній біговій доріжці встановлюються із зміщенням на 90^0 по відношенню до уловлювачів на іншій доріжці (рис. 1, б).

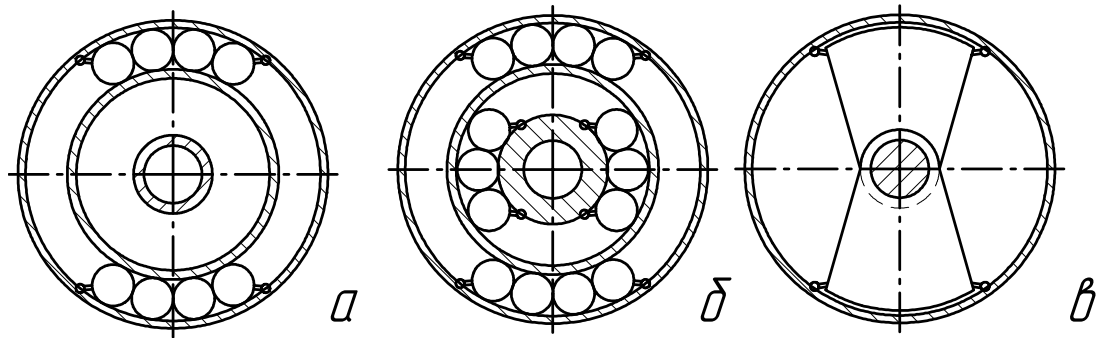
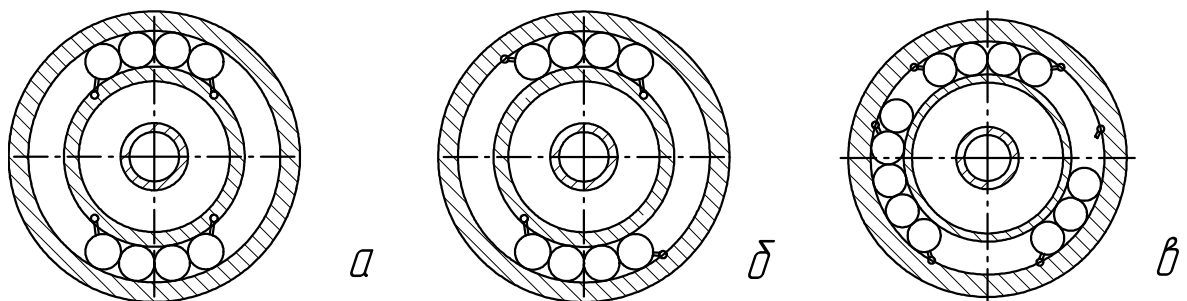


Рисунок 1 – АБ з уловлювачами (КВ уловлені)

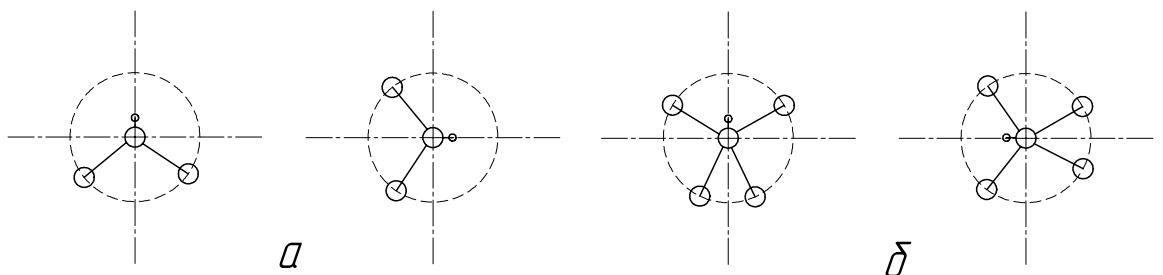


а) на внутрішній стінці порожнини для КВ; б) на внутрішній і зовнішній стінках порожнини для КВ; в) на зовнішній стінці порожнини для КВ – надмірна кількість пар уловлювачів

Рисунок 2 – Варіанти встановлення уловлювачів

Додаткові вимоги до АБ, викликані вимогами оптимального проектування:

1) число КВ в АБ повинно бути не менше 3, тому що при меншій кількості КВ, при дрейфі напрямлення невеликого дисбалансу КВ вимушені повертатися на значні кути (рис. 3, а), якщо КВ три і більше, то невеликій зміні дисбалансу буде відповідати невелика зміна кутів поворотів маятників (рис. 3, б);



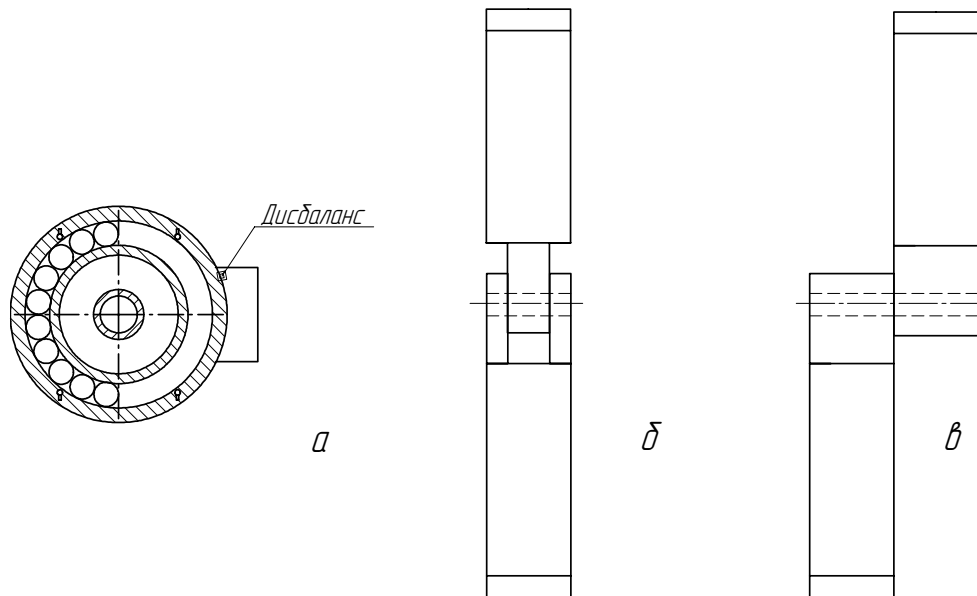
а) неоптимальна кількість КВ; б) оптимальна кількість КВ

Рисунок 3 – Робота маятничого АБ з різною кількістю маятників

2) КВ зібрані разом, повинні заповнювати половину своєї порожнини для найбільшої балансувальної ємності у заданому об'ємі (рис. 4, а);

3) для маятникових АБ центри мас КВ повинні знаходитися в одній площині для запобігання згину вала (рис.4, б, в).

В наслідок цих вимог – в новому АБ повинна бути парна кількість КВ не менша чотирьох.



а) оптимальна кількість КВ; б) раціональне виконання маятників - центри мас в одній площині;
в) нераціональне виконання маятників - центри мас в різних площинах

Рисунок 4 – Вимоги до оптимальної кількості і виконання КВ

Розглянемо приклади конкретного виконання уловлювачів. За своєю конструкцією вони мають вигляд стопорів, з'єднаних з пружним елементом (рис.5), які здатні пропускати вантаж тільки в одному напрямку.

Варіант 1. Стопор – рухоме коромисло, з'єднане з пружиною згину або пружиною стиску, встановлений в паз на зовнішній стінці порожнини для КВ (рис.5, а).

Варіант 2. Стопор – повзун, з'єднаний з пружиною розтягу або стиску (рис.5, б). Така конструкція найкраща для маятникових АБ, завдяки формі стопора.

Варіант 3. Стопор – повзун, з'єднаний з пружиною згину (рис.5, в). При такій конструкції стопора АБ може використовуватись при значних швидкостях, оскільки пружина згину має високу жорсткість.

Варіант 4. Стопор може бути виготовлений у вигляді пружної пластини з масою на вільному кінці (рис. 5, г). Маса необхідна для виключення уловлювача з роботи на необхідній швидкості обертання ротора під дією відцентрових сил, та для створення площі контакту для утримання КВ.

Варіант 5. Якщо АБ складається з декількох рядів, то при необхідності уловлювачі можуть встановлюватися в паз на внутрішній стінці порожнини для КВ (рис. 5, д). В такому разі стопор буде мати вигляд важеля, жорстко з'єданого з противагою. Для утримання важеля у відкритому положенні дана конструкція має пружину стиску. Противага служить для закриття важеля під дією відцентрових сил на певній швидкості.

Тип уловлювачів не впливає на роботу АБ, а лише дає варіанти їх конструктивного виконання.

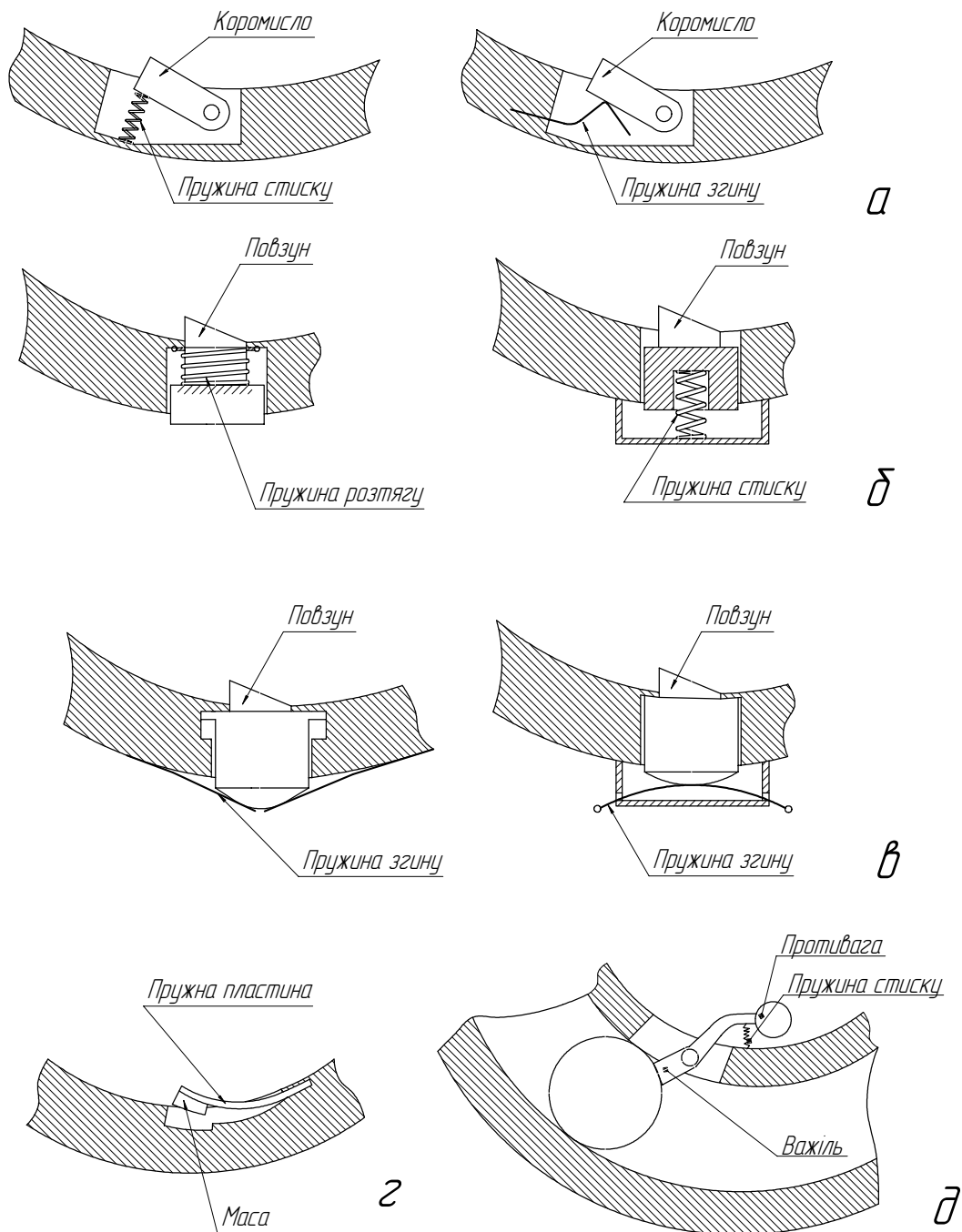
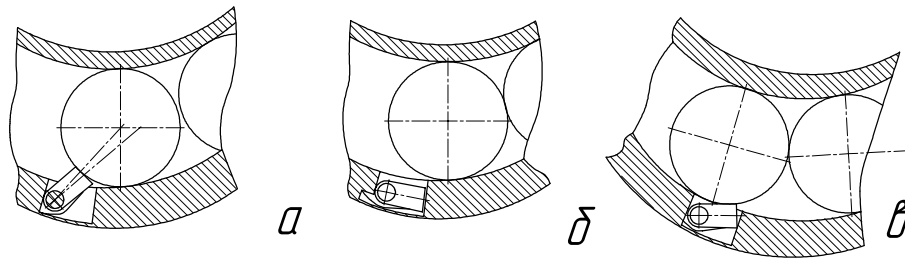


Рисунок 5 – Конструкція уловлювачів

АБ працює наступним чином. Під час пуску в кожному з уловлювачів знаходиться однакова кількість КВ, розташованих симетрично відносно ротора. Під час розгону ротора (рис. 6, а) відцентрові сили ще малі і уловлювачі ще працюють і тримають КВ в згаданих положеннях, тому КВ розганяються синхронно з ротором і не вносять при цьому додаткового дисбалансу в систему.

Поступово зі збільшенням швидкості відцентрові сили зростають. При певній швидкості ω^* ці сили більші ніж сила тиску пружини на уловлювач і він зачинається, даючи можливість вільного руху КВ по стінці порожнини. Кутова швидкість ω^* повинна бути більша за швидкість $\omega_{кр}$, при переході через яку починається автобалансування.



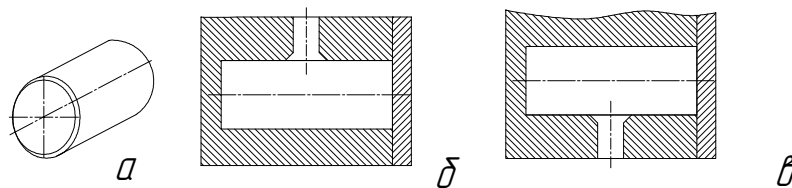
а) розгін ротора $\omega < \omega_{кр}$; б) обертання ротора з робочою швидкістю $\omega > \omega_{кр}$; в) вибіг ротора $\omega < \omega_{кр}$

Рисунок 6 – Робота уловлювачів

При досягненні ротором робочої швидкості обертання (рис. 6, б), КВ під дією діючих на них сил самі займають положення, в якому зрівноважують ротор, і далі обертаються з ним як одне ціле (рис. 4, а).

При гальмуванні ротора відцентрові сили поступово зменшуються. У діапазоні швидкостей $\omega_{кр} < \omega < \omega^*$ – відкриваються уловлювачі, проте автобалансування триває. При падінні швидкості нижче $\omega_{кр}$ автобалансування припиняється і КВ під дією виникаючих тангенціальних сил починають рухатися, доки не досягнуть уловлювачів (рис. 6, в). Як наслідок вони уловлюються, завдяки чому відбувається спокійний вибіг ротора.

Від виду КВ залежить форма порожнини для КВ, та варіанти розміщення пазу для уловлювача. На рис. 7 зображений КВ – ролик, форма порожнини для роликів, та варіанти розміщення пазу для уловлювача.

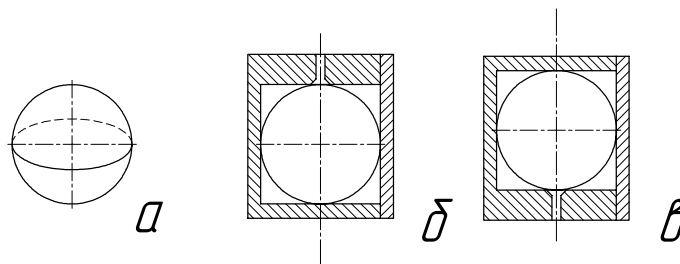


а) КВ – ролик; б) форма порожнини для роликів, та паз під уловлювач на внутрішній стінці порожнини; в) форма порожнини для роликів, та паз під уловлювач на зовнішній стінці порожнини

Рисунок 7 – КВ у вигляді ролика

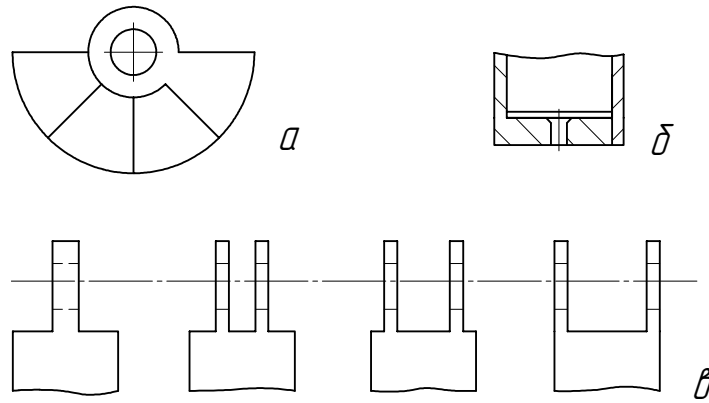
На (рис. 8) зображений КВ – куля, форма порожнини для куль, та варіанти розміщення пазу для уловлювача.

На (рис. 9) зображений КВ – маятник, форма порожнини для маятників, та розміщення пазу для уловлювача на зовнішній стінці порожнини для маятників.



а) КВ – куля; б) форма порожнини для куль, та паз під уловлювач на внутрішній стінці порожнини; в) форма порожнини для куль, та паз під уловлювач на зовнішній стінці порожнини

Рисунок 8 – КВ у вигляді кулі



а) КВ – маятники, закріплені на валу ротора; б) форма порожнини для маятників, та паз під уловлювач на зовнішній стінці порожнини; в) конструкція кріплення маятників

Рисунок 9 – КВ у вигляді маятника

КВ у вигляді кулі мають найменші втрати на тертя кочення, тому вони найбільш точно балансують ротор. Проте вони мають найменшу балансувальну ємність і потребують більш точного виконання пазу для уловлювача.

КВ у вигляді ролика мають більші втрати на тертя ніж кулі, тому вони менш точно балансують ротор. Але вони мають більшу балансувальну ємність ніж кулі і не потребують точного виконання пазу для уловлювача.

Маятникові КВ мають найбільші втрати на тертя, тому вони найменш точно балансують ротор. Проте маятникові КВ мають найбільшу балансувальну ємність і не потребують точного виконання пазу для уловлювача, так як взагалі не торкаються зовнішньої стінки порожнини для маятників.

Таким чином, можна зробити наступні висновки:

1) уловлювачі дозволяють вирішити задачу з усунення дисбалансу, який вносить АБ під час розгону чи вибігу ротора з похилою віссю обертання – шляхом запирання КВ в симетричному щодо ротора положенні;

2) в одному ряду АБ повинні бути дві пари уловлювачів, кожна пара уловлювачів обмежує сектор, у якому уловлюються КВ, і два таких сектори розташовуються один навпроти другого;

3) оптимальна кількість КВ на одному ряду парна і не менша чотирьох.

Список літератури

1. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия. -М.: Наука, 2002. – 119 с.
2. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: Монографія (за спеціальністю 05.02.09 - динаміка та міцність машин). – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
3. Автобалансирующий пристрій: Пат. № 75189 Україна, МКІ G01M 1/38 / Г.Б. Філімоніхін, В.С. Майоров (Україна); Г.Б. Філімоніхін, В.С. Майоров. – №2002032408; Заявл. 27.03.2002; Опубл. 15.03.2006, Бюл. №3.

Рассмотрена задача по уменьшению дисбаланса, который вносит автобалансиры во время разгона или выбега ротора с наклонной осью вращения. Предложена конструкция автобалансира с улавливателями, которая решает данную задачу.

Is considered a task on diminishing of disbalance which brings in an autobalancer during dispersal or braking of a rotor with the sloping axis of rotation. Is offered the construction of autobalancers with catchers, which decides this task.

Одержано 07.11.06

Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, В.В. Пирогов, асп.,

І.І. Філімоніхіна, асистент

Кіровоградський національний технічний університет

Виведення рівнянь руху ізольованої системи, що здійснює просторовий рух

Виведено рівняння руху ізольованої системи, що здійснює просторовий рух і складається з витягнутого абсолютно твердого тіла, матеріальних точок, що створюють його незрівноваженість та маятників, які можуть обертатися навколо осі мінімального момента інерції тіла.

вісь обертання, абсолютно тверде тіло, маятники.

В екстракторах, сепараторах, відцентрових машинах тощо, застосовують опори з нелінійною жорсткістю. Сили пружності в таких опорах, при малих деформаціях, майже відсутні. Це зменшує критичну швидкість обертання ротора і теоретично розширює область настання автобалансування, при зрівноваженні таких роторів пасивними автобалансирами (АБП) [1, 2]. Тому представляє інтерес дослідження динаміки такої системи у граничному випадку, коли сили пружності відсутні. Така задача актуальна і для штучних супутників Землі та космічних апаратів, які стабілізуються обертанням і маятниковими (кульовими) АБП.

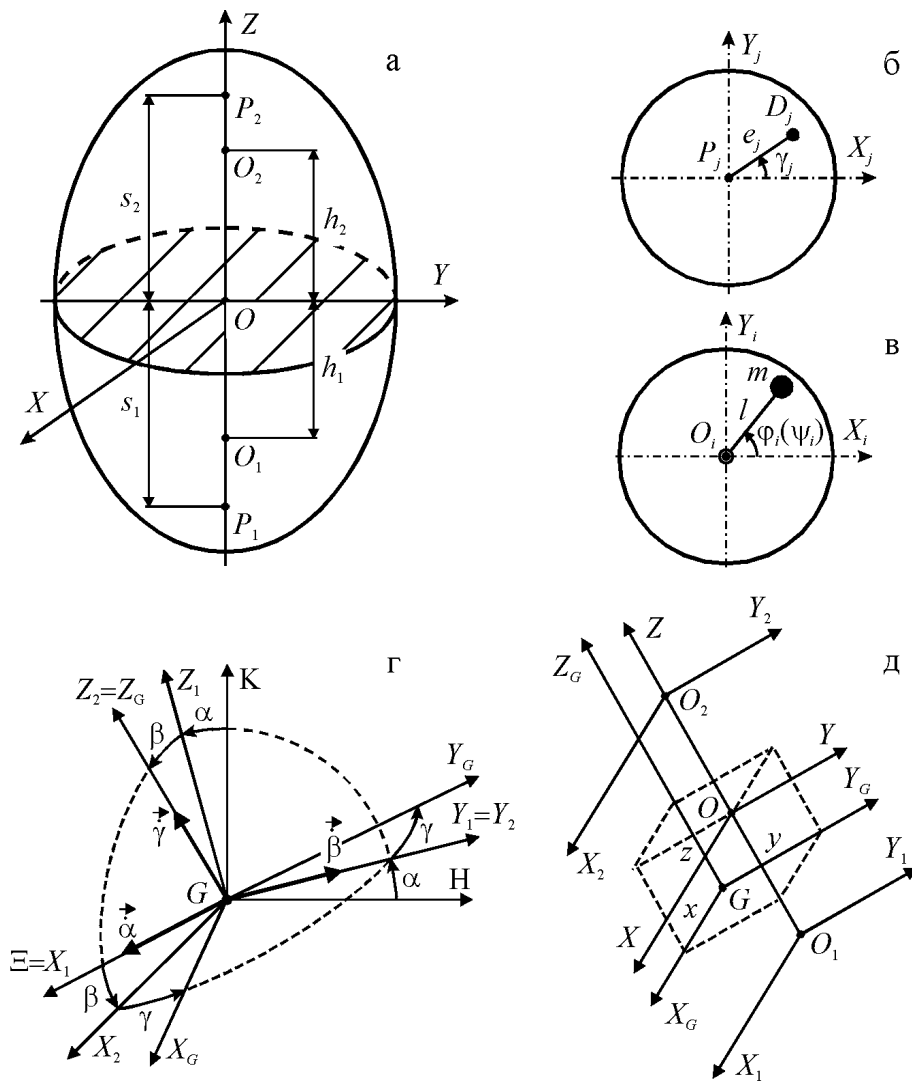
Необхідним етапом дослідження стійкості руху системи зв'язаних абсолютно твердих тіл, якою є система ротор-маятниковий (кульовий) АБП, є виведення рівнянь руху [1-10]. В роботі [8], на основі енергетичного критерію, були знайдені усталені рухи ізольованої системи, що здійснює просторовий рух і складається з АТТ, матеріальних точок, що створюють його незрівноваженість та маятників, які можуть обертатися навколо однієї з центральних осей інерції АТТ. Також були знайдені необхідні умови стійкості цих рухів. Але залишилося невирішеним питання про стійкість основного усталеного руху системи у випадку витягнутого АТТ, коли маятники обертаються навколо його осі мінімального момента інерції. Відповідь на вказане питання можна отримати з допомогою рівнянь руху зазначеної системи на основі, наприклад, першого методу Ляпунова. В даній роботі виводяться рівняння руху зазначеної системи.

1. Модель системи. Нехай АТТ має масу M . Головні осьові моменти інерції АТТ відносно головних центральних осей X, Y, Z , які виходять з центра мас АТТ – точки O (рис. 1, а), відповідно рівні A, B, C , причому $A \geq B > C$.

Статична або динамічна незрівноваженість АТТ відносно осі Z створюється двома матеріальними точками D_1 і D_2 , розташованими в площинах $X_1P_1Y_1$ і $X_2P_2Y_2$, паралельних площині XOY . Ці площини знаходяться відповідно на відстані s_1 і s_2 по різні сторони від площини XOY . Матеріальні точки однакові, мають масу μ , і їх положення задається ексцентриситетом e_j та кутом γ_j / $j = 1, 2$ / (рис. 1, б).

В площинах $X_1O_1Y_1$ і $X_2O_2Y_2$, які знаходяться на відстані h_1 і h_2 по різні сторони від площини XOY , на вісь Z насаджені по два математичних маятника. Будемо вважати, що маятники не заважають руху один одного. Положення маятників в площині $X_1O_1Y_1$ визначається кутами ϕ_1, ϕ_2 , в площині $X_2O_2Y_2$ – кутами ψ_1, ψ_2 (рис. 1, в). При русі маятників відносно АТТ на них діє момент сил в'язкого опору – $H_1\dot{\phi}_j, -H_2\dot{\psi}_j$, / $j = 1, 2$ /, де H_i , / $i = 1, 2$ / – коефіцієнт сил в'язкого опору, $\dot{\phi}_j, \dot{\psi}_j$ –

відносна кутова швидкість обертання маятника. Маятники однакові, мають масу m , довжину l і осьовий момент інерції ml^2 відносно осі, на яку насаджені.



а – модель АТТ; б – модель матеріальних точок, що створюють незрівноваженість; в – модель маятників; г, д – схеми руху АТТ

Рисунок 1 – Модель ізольованої системи

Рух системи подамо слідуочим чином. Так як система ізольована, то центр мас системи - точка G – рухається рівномірно, прямолінійно. Не обмежуючи загальності, будемо вважати, що точка G нерухома. Введемо нерухому (інерціальну) систему координат $G\xi\eta\zeta$, з якої шляхом трьох послідовних поворотів на кути α, β, γ відповідно навколо осей $G\xi, G\eta, G\zeta$ отримуємо систему координат $Gx_Gy_Gz_G$ (рис. 1, г). Осі $Gx_Gy_Gz_G$ – рухомі, центральні і паралельні осям $OXYZ$ (рис. 1, д). Рух АТТ і маятників будемо розглядати як складний. За переносний рух АТТ будемо вважати його обертальний рух навколо точки G , за відносний - поступальний рух разом з осями $OXYZ$ відносно осей $Gx_Gy_Gz_G$, причому положення точки O відносно точки G визначатимемо координатами x, y, z (рис. 1, д). За переносний рух маятників будемо вважати їх рух разом з АТТ, а саме – обертальний рух навколо точки G та поступальний рух відносно цієї ж точки разом з осями $O_iX_iY_iZ_i, /i=1,2/$. За відносний рух маятників будемо вважати їх рух відносно АТТ. Відносні рухи

маятників визначатимемо чотирма кутами $\varphi_1, \varphi_2, \psi_1, \psi_2$. Матеріальні точки D_1 і D_2 нерухомі відносно АТГ. З врахуванням вищесказаного, в загальному випадку рух системи визначається десятима координатами $x, y, z, \alpha, \beta, \gamma, \varphi_1, \varphi_2, \psi_1, \psi_2$.

2. Рівняння, що описують рух системи. Так як система має десять ступенів вільності, то її рух будуть повністю описувати десять незалежних рівнянь руху.

2.1. Перша група рівнянь руху. Першу групу 4-ох рівнянь руху знайдемо за допомогою теореми про зміну момента кількості руху матеріальної системи, застосувавши її до маятників. Для спрощення запису першої групи рівнянь застосуємо вказану теорему в обертальній системі координат $O_i X_i Y_i Z_i, /i=1,2/$. Для j -го маятника, який знаходиться в площині $X_1 O_1 Y_1$, теорема про зміну момента кількості руху в обертальній системі координат $O_1 X_1 Y_1 Z_1$ має вигляд [1, 10]:

$$\left(\frac{d\vec{L}_{O_{1j}}^\omega}{dt} + \vec{\omega}_{O_1 X_1 Y_1 Z_1} \times \vec{L}_{O_{1j}}^\omega + m\vec{\rho}_{mj} \times \vec{a}_{O_1} \right) \cdot \vec{k} = (\vec{M}_{O_{1j}}^e) \cdot \vec{k}, \quad /j=1,2/, \quad (1)$$

тут

$$\vec{L}_{O_{1j}}^\omega = \vec{\omega}_j J_j, \quad /j=1,2/, \quad (2)$$

де $\vec{L}_{O_{1j}}^\omega$ - момент кількості руху j -го маятника, знайдений відносно точки O_1 ;

$d\vec{L}_{O_{1j}}^\omega/dt$ - локальна похідна від момента кількості руху j -го маятника в рухомій системі координат $O_1 X_1 Y_1 Z_1$;

$\vec{\omega}_{O_1 X_1 Y_1 Z_1}$ - кутова швидкість обертання осей $O_1 X_1 Y_1 Z_1$;

m - маса маятника;

$\vec{\rho}_{mj}$ - радіус вектор j -го маятника, який виходить з точки O_1 і закінчується в центрі мас маятника, визначений відносно осей $O_1 X_1 Y_1 Z_1$;

\vec{a}_{O_1} - абсолютне прискорення точки O_1 ;

\vec{k} - одиничний вектор, спрямований вздовж осі Z_1 ;

$\vec{M}_{O_{1j}}^e$ - головний момент зовнішніх сил, що діють на j -ий маятник, знайдений відносно точки O_1 ;

$\vec{\omega}_j$ - абсолютна кутова швидкість обертання j -го маятника;

J_j - тензор інерції маятника, знайдений відносно точки O_1 .

Аналогічно записується рівняння руху для маятників, які знаходяться в площині $X_2 O_2 Y_2$. З рис. 1 визначаємо:

$$\vec{\omega}_{O_1 X_1 Y_1 Z_1} = \begin{bmatrix} \dot{\alpha} \cos \beta \cos \gamma + \dot{\beta} \sin \gamma \\ -\dot{\alpha} \cos \beta \sin \gamma + \dot{\beta} \cos \gamma \\ \dot{\alpha} \sin \beta + \dot{\gamma} \end{bmatrix}; \quad \vec{\rho}_{mj} = \begin{bmatrix} l \cos \varphi_j \\ l \sin \varphi_j \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \vec{M}_{O_{1j}}^e = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -H_i \dot{\varphi}_j \end{bmatrix};$$

$$\vec{\omega}_j = \begin{bmatrix} \dot{\alpha} \cos \beta \cos \gamma + \dot{\beta} \sin \gamma \\ -\dot{\alpha} \cos \beta \sin \gamma + \dot{\beta} \cos \gamma \\ \dot{\alpha} \sin \beta + \dot{\gamma} + \dot{\varphi}_j \end{bmatrix}; \quad J_j = \begin{bmatrix} ml^2 \sin^2 \varphi_j & -ml^2 \cos \varphi_j \sin \varphi_j & 0 \\ -ml^2 \cos \varphi_j \sin \varphi_j & ml^2 \cos^2 \varphi_j & 0 \\ 0 & 0 & ml^2 \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Шукаємо абсолютне прискорення точки O_1 , як при складному русі. За переносний рух візьмемо її обертальний рух з осями $G X_G Y_G Z_G$ навколо точки G , за відносний - поступальний рух відносно точки G . Тоді за теоремою Коріоліса прискорення точки O_1 має вигляд [10]:

$$\vec{a}_{O_1} = \vec{a}_{O_1}^r + \vec{a}_{O_1}^e + \vec{a}_{O_1}^c, \quad (4)$$

де $\vec{a}_{O_1}^r$ - відносне прискорення точки O_1 ;

$\vec{a}_{O_1}^e$ - переносне прискорення точки O_1 ;

$\vec{a}_{O_1}^c$ - прискорення Коріоліса.

З рис. 1 визначасмо в проекціях на осі $GX_GY_GZ_G$:

$$\vec{r}_{O_1} = (x, y, z - h_1), \quad \vec{v}_{O_1} = (\dot{x}, \dot{y}, 0), \quad \vec{a}_{O_1}^r = (\ddot{x}, \ddot{y}, 0). \quad (5)$$

Оскільки переносний рух точки O_1 є обертальним, то її прискорення можна записати так:

$$\vec{a}_{O_1}^e = \vec{a}_{O_1}^{ob} + \vec{a}_{O_1}^{dou}. \quad (6)$$

де

$$\vec{a}_{O_1}^{ob} = \left(\frac{d\vec{\omega}_{GX_GY_GZ_G}}{dt} \right) \times \vec{r}_{O_1} = \vec{\epsilon}_{GX_GY_GZ_G} \times \vec{r}_{O_1}, \quad \vec{a}_{O_1}^{dou} = \vec{\omega}_{GX_GY_GZ_G} \times (\vec{\omega}_{GX_GY_GZ_G} \times \vec{r}_{O_1}), \quad (7)$$

де $\vec{a}_{O_1}^{ob}$ - обертальне прискорення точки O_1 ;

$\vec{\omega}_{GX_GY_GZ_G} = \vec{\omega}_{O_1X_1Y_1Z_1}$ - кутова швидкість обертання осей $GX_GY_GZ_G$;

$\vec{\epsilon}_{GX_GY_GZ_G}$ - кутове прискорення осей $GX_GY_GZ_G$;

$\vec{a}_{O_1}^{dou}$ - доцентрове прискорення точки O_1 .

У свою чергу, враховуючи, що $\vec{\omega}_{GX_GY_GZ_G} = \vec{\omega}_{O_1X_1Y_1Z_1}$, кутове прискорення $\vec{\epsilon}_{GX_GY_GZ_G}$ буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} \vec{\epsilon}_{GX_GY_GZ_G} &= \frac{d\vec{\omega}_{O_1X_1Y_1Z_1}}{dt} = \frac{d'\vec{\omega}_{O_1X_1Y_1Z_1}}{dt} + \vec{\omega}_{O_1X_1Y_1Z_1} \times \vec{\omega}_{O_1X_1Y_1Z_1} = \frac{d'\vec{\omega}_{O_1X_1Y_1Z_1}}{dt} = \\ &= \begin{bmatrix} \ddot{\alpha} \cos \beta \cos \gamma - \dot{\alpha} \dot{\beta} \sin \beta \cos \gamma - \dot{\alpha} \dot{\gamma} \cos \beta \sin \gamma + \ddot{\beta} \sin \gamma + \dot{\beta} \dot{\gamma} \cos \gamma \\ - \ddot{\alpha} \cos \beta \sin \gamma + \dot{\alpha} \dot{\beta} \sin \beta \sin \gamma - \dot{\alpha} \dot{\gamma} \cos \beta \cos \gamma + \ddot{\beta} \cos \gamma - \dot{\beta} \dot{\gamma} \sin \gamma \\ \ddot{\alpha} \sin \beta + \dot{\alpha} \dot{\beta} \cos \beta + \dot{\gamma} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (8)$$

Остаточне рівняння динаміки маятників (1), які знаходяться в площині $X_1O_1Y_1$, в проекції на вісь Z_1 , з врахуванням виразів (3), (5), (7), (8), мають вигляд:

$$\begin{aligned} &\ddot{\alpha} ml [l \sin \beta + \sin \beta (x \cos \varphi_j + y \sin \varphi_j) - \cos \beta (z - h_1) \cos(\varphi_j + \gamma)] - \dot{\beta} ml (z - h_1) \sin(\varphi_j + \gamma) + \\ &+ \dot{\gamma} ml (l + y \sin \varphi_j + x \cos \varphi_j) + \ddot{\varphi}_j ml^2 - ml (\ddot{x} \sin \varphi_j - \ddot{y} \cos \varphi_j) + H_i \dot{\varphi}_j + \\ &+ ml \{ \dot{\alpha} \dot{\beta} [l \cos \beta (1 + \cos(2\varphi_j + 2\gamma)) + 2 \cos(\varphi_j + \gamma) (\cos \beta (x \cos \gamma - y \sin \gamma) + \sin \beta (z - h_1))] + \\ &+ 2 \dot{\alpha} \dot{\gamma} \sin \beta (x \sin \varphi_j - y \cos \varphi_j) - \dot{\alpha}^2 [x (\cos^2 \beta \cos \gamma \sin(\varphi_j + \gamma) - \sin \varphi_j) + y (\cos \varphi_j \sin^2 \beta + \\ &+ \cos^2 \beta \cos \gamma \cos(\varphi_j + \gamma)) + (z - h_1) \sin(\varphi_j + \gamma) \sin \beta \cos \beta + \frac{l}{2} \cos^2 \beta \sin(2\varphi_j + 2\gamma)] + \\ &+ \dot{\beta}^2 \left[\frac{l}{2} \sin(2\varphi_j + 2\gamma) + (x \cos \gamma - y \sin \gamma) \sin(\varphi_j + \gamma) \right] + \dot{\gamma}^2 (x \sin \varphi_j - y \cos \varphi_j) + \\ &+ 2 \dot{\alpha} \sin \beta (\dot{x} \cos \varphi_j + \dot{y} \sin \varphi_j) + 2 \dot{\gamma} (\dot{y} \sin \varphi_j - \dot{x} \cos \varphi_j) \} = 0, \quad / j = 1, 2 / . \end{aligned} \quad (9)$$

Аналогічний вигляд мають рівняння руху для маятників, які знаходяться в площині $X_2O_2Y_2$.

2.2. Друга група рівнянь руху. Другу групу рівнянь руху отримаємо з теореми про рух центра мас системи. Відповідно до вибору початку осей – точки G , координати центра мас системи відносно осей X_G, Y_G, Z_G завжди дорівнюють 0. Теорема дає наступні рівняння руху:

$$\begin{aligned}
Mx + \mu(2x + e_1 \cos \gamma_1 + e_2 \cos \gamma_2) + m[4x + l(\cos \varphi_1 + \cos \varphi_2 + \cos \psi_1 + \cos \psi_2)] &= 0; \\
My + \mu(2y + e_1 \sin \gamma_1 + e_2 \sin \gamma_2) + m[4y + l(\sin \varphi_1 + \sin \varphi_2 + \sin \psi_1 + \sin \psi_2)] &= 0; \\
Mz + \mu(2z - s_1 + s_2) + 2m(2z - h_1 + h_2) &= 0.
\end{aligned} \tag{10}$$

2.3. Третя група рівнянь руху. Оскільки система ізольована, то третю групу рівнянь руху отримаємо за допомогою закону збереження моменту кількості руху матеріальної системи. В початковий момент часу система мала момент кількості руху рівний $\vec{L}_G^{(0)}$. В довільний момент часу момент кількості руху системи має вигляд:

$$\vec{L}_G^{(cum)} = \vec{L}_G^{(T)} + \vec{L}_G^{(\mu)} + \vec{L}_G^{(m)} = \vec{L}_G^{(0)}, \tag{11}$$

де $\vec{L}_G^{(i)}$, $/i = T, \mu, m/$ - момент кількості руху відповідно для АТТ, матеріальних точок, що створюють незрівноваженість та маятників.

2.3.1. Для АТТ момент кількості руху, згідно з [10], у випадку, коли початок рухомої системи координат лежить у центрі мас АТТ, має вигляд:

$$\vec{L}_G^{(T)} = \vec{r}_O \times M\vec{v}_O + \vec{\omega}_{OXYZ} J_T, \tag{12}$$

де \vec{r}_O - радіус-вектор центра мас АТТ, що виходить з точки G і закінчується в точці O в проєкціях на осі $OXYZ$;

\vec{v}_O - абсолютна швидкість центра мас АТТ, як полюса;

$\vec{\omega}_{OXYZ} = \vec{\omega}_{GXGYGZG} = \vec{\omega}_{O_1X_1Y_1Z_1}$ - кутова швидкість обертання осей $OXYZ$;

J_T - тензор інерції АТТ, знайдений відносно точки O .

Тут, в проєкціях на осі $OXYZ$,

$$\vec{r}_O = (x, \quad y, \quad z), \quad \vec{v}_O = \frac{d\vec{r}_O}{dt} + \vec{\omega}_{OXYZ} \times \vec{r}_O. \tag{13}$$

Тензор інерції АТТ відносно точки O має вигляд:

$$J_T = \begin{pmatrix} A & 0 & 0 \\ 0 & B & 0 \\ 0 & 0 & C \end{pmatrix}. \tag{14}$$

2.3.2. Для матеріальних точок, що створюють незрівноваженість, момент кількості руху має вигляд:

$$\vec{L}_G^{(\mu)} = \vec{L}_G^{(\mu 1)} + \vec{L}_G^{(\mu 2)}. \tag{15}$$

Для i -ої матеріальної точки момент кількості руху згідно з [10] має вигляд:

$$\vec{L}_G^{(\mu i)} = \vec{r}_{\mu i} \times \mu \vec{v}_{\mu i}, \quad /i = 1, 2/. \tag{16}$$

де $\vec{r}_{\mu i}$ - радіус-вектор i -ої матеріальної точки, що виходить з точки G і закінчується в точці D_i , в проєкціях на осі $OXYZ$;

$\vec{v}_{\mu i}$ - абсолютна швидкість i -ої матеріальної точки.

Абсолютна швидкість i -ої матеріальної точки має вигляд:

$$\vec{v}_{\mu i} = \vec{v}_O + \vec{v}_{DO}, \quad /i = 1, 2/, \tag{17}$$

тут

$$\vec{v}_{DO} = \frac{d\vec{r}_{\mu i}}{dt} + \vec{\omega}_{OXYZ} \times \vec{r}_{\mu i} = \left\{ \frac{d\vec{r}_{\mu i}}{dt} = 0 \right\} = \vec{\omega}_{OXYZ} \times \vec{r}_{\mu i}, \quad /i = 1, 2/, \tag{18}$$

де \vec{v}_O - швидкість полюса – точки O з (13);

\vec{v}_{DO} - швидкість точки D_i навколо полюса;

$\vec{\rho}_{\mu i}$ - радіус-вектор i -ої матеріальної точки, який виходить з точки O і закінчуються в точці D_i , в проекціях на осі $OXYZ$;

$d\vec{\rho}_{\mu i}/dt$ - локальна похідна від радіус-вектора $\vec{\rho}_{\mu i}$.

З рис. 1 визначаємо в проекціях на осі $OXYZ$:

$$\vec{r}_{\mu i} = (x + e_i \cos \gamma_i, \quad y + e_i \sin \gamma_i, \quad z + s_i), \quad \vec{\rho}_{\mu i} = (e_i \cos \gamma_i, \quad e_i \sin \gamma_i, \quad s_i). \quad (19)$$

2.3.3. Для маятників момент кількості руху має вигляд:

$$\vec{L}_G^{(m)} = \sum_{i=1}^2 \vec{L}_G^{(\varphi_i)} + \sum_{i=1}^2 \vec{L}_G^{(\psi_i)}. \quad (20)$$

де $\vec{L}_G^{(\varphi)}$, $\vec{L}_G^{(\psi)}$ - відповідно момент кількості руху для маятників групи φ та ψ .

Для j -го маятника, який знаходиться в площині $X_1O_1Y_1$, момент кількості руху згідно з [10], запишемо так:

$$\vec{L}_G^{(\varphi)} = \vec{r}_j \times m\vec{v}_{mj}, \quad / j = 1, 2 / . \quad (21)$$

де \vec{r}_j - радіус-вектор j -го маятника, знайдений відносно точки G в проекціях на осі $OXYZ$;

\vec{v}_{mj} - абсолютна швидкість j -го маятника.

Абсолютна швидкість j -го маятника має вигляд:

$$\vec{v}_{mj} = \vec{v}_O + \vec{v}_{mO}, \quad / j = 1, 2 / , \quad (22)$$

тут

$$\vec{v}_{mO} = \frac{d\vec{\rho}_j}{dt} + \vec{\omega}_{OXYZ} \times \vec{\rho}_j, \quad / j = 1, 2 / , \quad (23)$$

де \vec{v}_O - швидкість полюса – точки O з (13);

\vec{v}_{mO} - швидкість j -го маятника навколо полюса;

$\vec{\rho}_j$ - радіус-вектор j -го маятника, знайдений відносно точки O в проекціях на осі $OXYZ$;

$d\vec{\rho}_j/dt$ - локальна похідна від радіус-вектора $\vec{\rho}_j$.

З рис. 1 визначаємо в проекціях на осі $OXYZ$:

$$\vec{r}_j = \begin{bmatrix} x + l \cos \varphi_j \\ y + l \sin \varphi_j \\ z + h_i \end{bmatrix}, \quad \vec{\rho}_j = \begin{bmatrix} l \cos \varphi_j \\ l \sin \varphi_j \\ h_i \end{bmatrix}, \quad \frac{d\vec{\rho}_j}{dt} = \begin{bmatrix} -l\dot{\varphi}_j \sin \varphi_j \\ l\dot{\varphi}_j \cos \varphi_j \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (24)$$

Продиференціювавши один раз за часом рівняння (10), матимемо:

$$M_{\Sigma} \dot{x} = ml(\dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \dot{\psi}_1 \sin \psi_1 + \dot{\psi}_2 \sin \psi_2);$$

$$M_{\Sigma} \dot{y} = -ml(\dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + \dot{\psi}_1 \cos \psi_1 + \dot{\psi}_2 \cos \psi_2); \quad 0 = 0. \quad (25)$$

де $M_{\Sigma} = M + 2\mu + 4m$ - сумарна маса системи.

Підставляючи вирази (12-25) в (11) і перетворюючи, одержимо момент кількості руху матеріальної системи у такому вигляді:

$$\vec{L}_G^{(cum)} = (L_{Gx}^{(cum)}, \quad L_{Gy}^{(cum)}, \quad L_{Gz}^{(cum)}), \quad (26)$$

де

$$\begin{aligned} L_{xG}^{(cum)} &= \dot{\alpha}(k_{11} \cos \beta \cos \gamma + k_{12} \cos \beta \sin \gamma - k_{13} \sin \beta) + \dot{\beta}(k_{11} \sin \gamma - k_{12} \cos \gamma) - \dot{\gamma}k_{13} - \\ &\quad - ml[(z - h_1)(\dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2) + (z + h_2)(\dot{\psi}_1 \cos \psi_1 + \dot{\psi}_2 \cos \psi_2)]; \\ L_{yG}^{(cum)} &= -\dot{\alpha}(k_{12} \cos \beta \cos \gamma + k_{22} \cos \beta \sin \gamma + k_{23} \sin \beta) + \dot{\beta}(k_{22} \cos \gamma - k_{12} \sin \gamma) - \dot{\gamma}k_{23} - \\ &\quad - ml[(z - h_1)(\dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2) + (z + h_2)(\dot{\psi}_1 \sin \psi_1 + \dot{\psi}_2 \sin \psi_2)]; \end{aligned}$$

$$L_{z_G}^{(cucm)} = \dot{\alpha}(-k_{13} \cos \beta \cos \gamma + k_{23} \cos \beta \sin \gamma + k_{33} \sin \beta) - \dot{\beta}(k_{13} \sin \gamma + k_{23} \cos \gamma) + \dot{\gamma}k_{33} + ml^2(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2 + \dot{\psi}_1 + \dot{\psi}_2) - M_{\Sigma}(x\dot{y} - \dot{x}y), \quad (27)$$

і в рівняннях (27)

$$\begin{aligned} k_{11} &= A + \mu(s_1^2 + s_2^2 + e_1^2 \sin^2 \gamma_1 + e_2^2 \sin^2 \gamma_2) + m[2(h_1^2 + h_2^2) + l^2(\sin^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_2 + \sin^2 \psi_1 + \sin^2 \psi_2)] - M_{\Sigma}(y^2 + z^2); \\ k_{12} &= -M_{\Sigma}xy + \frac{1}{2}[\mu(e_1^2 \sin 2\gamma_1 + e_2^2 \sin 2\gamma_2) + ml^2(\sin 2\varphi_1 + \sin 2\varphi_2 + \sin 2\psi_1 + \sin 2\psi_2)]; \\ k_{13} &= -M_{\Sigma}xz - \mu(e_1 s_1 \cos \gamma_1 - e_2 s_2 \cos \gamma_2) - ml[h_1(\cos \varphi_1 + \cos \varphi_2) - h_2(\cos \psi_1 + \cos \psi_2)]; \\ k_{22} &= B + \mu(s_1^2 + s_2^2 + e_1^2 \cos^2 \gamma_1 + e_2^2 \cos^2 \gamma_2) + m[2(h_1^2 + h_2^2) + l^2(\cos^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_2 + \cos^2 \psi_1 + \cos^2 \psi_2)] - M_{\Sigma}(x^2 + z^2); \\ k_{23} &= -M_{\Sigma}yz - \mu(e_1 s_1 \sin \gamma_1 - e_2 s_2 \sin \gamma_2) - ml[h_1(\sin \varphi_1 + \sin \varphi_2) - h_2(\sin \psi_1 + \sin \psi_2)]; \\ k_{33} &= C + \mu(e_1^2 + e_2^2) + 4ml^2 - M_{\Sigma}(x^2 + y^2). \end{aligned} \quad (28)$$

Отже, отримані десять незалежних рівнянь руху (9), (10) та (27), які повністю описують рух системи. В подальшому, з допомогою цих рівнянь можна виділити усталені рухи системи і дослідити їх стійкість.

Список літератури

1. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами. - Кіровоград: КНТУ, 2004. - 352 с.
2. Гусаров А.А., Сусанин В.И., Шаталов Л.Н., Грушин Б.М. Автоматическая балансировка роторов машин. - М.: Наука, 1997. - 151 с.
3. Смольников Б.А. Движение вокруг центра инерции твердого тела с вращающимися маятниками, // ПММ. - 1966. - 30, № 4, С. 625-635.
4. Харламов П.В., Кононыхин Г.А. О движении по инерции системы двух твердых тел, связанных сферическим шарниром //Механика твердого тела. - 1980. - Вып. 12. - С. 52-63.
5. Харламов П.В. Об уравнениях движения системы твердых тел //Механика твердого тела. - 1972. - Вып. 4. - С. 52-73.
6. Горошко О.О., Філімоніхін Г.Б., Пирогов В.В., Філімоніхіна І.І. Стабілізація положення осі обертання абсолютно твердого тіла багатомаятниковим (багатокульовим) автобалансиром //Вісник Київського ун-ту. Серія: фізико-матем. науки. 2005. - №4. - С. 67-76.
7. Филимоныхин Г.Б., Пирогов В.В. Стабилизация положения оси вращения твердого тела связанными абсолютно твердыми телами. // Прикладная механика. - 2005. - 41, №8. - С. 122 - 129.
8. Филимоныхин Г.Б., Пирогов В.В., Филимоныхина И.И. Пространственная стабилизация положения оси вращения несущего тела маятниковыми демпферами // Збірник наукових праць КНТУ, Кіровоград, 2006, № 17, С. 234-240.
9. Філімоніхін Г.Б. Стабілізація маятниками положення осі обертання ізольованого абсолютно твердого тіла // Вісник, математика-механіка. Київський національний університет. Вип. №7-8, 2002. С.67-71.
10. Павловський М.А. Теоретична механіка. - К.: Техніка, 2002. - 512 с.: іл.

Получены уравнения движения изолированной системы, осуществляющей пространственное движение и состоящей из вытянутого абсолютно твердого тела, материальных точек, создающих его неуравновешенность и маятников, которые могут вращаться вокруг оси минимального момента инерции тела.

SUMMARY. Equations of motion are got for the isolated system which moves in space. The isolated system consists of rigid body, material points, which creating it's disbalance, and pendulums, which rotate on the axis of minimum moment of inertia of rigid body.

Одержана 30.10.06

**А.И. Мажейка, проф., канд. техн. наук, О.Б. Чайковський, доц., канд. техн. наук,
Аль-Шара Мотаз Мухаммед, магістр**

Кіровоградський національний технічний університет

А.М. Лутай, ст. викл.

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут"

Лазерне термодетформаційне зміцнення деталей сільськогосподарських машин

В статті викладені основні положення нової концепції лазерного термодетформаційного зміцнення, проведена оцінка механічних властивостей деталей, які зміцнені.

лазерне зміцнення, моделювання, процес, термомеханічна обробка, аустеніт, зносостійкість

Лазерне зміцнення є ефективним способом підвищення зносостійкості різних деталей машин і інструментів, які використовуються у сільському господарстві. Однією з проблем лазерної поверхневої зміцнюючої обробки є можливість її застосування для підвищення опірності зношуванню та втомленої міцності деталей, що працюють при циклічних знакоперемінних навантаженнях. У першу чергу це зв'язано з особливостями напруженого стану поверхневого шару матеріалу деталі, структура якого сформована в процесі лазерного опромінювання. Відомо, що на втомлену міцність і опірність матеріалу втомленому зносові домінуючий вплив мають величина, знак і характер розподілу залишкових макронапруг. При лазерному зміцненні залишкові макронапруги формуються в наслідок дії двох конкуруючих процесів - чисто термічного "нагрівання-охолодження" і структурно-фазових перетворень.

Варіюванням режимами обробки встановлено, що в поверхневому шарі можуть формуватися як стискаючі, так і розтягуючі напруження. Більш того, вони можуть змінювати свій знак навіть у межах однієї зони лазерного нагрівання в залежності від швидкості обробки, густини потужності випромінювання, хімічного складу і вихідної структури сталі. Останнє свідчить про те, що на загальний напружений стан виробу суттєво буде впливати і закономірність розміщення зміцнених зон по оброблюваній поверхні. Таким чином, процес формування залишкових макронапруг при лазерному зміцненні є багатофакторним і неоднозначним.

У зв'язку з цим, при вирішенні конкретної технологічної задачі дуже складно, а іноді і неможливо, знайти такі умови обробки деталі, які б забезпечували одержання зміцненого шару, що має одночасно необхідну глибину, мікроструктуру, твердість, стискаючі залишкові напруги.

Одним зі способів одержання гарантованих стискаючих залишкових макронапруг є метод поверхневого пластичного деформування: обкатуванням роликком, кулькою й ін.[4].

Під дією напруг від зовнішніх сил у металах виникає пластична деформація. Глибина поширення пластичної деформації визначається силою тиску і структурою сталі. При зміні сили тиску від 25 до 100 кгс величина наклепу в сталі 45 зростає від 0,4-0,5 мм до 1,2-1,3 мм [4]. На глибину деформованого шару, величину і характер розподілу залишкових напруг істотно впливає сила тиску в зоні контакту і швидкість деформації.

Аналіз особливостей розглянутих методів показує, що їхнє сполучення в одному процесі може забезпечити формування зміцненого шару зі структурою, що володіє

всіма перевагами структури лазерного гартування і до того ж має сприятливі, з точки зору підвищення втомленої міцності і зносостійкості, стискаючі залишкові макронапруги.

Моделювання процесу лазерного термодформаційного зміцнення

Оскільки в основі лазерного термодформаційного зміцнення лежать три процеси – нагрівання, деформування і загартування, то для вибору технологічної схеми обробки, її параметрів, визначення режимів опромінювання, величини і координати крапки прикладання деформуючого зусилля необхідно дослідити закономірності зміни термічного циклу "нагрівання-охолодження".

Розрахункова схема процесу термодформаційної обробки наведена на рис. 1.

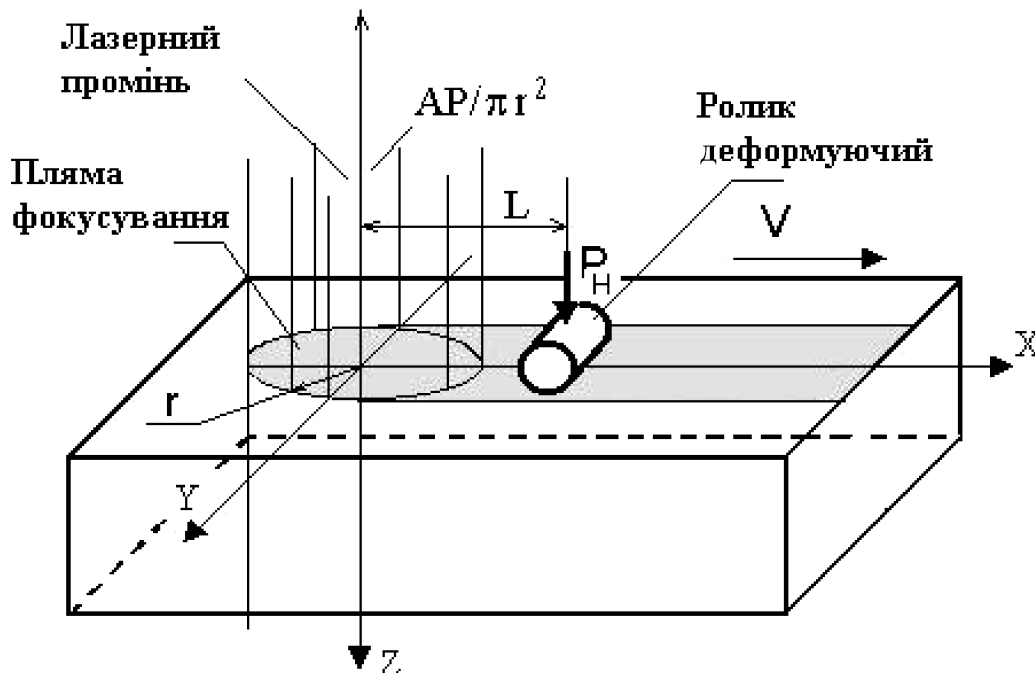


Рисунок 1 – Розрахункова схема процесу лазерної термодформаційної обробки

Для дослідження використовуємо модель одномірного нагрівання напівнескінченного середовища необмеженим поверхневим тепловим джерелом з постійною інтенсивністю $W_p = A \cdot P / \pi \cdot r_0^2$, Вт/см², що діє протягом часу $t = 2 \cdot r_0 / V$, (A - поглинальна здатність поверхні; P - потужність лазерного випромінювання; r_0 - радіус плями фокусування; V - швидкість переміщення теплового джерела). При цьому виконується умова, $r_0 \gg (at)^{1/2}$. Якщо прийняти, що теплофізичні характеристики речовини (λ - теплопровідність, c - об'ємна теплоємність, a - коефіцієнт температуропроводності) не залежать від температури (для зменшення помилки беремо їхні значення для високотемпературної області нагрівання) і зневажити тепловіддачу з поверхні, то розподіл температури по глибині в різні моменти часу $t > 0$ описується відомою залежністю [5]:

$$T(z,t) = \frac{q}{\lambda} 2\sqrt{at} \left\{ \frac{1}{\sqrt{\pi}} \exp\left(-\frac{z^2}{4at}\right) - \frac{z}{2\sqrt{at}} \times \Phi^*\left(\frac{z}{2\sqrt{at}}\right) \right\},$$

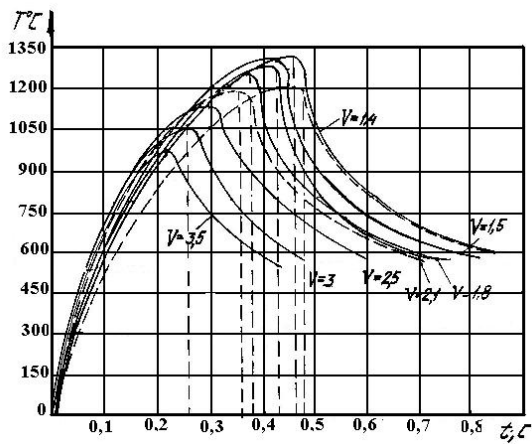
де $\Phi = 1 - \Phi^*$ - функція помилок;

λ - теплопровідність;

z - глибина проникнення заданої ізотерми.

Вважаємо, що процес лазерного термомеханічного зміцнення буде здійснюватися без оплавлення поверхні, тобто в інтервалі температур $T_z < T < T_{пл}$, де T_z - температура загартування даного матеріалу, $T_{пл}$ - температура плавлення. Оброблюваний матеріал - нормалізована сталь 45, теплофізичні характеристики якої відповідають: $K = 0,314$ Вт/см.град; $a = 0,07$ см²/с; $c = 4,465$ Дж/см³.град; $T_{пл} = 1300^\circ\text{C}$; $T_z = 780^\circ\text{C}$. Останнє значення скорегуємо через те, що при лазерному нагріванні через високі швидкості відбувається зміщення кінця аустенітного перетворення в область високих температур, на 70°C и приймаємо $T_z = 850^\circ\text{C}$.

На рис.2 представлені результати розрахунку зміни температури поверхні в часі при лазерному опроміненні на наступних режимах: $P=1000$ Вт, діаметр плями нагрівання $d_0 = 0,65$ см; $V = 3,5$ см/с; поглинальна здатність поверхні $A=0,8$. Як видно з графіків (рис. 2) зі збільшенням швидкості обробки спостерігається зниження температури поверхні матеріалу. При цьому також (рис. 3) зменшується глибина загартованого шару.



$P=1000$ Вт - потужність випромінювання,
 $d_0 = 6,5$ мм - діаметр плями фокусування;
 V - 1,4-3,5 - швидкість обробки см/с.

Рисунок 2 – Зміна температури (T) поверхні сталі 45 у часі (t) у залежності від швидкості обробки (V)



Рисунок 3 – Залежність глибини (z) загартованого шару від швидкості обробки (V):
 $P = 1$ кВт; $d_0 = 6,5$ мм.

Процес лазерного термомеханічного зміцнення, щоб уникнути розвитку процесу рекристалізації і застосовувати як можна менші величини зусиль до деформуючих роликів, доцільно проводити при температурах $(0,5-0,6)T_{пл} < T < T_{пл}$, тобто для сталі 45 - у діапазоні від 650°C до 1300°C .

Таким умовам задовольняють практично всі досліджені режими (рис. 2). Однак технічно реалізувати цей процес навіть при найнижчій швидкості $V=1,4$ см/с не можливо через малість відстані між максимумом температури і можливою крапкою прикладення деформуючого зусилля. Конструктивно виготовити такий пристрій практично неможливо.

Виходом з цієї ситуації може бути як збільшення діаметра плями нагрівання, так і зниження температури, при якій буде здійснюватись деформування. Збільшити діаметр плями нагрівання можна, якщо підвищити ступінь розфокусування лазерного променя, але при цьому збільшиться нерівномірність розподілу інтенсивності випромінювання по плямі нагрівання. З метою усунення цього недоліку, доцільніше застосувати пристрій, який дозволяє сканувати променем.

Однак обидва ці способи зажадають збільшення потужності лазерного випромінювання. Приймавши, як конструктивно-задовільну величину $L = 12$ мм, можна

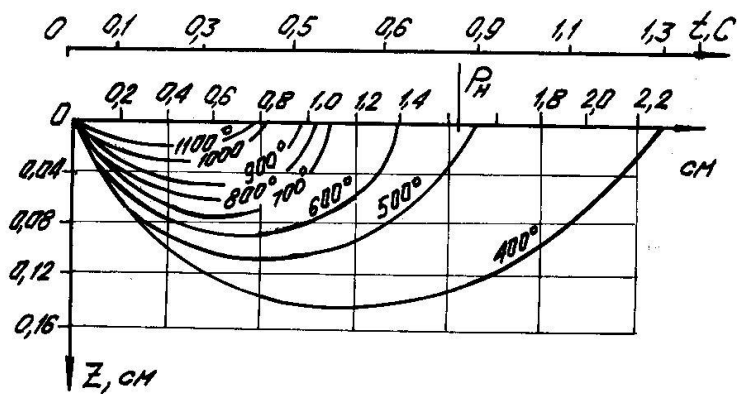


Рисунок 4 – Розподіл температур по глибині поверхневого шару сталі 45: $P=1300$ Вт; $d_0 = 6,5$ мм; $V= 1,7$ см/с

визначити температури, при яких доцільно проводити "теплу" термодформаційну обробку ($T=325^\circ - 650^\circ$ С) і відповідні швидкості опромінення. Для розглянутого випадку найбільш раціональними режимами лазерної обробки є: $P=1000$ Вт, $d_0 = 8$ мм, $V=1,7$ см/с. З рис.4 видно, що в цьому випадку матеріал прогрівається на досить велику глибину, що забезпечує одержання загартованого й одночасно наклепаного шару достатніх розмірів.

Величину деформуючого зусилля можна визначити, знаючи температуру, при якій буде проводитися деформування, опір деформації в залежності від температури [7] і знаючи бажану величину наклепу [4]. При цьому $F=2\delta^2\sigma$. Так, для сталі 45 при $\delta = 0,7$ мм, величині $\sigma = 425$ МПа при $T = 460^\circ$ С, значення необхідного зусилля лежить у межах $F = 50-60$ кгс.

Таким чином, отримані дані можуть бути основою для розробки конструкції деформуючого пристрою і проведення експериментальних досліджень.

Експериментальне обладнання і методика проведення досліджень

Для проведення експериментальних досліджень був розроблений спеціальний стенд, що включає потужний електророзрядний CO_2 лазер, 3-х координатний стіл з системою ЧПУ, систему фокусування випромінювання сполучену з системою навантаження, пристрій для деформування поверхні деталі роликком. Для фокусування випромінювання використовувалася лінза з КСІ з фокусною відстанню $f = 350$ мм. Для деформування була застосована конструкція пристрою, в основі дії якої використовувалася пружина стиску (рис.5). Змінюючи положення спеціального кільця можна плавно регулювати величину зусилля в діапазоні $F= 8...65$ кгс. Попередньо пристрій тарувався за допомогою динамометра стиску ДОСМ-3-01.

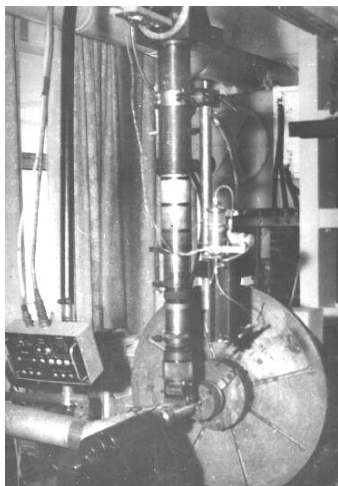


Рисунок 5 – Пристрій для поверхневого лазерного пластичного деформування

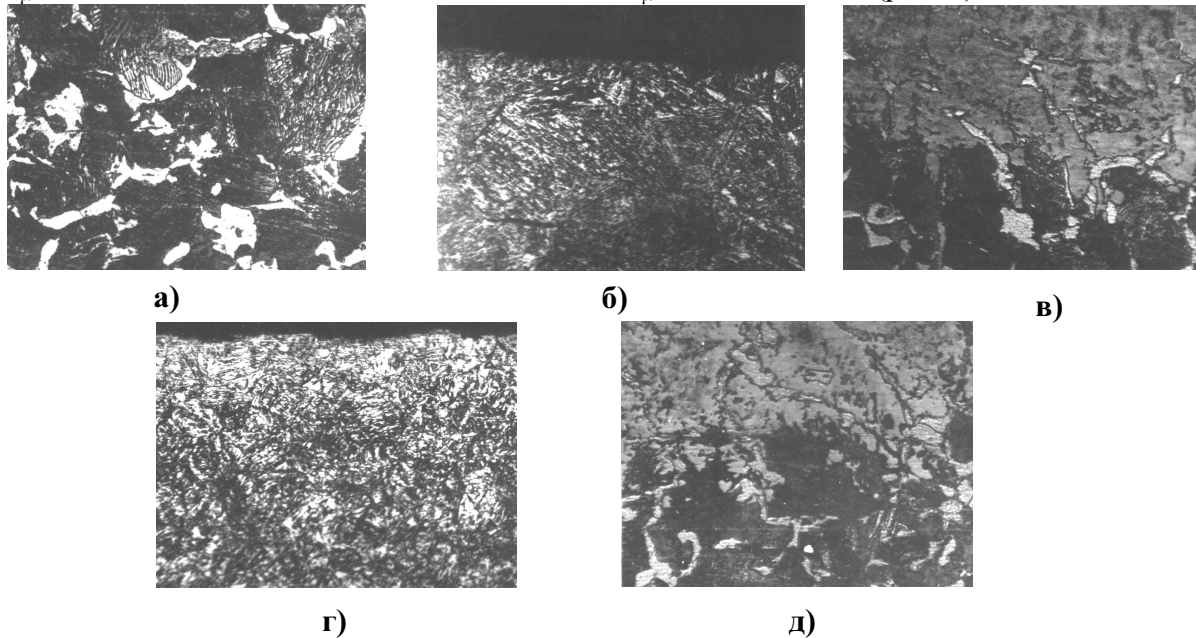
Зразки з нормалізованої сталі 45 з розмірами $40 \times 40 \times 5$ мм фосфатувались і піддавалися чисто лазерному та лазерному термодформаційному зміцненню при наступних умовах: потужність випромінювання $P= 1000-1200$ Вт; діаметр плями фокусування, $d_0 = 4,5; 6,5; 8$ мм, швидкість руху зразка відносно променя, $V=1,5$ см/с; $1,7$ см/с; $1,8$ см/с; величина зусилля, що деформує, $F= 43; 50; 57$ кгс, відстань від центра плями фокусування до крапки прикладання зусилля $L= 8; 10; 12$ мм.

Після проведення термодформаційного зміцнення зразки розрізалися на електроерозійному верстаті і

піддавалися металографічному та дюрOMETричному аналізу. Частина зразків досліджувалася на предмет оцінки величини і характеру розподілу макронапруг рентгенівським методом.

Результати досліджень

У вихідному стані сталь 45 має неоднорідну крупнозернисту ферито-перлітну структуру: пластинчастий перліт і розташований по границям зерен ферит (рис. 6а). Після лазерного нагрівання унаслідок великого градієнта температур добре простежується послідовність фазових перетворень. На периферії зони перлітні колонії частково, у приповерхніх шарах повністю перетворившись в аустеніт, при охолодженні утворюють мартенсит з високою твердістю. У самої поверхні де, судячи з появи дрібнозернистого фериту, температура набагато перевищувала крапку Ас₃, при охолодженні утворюється структура, що складається з ділянок з високим змістом вуглецю (~ 0,8 %) з аустеніту, що утворився на місці перлітних колоній, і аустеніту з низьким змістом вуглецю, що виник на місці ферита. За даними експерименту при лазерному зміцненні мікротвердість складала у поверхні до глибини 50 мкм $H_{\mu} = 8000-9000$ МПа, на глибині до 650 мкм - $H_{\mu} = 600-790$ МПа (рис. 7).



а - вихідний стан (x400); б - структура приповерхневого і перехідного (в) шару після лазерної обробки; $P = 1$ квт; $d_0 = 4,5$ мм; $V = 1,5$ см/с; г - структура приповерхневого і перехідного (д) шару після лазерної термомодеформаційної обробки: $P = 1$ квт; $d_0 = 4,5$ мм; $V = 1,5$ см/с; $V = 12$ мм; $F = 57$ кгс.

Рисунок 6 – Мікроструктура сталі 45

При лазерній термомодеформаційній обробці створюються такі умови температурної пластичної деформації, при яких подавляється розвиток рекристалізаційних процесів і створюється особливий структурний стан, що характеризується підвищеною густиною недосконалостей і особливим їхнім розташуванням з утворенням розгалужених субграниць.

Високотемпературна деформація аустеніту має істотні особливості, що визначають своєрідність процесів, що протікають після її завершення, а також процесів, що відбуваються безпосередньо при її протіканні. Дислокаційна побудова аустеніту, деформованого при високій температурі, характеризується утворенням тривимірних сіток дислокацій стійкої фрагментованої, полігонізованої субструктури. Після високотемпературної деформації залишаються тільки стабільні для цих температур дислокації. Рекристалізація в такій структурі відбувається не так інтенсивно.

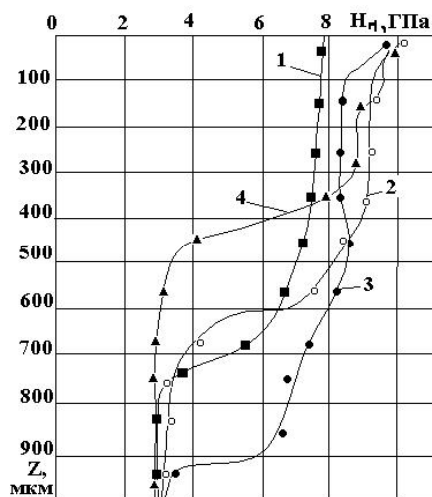


Рисунок 7 – Розподіл мікротвердості (H_{μ}) по глибині (z) у сталі 45, обробленій: 1 - лазерним випромінюванням ($P = 1$ кВт; $d_0 = 4,5$ мм; $V = 1,5$ см/с); лазерним випромінюванням з пластичним деформуванням при $P = 1$ кВт; $d_0 = 4,5$ мм; $V = 1,5$ см/с; 2 - $L = 12$ мм; $F = 57$ кгс; 3 - $L = 12$ мм; $F = 43$ кгс; 4 - $L = 12$ мм, $F = 50$ кгс

Виявлено залежність зменшення розмірів зерна з підвищенням величини деформуючого зусилля. При порівнянні графіків зміни твердості від деформуючого зусилля видно, що велика мікротвердість відповідає більшому навантаженню (рис. 7, крива 2,3).

Дослідження напруженого стану сталі 45, підданій лазерному термомеханічному зміцненню знайшли наявність у поверхневому шарі стискаючих залишкових напруг, величина яких для досліджених навантажень коливалася в межах (-400...-500) МПа.)

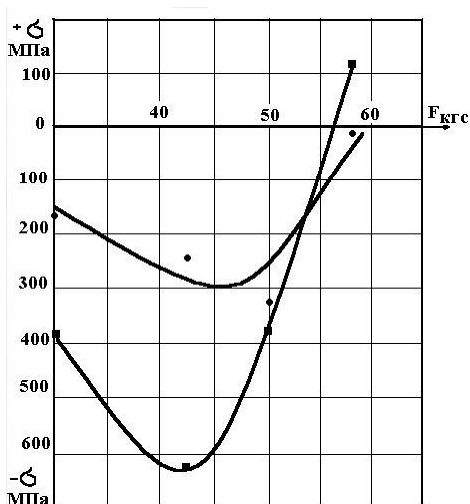


Рисунок 8 – Залежність рівня залишкових макронапруг (σ) у зміцненому шарі сталі 45 від величини деформуючого зусилля, (F): $P = 1000$ Вт, $V = 1,8$ см/з, $L = 10$ мм $d_0 = 6,5$ мм (1), $d_0 = 8$ мм (2)

Таким чином, процес високотемпературної деформації аустеніту зв'язаний зі створенням своєрідної дислокаційної структури, яка здобуває форму фрагментованої сітки і має підвищену термічну стійкість в результаті протікання полігонізації. Дислокаційна побудова аустеніту успадковується мартенситом, структура якого стає розділеною на фрагменти, які відповідають по своїм розмірам і конфігурації фрагментованій структурі вихідного аустеніту. Мартенсит має більш низький сумарний зміст вуглецю, що визначає його підвищену пластичність (у порівнянні з мартенситом, отриманим при звичайному загартуванні). Зміцнення внаслідок утворення більш міцних фаз доповнюється фазовим наклепом, тобто пластичною і пружною деформацією, обумовлених зміною об'єму матеріалу в результаті поліморфного перетворення,

Результати дослідження і порівняння структури сталі 45 після лазерного зміцнення і лазерної термодіформувальної обробки показали, що в другому випадку відбулося більш сильне здрібнювання зерна (рис. 6,в).

Виконане дослідження свідчить про перспективність лазерного термодіформувального зміцнення, як методу підвищення зносостійкості і втомленої міцності деталей важко навантажених сільськогосподарських машин.

З вищерозглянутого можна зробити наступні висновки:

3. Вищерозглянутого можна зробити наступні висновки:

1. Лазерне термодіформувальне зміцнення є перспективним засобом підвищення зносостійкості і втомленої міцності деталей сільгоспмашин, що працюють при циклічних навантаженнях.

2. Шляхом математичного моделювання теплових процесів для сталі 45 встановлено діапазон температур ($T = 650^{\circ} - 325^{\circ} \text{C}$), при яких доцільно проводити термодіформувальну обробку, визначені координати крапки прикладання деформуючого зусилля, (8-12 мм від центра пучка в напрямку переміщення деталі) і діапазон його величин (40 - 60 кгс).

3. У результаті термомеханічного деформування в сталі 45 у порівнянні з чисто лазерним впливом утвориться структура, що має збільшену на 1500 МПа мікротвердість і на 100-200 мкм - глибину зміцненого шару. У поверхневому шарі формуються стискаючі залишкові напруження, рівень яких (-400...-500 МПа) визначається величиною деформуючого зусилля та швидкістю обробки.

3. Для одержання оптимального сполучення механічних властивостей після лазерної термомеханічної обробки варто проводити наклеп аустеніту до загартовування в умовах, коли одночасно з підвищенням густини дислокацій відбувається їхня перебудова, найкраще по типу полігонізації. Тоді мартенситне перетворення йде не тільки в здрібненій структурі з високою щільністю дислокацій, але й у структурі, яка характеризується більш рівномірним розподілом дислокацій. Завдяки останньому, загартований високоміцний метал відрізняється також і підвищеною пластичністю, тобто для одержання високого комплексу механічних властивостей важлива не тільки визначена висока щільність дислокацій, але й оптимальна їх конфігурація (розподіл).

Список літератури

1. Коваленко В.С., Головка Л.Ф., Безикорнов А.И. О напряженном состоянии поверхностных слоев материалов, упроченных излучением лазера. Электронная обработка материалов, 2, 1980.– С. 34-37.
2. Остаточные напряжения в углеродистых сталях после поверхностного упрочнения излучением CO₂ лазера. /В.С. Великих, В.П. Гончаренко, А.Ф. Зверев и др., МиТОМ, 4, 1985.– С. 9-12.
3. Григорьянц А.Г., Сафонов А.Н. Основы лазерного термоупрочнения сплавов. М.: Высшая школа, 1988, 159 с.
4. Папшев Д.Д. Отделочно - упрочняющая обработка поверхности пластическим деформированием. М.: Машиностроение.– 1975, 152 с.
5. Карслоу Г., Егер Д. Теплопроводность твердых тел, М.: Наука, 1964, 487 с.
6. Рыкалин Н.Н., Углов А.А. Кокора А.Н., Лазерная обработка материалов, М.: Машиностроение, 1975, 250 с.
7. Полухин П.И., Чук Г.Я., Галкин А.М. Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов. Справочник. М.: Металлургия, 1963, 352 с.

В статье изложены основные положения новой концепции лазерного термомеханического упрочнения, проведена оценка механических свойств упрочнения деталей.

Substantive provisions of the new concept of laser thermomechanical harden, carry out valuation mechanical quality harden details.

Одержано 09.11.06

С.Р. Кирницький, канд. техн. наук

Первомайський державний науково-інженерний центр з проблем ресурсозбереження та енергозбереження, Міністерство аграрної політики України

Складові задачі синтезу топології структури системи використання теплової енергії у технологічній системі

У результаті проведених досліджень синтезу топології системи використання теплової енергії в технологічній системі запропонований порядок установлення вимог до проектного рішення, умови вирішення задач:

- компонування, що дозволить визначити відповідні обмеження числа модулів блоків відповідно до вимог функціонування фрагментів і елементів;
- розміщення, що забезпечить визначити число фрагментів і елементів;
- трасировки, що визначить мінімально необхідне число конфігурацій ланцюгів на основі визначених чисел еквівалентних висновків фрагментів в елементах системи.

технологія, енергія, тепло, попит, пропозиція, відносини, формування, ефект, подія, явище

Використання енергії палива визначається здатністю систем застосовувати ефективні технологічні схеми перетворення потоків енергії і акумуляції її, що обумовлює створення ефективних теплотехнічних засобів у блок-модульному виконанні.

Подолання світової економічної кризи, що виникла внаслідок енергетичної із-за низької трансформаційної здатності сучасних генеруючих систем і енергетично недосконалих теплотехнічних систем теплопостачання. У теперішній час у всьому світі по даним МІРЕК добувається 11-12 млрд. т. умовного палива, де більше третини витрачається тепловими електростанціями. Тому актуальним питанням є створення механізму зменшення теплових викидів низькопотенціальної теплоти у навколишнє середовище, яка дозволить щорічно збільшити у міжгалузевому тепловому балансі до 24-36% використання систем теплопостачання з часткою теплової енергії, отриманої за рахунок систем акумуляції рекуперованого тепла теплогенеруючих систем [1], застосування енергетично ефективних систем терморекційного спалення палива [2] та застосування систем безпосереднього теплообміну [3] і поліпшення теплового захисту, що забезпечують зменшення ексергетичних втрат відповідно до 81% і 43% за рахунок використання систем динамічної теплоізоляції [4].

Комплексний підхід до збільшення економічної ефективності виробничих сил агропромислового комплексу зумовлює застосування механізму, що забезпечує побудову мотиваційної обґрунтованої вертикалі керування технологічним рівнем елементів систем теплогенерування і теплозабезпечення технологічних надсистем і заохочення по горизонталі керованої технологічної досконалості систем використання ресурсів при виробництві товарної продукції, побудованої на прийнятті доцільних техніко-технологічних рішень, встановленні законодавчо-правових відносин по розвитку якісних характеристик виробничих ресурсів.

Проведення прогнозування умов для мотивацій раціонального використання теплових ресурсів у виробничій матриці, як важливої умови виробництва товарних ресурсів у виробничій системі потребує визначення стану процесу формування загальних характеристик технологічної системи і оцінок доцільності їх змін в залежності від умов конкурентного середовища, на основі визначення закономірностей

формування явища, що представлено **категоріями** систем пропозиції–основним капіталом і попиту - накопичення прибутку. Якість технологічних систем агропромислового комплексу визначається критеріями – *технологічної досконалості, енергетичної ефективності, якості змінного капіталу*, які впливають на термін і послідовність змін характеристик технологічної системи .

Структура системи використання теплової енергії у технологічній системі побудована на речовинно-енергетичної і концептуальної сукупності взаємозалежних елементів з позитивними чи негативними зворотними зв'язками на основі єдності просторовій локалізації [5]. Вона складається з однорідних чи різнорідних окремоностей, що знаходяться у визначених внутрішньогрупових відносинах, більш міцних, чим з навколишнім середовищем зв'язків при міжгрупових взаєминах з нею і тому утворююча цілісність. Єдність системи використання теплової енергії у технологічній системі відноситься до саморазвинутих, саморегулюючих систем, у яких певним чином упорядкована матеріально-енергетична сукупність, що існує й керується як відносно стійке єдине ціле, формоване за рахунок внутрішньої групової взаємодії і розподілу енергетичних ресурсів по стадіям технологічного процесу і перерозподілу продуційованою сукупністю властивостей елементів і інформації забезпечуючи перевагу внутрішніх зв'язків у структурі над зовнішніми [6].

Наведені умови повинні враховуватись при побудові структури технічного засобу. При проектуванні системи використання теплової енергії у технологічній системі, синтез її топології побудований на основі опису технологічної схеми і бібліотеки топологічних моделей компонентів, що дозволяє: визначити характеристики системи, конструкцію технічного засобу, властивості структурованих елементів та найбільш доцільне з'єднання елементів і фрагментів технічного засобу, тому вона є однією з найбільш складних задач.

Існуючі методи розробки топології системи використання теплової енергії у технологічній системі застосовують евристичні прийоми. Наведене дозволить забезпечити високу щільність компоновки системи тим самим забезпечує утворення оптимального проекту. Але такий підхід потребує від розробника високої кваліфікації і значних витрат часу. Індивідуальний підхід до проектування системи використання теплової енергії у технологічній системі водночас накладає на проект вимоги до поєднання його з формалізованим підходом до погодження із іншими проектувальниками і вимагає створення єдиної складної методики проектування теплотехнічних систем із урахуванням впливу збурень зовнішнього середовища та взаємодії елементів ергатичних систем, яка зумовлює складнощі при застосуванні нових видів матеріалів та нових конструкторських рішень.

Вибір метода синтезу топології при проектуванні використання теплової енергії у технологічній системі повинен поєднати ряд критеріїв і вирішити задачу подолання складнощів із-за можливого протиріччя критеріїв. Тому необхідно використати принципи феноменологічного метода - **закону причинно-наслідкового зв'язку формування явища** і застосувати принципи єдиного інтегрованого критерію, який об'єднує вимоги до характеристик технічного засобу системи використання теплової енергії у технологічній системі і властивості його фрагментів та елементів за умов мінімізації функції числа паразитних елементів [7]. Це потребує для реалізації цих вимог схемотехнічного аналізу рівня використання теплової енергії у технологічній системі застосування не тільки феноменологічного метода, але, із-за використання в системі матеріальних ресурсів і методу побудованого на кінетико - молекулярній теорії [8], що значно ускладнює процес і збільшує тривалість проектування але покращує конструктивні характеристики технічного засобу по використанню теплової енергії у технологічній системі та зменшує витрати на створення серійного зразка. Враховуючи час старіння конструкцій та повсякчасне удосконалення технологій створення

технічних засобів, проведення синтезу топології системи використання теплової енергії у технологічній системі дозволяє спрощувати процес визначення споживчих характеристик технічного засобу, властивостей його складових елементів і структурованих фрагментів.

Задачі синтезу топології при створенні конструкції технічного засобу системи теплової енергії у технологічній системі визначаються в такій послідовності [9]:

- виконання технологічної схеми;
- завдання бібліотеки елементів конструкції;
- задача компоновання з використанням *критерію пов'язаності*;
- визначення характеристик конструкції технічного засобу при обраних конструкторсько-технологічних обмеженнях;
- вибір критеріїв оцінки конструкції технічного засобу;
- розрахунок властивостей технічного засобу на основі розміщення його елементів, фрагментів і з'єднань.

Модель функціонування системи використання теплової енергії у технологічній системі, побудованої на системі визначення можливих динамічних станів системи для першого, другого і третього рівнів функціонування об'єктів, представлено як добуток множин, представлених у вигляді кінетичних коефіцієнтів каузальної матриці (a_o^m) [10]:

$$\begin{aligned} \bar{X}_1 &= x(\tau_1); \bar{L}_1 = l(\tau_1); \bar{Z}_1 = z(\tau_1); \bar{Y}_1 = y(\tau_1); \bar{V}_1 = x(\tau_1); \\ \bar{X}_2 &= x(\tau_2); \bar{L}_2 = l(\tau_2); \bar{Z}_2 = z(\tau_2); \bar{Y}_2 = y(\tau_2); \bar{V}_2 = x(\tau_2); \\ \bar{X}_3 &= x(\tau_3); \bar{L}_3 = l(\tau_3); \bar{Z}_3 = z(\tau_3); \bar{Y}_3 = y(\tau_3); \bar{V}_3 = x(\tau_3); \end{aligned} \quad (1)$$

де τ_1, τ_2, τ_3 – відповідно умови: хронологічної локалізації; у ситуаційного часу; темпорально-просторовому часу.

В залежності від рівня досліджень стану системи використання теплової енергії у технологічній системі визначені властивості явища розглядаються: при *статичних процесах* – за умов просторової і хронологічної локалізації [5]; при *динамічних процесах* - у просторовій ситуації, розташованій в хронологічному порядку при сформованому ситуаційному часі; *кінетичних процесах* - в загальному, просторі [11] і часі (темпорально-просторовому часі) [12]. В залежності від напрямку вектора дій факторів у аналітичній моделі якісні процеси можуть бути негативні або позитивні [13].

Тоді процес функціонування системи використання теплової енергії у технологічній системі при першому, другому і третьому рівні взаємовідносин в часі може бути представлений значеннями вектора входу-виходу і стану системи, що утворюючих відповідні множини, представлені зміни стану системи у вигляді змін кінетичних коефіцієнтах перетвореної матриці (1) [10] на каузальну:

$$\bar{X} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_n \end{pmatrix}; \bar{L} = \begin{pmatrix} l_1 \\ l_2 \\ \dots \\ l_n \end{pmatrix}; \bar{Z} = \begin{pmatrix} z_1 \\ z_2 \\ \dots \\ z_n \end{pmatrix}; \bar{Y} = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \dots \\ y_n \end{pmatrix}; \bar{V} = \begin{pmatrix} v_1 \\ v_2 \\ \dots \\ v_n \end{pmatrix}, \quad (2)$$

де x_1, l_1, z_1, y_1, v_1 – відповідні значення векторів подій у ланцюгу: *події-причини* → *події-засоби* → *події-наслідки* → *події-мета*.

Обмеженням (1) виступає вплив міжгрупових факторів зовнішнього середовища, що зумовлює стійкість системи під впливом збурень зовнішнього середовища представлено у каузальній матриці (1), що визначає регресійну залежність між скалярними змінними зовнішнього впливу подію-наслідок $\{Z\}$ і представляє стан

об'єкту, як результат міжгрупового зв'язку між подією-наслідку змінна Z і подією-засобу змінна L і наслідок – реакцією Y у вигляді множини параметрів $\Pi_{\tau_x^N}$ [14]:

$$Y = f[\{x\}\Pi_{\tau_x^N}]. \quad (3)$$

Статистична модель, що встановлює якісні перетворення, як наслідок зв'язку між вхідними та вихідними змінними і параметрами об'єкту і визначається у вигляді оператора F в діапазоні змін збурень зовнішнього фактора $\{Z_Q\}$:

$$Y = F\left(X_Q, \Pi_{\tau_x^N}\right). \quad (4)$$

Використання критерію пов'язаності у ланцюгу події-причини \rightarrow події-засоби \rightarrow події-наслідки \rightarrow події-мета при визначенні стану системи дозволяє розподілити її елементи по блоках B_1, B_2, B_3, B_4 цього ланцюга. системи використання теплової енергії у технологічній системі за умов формування події S_i з мінімізацією числа зв'язків між блоками і реалізації логічної функції системи. Ці умови використання статистичної моделі для застосування при прийнятті рішення визначені методом динамічного програмування за умов ймовірності досягнення події-мети в каузальній матриці (1) $Y \in B$ [15]:

$$\Pr(S/Y \in B) = \frac{P_j \cdot \Pr\left(Y \in B/S_i\right)}{\sum_k^n P_k \cdot \Pr\left(Y \in B/S_i\right)}, \quad (5)$$

де $\Pr\left(Y \in B/S_i\right)$ - представляє апостерорну ймовірність перебування події у стані S_j , яка задовольнить досягнення мети.

Обмеженнями виконання схеми конструкції технічного засобу системи використання теплової енергії у технологічних системах є облік індивідуальних характеристик елементів [16] і технологічних особливостей створення системи (витрата невідтворюваних енергетичних ресурсів, обмеження на процес трансформації і використання теплової енергії у технологічній системі, термодинамічних перетворень у теплоносії) [17].

При рішенні задачі розміщення виробляється оптимальне обране розміщення фрагментів і елементів системи використання теплової енергії у технологічній системі у заданій області по сукупності критеріїв якості [17] з забезпеченням конструкторсько-технологічних обмежень [18].

Синтез топології системи використання теплової енергії у технологічній системі розділяють на задачі *компонування, розміщення і трасування* умовно, тому що вони зважаються з урахуванням загальних вимог.

При визначенні загальних видів блок - модулів системи використання теплової енергії у технологічній системі призначаються n елементів в l блоках з обмеженнями n_1, \dots, n_l на число блоків у відповідності з вимогами функціонування фрагментів і елементів системи, тоді число варіантів компоновки при застосуванні метода комбінаторики [19] складає:

$$N_k = C_n^{n_1} C_{n-n_1}^{n_2} \dots C_{n-k}^{n_l} = \frac{n!}{n_1! n_2! \dots n_l!}, \quad (6)$$

$$\text{де } k = \sum_{\alpha=1}^{l-1} n \alpha.$$

Число варіантів розміщення n елементів на n позиціях оцінюється числом можливих перестановок:

$$N_p = n!. \quad (7)$$

Розглянувши застосовані в топологічній структурі системи використання теплової енергії у технологічній системі класи з'єднань елементів можливо уявити складність задачі трасування. Число конфігурацій ланцюгів, виконаних у вигляді дерева без додаткових вершин складає:

$$N_T = \prod_{i=1}^M m_i^{m_i-2}, \quad (8)$$

де m – число еквіпотенціальних виводів i -го ланцюга;
 $i = 1, \dots, M$.

Вираз (8) дозволяє оцінити складність трасування. Більш точне значення можливо отримати після виявлення числа варіантів призначення дерев в області трасування з врахуванням числа конфігурацій ланцюгів в (8) - N_T .

Наведена методика синтезу топології структури системи використання теплової енергії у технологічній системі забезпечує використання статистичної моделі (8) при розробці технічних засобів по перетворюванню потоків теплової енергії з довготерміновим її акумулюванням у речовині [20] і досягнення мінімальної кількості елементів за умов раціонального розміщення їх у структурі.

В результаті проведених досліджень синтезу топології системи використання теплової енергії у технологічній системі запропоновано порядок встановлення вимог до проектного рішення, умови вирішення задач:

- *компоновки*, яка дозволить визначити відповідні обмеження числа блоків у відповідності з вимогами функціонування фрагментів і елементів;
- *розміщення*, що забезпечить визначити число фрагментів і елементів;
- *трасування*, що визначить мінімально необхідне число конфігурацій ланцюгів на основі визначених чисел еквіпотенціальних виводів фрагментів у елементах системи.

Список літератури

1. Кирницький С.Р. Использование систем аккумуляции рекуперованного тепла теплогенерирующих систем с фазовым переходом. – Сборник научных трудов Первомайского государственного научно-инженерного центра по проблемам ресурсосбережения и энергосбережения. - №3. – 1993. – С. 63-66.
2. Димо Б.В., Кирницький Р.С. Наукові основи застосування теплоенергетичної ефективних систем терморекційного спалення палива. – Сборник научных трудов Первомайского государственного научно-инженерного центра по проблемам ресурсосбережения и энергосбережения. - № 10. – 2000. – С. 15-21.
3. Кирницький С.Р. Теплотехническая эффективность применение систем непосредственного теплообмена. – Сборник научных трудов Первомайского государственного научно-инженерного центра по проблемам ресурсосбережения и энергосбережения. - № 9. – 1999. – С. 14-21.
4. Яковенко В.І., Кирницький С., Островський М., Сікорський В. Розрахунок витрат ресурсів в виробничій і комунальній інфраструктурі. – Збірник наукових праць Львівського державного аграрного університету “Еколого-економічні проблеми розвитку АПК; Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 10-й річниці конференції ООН з питань охорони навколишнього середовища, Т.1, Львів, Львівський ДАУ, 2002. - С. 239-245.
5. Гойчук А.Ф., Кирницький С.Р. Формирование явления, как результат внутригруппового развития событий, в условиях пространственной и хронологической локализации / Бюлетень наукових праць Прибужжя. – № 5. – 2005. – С. 18-25.
6. Погорельый Л.В., Кирницький С.Р., Святецкий Н.В. Проектирование топологии модуль - блочного технического средства методом иерархического синтеза. - Сборник научных трудов Первомайского государственного научно-инженерного центра по проблемам ресурсосбережения и энергосбережения. - № 10. – 2000. – С. 126-132.

7. Погорельый Л.В., Кирницкий С.Р. Тенденции развития технических средств. - Сборник научных трудов Первомайского государственного научно-инженерного центра по проблемам ресурсосбережения и энергосбережения. - № 9. – 1999. – С. 21-27.
8. Климонтович Ю.Л. Статистическая теория неравновесных процессов в плазме // М.: МГУ, 1964.
9. Погорельый Л.В., Кирницкий С.Р., Святецкий Л.В. Проектирование модуль -блочного технического средства методом синтеза разногабаритных фрагментов. . - Сборник научных трудов Первомайского государственного научно-инженерного центра по проблемам ресурсосбережения и энергосбережения. - № 10. – 2000. – С. 126-132.
10. Погорельый Л.В., Ясенецкий В.А., Мечта Н.П. Испытания техники для животноводства и кормопроизводства. - К.: УСХА, 1991. – 392 с.
11. Гойчук А.Ф., Кирницкий С.Р. Формирование характеристики явления в результате межгруппового взаимодействия событий в общем пространстве и темпорально -пространственном времени / Бюлетень наукових праць Прибужжя, 2005, № 7. – С. 27-39.
12. Гойчук А.Ф., Кирницкий С.Р. Закон причинно-следственной связи формирования явления // Бюлетень наукових праць Прибужжя, №7. – С. 16-18.
13. Кирницкий С.Р. Визначення характеру якісних процесів у аналітичній моделі системи-процесу. - Сборник научных трудов Первомайского государственного научно-инженерного центра по проблемам ресурсосбережения и энергосбережения. - № 15. – 2005. – С. 57-63.
14. Кирницкий С.Р. Использование интегрального энергоэкономического критерия Погорелого при определении признаков стойкости, роста, потенциала технического средства / Бюлетень наукових праць Прибужжя, № 5, 2005. – С. 59-64.
15. Кирницкий С.Р. Определение образования структурных форм в теплотехнических системах преобразования и аккумуляции энергии /Бюлетень наукових праць Прибужжя.– № 5.– 2005.– С.43-52.
16. Кирницкий С.Р. Визначення технологічних особливостей створення теплотехнічної системи з урахуванням обмеження на процес трансформації і використання теплової енергії у технологічній системі та термодинамічних перетворень у теплоносії. - Сборник научных трудов Первомайского государственного научно-инженерного центра по проблемам ресурсосбережения и энергосбережения. - № 15. – 2005. – С. 63-72.
17. Кирницкий С.Р. Визначення теплової ефективності протитечієвої сушарки для качанів кукурудзи // “Сучасні інформаційні та енергозберігаючі технології життєзабезпечення людини”, СІЕТ 6-9, Збірник наукових праць, вип. № 6, К.: Фада, 2000. - С. 704-707.
18. Погорельый Л.В., Кирницкий С.Р., Святецкий Л.В. Задачи синтеза топологии структуры коммутационного пространства модуль - блочного технического средства. - Сборник научных трудов Первомайского государственного научно-инженерного центра по проблемам ресурсосбережения и энергосбережения. - № 9. – 1999. – С. 34-42.
19. Кирницкий С.Р., Святецкий Л.В. Использование метода оптимальной укладки соединений произвольной циклической структуры коммутационного пространства модуль-блочного технического средства.- Сборник научных трудов Первомайского государственного научно-инженерного центра по проблемам ресурсосбережения и энергосбережения.- № 9.– 1999. – С.27-34.
20. Кирницкий С.Р. Задачі розробки технічних засобів по перетворюванню потоків теплової енергії з довготерміновим її акумулюванням у речовині. - Сборник научных трудов Первомайского государственного научно-инженерного центра по проблемам ресурсосбережения и энергосбережения. - № 15. – 2005. – С. 72-79.

В результате проведенных исследований синтеза топологии системы использования тепловой энергии в технологической системе предложен порядок установления требований к проектному решению, условия решения задач:

- компоновки, которая позволит определить соответствующие ограничения числа модуль - блоков в соответствии с требованиями функционирования фрагментов и элементов;
- размещения, которые обеспечат определение числа фрагментов и элементов;
- трассировки, что определит минимально необходимое число конфигураций цепей на основе определенных чисел эквипотенциальных выводов фрагментов в элементах системы.

As a result called on studies of the syntheses to topologies of the system of the use to heat energy in technological system is offered order of the determination of the requirements to design decision, condition of the decision of the problems:

- an arrangements, which will allow to define the corresponding to restrictions of the number module- block in accordance with requirements of the operation fragment and element;
- an accommodations, which define the number a fragment and element;
- an trasirjvk that is determined minimum necessities number dockside of the chains on base determined чисел есвипотенциал conclusion fragment in system element.

Отримано 05.11.06

Математическая модель кожухотрубного конденсатора динамических систем трансформации энергии

Приведенные данные исследований позволяют разрабатывать аппаратное оформление кожухотрубных конденсаторов для динамических систем трансформации энергии с внутренним оребрением.

модель, математика, динаміка, система, енергія, параметр, тепло, потік, дослід, апарат, течія

Использование математических моделей динамических систем трансформации энергии (далее системы) при имитационном моделировании выполняется для установления адекватности характеристик реальной системы. Они должны содержать уравнения, описывающие элементы системы, процессы и внутренние связи в ней. Математическая модель базируется на экспериментальных характеристиках процессов трансформации энергии и элементов системы.

Построение математической модели, обеспечивающей проведение численных экспериментов, имеет много преимуществ перед физическим экспериментом над объектом исследования. Хотя численный эксперимент и сокращает объем исследований, но он не исключает физического эксперимента [1]. В соответствии с блочно-модульным построением математической модели система программ для ПЭВМ имеет следующую структуру: *модулем* является программа с входными и выходными параметрами объекта исследований, реализующая алгоритм расчета свойств, и параметры фрагмента, элемента и собственно объекта; *блок-модуль* – программа, реализующая вычислительный алгоритм состояния и характеристик фрагмента, элемента и собственно объекта [2]. Система прикладных программ оформляется в виде подпрограмм и функций в виде массивов исходных данных библиотеки ПЭВМ. Она представляет функционально-взаимоувязанную совокупность блоков и модулей, реализующего комплекс решаемых задач.

Замена аппроксимирующих зависимостей математическими моделями элементов позволяет использовать ее блочно-модульную структуру расчета свойств хладонов и теплоносителей, массивы информации о технических характеристиках для основного и вспомогательного оборудования, показателями унификации, надежности, значения экономических констант.

Задача о охлаждении однородных тел классической формы решена с помощью уравнения Фурье [3]. Предложены также аналитические формулы для выполнения в инженерных расчетах, которые применяются в позиномальном программировании для определения основных параметров процесса отвода тепла от объектов [4-6].

При создании математической модели динамических систем трансформации энергии необходимо сгруппировать уравнения в блоках данных, описывающих термодинамические и теплофизические свойства рабочих веществ; процессов сжатия в компрессорах; характеристики теплообменных аппаратов и процессов, протекающих в них. Составленные дифференциальные уравнения теплопроводности в виде

зависимости изменения температуры от критериев Фурье и Био обеспечило построение номограмм, охватывает малый интервал условий, а параметр Fo представлен в виде криволинейной зависимости, что создает неудобства при пользовании ними. Номограммы П.Шнайдера и А.В.Лыкова даны для небольших интервалов Bi [3]. Номограммы А.Г.Фикина [7] более удобны, но они не отображают теплофизические условия охлаждения объекта в бифазных смесях.

Задачами исследований является создание энергетически экономичных и дешевых теплообменных аппаратов - конденсаторов для динамических систем трансформации энергии, что требует разработки математических моделей, учитывающих гидравлические условия теплообмена.

В составе математических моделей, разработанных для позиномального программирования использованы следующие уравнения, входящие в группу исходных уравнений:

- уравнение Боголюбова - Майера в вириальной форме, справедливой для жидкости и пара:

$$Z = p(R T_K \rho_a \tau_c) = \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^s a_{ij} \rho_i^a \tau_{-i}^{-j}, \quad (1)$$

где $\tau = T/T_{KP}$; a_{ij} , ρ_a , s_q - вириальные коэффициенты в размерностях полинома.

- уравнение изохорной теплоемкости R717 в идеально-газовом состоянии;
- уравнение кривой упругости пара R717 на линии насыщения;
- обобщенное для R717 уравнение плотности кипящей жидкости [8].

Описание процессов теплообмена хладона R717 выполняется с помощью группы исходных уравнений, учитывающих термодинамические свойства при заданных p в ситуационном времени процесса трансформации τ_c . Выбор рабочего тела требует описания термодинамических свойств хладона R717 в независимых переменных (ρ_a ; τ_c).

Условия теплообмена учитываются аналитическим выражением вириального коэффициента - **удельного динамического сопротивления потоков** хладона R717 и агента R717:

$$\Delta p = k_F F_{TO} (w \rho)_a^m, \quad (2)$$

где k_F - коэффициент эффективности **поверхности теплообмена**, определяемый выражением:

$$k_F = \frac{1}{\alpha_T E_F^1 / E_F^2}, \quad (3)$$

где α_T - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² К);

E_F^1 / E_F^2 - соотношение внутренней и внешней поверхностей теплообмена;

$(w \rho)_a^m$ - массовая скорость R717, кг/(с м²);

m - показатель степени, определяется экспериментально для потоков хладона R717 и теплоносителя воды, при соотношении $E_F^1 / E_F^2 = 0,7$, $n = 1,32$.

Гидравлические условия определены по результатах экспериментальных точек по методу наименьших квадратов и представлены в виде зависимости:

$$Nu = 0,084 Re^{0,75}. \quad (4)$$

Уравнение справедливо при $Re = 2100 - 4500$, для области вне этих условий при $Re < 2100$ $Nu = 0,054 Re^{0,84}$. Расчет по зависимости (4) показал, что погрешность

составляет не более 7%.

Используя интегрально-дифференциальные соотношения термодинамики и определенные параметры термодинамических свойств независимых переменных $(p; \tau_c)$ R717, которые обеспечивают неизменность форм уравнений в широких диапазонах температур R717, предложим методику составления модели кожухотрубного конденсатора динамических систем трансформации энергии. Она состоит из этапов:

1) Определении соотношений параметров давления и температуры конденсации $(p_k; t_k)$ R717.

2) Установление зависимостей свойств рабочего вещества R717 в координатах: давление-энтропия $(p_k; s_k)$, энтальпия-энтропия $(i_k; s_k)$; давление-энтальпия $(p_k; i_k)$; фазовых преобразований на линии пар-жидкость $(\xi; t_k)$ при $p_k = const$.

3) Формирование комплексов для машинной обработки программы SEDKO уравнения (1) по методу [9] с учетом данных эксперимента согласно [10].

Выполнение этих условий позволит обеспечить достаточную точность для имитационного моделирования состояния системы конденсации [11].

С учетом (2), (3), (4) и [12] математическая модель кожухотрубного конденсатора динамических систем трансформации энергии имеет вид:

$$Q_k = \Phi_{\text{э.э}}(A_{\text{эк}}) Z(r^*; s^*; \tau_c), \quad (5)$$

где $\Phi_{\text{э.э}} = P_c / A_{\text{эк}}$ – функция тепловой эффективности системы [13];

$A_{\text{эк}} = \frac{1}{R}$ – комплекс термодинамических преобразований агента R717 и

теплоносителя;

$R = \frac{W_{\min}^a}{W_{\min}^6}$ – коэффициент трансформации при W_{\min}^a , W_{\min}^6 – значения меньших водяных эквивалентов сред [14].

Значение W_{\min} представляет теоретически предельное количество теплоты, которая могла бы быть передана в конденсаторе от R717 к теплоносителю: со стороны R717 (индекс - а) [12]:

$$W_{\min}^a = G_a c_a \eta_{\text{экс}}^a, \quad (6)$$

со стороны теплоносителя (воды) (индекс - в) [12]:

$$W_{\min}^6 = G_6 c_6 \eta_{\text{экс}}^6, \quad (7)$$

$\eta_{\text{экс}}^a$, $\eta_{\text{экс}}^6$ – эксергетические потери агента и теплоносителя.

r^* – комплекс фазовых преобразований $r^* = r_a / r_6$;

s^* – комплекс эксергетических потерь $s^* = s_a / s_6$;

P_c – комплекс характеристик многоэлементной системы конденсации агента R717:

$$P_c = \Phi^c(H_r^c; C_s^c), \quad (8)$$

при характеристиках системы: H_r^c - аппаратное оформление (*hardware registration*), C_s^c - технологическая схема тока (*technological scheme of the current*).

Анализ модели многоэлементной системы конденсации агента R717 (8) инвариантной относительно схемы тока теплоносителя показывает, что зависимость H_r

при характеристиках системы:

- с учетом условий аппаратного оформления [14]:

$$H_r^c = \varphi_1^c(F_{TO}^V; G_{TO}^V; K_F; \mathcal{E}_F) \rightarrow \min,$$

где частный критерий удельной площади $F_{TO}^V = G_{TO}^c / V_{TO}^c \rightarrow \min$, при удельных значениях G_{TO}^c - веса конденсатора, кг, и удельных значениях V_{TO}^c - объема конденсатора, м³;

$$H_r^c = \varphi_1^c(F_{TO}^V; G_{TO}^V; K_Q; \mathcal{E}_Q) \rightarrow \min;$$

$K_F = K/F \rightarrow \min$ - частный критерий удельных капитальных вложений [15], грн/м²;

$\mathcal{E}_F = 3/F \rightarrow \min$ - частный критерий удельных приведенных затрат [15], грн/м².

- с учетом технологической схемы противотока и условий загрузки конденсатора [12]

$$C_s^c = 1,27.$$

Обобщающие результаты оптимизации выполняются с помощью метода позиномального программирования. В уравнение (9) вводится корректирующий коэффициент:

$$n_{z_j} = \prod_{i=1}^{i=n} n_{z_j} x_j, \quad (11)$$

$$Q_k = \frac{W_{\min}^g}{W_{\min}^a} Z(r^*; s^*; \tau_c) = 1,27 \cdot 0,02^{1,07} \cdot 521^{1,27} \cdot 204^{1,14} \frac{G_g c_g \eta_{\text{экс}}^g}{G_a c_a \eta_{\text{экс}}^a} \cdot \frac{r^* s^*}{\tau_c}. \quad (12)$$

Для обслуживания низкотемпературного диапазона динамических систем трансформации энергии, реализующих эффект Джоуля-Томпсона двухступенчатыми и каскадными установками, компрессорно-конденсаторный агрегат является основной разновидностью серийно выпускаемого оборудования, обеспечивающий построение типоразмерного ряда при большом разнообразии испарительных систем. Аппаратные агрегаты динамических систем трансформации энергии для конденсации хладона R717 выполнены в виде конденсаторно-испарительных агрегатов, которые в комплексе с регулирующей станцией, вспомогательной аппаратурой и необходимыми приборами информационно-измерительной-регулирующей системой замыкают в своем составе основные коммуникации жидкого хладона R717. В существующих системах, использующих R717, из-за отсутствия данных исследований не применяются системы регенеративных теплообменников, а для предотвращения влажного хода компрессоров включают отделители жидкости. Для конденсации в динамических системах трансформации энергии используются по роду охлаждения агрегаты с воздушным и водяным охлаждением. Применение теплообменников кожухотрубного типа (ТО) обеспечивает возврат масла из теплообменника в компрессор непосредственно из нижней части ТО или захватом масла, отсасываемым паром хладона R717, с последующим его отделением во всасывающей полости компрессора. Применение конденсаторов с внутренним и внешним оребрением улучшает процесс отделения масла в аппарате.

По результатам исследований была разработан и внедрен на АОТ «Янтарь» (г.Одесса) конденсатор секционного типа с внутренним оребрением с площадью

действительной наружной поверхности 63 м^2 двуровневой динамической системы трансформации энергии.

Приведенные данные исследований позволяют разрабатывать аппаратное оформление – трубчато-ребристые конденсаторы для динамических систем трансформации энергии с внутренним оребрением.

Список литературы

1. Левенталь Г.Б., Попырин А.И. Оптимизация теплоэнергетических установок // М.: Энергия, 1990. – 352 с.
2. Разработка комплекса расчетов на ЭЦВМ холодильного оборудования с целью автоматизации поверочных расчетов и оптимального проектирования. - И.М. Калнинь, А.А. Лебедев, А.Н. Марьямов Темат. сб. трудов «Исследование, конструирование и расчет холодильных и компрессорных машин», М.: ВНИИхолодмаш, 1979. – С.95-100.
3. Лыков А.В. Теория теплопроводности. - М.: Высшая школа, 1967.
4. Блинов Н.Н., Сутырина Т.М., Прохорова Т.В. Влияние рядности на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление аппаратов с гофрированным просечным оребрением. - В кн.: Совершенствование холодильных и компрессорных машин в процессе исследования и проектирования, М.: 1981. – С.28-36.
5. Дубровский Е.Ф., Федотова А.И. Исследование пластинчато-ребристых теплообменных поверхностей / Холодильная техника, 1971, № 12. – С.31-33.
6. Иоффе Д.М. Аэродинамическое сопротивление трубчатых теплообменников с пластинчатыми ребрами / Холодильная техника, 1973, № 2. – С.21-23.
7. Фикина А.Г., Фикина И.К. Теплообмен и продолжительность процесса охлаждения пищевых продуктов. - Авиационная техника, 1972, № 2. – С.15-18.
8. Теплофизические основы получения искусственного холода.: Справочник. Под ред. А.В.Быкова. – М.: Пищевая промышленность, 1981. – 231 с.
9. Кирницький С.Р. Розробка та дослідження енергозберігаючого процесу сушіння насіння кукурудзи в установці протитечевого типу / Автореферат дисерт. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук по спец. 05.05.11 “Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва”, Глеваха, 2003. – 19 с.
10. Перельштейн И.И., Парушин Е.Б. Методы расчета теплофизических свойств веществ по ограниченному объему опытных данных / Холодильная техника, 1978, № 3. – С.21-25.
11. Котов Б. И., Кирницький С. Р., Навоев С.О., Гриб С.М. Оптимізація загальних характеристик сушарки для зерна і насіння кукурудзи методом імітаційного моделювання / Вібрації у техніці і технології, 2003, № 1. - С.24-32.
12. Выхрест А.Х. Инженерная методика расчета кожухотрубного конденсатора динамических систем трансформации энергии . - Сборник научных работ Первомайского НИЦ РЕС, 2004.- С.41-52.
13. Кирницький С.Р. Визначення теплової ефективності протитечевої сушарки для качанів кукурудзи. - “Сучасні інформаційні та енергозберігаючі технології життєзабезпечення людини”, СІЕТ 6-9, Збірник наукових праць, вип. № 6, К.: Фада, 2000. - С. 704-707.
14. Оптимизация теплообменного оборудования пищевых производств. - Под ред. Г.Е. Каневца, И.И. Саганя.- К.:Техніка, 1981. – 192 с.
15. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. - Справочное пособие. Под ре. Л.Д. Богуславского и В.И. Левчака. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.

Приведені дані досліджень дозволяють розробляти апаратне оформлення трубчато-ребристі для динамічних систем трансформації енергії з внутрішнім ребрами.

Brought study data allow to develop hardware registration tubular-rib for dynamic systems of the transformations to energy with internal the rib.

Получено 07.11.06

Т.І. Стругай, наук. спів.

Первомайський державний науково-інженерний центр з проблем ресурсозбереження та енергозбереження

Визначення гранично припустимих температур нагрівання зерна при кондуктивно-конвективному способі сушіння насіння зернових культур

Використання кондуктивно-конвективного способу зневоднення насіння зернових культур забезпечує первинний прогрів і стабілізацію температури шарів матеріалу на протязі першого і другого періодів сушіння, що дозволяє підвищити температуру сушіння та скоротити терміни сушіння. При реалізації цього процесу підвищується схожість насіння зернових і олійних культур, кукурудзи та збільшується енергетичний коефіцієнт корисної дії сушильної установки.

спосіб, зневоднювання, насіння, зерно, прогрів, температура, пласт, матеріал, період, сушіння, експозиція

В системі післязбиральної обробки зернових, олійних культур і кукурудзи сушіння насіння і зерна проводиться з метою запобігання розвитку біохімічних процесів, що викликають зниження їхньої цінності і псування в період зберігання. Внаслідок чого для збереження біологічної цінності, технологічних властивостей і збереження структурно-механічних характеристик насіння зернових культур і кукурудзи в процесі сушіння матеріалу існує потреба обґрунтування раціонального режиму сушіння і вибору параметрів сушильної установки.

Умовою виходу з економічної кризи сільського господарства є збільшення обсягів тваринницької продукції і зниження витрат на виробництво кормів, що зумовлює актуальність використання в кормових раціонах злако-бобових культур, зерна кукурудзи і сої [1]. Але реалізація цих заходів стримується малими обсягами кондиційного насінного зерна районуваних сортів, виробництво яких стримується через високу енергонасиченість процесу сушіння в системі післязбиральної обробки і збереження.

Матеріал, який поступає після збирання з поля на токи сільськогосподарських підприємств, хлібоприймальні і заготівельні підприємства, має вологість значено більше критичної (до 70-80%), що зумовлює проведення процесу сушіння в системі післязбиральної обробки насіння зернових, олійних культур і кукурудзи [2]. На існуючих конвективних сушарках ДСП-32, СЗШ-16, ЗСПЖ-8 температура сушильного агента обумовлена гранично припустимою температурою нагрівання зерна: так для кукурудзи вона складає за даними С.Д. Птиціна 35-40°C при поточній вологості матеріалу 35% і вище [3].

Більшість дослідів по сушінню і вентиляванню насіння зернових культур і кукурудзи не передбачали даних по застосуванню у значних масштабах кондуктивно-конвективних режимів сушіння і проводилися в непорівнянних умовах. Внаслідок чого, незважаючи на теоретичне обґрунтування технологічної досконалості процесу, виконаного І.Д. Красніковим [4] і доцільність прогрівання зерна перед сушінням, виконаним докт. техн. наук В.І. Алейніковим (Академія харчових технологій, м. Одеса) [5], цей процес із-за складнощів його реалізації не знайшов поширення через значну втрату посівних якостей насіння зернових, олійних культур і кукурудзи.

Актуальність впровадження ресурсозберігаючих і енергозберігаючих технологій в агропромисловому комплексі України при енергетичній кризі зумовлює застосування імітаційного моделювання для використання отриманих даних по розвитку процесів зневоднення сільськогосподарських матеріалів на стадії проектування сушарки [6]. При моделюванні проводиться визначення критеріїв оптимізації і визначення шляхів інтенсифікації процесу зневоднення сільськогосподарських матеріалів [7], за умов забезпечення вірогідності даних досліджень за рахунок використання методів статистичної механіки. При цьому зміни стану системи матеріал – сушильний агент представляється як наслідок розвитку явищ, що лежать в основі досліджуваних процесів, для характеристики яких використовуються фундаментальні закони термодинаміки і механіки суцільного середовища. Математичні розрахунки змін властивостей агента і матеріалу [8], що використовується при цьому для структурного спрощення, приводить у ряді випадків до громіздких моделей процесів, які складно використовувати при проектуванні. Більш придатний до використання в системі імітаційного моделювання процесів сушіння сільськогосподарської сировини математичний апарат побудований на теорії масопереносу акад. А.В.Ликова [9]. Цей спосіб забезпечує відсутність істотних розбіжностей між прогнозованими даними і отриманими при випробуваннях. Складові розрахунки процесів сушіння термолабільних матеріалів в умовах вологого і гігроскопічного стану на поверхні, що висушується при постійних і змінних режимах, враховують особливості різних геометричних форм [10] і представлені у вигляді блоків – комплексів [11], що дозволяє застосувати їх на ПЕОМ для розгляду процесу моделювання. Умови придатності устаткування сушарок до експлуатації в сільськогосподарському виробництві визначаються на методологічній основі акад. Л.В.Погорілого [6].

Визначення перехідних характеристик стану зерна і насіння зернових, олійних культур і кукурудзи в силу стабільності характеристик надсистеми – мобільної сушарки, вимагає при створенні нових чи модернізації існуючих сушарок стабілізації та не погіршення експлуатаційних показників. При цьому на одних режимах показники процесу конвективного зневоднення поліпшуються, а на інші - погіршуються.

Вирішення поставленої задачі відповідності цільової функції, у матриці якої представлені коефіцієнти витрат палива і електричної енергії, які відповідають граничним умовам кваліметричних характеристик стану матеріалу – біологічним властивостям (граничній температурі нагрівання матеріалу), технологічній досконалості процесу конвективного зневоднення та економічній доцільності використання мобільної сушарки, дозволяють встановити умови забезпечення отримання раціональних залежностей параметрів матеріалу і сушильного агента, зведених у раціональні режими сушіння матеріалу.

При проведенні аналізу процесу видалення вологи при змінних режимах процесу сушіння сільськогосподарських матеріалів встановлено, що в залежності від режиму сушіння і форми зв'язку матеріалу, волога в зерні переміщується в рідкому і пароподібному стані [7]. З потоком рідини переносяться і перерозподіляються водорозчинні речовини. Раціональні режими сушіння дозволяють забезпечити умови, при яких волога в зерні пересувається в основному у виді рідини і паротворення відбувається на поверхні контакту зерна з середовищем – сушильним агентом. Умовою раціоналізації режиму сушіння є умови технологічної досконалості, за яких не відбувається істотного поглиблення зони випару усередині тіла і пересушування зовнішніх шарів, при яких починає виділятися сорбційно-пов'язана волога, без впливу температури нагрівання насіння на основні споживацькі характеристики насіння – посівну здатність. Біологічна будова зерна і насіння зумовлює необхідність

скорочення розриву між швидкостями процесів внутрішнього підведення рідини до поверхні зерна і вологовіддачі в навколишнє середовище [11].

Реалізація процесу кондуктивно-конвективного зневоднення залежить від великої кількості параметрів як матеріалу, так і сушильного агента, тому при його реалізації необхідно визначити основні з них, що впливають на швидкість і механізм видалення вологи при сушінні, з урахуванням біохімічних і фізико-механічних властивостей матеріалу [12]. При сушінні зерна і насіння зернових, олійних культур та кукурудзи найбільш характерним параметром є температура нагрівання зерна [13].

Умови енергетичної ефективності застосування мобільних сушарок потребують збільшення температури агента сушіння [14]. Однак використання цього параметра викликає протиріччя з біологічною природою насіння і значно обмежує можливість його реалізації. Тому більш доцільно використати властивість матеріалу – термостійкість зерна при створенні ступеневого режиму сушіння. Для цього, використавши дані досліджень док. техн. наук В.І. Алейникова [5], матеріал у зону сушіння подається попередньо підігрітим за рахунок безпосереднього контакту з подом мобільної сушарки.

При конвективному способі сушіння $\nabla T = const$, внаслідок чого, при відповідності параметрів режиму сушіння поточній вологості [13], капілярно-пориста структура не змінюється і волога, відведена у оболонку зерна відводиться сушильним агентом під впливом потенціалу $E = t^M - t^C$ [14]. Механізм відведення вологи з оболонки зерна згідно даних експерименту інший. Так, під впливом температури капіляри зерна закриваються і всередині зерна збільшуються напруження внаслідок збільшення тиску пароподібної вологи під впливом температури по всьому об'єму окремого зерна матеріалу.

Дійсне температурне поле тіла може бути представлено як алгебраїчна сума двох полів: *реального температурного поля*, яке існує при відсутності контакту зерновки з подом сушарки, і *поля кондуктивної складової загального температурного поля*. Температура, що вимірюється термозондом у середині зернівки ячменю, є таким чином результатом складення цих двох полів і буде нижче або вище реальної температури в залежності від напрямку теплового потоку при впливі на стан зерновки процесу конвективного зневоднення.

Розглянемо зернівку ячменю у вигляді циліндра, що нагрівається тепловим потоком $\sum_D Q$ постійної потужності. Як видно з рис.1, з нижньої поверхні тіло нагрівається від контакту з подом сушарки, а бокової поверхні тіло нагрівається за рахунок конвективної тепловіддачі, значення якої змінюється в залежності від першого або другого періоду процесу зневоднення по радіусу площини контакту r . З врахуванням наведеного, тепловий потік по термозонду зернівки ячменю складає:

$$q_k = q_z(r). \quad (1)$$

Вказаний тепловий потік також залежить від координати точки поверхні теплообміну X , тому що на температуру поверхні t_{Π} і коефіцієнт тепловіддачі α_F впливає температурне поле кондуктивної складової температури. Коефіцієнт тепловіддачі розраховується по дійсній температурі поверхні t_{Π} .

Припустивши, що тепловіддача у сушильний агент при умові $t_{\Pi} > t_{c.a.}$ з бокової поверхні тіла визначається питомим тепловим потоком [4]:

$$q_F(r) = \frac{\alpha_F}{t_F}, \quad (2)$$

де q_F – питомий тепловий потік, Вт;
 r - радіус бокової поверхні тіла, м;
 α_F - коефіцієнт тепловіддачі на поверхні тіла, Вт/м²град;
 t_F - температура поверхні тіла, °К.

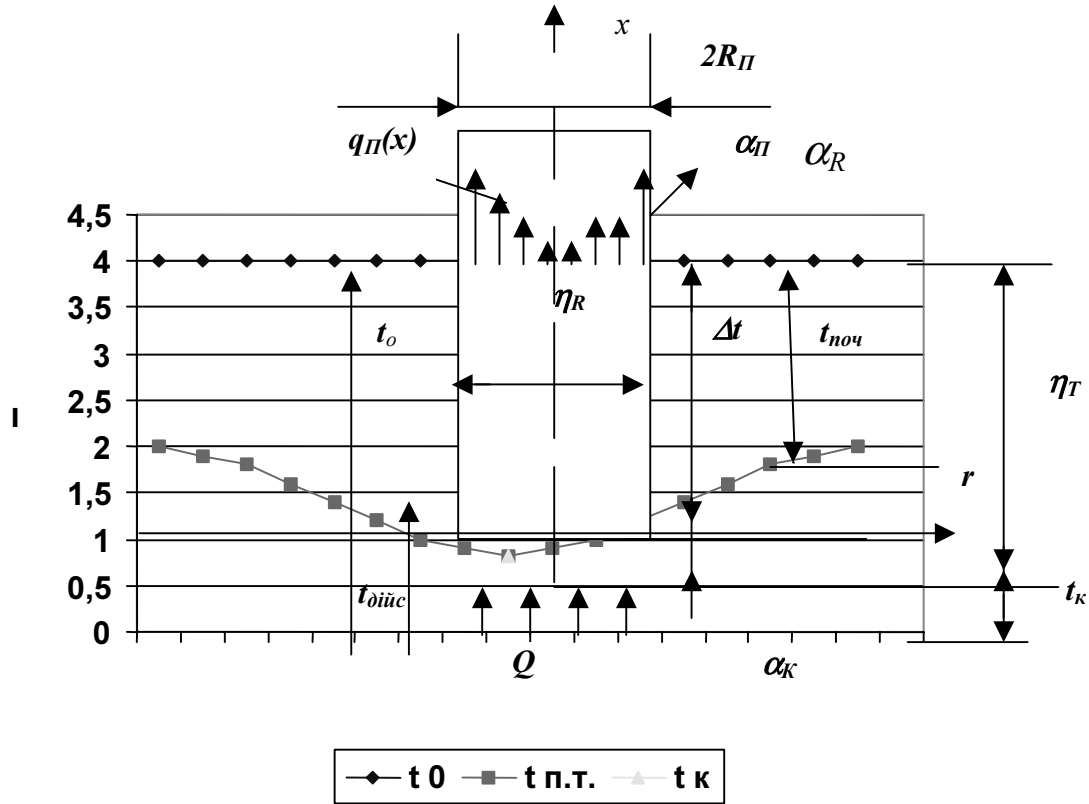


Рисунок 1 – Розподіл теплових потоків і температурних полів на виділеній поверхні зернівки ячменю при конвективному способі сушінні в умовах контакту з подом сушарки.

При цьому значення температурного поля тіла визначається з рівняння теплопровідності з граничними умовами [5]:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0; \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} \left. \begin{aligned} \left. \begin{aligned} \left. \begin{aligned} \left. \frac{\partial t}{\partial r} + h_R t \right|_{r=R_T} = 0; \quad t|_{r=0} < \infty; \\ \frac{\partial t}{\partial x} \Big|_{x=0} = -\frac{Q}{\lambda_T} \Big|_{r \leq R_T}; \\ \frac{\partial t}{\partial x} \Big|_{x=0} = -\frac{q_T(r)}{\lambda_T} \Big|_{r \leq R_T} - \frac{q_{\Pi}(r)}{\lambda_T} \Big|_{\leq R_{\Pi} r \leq R_T} \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right\} , \quad (3)$$

де h_R - висота зернівки, $h_R = \alpha_R / \lambda_T$, м;

α_R - коефіцієнт тепловіддачі з бокової поверхні циліндра, Вт/м²град;

λ_T - коефіцієнт теплопровідності циліндра (зернівки ячменю), Вт/(м °К).

Як видно з граничних умов (3), тепловіддача за рахунок процесу конвекції при взаємодії сушильного агента і поверхнею зерновки, представлена у вигляді тіла

циліндричної форми (далі циліндра) враховується, як тепловий потік $q_3(r)$ направлений через поверхню контакту виділеної площі циліндру - F_1 при взаємодії з поверхнею сушильної установки і з сушильним агентом через іншу поверхню теплообміну - F_2 . Значення загальної теплової потужності потоку (η , Вт/м²) [13] встановлюється по визначених умовних поверхнях переносу [15]. При цьому температурне поле, яке створюється в циліндрі тепловим потоком при контакті з подом сушарки складає $q_k = \alpha_k t_k F_k$ і представляє поле кондуктивної складової загального теплового потоку.

Рішення цієї математичної задачі може бути представлено у вигляді:

$$\begin{aligned}
 t = 2 \frac{Q R_T}{\lambda_T} \sum_{\eta=1}^{\infty} & \frac{J_1(\psi_\eta) J_0\left(\psi_\eta \frac{r}{R_T}\right) \left\{ \exp\left[\psi_\eta \left(\frac{l_T}{R_T} - \frac{x}{R_T}\right)\right] + \right.}{\psi_\eta^2 J_0^2\left(\psi_\eta \left(1 + \frac{h_R^2 R_T^2}{\psi_\eta^2}\right)\right) \left\{ \exp\left(\psi_\eta \frac{l_T}{R_T}\right) - \right.} \rightarrow \\
 & \left. \left. + \exp\left[\psi_\eta \left(\frac{l_T}{R_T} - \frac{x}{R_T}\right)\right] \right\} \right\}}{-\exp\left(-\psi_\eta \frac{l_T}{R_T}\right)} - \sum_{\eta=1}^{\infty} \frac{2J_0\left(\psi_\eta \frac{l_T}{R_T}\right)}{R_T \lambda_T J_0^2 \psi_\eta \left(1 + \frac{h_R^2 R_T^2}{\psi_\eta^2}\right) \psi_\eta} \times \\
 & \times \frac{\exp\left(\psi_\eta \frac{x}{R_T}\right) + \exp\left(-\psi_\eta \frac{x}{R_T}\right)}{\exp\left(\psi_\eta \frac{l_T}{R_T}\right) - \exp\left(\psi_\eta \frac{l_T}{R_T}\right)} R_T \int_0^{R_T} q_F(r) r J_0\left(\psi_\eta \frac{r}{R_T}\right) dr - \\
 & - \sum_{\eta=1}^{\infty} \frac{2J_0\left(\psi_\eta \frac{r}{R_T}\right)}{R_T \lambda_T J_0^2 \psi_\eta \left(1 + \frac{h_R^2 R_T^2}{\psi_\eta^2}\right) \psi_\eta} \times \\
 & \times \frac{\exp\left(\psi_\eta \frac{x}{R_T}\right) + \exp\left(-\psi_\eta \frac{x}{R_T}\right)}{\exp\left(\psi_\eta \frac{l_T}{R_T}\right) - \exp\left(\psi_\eta \frac{l_T}{R_T}\right)} R_F \int_0^{R_F} [q_F(r) r J_0\left(\psi_\eta \frac{r}{R_T}\right) dr - \\
 & - q_{п.т.}(r)] r J_0\left(\psi_\eta \frac{r}{R_T}\right) dr, \tag{4}
 \end{aligned}$$

де J_0 и J_1 - функція Бесселя першого роду нульового і першого порядку.

Значення ψ_η визначаються з характеристичного рівняння:

$$\frac{J_1(\psi_\eta)}{J_0(\psi_\eta)} = \frac{h_R R_T}{\psi_\eta}. \quad (5)$$

В (4) індекси: потік тепла - п.т.; поверхні контакту зерновки і поду сушарки F та циліндра з сушильним агентом - T ; η - теплова потужність потоків.

В (3) перші два члена в правій частині представляють результат міжгрупової взаємодії у вигляді реальної температури циліндра, яка обумовлена співвідношенням між тепловим потоком Q і відтоком тепла за рахунок конвективної тепловіддачі - $q_{п.т.}(r)$ при відсутності потоку тепла в циліндрі. Зменшення теплового потоку $q_F(r)$ на величину відтоку тепла за рахунок конвективної тепловіддачі у перший період зневоднення - $q_{п.т.}(r)$ дозволяє визначити конвективну тепловіддачу по всій поверхні, включаючи поверхню контакту з подом сушарки і відтоком тепла за рахунок конвективної тепловіддачі - $q_{п.т.}(r)$. Значення, характеризуючи температуру контакту з подом сушарки, обумовлені впливом теплового потоку створеного в циліндрі $q_F(r)$, зменшені на величину питомого конвективного теплового потоку $q_{п.т.}(r) = Q/F$.

Рішення задачі виконується при інших граничних умовах:

$$\left. \begin{aligned} \left. \frac{\partial t}{\partial r} + h_R t \right|_{r=R_T} &= 0; \quad t|_{r=0} < \infty; \\ \frac{\partial t}{\partial x} \Big|_{x=0} &= -\frac{Q}{\lambda_T} \Big|_{r \leq R_T}; \\ \frac{\partial t}{\partial x} + h_F t \Big|_{x=l_T} &= -\frac{q_F(r) - q_{п.т.}(r)}{\lambda_T} \Big|_{r \leq R_F} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де $h_F = \alpha_F / \alpha_T$.

В (6) член $h_F t$ представляє дію конвективної тепловіддачі на поверхню, розповсюджену на поверхню тіла (зернівки) за умов взаємодії з сушильним агентом та врахуванням впливу того фактора, що тепловий потік по тілу (зерновки) у першому періоді сушіння зменшується на величину $q_{п.т.}(r)$. При цьому:

$$t = 2 \frac{Q R_T}{\lambda_T} \sum_{\eta=1}^{\infty} \frac{J_1(\psi_\eta) J_0\left(\psi_\eta \frac{r}{R_T}\right)}{\psi_\eta^2 J_0^2(\psi_\eta) \left(1 + \frac{h_R^2 R_T^2}{\psi_\eta^2}\right)} \times$$

$$\begin{aligned}
& \frac{(\Psi_{\eta} + h_F R_T) \exp\left[\Psi_{\eta} \left(\frac{l_T}{R_T} - \frac{x}{R_T}\right)\right] + (\Psi_{\eta} - h_F R_T) \exp\left[-\Psi_{\eta} \left(\frac{l_T}{R_T} - \frac{x}{R_T}\right)\right]}{(\Psi_{\eta} + h_F R_T) \exp\left(\Psi_{\eta} \frac{l_T}{R_T}\right) - (\Psi_{\eta} - h_F R_T) \exp\left(-\Psi_{\eta} \frac{l_T}{R_T}\right)} \\
& \times \sum_{\eta=1}^{\infty} \frac{2J_0\left(\Psi_{\eta} \frac{r}{R_T}\right)}{R_T \lambda_T J_0^2(\Psi_{\eta}) \left(1 + \frac{h_R^2 R_T^2}{\Psi_{\eta}^2}\right)} \times \\
& \times \frac{\exp\left(\Psi_{\eta} \frac{x}{R_T}\right) + \exp\left(-\Psi_{\eta} \frac{x}{R_T}\right)}{(\Psi_{\eta} + h_F R_T) \exp\left(\Psi_{\eta} \frac{l_T}{R_T}\right) - (\Psi_{\eta} - h_F R_T) \exp\left(-\Psi_{\eta} \frac{l_T}{R_T}\right)} \times \\
& \times \int_0^{R_F} [q_F(r) - q_{п.т.}(r)] r J_0\left(\Psi_{\eta} \frac{r}{R_T}\right) dr, \tag{7}
\end{aligned}$$

де значення Ψ_{η} визначаються рівнянням (5).

В правій частині (7) перший член характеризує стабілізацію температури шарів матеріалу на протязі першого і другого періодів сушіння, другий – кондуктивну складову прогрівання матеріалу перед сушінням. З приведених рішень слідує, що при умовах $q_G(r) = q_{п.т.}(r)$ температурне поле, яке створюється кондуктивною складовою и абсолютна похибка розрахунків теплового потоку, визначена по методу [8], буде дорівнювати нулю.

При незначному температурному напорі при раціональних режимах сушіння $\Delta t = t_T - t_F$ питомий тепловий потік $q_{п.т.}(r) \ll q_F(r)$ в розрахунках не враховується і тому в третьому члені (4) можливо прийняти, що $q_{п.т.}(r) = 0$.

Похибка у розрахунку значень зміненого температурного поля у цієї задачі можуть бути знайдені із рішення рівняння теплопроводності (2), з граничними умовами (6), за виключенням умов:

$$\left. \frac{\partial t}{\partial x} \right|_{x=0} = - \left. \frac{Q}{\lambda_T} \right|_{r \leq R_T}, \tag{8}$$

яке може бути замінено тотожним виразом тому, що змінене температурне поле у цьому випадку не розглядається:

$$\left. \frac{\partial t_0}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \tag{9}$$

Змінене температурне поле визначається виразом, аналогічному другому члену рівняння (7).

З даних розрахунків випливає, що при виборі режимів сушіння: прогрівання матеріалу перед сушінням і стабілізацію температури шарів матеріалу на протязі першого і другого періодів сушіння необхідне визначення коефіцієнтів тепловіддачі поверхні поду сушарки $\alpha_{\text{П}}$ і зернівки $\alpha_{\text{З}}$, а також коефіцієнтів теплопроводності циліндра $\lambda_{\text{Т}}$ і потоків сушильного агента $\lambda_{\text{Г}}$ визначаються з врахуванням реальної температури. При цьому на контактуючій з подом сушарки поверхні тіла підтримується задана температура $t|_{x=0} = t_0$, а при визначенні температури у першому і другому періоді сушіння матеріалу необхідно враховувати умови - $t_{\text{вих}}|_{x=0} = 0$.

Межі гранично припустимої температури для різних режимів сушки визначені у відповідності з біологічними властивостями матеріалу і відповідають умові: $t_x \leq [\theta_m]$. Значення $[\theta_m]$ приймається по даним С.Д. Птиціна [3], В.А.Алейникова [14]; -

Запропонована методика визначення гранично припустимих температур нагрівання матеріалу при кондуктивно - конвективному способі сушіння насіння зернових культур забезпечує отримання раціональних залежностей параметрів матеріалу і сушильного агента, зведених у раціональні режими сушіння матеріалу і була використана при розробці конструкції мобільної сушарки – МС-6 “EMS-Ефект”.

По даним порівняльних випробувань технічних засобів: мобільної сушарки МС-6 “EMS-Ефект”, продуктивністю 6,0 т/год і ЗСПЖ – 8 показав, що був забезпечений вибір доцільних режимів кондуктивно-конвективного зневоднення і встановлені її експлуатаційні параметри, що дозволить організувати дрібносерійний випуск сушарки на виробничій базі ТОВ “EMS-Ефект” (м. Первомайськ). Впровадження технології кондуктивно-конвективного зневоднення дасть змогу зменшити питому трудоемність на 12%, підвищити посівну здатність і технологічну якість матеріалу за рахунок відповідності режимів сушіння при поточній вологості матеріалу по всій траєкторії взаємодії матеріалу і сушильного агента, дає можливість зменшити якісні втрати матеріалу в процесі кондуктивного прогрівання матеріалу до 4%. Застосування раціональних технологічних режимів сушіння при поточній вологості процесу зневоднення із врахуванням граничних температур зневоднення та властивостей матеріалу – термостійкості, теплопроводності, температуропроводності забезпечує підвищення схожості насіння зернових і олійних культур, кукурудзи і дозволяє при використанні насінневого матеріалу отримати збільшення врожайності: пшениці озимої - на 6,4%, пшениці ярої – на 9,2%, ячменю озимого - на 5,6%, ячменю ярого – на 4,3%, соняшника – на 2,1% та кукурудзи – на 3,7%. При випробуваннях були визначені параметри мобільної сушарки: граничний і мінімальний термін зневоднення, продуктивність, коефіцієнт корисної дії сушильної установки, питомі витрати сушильного агента, палива та електричної енергії за умови забезпечення стабілізації якісних показників об’єкту–матеріалу при застосуванні технології кондуктивно-конвективного зневоднення у технічному засобі - мобільної сушарки МС-6 “EMS-Ефект”.

Таким чином, використання кондуктивно-конвективного способу зневоднення насіння зернових культур забезпечує первинний прогрів і стабілізацію температури шарів матеріалу на протязі першого і другого періодів сушіння, що дозволяє, підвищити температуру сушіння та скоротити терміни сушіння. При реалізації цього процесу підвищується схожість насіння зернових і олійних культур, кукурудзи та збільшується енергетичний коефіцієнт корисної дії сушильної установки.

Список літератури

1. Теленгатор М.А., Уколов В.С., Цециновский В.М. Обработка семян зерновых культур.– М.: Колос, 1972.– 270 с.
2. Ермилов Г.Б. Полевая всхожесть семян и причины ее снижения. - М., Минзаг РСФСР, 1960, 256 с.
3. Птицин С.Д. Влияние механических и тепловых воздействий на зерно кукурузы, "Вестник сельскохозяйственной науки" N 8, изд. МСХ СССР, М.: 1959.
4. Гинзбург А.С. Основы расчета и техники сушки пищевых продуктов. - М.: Пищепромиздат, 1973. – 528 с.
5. Алейников В.И., Аниськин В.И., Хосев К.В. Особенности энергосберегающей сушки початков кукурузы // "Селекция и семеноводство", 1983, № 5. – С.55-59.
6. Погорелый Л.В. Инженерные методы исследований сельскохозяйственных машин.- К.: Техника, 1981, 271 с
7. Гинзбург А.С., Дубровский В.П., Казаков Е.Д., Окунь Г.С. Влага в зерне. - М.: Колос, 1969. – 224 с.
8. Есаков Ю.В., Мильман И.Э., Шевцов В.В., Каткова О.Н., Резков В.А. К описанию динамики процесса сушки зерна в плотном слое при жестких режимах. М.: ВИМ, 1972.
9. Лыков А.В., Михайлов Ю.А. Теория переноса энергии и вещества. - Минск, Изд. АН БССР, 1959. - 126 с.
10. Котов Б. І., Кирницький С. Р. Результати порівняльного аналізу технологічної ефективності сушіння качанів кукурудзи у прямотечії і протитечії // "Бюллетень наукових праць Прибужжя", № 2, 2004. – С. 32-42.
11. Птицин С.Д. Влияние механических и тепловых влияний на зерно кукурузы / Вестник сельскохозяйственной науки N 8, изд. МСХ СССР, 1959.
12. Котов Б.І., Кирницький С.Р., Навоев С.О., Гриб С.М. Оптимізація загальних характеристик сушарки для зерна і насіння кукурудзи методом імітаційного моделювання / Вібрації у техніці і технології, 2003, № 1.- С.24-32.
13. Гришин М.А., Анатазевич В.И., Семенов Ю.Г. Установки для сушки пищевых продуктов. - М.: Агропромиздат, 1989. - 216 с.
14. Кирницький С., Будзировский В., Мильман И. Оптимизация сушки семян в противоточной сушильной установке / Техніка АПК, № 6-7, 1999. – С.14-16.

Использование кондуктивно-конвективного способа обезвоживания семян зерновых культур обеспечивает первичный прогрев и стабилизацию температуры пластов материала на протяжении первого и второго периодов сушки, что позволяет повысить температуру сушки и сократить экспозицию. При реализации этого процесса повышается всхожесть семян зерновых и масличных культур, кукурузы и увеличивается энергетический коэффициент полезного действия сушильной установки.

Use conduction - an convection of the way of the dehydration seed corn cultures provides primary having warmed up and stabilization of the temperature layer material on length first and the second period of the drying that allows to raise the temperature of the drying and reduce the time of the drying. Similarity seed corn increases At realization of this process and oil cultures, corns and increases the energy coefficient of efficiency dry installation.

Одержано 08.11.06

Розрахунок температури на плямі дотику при терті тіл з застосуванням металоплакуючого мастильного матеріалу на основі міді

В даній роботі проведений розрахунок температури на плямі дотику пари тертя, коли змінюється температуропровідність поверхневого шару. На підставі проведених розрахунків приведені графіки зміни температури на плямі контакту з часом.

металоплакуючі мастильні матеріали, пляма дотику пари тертя, температуропровідність

Одним з перспективних напрямків підвищення зносостійкості, роботоздатності і довговічності вузлів агрегатів механізмів і машин є застосування металоплакуючих мастильних матеріалів. Процес металоплакування реалізуючих при терті – утворення тонкої плівки пластичного металу на поверхнях тертя.

Новий м'який і тонкий шар на поверхнях забезпечує мінімальне тертя значно підвищує зносостійкість, змінює температурні властивості поверхневих шарів.

Метою даної роботи є визначення температури на плямі дотику при терті з застосуванням металоплакуючого мастильного матеріалу на основі міді.

Розглянемо рівняння для розрахунку температури на плямі дотику для кочення з взаємним ковзанням тіл. Для одновимірного розподілу температури рівняння має вигляд:

$$\frac{\partial T(z, \tau)}{\partial \tau} = A(\tau) \frac{\partial^2 T(z, \tau)}{\partial z^2}.$$

Це рівняння відрізняється від рівняння теплопровідності наявністю коефіцієнта температуропровідності $A(\tau) = a^2 \alpha(\tau)$, де a – стала; $\alpha(\tau)$ – функція, яка визначає зміну температури з часом внаслідок утворення тонкого шару провідного металу (наприклад, міді $a_{Cu}^2 = 1.145 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ на поверхні сталі $a_{St}^2 = 1.244 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$) [1]. Як видно відношення a_{Cu}^2 / a_{St}^2 становить приблизно 9.2. Визначимо функцію $\alpha(\tau)$, яка може мати вигляд кривої функції помилок, якщо утворений шар зберігається досить довго:

$$\alpha(\tau) = \frac{d+1}{2} \left[1 + \frac{d-1}{d+1} \operatorname{erf} \left(\frac{\tau - \tau^*}{f} \right) \right],$$

де τ^* – час, через який крива температуропровідності (ТП) набуває перегину (для даного випадку взято рівним 150 с.);

d, f – сталі.

Для спрощення розрахунків цю функцію можна представити наступним чином, де значення сталих дані в таблиці:

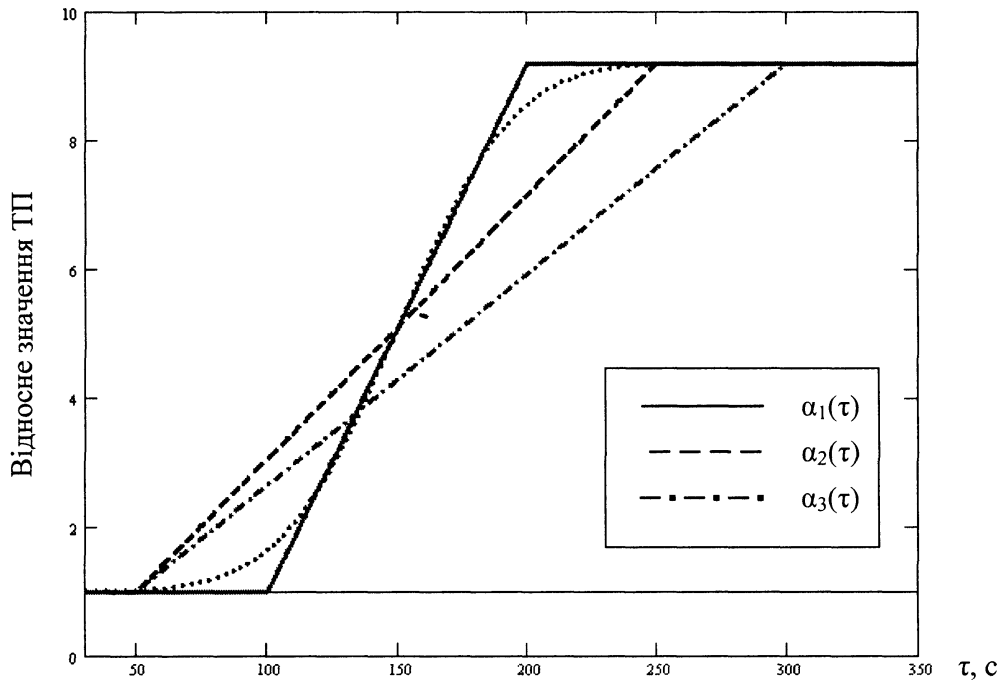
$$\alpha(\tau) = \begin{cases} 1, & \text{якщо } \tau \leq b, \\ \frac{8.2}{c-b} (\tau - b) + 1, & \text{якщо } b < \tau < c, \\ 9.2, & \text{якщо } \tau \geq c. \end{cases} \quad (1)$$

Назва функції	Значення поворотних точок $\tau (b, c), c$
$\alpha_1(\tau)$	(100, 200)
$\alpha_2(\tau)$	(50, 250)
$\alpha_3(\tau)$	(50, 300)

Вигляд функцій $\alpha(\tau)$ представлено на рисунку 1.

Розрахунок інтегралу дає такий результат:

$$\int \alpha(\tau) d\tau = \begin{cases} \tau, & \text{якщо } \tau \leq b, \\ \frac{8.2}{(c-b)} \left(\frac{\tau^2}{2} - b\tau \right) + \tau, & \text{якщо } b < \tau < c, \\ 9.2 \tau, & \text{якщо } \tau \geq c. \end{cases} \quad (2)$$



Пунктиром позначена основна крива

Рисунок 1 - Профілі функцій $\alpha(\tau)$, які визначають зміну температури з часом внаслідок утворення тонкого шару провідного металу.

Прийmemo граничні та початкові умови [2]:

$$\frac{\partial T(0, \tau)}{\partial z} = -q, \quad \frac{\partial T(\infty, \tau)}{\partial z} = 0, \quad T(z, 0) = T_{in}.$$

де q – градієнт температури ($z=0$), град/м;

T_{in} – початкове значення температури ($\tau=0$), градусів.

Для розв'язування використаємо метод інтегральних перетворень з нескінченними границями [3]. Нехай $K(z, \lambda)$ – ядро інтегрального перетворення, що дозволяє виключити диференціальні операції по z . Воно повинно задовольняти таким вимогам:

$$\frac{\partial^2 K}{\partial z^2} + \lambda^2 K = 0, \\ K|_{z=0} = 0, \quad K|_{z=\infty} < \infty,$$

звідси випливає, що слід застосувати косинус-перетворення Фур'є з точністю до множника ядро $K(z, \lambda) = \frac{2}{\pi} \cos \lambda z$, де $0 \leq \lambda < \infty$.

$$\int \frac{\partial^2(TK)}{\partial z^2} dz = \int \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} K dz + \int \frac{\partial^2 K}{\partial z^2} T dz + 2 \int \frac{\partial K}{\partial z} \frac{\partial T}{\partial z} dz,$$

$$\lambda^2 \bar{T} - \frac{1}{A(\tau)} \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} = -2\lambda \int \frac{\partial T}{\partial z} \frac{2}{\pi} \sin \lambda z dz, \text{ де } \frac{2}{\pi} \int \frac{\partial T}{\partial z} \sin \lambda z dz = \left[\begin{array}{l} u = \frac{\partial T}{\partial z} \Rightarrow \partial u = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} dz \\ dv = \sin \lambda z dz \Rightarrow v = -\frac{1}{\lambda} \cos \lambda z \end{array} \right] =$$

$$= \frac{2}{\pi} \left(-\frac{1}{\lambda} \frac{\partial T}{\partial z} \cos \lambda z \Big|_0^\infty + \int_0^\infty \frac{1}{\lambda} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \cos \lambda z dz \right) = -q \frac{2}{\pi \lambda} - \lambda \bar{T}.$$

Перетворення дає рівняння:

$$\frac{1}{\alpha(\tau)} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \tau} + a^2 \lambda^2 \bar{T} = -\frac{4}{\pi} a^2 \lambda q. \quad (3)$$

де $\bar{T} = \bar{T}(\lambda, \tau) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty T(z, \tau) \cos(\lambda z) dz$. Розв'яжемо рівняння (3) по τ у загальному випадку:

$$\bar{T}(\lambda, \tau) = -\frac{4q}{\pi \lambda^2} + C e^{(-a^2 \lambda^2 \int \alpha(\tau) d\tau)}. \quad (4)$$

Через то, що при початковому значенні часу ($\tau = 0$), значення функції (1) дорівнює 0, з виразу (4) маємо значення сталої C , використавши умову (3):

$$C = \frac{4q}{\pi \lambda^2}, \quad (5)$$

Підстановка (5) у (4) дає:

$$\bar{T}(\lambda, \tau) = -\frac{4q}{\pi \lambda^2} \left(1 - e^{-a^2 \lambda^2 \int \alpha(\tau) d\tau} \right).$$

Здійснивши обернене перетворення з ядром $K_1(z, \lambda) = \cos(\lambda z)$, отримуємо:

$$T(z, \tau) = \int_0^\infty \bar{T}(\lambda, \tau) \cos(\lambda z) d\lambda = -\frac{4q}{\pi} \int_0^\infty \left(1 - e^{-a^2 \lambda^2 \int \alpha(\tau) d\tau} \right) \frac{\cos(\lambda z)}{\lambda^2} d\lambda. \quad (6)$$

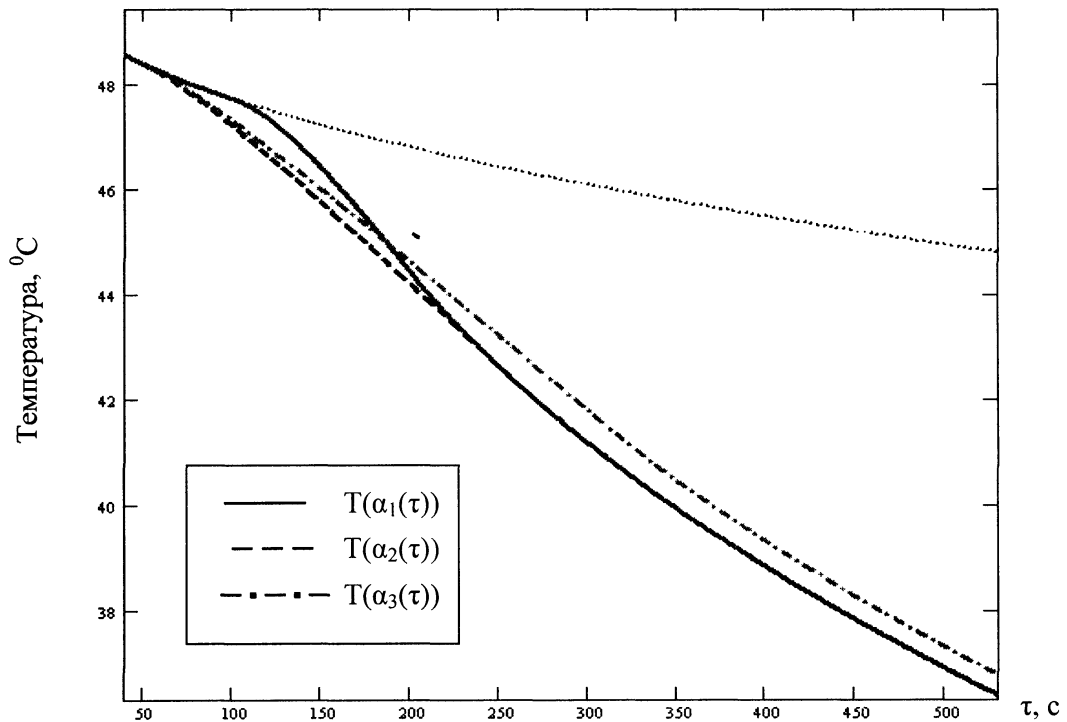
Обрахунок інтегралу дає наступне:

$$T(z, \tau) = T_{in} - 4q \left[-\frac{z}{2} + \frac{z \operatorname{erf} \left(\frac{z}{2a\sqrt{\int \alpha(\tau) d\tau}} \right)}{2} + \frac{a\sqrt{\int \alpha(\tau) d\tau}}{\sqrt{\pi}} e^{-\left(\frac{z}{2a\sqrt{\int \alpha(\tau) d\tau}} \right)^2} \right].$$

В результаті отримуємо:

$$T(z, \tau) = T_{in} + \frac{-4q a \sqrt{\int \alpha(\tau) d\tau}}{\sqrt{\pi}} e^{-\left(\frac{z}{2a\sqrt{\int \alpha(\tau) d\tau}} \right)^2} + 2q z \left\{ 1 - \operatorname{erf} \left(\frac{z}{2a\sqrt{\int \alpha(\tau) d\tau}} \right) \right\}. \quad (7)$$

Для отримання кількісної картини процесу були взяті такі параметри: $q = 3 \cdot 10^8$ град/м, $T_{in} = 50$ градусів. Результат розрахунку з вказаними параметрами приведено на рисунку 2.



Пунктиром позначена крива, яка визначає зміну температури при сталій ТП

Рисунок 2 - Зміна температури з часом для функцій $\alpha(\tau)$

Аналіз розподілів температури для різних профілів ТП показує, що:

1) при збільшенні значення ТП температура зменшується з часом швидше, порівняно з випадком, коли ТП залишається сталою. Це вказує на появу шару з провідного металу.

2) для різних профілів ТП, поведінка кривої температури буде відрізнятись. Так, якщо утворення шару буде відбуватись раніше, а крива ТП буде більш пологою, то температура почне зменшуватись раніше. Однак, як видно з малюнка 2, криві $T(\alpha_1(\tau))$ і $T(\alpha_2(\tau))$ з часом співпадуть.

Проведене дослідження не враховувало зміну характеристик в залежності від товщини утвореного шару провідного металу. Це не може вплинути якісно і кількісно на отриманий результат.

Список літератури

1. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия. 1977. - 343 с.
2. Дроздов Ю. Н., Арчegov В. Г., Смирнов В. И. Противозадирная стойкость трущихся тел. М.: Наука. 1981.- 140 с.
3. Кошляков Н.С., Глинер Э.Б., Смирнов М. М. Основные дифференциальные уравнения математической физики. М.: Физматгиз. 1962. -768 с.

В данной работе проведены расчеты температуры на пятне соприкосновения пар трения, когда меняется теплопроводность поверхностного слоя. В результате проведенных расчетов приведены графики изменения температуры на пятне контакта со временем.

In-process this the calculations of temperature are conducted on the spot of contiguity of pair of friction, when the diffusivity of superficial layer changes. As a result of the conducted calculations the graphs of change of temperature are resulted on the spot of contact in course of time.

Одержано 17.10.06

О.Ю. Романишин, доц., канд. тех. наук., М.Л. Засць, асп.

Державний агроекологічний університет, м. Житомир

В.А. Дейкун, викл.

Кіровоградський національний технічний університет

Результати досліджень ефективності суцільної сівби зернових культур

В статті приведений аналіз рівномірності розподілу насіння по площі і за глибиною при різних способах посіву. За результатами експериментальних досліджень обґрунтовано застосування трубчасто-лапчастого сошника для суцільної сівби.

сошник, рівномірність, сівалка, урожайність, посів, заробка, інтервал

Проблема покращення конструктивно-технологічних параметрів робочих органів посівних машин є однією з актуальніших народногосподарських задач. Боротьба з надлишковим тяговим опором, зменшення металоємкості, покращення властивостей поверхонь деталей робочих органів, поліпшення рівномірності посіву насіння, заробка його на однакову глибину в ґрунт – має велике значення для отримання високих результатів у багатьох галузях сільського господарства і взагалі в агропромисловому комплексі.

Після основного та передпосівного обробітку ґрунту основною операцією є посів насіння культур, від якості виконання якого залежить багато факторів, зокрема, дружня схожість насіння, добре формування стебла рослини і, що найважливіше, підвищення урожайності. Посів є одним з енергоємних технологічних процесів при вирощуванні сільськогосподарських культур, тому будь-яке зниження енергетичних затрат на виконання даного технологічного процесу має велику цінність. Зниження енергозатрат при суцільному посіві проходить за рахунок встановлення на сівалку сошників нової конструкції, що дозволяє суттєво зменшити тяговий опір посівної машини і дозволяє не встановлювати додаткові знаряддя для загортання насіння, тому що насіння в борозні закривається шаром ґрунту, який сходить з поверхні сошника шляхом самоосипання, що теж суттєво зменшує енергозатрати та тяговий опір посівної машини. При зменшенні енергетичних затрат значно покращується якість посіву завдяки використанню сошників суцільної сівби, що має важливе значення в умовах застосування інтенсивних технологій вирощування сільськогосподарських культур. Інші типи зароблюючих органів на базі зернових сівалок не завжди забезпечують оптимальні параметри посіву зернових культур, такі як глибина заробки, рівномірність розподілення по дну боріздки, до того ж вони відрізняються високою металоємкістю і енергоємністю при обробітку ґрунту. В зв'язку з вище викладеним розроблення сошника розкидного посіву, який забезпечує високу якість рівномірного розподілення та заробки насіння на задану глибину обробітку при зниженні металоємкості і енергетичних затрат при обробітку ґрунту, являється важливою та актуальною народногосподарською задачею.

Сучасні тенденції інтенсифікації виробничих процесів, зокрема: збільшення продуктивності праці, робочих швидкостей, зменшення енергозатрат та ін. потребують розроблення принципово нових машин, робочих органів, знарядь і пристосувань.

За результатами досліджень конструктивно-технологічних параметрів робочих органів існує багато публікацій у технічній літературі. У більшості з них містяться уривчасті відомості по вибору деяких конструктивних параметрів робочих органів сільськогосподарських машин, отримані у конкретних умовах експлуатації. Такі знання мають обмежене наукове і практичне значення, оскільки ті самі методи формоутворення робочих органів, що виявляють високу ефективність в одних умовах, часто недієздатні в інших. Тому скористатися результатами відомих досліджень загального характеру для обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів робочих органів зернових сівалок є досить складним завданням.

Виходячи з цього, існує велика потреба в розробці нових конструкцій і формоутворення робочих органів посівних машин.

У даній статті зроблено спробу довести перевагу суцільного посіву перед іншими способами, зокрема рядковим, вузькорядним та іншими, а також обґрунтувати доцільність застосування нової конструкції сошника трубчасто-лапчатого типу для суцільного посіву зернових культур, таких як пшениця, ячмінь, ріпак, жито тощо на підставі експериментальних досліджень.

Відомо, що зернові культури можна висівати різними способами: рядковим, вузькорядним, перехресним, стрічковим, розкидним. Вони відрізняються один від одного рівномірністю розподілення насіння по площі. Крім того, важливою вимогою для сівалок є: однакова глибина заробки насіння, а також ущільнення ґрунту в шарі знаходження насіння [5].

Зернові сівалки вітчизняного виробництва СЗ-3,6А, СТН-16 не в повній мірі відповідають вказаним вимогам. Так, при міжрядді 15 см насіння висівається рядками з інтервалом між сусідніми зернами 1,5-2 см. За рахунок чого значна частина площі не приймає участь в живленні рослин.

З агротехнічних вимог (АТВ) відомо, що відстань між суміжними рослинами повинна становити 3-4 см, що дає змогу приймати участь у живленні рослин усій площі поля. Цю вимогу може задовольнити розкидний, а краще суцільний посів зернових, різниця між якими полягає в рівномірності розподілення насіння по площі поля і за глибиною заробки [4].

При розкидному способі, наприклад, при використанні розкидачів мінеральних добрив, розподілення насіння по площі більш-менш задовольняє вище вказані вимоги, хоча глибина заробки нерівномірна.

При суцільному посіві завдяки конструкції сошника та розподільника насіння розподіляється рівномірно по всій площі і на однакову глибину, що є основною агротехнічною вимогою до сівби.

Оцінка якості сівби різними способами наведена в таблиці 1.

З даних, приведених в таблиці 1, видно, що коефіцієнт розподілення насіння по площі (μ), в 1,5 рази кращий при суцільному способу сівби, ніж при рядковому. При визначенні коефіцієнта (μ) було використано методика, наведену в роботі [4]. Глибина заробки насіння при суцільному способі значно краща, ніж при рядковому (коефіцієнт варіації $V=19,2\%$ проти $64,7\%$) [1].

Для суцільної сівби кафедра "Механізації землеробства" Державного агроєкологічного університету (м. Житомир) розробила конструкцію трубчасто-лапчатого сошника. Принцип роботи його полягає в наступному. Під дією механізму заглиблення зернової сівалки сошник переміщується в розпушеному шарі ґрунту на задану глибину (глибину передпосівного обробітку) і "підриває" ґрунт, створюючи порожнину з ущільненим ложем, куди по трубчатій стійці через розподілювач і

вихідне вікно спрямовується насіння, яке рівномірно розподіляється по дну борозни у вигляді смуги шириною 100 мм і накривається шаром ґрунту.

Таблиця 1 – Оцінка якості сівби озимої пшениці двома способами

Спосіб сівби	Норма висіву, млн.шт./га	Густота сходів, шт./м	Ширина міжрядь, м	Інтервал між насінням, см	Коефіцієнт, μ	Середня глибина заробки насіння, см	Коефіцієнт варіації по глибині, V_r %	Середнє квадратичне відхилення по глибині, σ , см
Рядковий	5,0	570	0,15	1,33	0,42	3,8	64,7	2,46
Суцільний	5,0	640	-	3,5	0,61	3,8	19,2	0,73

Виходячи з того, що відстань між сошниками сівалки СЗ-3,6А чи СТН-16 становить 15 см, тому відстань між насінням суміжних смуг буде складати 5 см, що практично дорівнює відстані між насінням на площині смуги, тобто буде суцільний посів по ширині захвату сівалки.

Висновки. Результатами досліджень ефективності суцільної сівби в НДГ "Україна" університету показали, що суцільна сівба озимої пшениці забезпечує швидку появу сходів (на 2-3 дні), зниження довжини рослин, підвищення продуктивного кушення рослин, зменшення забур'яненості поля, а також покращенню показників структури врожаю, що позитивно впливає на урожайність. Більш ефективно використання рослинами повітряно-світлового та ґрунтового живлення при суцільній сівбі сприяє не тільки збільшенню урожайності (10-12%), а й покращенню окупності мінеральних добрив та паливо-мастильних матеріалів.

Таблиця 2 – Ефективність експериментального посівного агрегату для суцільної сівби

Назва показника	Експериментальний агрегат (суцільний посів)	Базовий агрегат (рядковий посів)	\pm
Дата появи сходів	18.10	20.10	
Густота стеблостою, шт./м ²	492	481	+ 11
Маса 1000 насінин, г	39,95	40,85	-0,9
Натура насіння, г/дм ³	754,2	748,2	+ 6
Число зернин в колосі, шт.	31,2	24,95	+ 6,25
Урожайність, т/га	4,28	3,75	+ 0,53

З таблиці 2 видно, що суцільний посів експериментальним сошником у порівнянні з рядковим посівом дисковими сошниками покращує технологічні показники. Крім того, експериментальний сошник легший за дисковий на 6 кг, простіший по конструкції та виготовленні, має високу технічну надійність.

Список літератури

1. Горбань С.Ф., Снижка Н.В. Теория вероятности и математическая статистика.- К.: Наука, 1999.. – 160 с.
2. Практикум по сельскохозяйственным машинам / А.И. Любимов, З.И. Вогкий, В.В. Бледных и другие – М.: Колос.–1999. – 191 с.
3. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины: Элементы теории рабочих процессов, расчет регулировочных процессов и режимов работы. – 2-е изд., перераб. и доп.– М.: Колос, 1980. – 671 с.
4. Хоменко М.С. и др. Механизация посева зерновых культур и трав. Справочник / М.С. Хоменко, В.А. Зырянов, В.А. Насонов – К.: Урожай, 1989. – 168 с.
5. Науково обґрунтована система ведення сільського господарства в Лісостепу УРСР П.Л. Погрібняк, В.Ф. Губенко, В.А. Ільченко, М.В. Кузьменко, Т.Т. Польовкін, В.І. Федан. Міністерство сільського господарства в Українській ССР. "Урожай" 1974, – 488 с.

В статье приведен анализ равномерности распределения семян по площади и по глубине заделки при разных способах посева. По результатам экспериментальных исследований обосновано применение трубчато-лапчатого сошника для сплошного посева.

In the article there is the resulted analysis of evenness of distributing of seed on an area and after a depth at different methods of sowing. As a result of experimental researches of grounded application of tubular-palmate soshnic for the continuous sowing.

Одержано 17.11.06

Д.Ю. Артеменко, асистент, І.О. Уманець, студ.
 Кіровоградський національний технічний університет
 О.В. Артеменко, викл.
 Державна льотна академія України

Нейросіткова модель прогнозування швидкості сходження насіння цукрових буряків

Важливу роль в процесі посіву насіння цукрових буряків відіграє правильне формування умов необхідних для його активного проростання. Для оцінки факторів які впливають на цей процес існують класичні методи знаходження їх оптимальних величин, але ці методи дуже трудомісткі, що не відповідає сучасним вимогам до швидкості і якості отримання таких величин. Для задоволення вказаних вимог пропонується використовувати апарат штучної нейронної сітки (ШНС), як найбільш придатний засіб для аналізу великої кількості величин за короткий проміжок часу.
сприятливі умови проростання, швидкість отримання результату, штучна нейронна сітка

В процесі вирощування цукрових буряків швидкість сходів і їх рівномірність залежать не тільки від схожості насіння, а і від умов утворених для нього робочими органами сільськогосподарських машин [1,2,3,4,5,6]. На сьогоднішній день вже існують сорти які здатні забезпечувати схожість до 90% і вище але тільки якість посівного матеріалу не може в повному обсязі гарантувати отримання високих врожаїв. Для того щоб оцінити вплив конкретних факторів, які впливають на швидкість появи сходів, необхідні комплексні трудомісткі експериментальні дослідження по визначенню їх оптимальних значень. В зв'язку з цим, на сучасному етапі розвитку сільськогосподарського виробництва існує необхідність в розробці нових методів автоматизованого прогнозування, направлених на більш швидке отримання результатів в залежності від зміни конкретних вихідних умов.

Для визначення оптимальних значень факторів, які впливають на швидкість сходження насіння, існує класичний метод оптимізації за допомогою повного факторного експерименту (ПФЕ) [7,8]. Оцінку оптимальних умов сходження насіння цукрових буряків можна представити у вигляді блок – схеми (рис. 1). Якщо врахувати найбільш важливі фактори, які впливають на вказаний процес, то отримуємо мінімум шість вхідних параметрів: швидкість руху агрегату V , глибина посіву h , щільність ґрунту на момент посіву ρ , розмір структурних часток ґрунту P_c , вологість W та тиск прикочуючого котка P_2 .

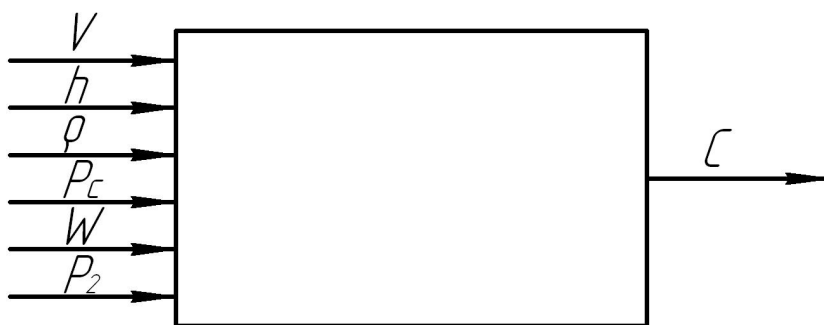


Рисунок 1 – Блок – схема визначення оптимальних значень факторів, які впливають на швидкість сходження насіння

Якщо припустити, що кожен чинник має мінімум три фіксованих значення, то при складанні матриці ПФЕ кількість дослідів буде складати $N = 3^6 = 729$, а при мінімум трикратній повторюваності дослідів ця кількість буде складати 2187, що для практичної реалізації в реальних умовах є дуже складним і трудомістким процесом причому навіть така велика кількість дослідів може не дати очікуваної точності вихідного параметра.

На сьогоднішній день існують більш досконалі і менш трудомісткі методи знаходження оптимальних величин параметрів які впливають на швидкість появи сходів насіння цукрових буряків. З цією метою пропонується використати апарат штучних нейронних сіток (ШНС) [9,10]. ШНС дозволяють з успіхом вирішувати проблеми розпізнавання образів, виконання прогнозів, оптимізації, асоціативної пам'яті, підготовки і ущільнення даних та інші. Багатообіцяючі альтернативні рішення, що пропонуються нейросітками, дозволяють з успіхом застосовувати їх при прогнозуванні технологічних процесів у різних галузях народного господарства. Перевагами нейронних сіток є їх здатність до тренування на прикладах, робота в режимі реального часу, детермінована поведінка в часі (здатність працювати з даними, які не входили до навчальної вибірки) і робастність (можливість роботи з неповними вхідними даними).

Прогнозування швидкості сходження насіння проводилось на основі двошарової прямонаправленої нейронної сітки (двошарового персептрону) (рис. 2).

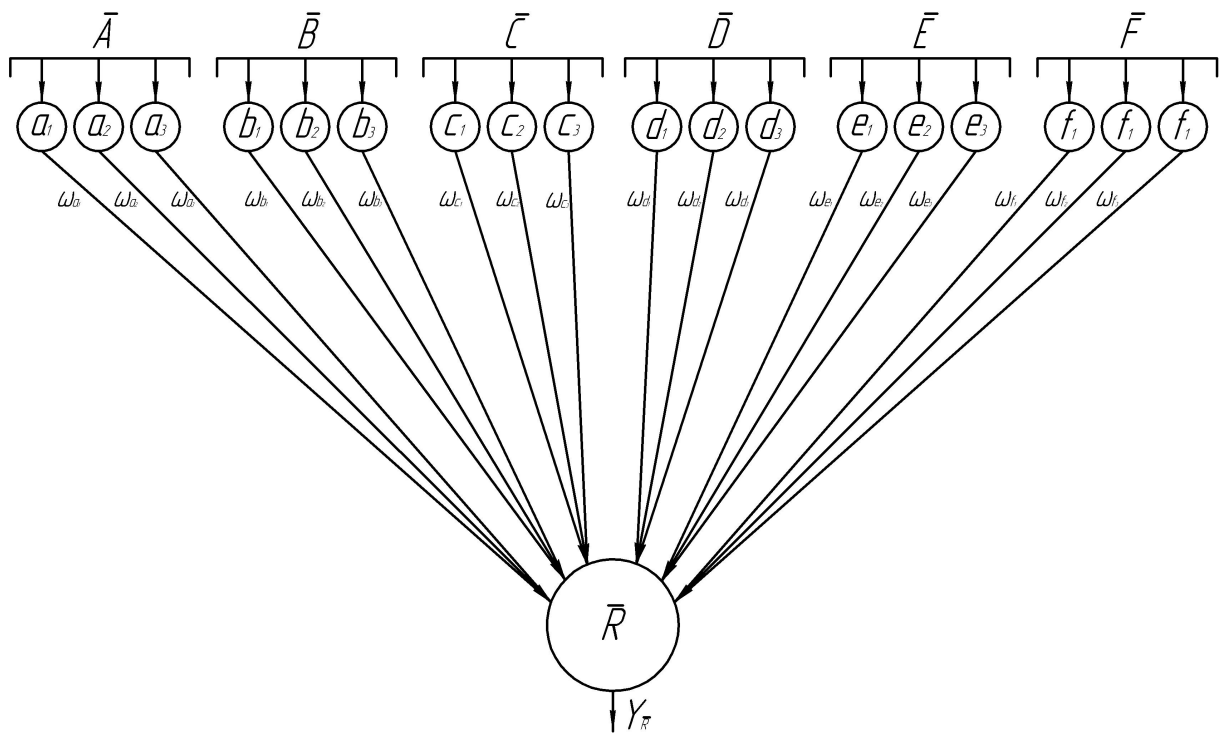


Рисунок 2 – Нейросіткова модель прогнозування швидкості сходження насіння цукрових буряків

Вхідними параметрами моделі є чинники, які впливають на процес сходження:

- компонент \bar{A} – швидкість руху агрегату під час посіву:
 $(a_1 - 1,5 \text{ м/с}; a_2 - 2 \text{ м/с}; a_3 - 2,5 \text{ м/с}), \bar{A} = \{a_i\}, i = \bar{1,3}$;
- компонент \bar{B} – глибина посіву:
 $(b_1 - 3 \text{ см}, b_2 - 4 \text{ см}, b_3 - 5 \text{ см}), \bar{B} = \{b_i\}, i = \bar{1,3}$;
- компонент \bar{C} – щільність ґрунту під час посіву:

$$(c_1 - 0,8 \text{ г/см}^3; c_2 - 1,0 \text{ г/см}^3; c_3 - 1,1 \text{ г/см}^3), \bar{C} = \{c_j\}, j = \overline{1,3};$$

- компонент \bar{D} – розмір структурних часток ґрунту:
($d_1 - 5 \text{ мм}; d_2 - 10 \text{ мм}; d_3 - 20 \text{ мм}$), $\bar{D} = \{d_k\}, k = \overline{1,3};$
- компонент \bar{E} – вологість ґрунту:
($e_1 - 14 \%; e_2 - 18 \%; e_3 - 22 \%$), $\bar{E} = \{e_l\}, l = \overline{1,3};$
- компонент \bar{F} – тиск прикочуючого котка:
($f_1 - 150 \text{ Н}; f_2 - 200 \text{ Н}, f_3 - 250 \text{ Н}$), $\bar{F} = \{f_m\}, m = \overline{1,3}.$

У відповідність кожному вхідному параметру ставиться бінарний вектор, який відображає наявність (1) або відсутність (0) певного чиннику.

Вихідним параметром моделі \bar{R} є відсоток насіння яке зійшло на 16 день після посіву.

Вхідні компоненти $\bar{A}, \bar{B}, \bar{C}, \bar{D}, \bar{E}, \bar{F}$ і відповідний їм вихід \bar{R} задаються з попередніх статистичних даних які були отримані в ході експериментів [1,2,3,4,5,6].

Нейронна сітка реалізована за допомогою нейропакету NeuroPro 0.25. Рішення проводилось по етапам:

1. Підготовка вихідних даних.

Для побудови сітки була підготовлена вибірка з 30 прикладів, кожен з яких визначає відсоток насіння яке зійшло при визначених умовах проведення експерименту.

2. Завдання топології нейронної сітки.

Для дослідження нами використана нейронна сітка з одним прихованим шаром. Для оцінки числа нейронів в прихованому шарі використовуємо формулу для оцінки необхідного числа синаптичних ваг L_w в багатошаровій сітці з сигмоїдальними передаточними функціями:

$$\frac{mN}{1 + \log_2 N} \leq L_w \leq m \left(\frac{N}{n} + 1 \right) (n + m + 1) + m, \quad (1)$$

де n - число вхідних нейронів (для нашої сітки – 18);

m - число вихідних нейронів (1);

N - число елементів навчаючої вибірки (60).

Оцінивши необхідне число ваг, можна розрахувати число нейронів в прихованих шарах. Для двошарової сітки ця кількість буде складати:

$$L = \frac{L_w}{n + m}, \quad (2)$$

$$\frac{N}{10} - n - m \leq L \leq \frac{N}{2} - n - m. \quad (3)$$

Використання формули (1) дає мінімальне значення 6 і максимальне значення 87. Із формули (2) слідує, що це число нейронів в прихованому шарі повинно бути від 2 до 4. Із виразу (3) видно, що це число не повинно перевищувати 11. Так як воно вже не перевищує 4 - приймаємо число нейронів в прихованому шарі 4.

3. Навчання ШНС:

Відбувалось шляхом модифікації вагових коефіцієнтів зв'язків між нейронами до моменту, коли помилка досягає мінімального значення й перестає зменшуватись.

Найбільш прийнятним методом навчання ШНС є навчання з вчителем, процедурою оберненого поширення помилки [9,10], суть якого полягає в поширенні помилки від виходів сітки до входів в напрямку, оберненому поширенню сигналів у персептроні.

Для навчання використовувалась нелінійна сигмоїдна функція активації:

$$f(x) = \frac{1}{1 + e^{-ax}}, \quad (4)$$

де $a > 0$.

Вихідні поля при навчанні сітки оцінювались методом найменших квадратів з люфтом, коли цільовою функцією помилки нейронної сітки, що мінімізується, є величина:

$$\xi = \sum_j P(\Delta), \quad (5)$$

де $P(\Delta) = \begin{cases} (|\Delta| - 1)^2, & \text{якщо } |\Delta| \geq 1 \\ 0, & \text{якщо } |\Delta| < 1 \end{cases}$ – функція активації;

$\Delta = \left(\frac{Y_j - Y'_j}{\varepsilon} \right)$ – результат комбінування j елементів;

Y_j та Y'_j – відповідно, вихід згідно з навчальною вибіркою і вихід нейронної сітки;

ε – люфт, який може змінюватись від 0 до границь діапазону змін значень даного поля.

Нейропакетом NeuroPro 0.25 люфт автоматично визначається в 10 % від діапазону, при цьому сітка навчається передбачати значення даного поля з точністю $\pm 10\%$ від діапазону зміни значень, що нас цілком задовольняє.

Алгоритм навчання розглянутих перцептронів був наступний:

1. Проініціювати елементи вагової матриці випадковими числами в інтервалі [0-1].

2. Подати на вхід бінарний вектор вхідних компонентів \bar{A} , \bar{B} , \bar{C} , \bar{D} , \bar{E} , \bar{F} і вирахувати виходи сітки, що розглядається.

3. Якщо вихід правильний, тобто, ШНС навчилася розрізняти входи, то перейти до п. 5, інакше – обчислити різницю між необхідним і одержаним значенням виходів ξ .

Модифікувати ваги у відповідності з формулою:

$$W_{ij}(t+1) = W_{ij}(t) + \eta \xi x_i, \quad (6)$$

де t та $(t+1)$ - номери біжучої та наступної ітерації;

η - коефіцієнт швидкості навчання, $0 < \eta < 1$;

x_i - номер i - го входу;

j - номер нейрона у вихідному шарі.

4. Повторити цикл з п. 2, поки на виході сітки не одержимо $Y_j = Y'_j$ або ξ , що задовольняє постановці задачі.

5. Кінець.

Для навчання ШНС був використаний алгоритм градієнтного спуску зі збуренням, який дозволяє подолати локальні нерівності поверхні помилки і не зупинятися на локальних мінімумах. Метод зворотного поширення з урахуванням збурення реалізує наступне нарощення вагових коефіцієнтів:

$$\delta W_{ij}(t) = \phi \delta W_{ij}(t-1) + (1 - \phi) \eta g(t), \quad (7)$$

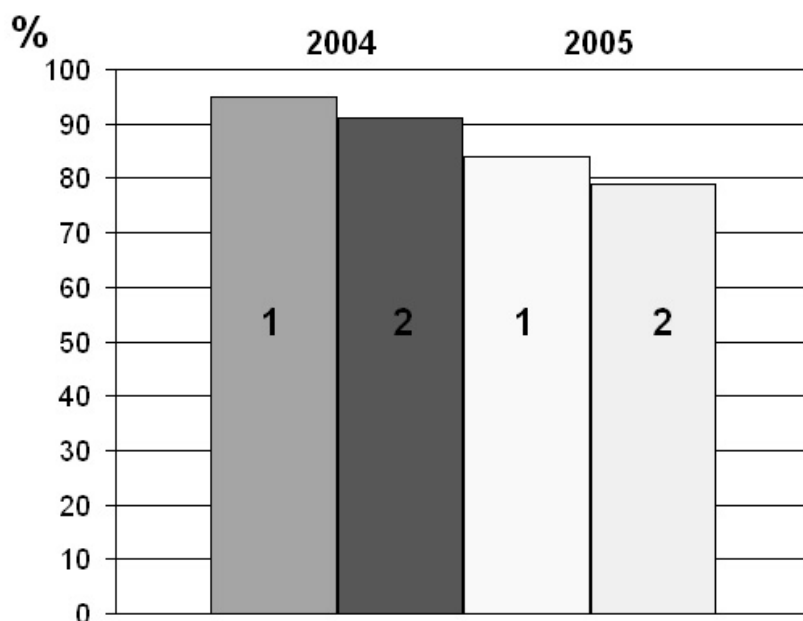
де δ - приріст вектора ваг;

ϕ - параметр збурення;

$g(t)$ - вектор градієнта функціонала помилки на t - й ітерації.

Навчання ШНС в такому випадку є результатом її функціонування, а не попереднім наповненням знаннями людини. В залежності від вимог покладених на функціонування ШНС можна збільшувати як кількість конкретних значень кожного вхідного фактора так і кількість самих факторів, а також отримувати більшу кількість вихідних величин.

Для підтвердження високої достовірності отриманих результатів нами було проведено співставлення теоретичних розрахунків з експериментальними даними. Досліди проводились при посіві цукрових буряків на полях ФГ “Рось” Новоукраїнського району, Кіровоградської області в 2004 – 2005 роках. Вхідні величини параметрів для сітки співпадали з реальними умовами проведення дослідів (швидкість руху агрегату $V=2$ м/с, глибина посіву $h=3$ см, щільність ґрунту на момент посіву $\rho=0,8$ г/см³, розмір структурних часток ґрунту $P_c=10$ мм, вологість $W=22$ % та тиск прикочуючого котка $P_2=200$ Н) результати перевірки наведені на рис. 3.



1 – результати експериментів; 2 – результати розраховані ШНС

Рисунок 3 – Графіки експериментальних і розрахункових значень схожості насіння:

Тестування сітки показало високу точність визначення відсотку насіння яке зійшло на момент 16 днів від початку посіву (помилка Δ між дійсною схожістю та отриманою за допомогою сітки складає не більше 5%), що підтверджує придатність такого метода для оцінювання чинників які впливають на складні сільськогосподарські процеси.

Висновки:

1. Аналіз існуючих методів проведення оптимізації складних сільськогосподарських процесів показав, що класичний метод ПФЕ не в повній мірі задовольняє сучасним вимогам до швидкості і якості проведення дослідів, на сьогоднішній день існують більш потужні і ефективні засоби – наприклад апарат ШНС.
2. Теоретичні дослідження процесу роботи і можливостей ШНС дали можливість встановити її придатність для аналізу процесу сходження насіння цукрових буряків.

3. Встановлено, що апарат ШНС з високою точністю в залежності від заданих значень вхідних чинників (в межах 5%) спрогнозував відсоток насіння яке зійшло на 16 день після посіву.

Список літератури

- 1 Гончарук Г.С. Якісна сівба цукрових буряків запорука високого врожаю // Цукрові буряки. – 2001. – №2. – С. 8-9.
- 2 Ковтун Ю.И. Почвенные условия всхожести семян // Сахарная свекла. – 1972. – №3. – С. 19-22.
- 3 Свиридов В.Д. О глубине заделки семян. // Сахарная свекла. – 1977. – №4 – С. 23-24.
- 4 Кобец В.М., Печенкина К.М. Глубина заделки и полевая всхожесть семян. // Сахарная свекла. – 1978. – №4 – С. 16-17.
- 5 Приходько П.М., Ольховский Г.Ф. Влияние глубины заделки семян на всхожесть сахарной свеклы: В кн.: Вопросы биологии, селекции и агротехники полевых и плодовых культур. Харьков, 1971. – С. 121-126, (Тр. Харьковского СХИ; т. 153).
- 6 Гнатенко М.В. Сроки сева и глубина заделки семян // Сахарная свекла. – 1978. – №2 – С. 28-29.
- 7 Налимов В.В., Чернова Н.А. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. – М., 1965. – 340 с.
- 8 Хайлис Г.А., Ковалев М.М. Исследования сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. – М.: Колос, 1994. – 169 с.
- 9 Круглов В.В., Борисов В.В. Искусственные нейронные сети. Теория и практика. – М.: Горячая линия – Телеком, 2002. – 382 с.
- 10 Калан Р. Основные концепции нейронных сетей.: Пер. с англ. – М.: Издательский дом “Вильямс”, 2001. – 288 с.

Важную роль в процессе посева семян сахарной свеклы играет правильное формирование условий необходимых для их активного прорастания. Для оценки факторов, которые влияют на этот процесс, существуют классические методы нахождения их оптимальных величин, но эти методы очень трудоемкие, что не соответствует современным требованиям к скорости и качеству получения таких величин. Для удовлетворения указанных требований предлагается использовать аппарат искусственной нейронной сети (ИНС), как наиболее подходящий вариант для анализа большого количества величин за короткое время.

The important role during crop of seeds of sugar beet is played with correct formation of conditions necessary for their active germination. For an estimation of factors which influence this process, there are classical methods of a presence of their optimum sizes, but these methods very toifful, that does not correspond to modern requirements by the speed and quality of such sizes reception. For satisfaction of the specified requirements it is offered to use the device of piece neural network, as the most suitable variant for the analysis of a plenty of sizes for short time.

Одержано 25.10.06

Способ повышения производительности ротационного сверлильного станка

Приведено описание разработанного автором способа повышения производительности ротационного сверлильного станка за счёт повышения средней частоты вращения ротора без снижения стойкости режущего инструмента и описание устройства для осуществления способа.

ротационный станок, ротор, револьверная головка, частота вращения ротора, регулярные рельефы, производительность

Производительность ротационного сверлильного станка, описанного в [1] и реализующего схему обработки регулярных периферийных рельефов и профилей в деталях класса дисков, (например, ячеек высевающих дисков сеялок) представленную на рис. 1 определяется по одной из формул:

$$\Pi = Z_{\text{д}} \cdot n_p \cdot \eta_{\text{исп}}, \frac{\text{рельефов}}{\text{мин}} \quad (1)$$

или

$$\Pi = \frac{Z_{\text{д}} \cdot n_p \cdot \eta_{\text{исп}}}{Z_0}, \frac{\text{дет.}}{\text{мин}} \quad (2)$$

где $Z_{\text{д}}$ – количество установленных на роторе обрабатываемых деталей (т.е. количество рельефов, которые можно обработать за оборот ротора);

n_p – частота вращения ротора, мин^{-1} ;

$\eta_{\text{исп}}$ – коэффициент технического использования станка, [2]

Z_0 – количество рельефов (отверстий, ячеек) в одной детали.

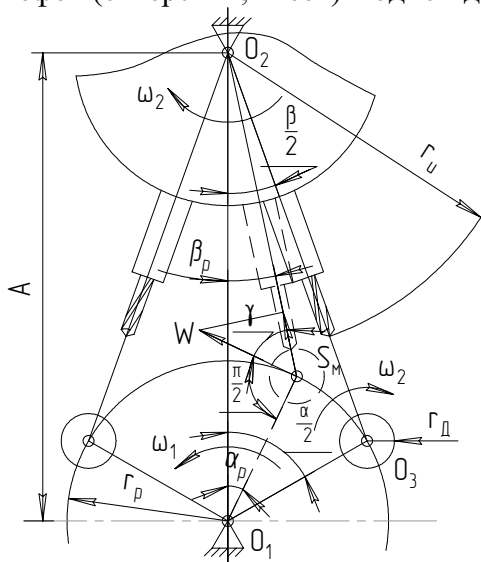


Рисунок 1 – Схема к определению закона подачи

Величина $Z_{\text{д}}$ зависит от размеров обрабатываемых деталей и размеров ротора и поэтому является трудноуправляемой. Таким образом, основным резервом повышения производительности такого станка является повышение частоты вращения ротора. Из

схемы рис. 1 следует, что минутная подача деталей на инструменты S_M , которая должна быть не больше допустимой, равна

$$W \sin(\alpha_p + \beta_p) = 2\pi r_p \cdot n_p \sin(\alpha_p + \beta_p), \quad (3)$$

где α_p и β_p – углы поворотов ротора и кинематически связанной с ним и его шпинделями, посредством многоцепочного мальтийского механизма, звездообразной шпиндельной револьверной головки, соответствующие моменту врезания инструмента, где:

$$\alpha_p = \arccos \frac{r_p^2 + A^2 - (r_u + r_d)^2}{2Ar_p}; \quad (4)$$

$$\beta_p = \arctg \frac{r_p \cdot \sin \alpha_p}{A - r_p \cdot \cos \alpha_p}; \quad (5)$$

$$r_p = \frac{(r_d - h + r_u) \sin \frac{\beta}{2}}{\sin \gamma - \sin \frac{\beta}{2}}; \quad (6)$$

$$A = r_p + r_d + r_u - h; \quad (7)$$

$$\gamma = 180^\circ - \frac{\alpha + \beta}{2}, \quad (8)$$

α - угловой шаг шпинделей (позиций) ротора;

β - угловой шаг шпинделей револьверной головки;

h - глубина рельефа или отверстия.

В работе [3] было показано, что при синусоидальном законе изменения подачи, реализуемом, например, с помощью многоцепочного мальтийского механизма она (подача) без ущерба для стойкости режущего инструмента может быть увеличена, по сравнению с традиционным способом обработки при $[S_M] = const$, в 2,3 раза, поэтому в данном случае принимаем

$$[S_M] = 4,6\pi \cdot r_p \cdot \sin(\alpha_p + \beta_p). \quad (9)$$

Из этой формулы следует, что по мере внедрения инструмента в обрабатываемую деталь и уменьшения углов α_p и β_p минутная подача будет уменьшаться, что дает возможность, для ее поддержания на допустимом уровне, увеличить частоту вращения ротора и, таким образом, повысить производительность станка.

На основании этих предпосылок и проведенных исследований автором статьи был разработан способ повышения производительности, сущность которого состоит в том, что минимальную частоту вращения ротора, обеспечивающую допустимую минутную подачу в пределах углового шага его позиций, начиная с момента врезания инструмента и до окончания обработки рельефа(отверстия) постепенно увеличивают по закону:

$$n_p = \frac{[S_M]}{14,4 \sin \left(\varphi + \arcsin \frac{r_p \cdot \sin \varphi}{r_u + r_d} \right) r_p}, \quad (10)$$

а при выводе инструмента из отверстия путем поворота ротора на угол

$$\varphi_{xx} = (\alpha - \alpha_p), \quad (11)$$

частоту его вращения постепенно понижают по закону

$$n_p = \frac{(n_{pmax} - n_{pmin}) 180^\circ \varphi}{\pi(\alpha - \alpha_p)} + n_{pmin}, \quad (12)$$

где φ – текущий угол поворота ротора (в данном случае против часовой стрелки, хотя он может вращаться и в обратном направлении), убывающий за время обработки отверстия до нуля, начиная с $\varphi_0 = \alpha_p$

n_{pmax} – максимальная частота вращения ротора перед окончанием обработки отверстия, когда сумма $\alpha_p + \beta_p \rightarrow 0$;

n_{pmin} – минимальная частота вращения ротора, обеспечивающая допустимую минутную подачу;

φ_{xx} – угол холостого поворота ротора.

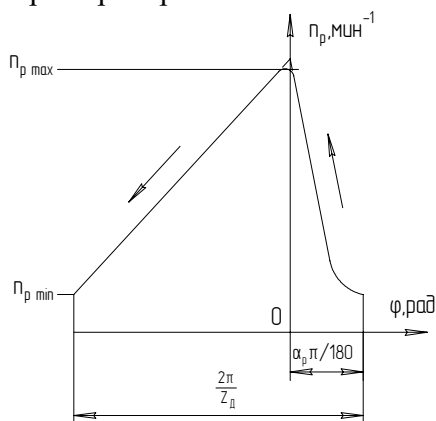


Рисунок 2 - График, характеризующий закон изменения частоты вращения ротора

На рис.2 представлен график, характеризующий предлагаемый закон изменения частоты вращения ротора, в пределах углового шага его позиций. Циклическое изменение частоты вращения ротора в пределах углового шага его позиций по такому закону позволит в несколько раз повысить среднюю частоту вращения ротора, а, следовательно, во столько же раз повысить производительность станка, что подтверждается следующим расчетом средней частоты вращения ротора при обработке отверстий $\varnothing 15 \times 15$ мм под шарики, расположенных на цилиндрической поверхности массивного сепаратора $\varnothing 100$ мм из сплава Д1Т шарикоподшипника 211D с допустимой минутной подачей $[S_M] = 1076,4$ мм/мин, рассчитанной по методике [4] и увеличенной в 2,3 раза согласно [3] на шестипозиционном роторном станке, у которого $\alpha = 60^\circ$ двенадцатишпindleльной звездообразной револьверной головкой, у которой $\beta = 30^\circ$.

Определяем необходимые для расчета исходные данные:

1. из конструктивных соображений принимаем $r_p = 265$ мм;
2. $A = r_p + r_d - h + r_u = 265 + 50 - 15 + 400 = 700$ мм;
3. $\alpha_p = \arccos \frac{265^2 + 700^2 - (50 + 400)^2}{2 \cdot 700 \cdot 265} = \arccos \frac{357725}{371000} = 15,373^\circ$;
4. $\beta_p = \arctg \frac{265 \cdot \sin 15,373^\circ}{700 - 265 \cos 15,373^\circ} = \arctg \frac{70,25}{444,5} = 8,98^\circ$;
5. $\alpha_p + \beta_p = 15,373^\circ + 8,98^\circ = 24,353^\circ$;
6. $n_{pmin} = \frac{468 \cdot 2,3}{6,28 \cdot 265 \sin 24,353^\circ} = 1,57$ мин⁻¹;
7. $n_{pmax} = \frac{468 \cdot 2,3}{6,28 \cdot 265 \cdot \sin 3^\circ} = \frac{468 \cdot 2,3}{6,28 \cdot 265 \cdot 0,052} = 12,4$ мин⁻¹

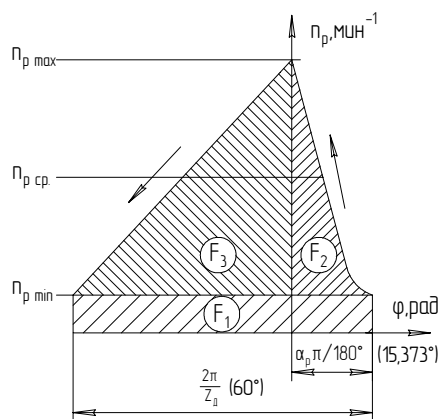


Рисунок 3 – К расчету средней частоты вращения ротора

Примечание: в данном случае перед окончанием обработки отверстия принимаем $\alpha_p + \beta_p = 3^\circ$, так как при $\alpha_p + \beta_p = 0$ формула для расчета $n_{p\max}$ теряет смысл.

Определяем площадь фигуры, ограниченной графиком, рис.3:

$$8. F_1 = n_{p\min} \cdot \frac{2\pi}{Z_d} = 1,57 \cdot \frac{6,28}{6} = 1,643 \text{ мин}^{-1} \cdot \text{рад}$$

$$9. F_2 = \frac{2,3[S_M]}{2\pi r_p} \cdot \int_0^{\alpha_p} \frac{d\varphi}{\sin \varphi} = 0,647 \left| \ln \operatorname{tg} \frac{15,373}{2} \right| = 1,29 \text{ мин}^{-1} \cdot \text{рад}$$

10.

$$F_3 = \frac{n_{p\max} - n_{p\min}}{2} \pi \left(\frac{2}{Z_d} - \frac{\alpha_p}{180^\circ} \right) = \frac{12,4 - 1,57}{2} \cdot 3,14 \left(\frac{2}{6} - \frac{15,373}{180^\circ} \right) = 4,216 \text{ мин}^{-1} \cdot \text{рад}$$

$$11. n_{p\text{ ср}} = \frac{\sum_{i=1}^3 F_i Z_d}{2\pi} = \frac{(1,643 + 1,29 + 4,216) \cdot 6}{6,28} = 6,83 \text{ мин}^{-1}$$

Таким образом, средняя частота вращения ротора в данном случае в 4,35 раза больше чем $n_{p\min} = 1,57 \text{ мин}^{-1}$, обеспечивающая допустимую подачу.

Для управления частотой вращения ротора в функции нагрузки на его электропривод разработано устройство, схема которого представлена на рис.4. Устройство состоит из следующих основных элементов: электродвигателя постоянного тока с якорным управлением 1, выполняющего функцию привода ротора, заключенного в стальной корпус соленоида 2, крышки 3, подвижно установленного в отверстие соленоида ферромагнитного сердечника 4, соосно соединенной с ним диамагнитной направляющей 5, поджатой расположенной в крышке 3 пружиной 6, предназначенного для регулирования усилия пружины специального винта 7, двух, оппозитно расположенных в радиальном отверстии головки сердечника и взаимно подпружиненных скользящих контактов 8,9, взаимодействующего с контактом 8 нелинейного потенциометра 10, профиль нерабочей стороны каркаса которого выполнен по закону, пропорциональному первой производной от функции (10), взаимодействующего с контактом 9 линейного потенциометра 11, профиль нерабочей стороны каркаса которого выполнен по закону, пропорциональному первой производной от функции (12) [5], электромагнитного реле 12 с нормально открытым и нормально закрытым контактами, конечного выключателя 13, взаимодействующего с сердечником 4 и конечного выключателя 4, взаимодействующего с кулачками револьверной головки.

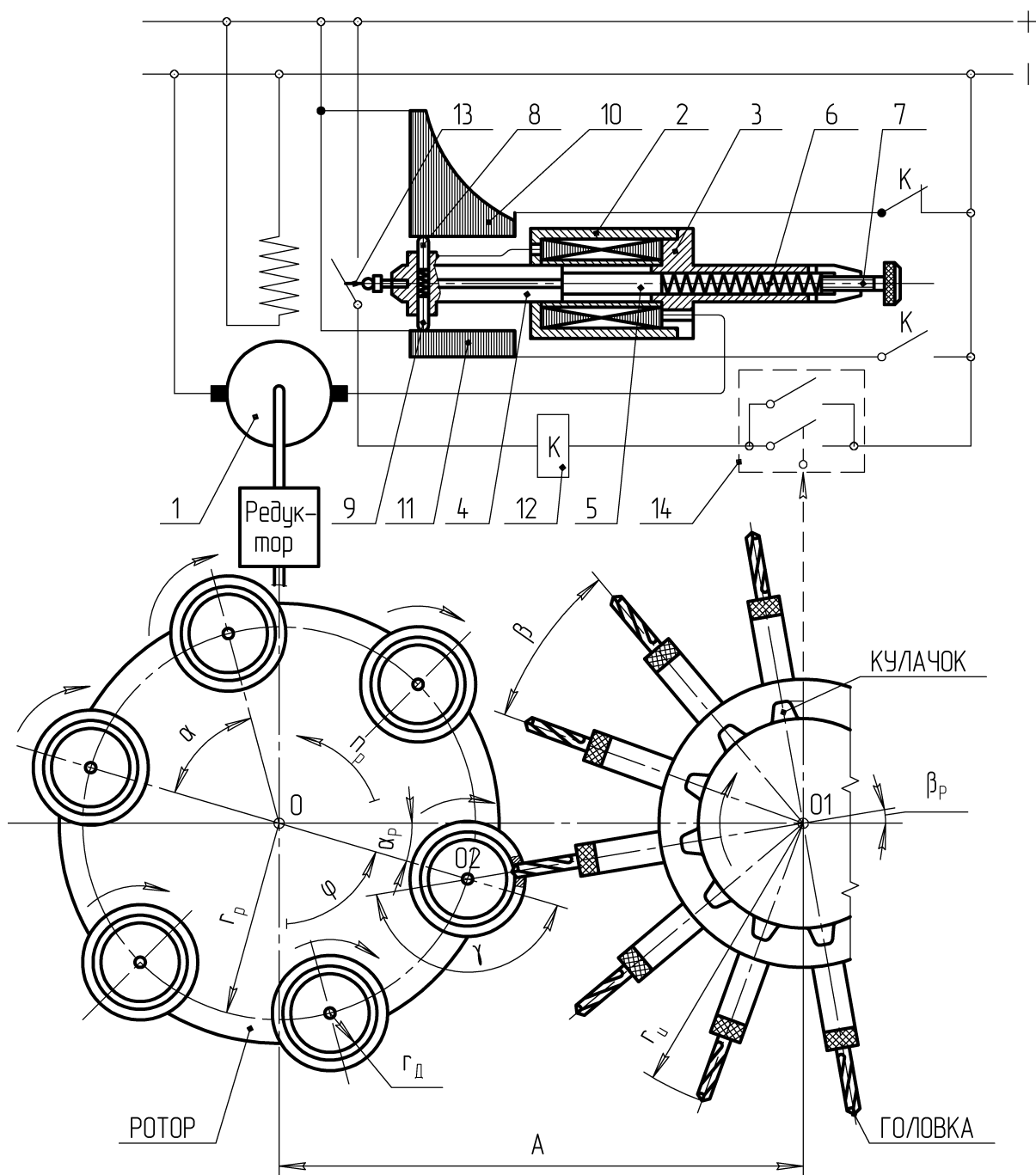


Рисунок 4 – Схема устройства для управления частотой вращения ротора

Устройство работает следующим образом: до врезания инструмента на обмотку управления электродвигателя подаются снимаемый с потенциометра 10 сигнал, составляющий (40-45)% от номинального напряжения U_B , подаваемого на обмотку возбуждения электродвигателя. Этот сигнал обеспечивает частоту вращения ротора, достаточную для осуществления допустимой подачи. При врезании инструмента, когда подача в силу особенностей, используемого для ее осуществления многоцевочного мальтийского механизма уменьшается, а вращающий момент – M двигателя увеличивается, ток в последовательно соединенных обмотках соленоида и якоря согласно зависимости

$$I = \frac{M}{C_1 \cdot C_2 \cdot U_B}, [6] \quad (13)$$

где C_1, C_2 – постоянные для выбранного электродвигателя величины, возрастает, что увеличивает действующую на сердечник 4 пондеромоторную силу соленоида, которая по мере внедрения инструмента в деталь втягивает сердечник, а он – сжимает пружину 6, освобождая нормально открытый контакт взаимодействующего с ним конечного выключателя 13 и перемещает скользящий контакт 8 в сторону уменьшения сопротивления, обеспечивая повышение напряжения управления и частоты вращения ротора по закону (10). Когда инструмент внедрится в деталь на необходимую глубину h , которая регулируется величиной вылета инструмента $r_{и}$ головки, ее кулачек нажимает на конечный выключатель 14 и включает реле 12, которое с помощью своего нормально закрытого контакта выключает потенциометр 10 и одновременно с помощью своего нормально открытого контакта включает потенциометр 11. Так как при выводе инструмента из отверстия сила тока в соленоиде и развиваемая им пондеромоторная сила снижаются, предварительно сжатая пружина 6, будет перемещать сердечник 4 в исходное положение во время чего связанный с ним контакт 9 вместе с потенциометром 11 будут уменьшать напряжение управления и частоту вращения ротора по закону (12). При достижении сердечником исходного положения он нажмет на конечный выключатель 13 и выключит реле 12, подготавливая таким образом условия для повторения цикла.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что предложенный режим работы сверлильного станка позволяет повысить его производительность без снижения стойкости режущего инструмента

Список литературы

1. Деклараційний патент України №7247 7. В21К5/00, В23Н9/14 на ротаційний верстат для обробки отворів. Бюл №6 від 15.06.2005р. авт. Безуглий Л.І.
2. Справочник технолога-машиностроителя том 1 под ред. к.т.н. Косиловой А.Г. и др. М., Машиностроение, 1985. - 598 с.
3. Збірник наукових праць Кіровоградського національного університету. Вип. 16, С. 118, Кіровоград, 2005.
4. Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов. //Справочник под ред. к.т.н. Баранчикова В.М.– М.: «Машиностроение», 1990.– 265 с.
5. И.Ф.Бородин. Технические средства автоматики.– М.: «Колос».– 1982.– 238 с.
6. Ф.М. Юферов. Электрические двигатели автоматических устройств.– М.-Л.: «Госэнергоиздат», 1959.– 182 с.

Наведено опис розробленого автором способу підвищення продуктивності ротаційного сверлильного верстата за рахунок підвищення середньої частоти обертання ротору без зниження стійкості ріжучого інструменту і опис пристрою для здійснення способу.

Description of the method of increase of productivity of rotary drilling machine-tool developed by an author is resulted due to the increase of midfrequency of rotation of rotor without the decline of firmness of toolpiece and description of device for realization of method

Получено 8.11.06

Виведення рівнянь кінематичного ланцюга планетарного столу

В статті виведено рівняння кінематичного ланцюга планетарного столу з ЧПК для обробки робочих профілів деталей позацентридних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення планетарний стіл з ЧПК, кінематичний ланцюг, кінематична схема, позацентридна епіциклоїдальна передача внутрішнього зачеплення

Широкому застосуванню позацентридних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення (ПЕПВЗ) в сільськогосподарській техніці, гідравлічних машинах та механізмах заважають технологічні складнощі їх виготовлення, що обумовлено складними робочими профілями деталей.

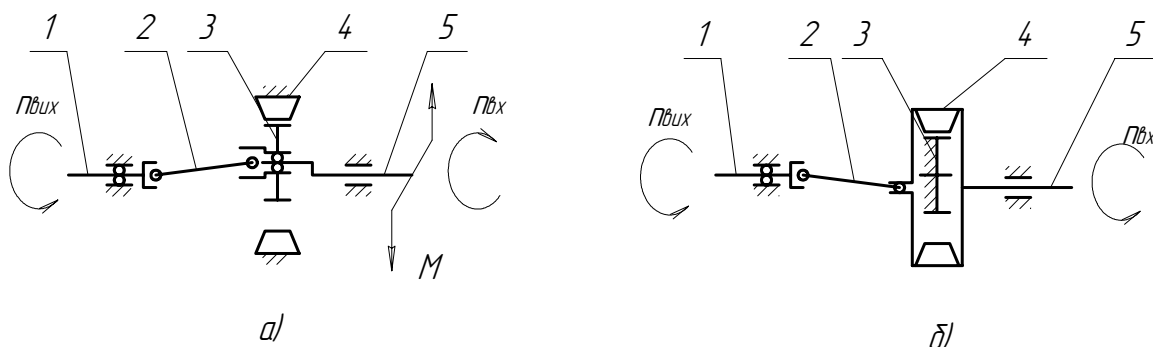
Лезову та абразивну обробку робочих профілів деталей позацентридних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення доцільно здійснювати на планетарному столі з ЧПК (ПС) [1,2], що дає можливість підвищення гнучкості виробництва та точності.

Використання ПС дає змогу виконувати переналагодження верстата на обробку деталей ПЕПВЗ з будь-якими геометричними параметрами.

Метою роботи є визначення рівнянь кінематичного ланцюга ПС, які дають можливість встановлення частот обертання взаємодіючих двигунів.

Верстатне зачеплення ПЕПВЗ доцільно замінити схемами адекватних планетарних зубчастих передач, які представлені на рис. 1.

При цьому верстатне зачеплення при обробці колеса з зовнішніми зубцями замінює схема рис. 1а, а з внутрішніми зубцями – рис. 1б.



1- вихідний вал з частотою обертання $n_{\text{вих}}$; 2- шарнір; 3- сателіт з числом зубців z_2 ; 4- сонячне колесо з числом зубців z_1 ; 5- вхідний вал з частотою обертання $n_{\text{вх}}$.

Рисунок 1 - Планетарна зубчаста передача:
а) з нерухомим сонячним колесом;
б) з нерухомим сателітом

Передавальні відношення визначаються за формулами:
- для обробки колеса із зовнішніми зубцями (рис. 1а):

$$i = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вих}}} = \frac{z_2}{z_1 - z_2}; \quad (1)$$

- для обробки колеса із внутрішніми зубцями (рис. 1б):

$$i = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вих}}} = \frac{z_1}{z_1 - z_2}. \quad (2)$$

На рис. 2 приведена кінематична схема ПС.

Розглядаєма кінематична схема повинна відтворювати при обробці рух обкату з передаточними відношеннями (1) і (2).

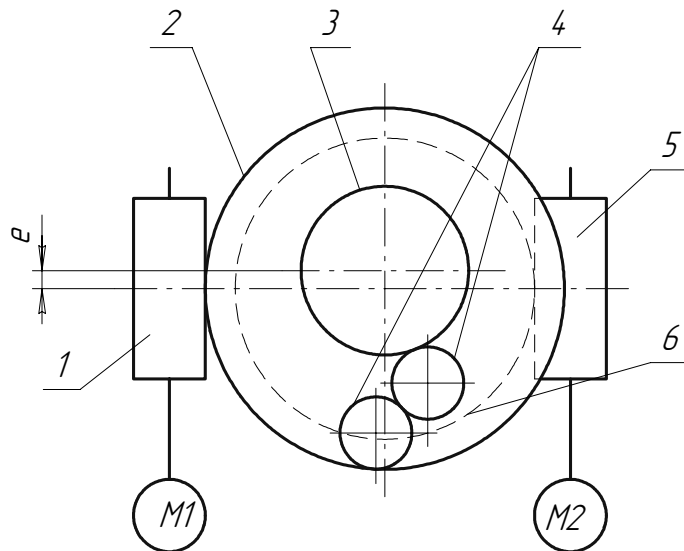
Вхідною ланкою даної кінематичної схеми являється черв'ячне колесо 6, а вихідною – зубчасте колесо 3. При цьому передаточне відношення визначається за формулами:

- для обробки колеса з зовнішніми зубцями:

$$i = \frac{n_6}{n_3} = \frac{z_2}{z_1 - z_2}; \quad (3)$$

- для обробки колеса з внутрішніми зубцями:

$$i = \frac{n_6}{n_3} = \frac{z_1}{z_1 - z_2}. \quad (4)$$



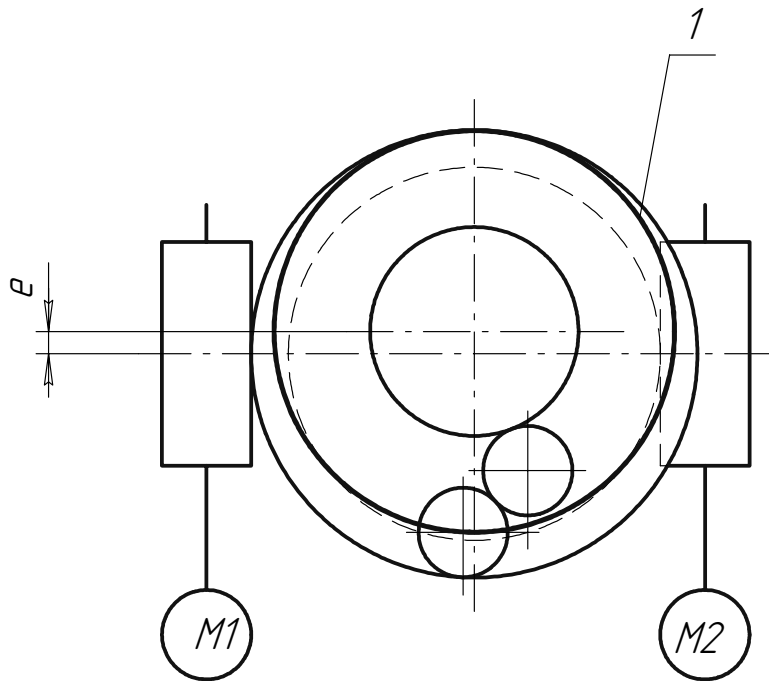
1- черв'як привідний колеса 2 з числом заходів K_2 ; 2- комбіноване черв'ячне колесо з числом зубців $Z_{\text{чк}2}$ та із внутрішнім зубчастим вінцем з числом зубців $Z_{\text{вн}2}$; 3- зубчасте колесо співвісне зі столом з числом зубців $Z_{\text{зк}3}$; 4- паразитні шестерні з числом зубців $Z_{\text{зк}4}$; e – ексцентриситет в передачі адекватний ексцентриситету передачі по рис.1; 5- черв'як привідний колеса 6 з числом заходів K_5 ; 6- черв'ячне колесо вхідного приводу з числом зубців $Z_{\text{чк}6}$.

Рисунок 2 – Кінематична схема планетарного стола

Співвідношення між числами зубців внутрішнього вінця черв'ячного колеса 2 $Z_{\text{вн}2}$ і зубчастого колеса 3 $Z_{\text{зк}3}$ адекватне співвідношенню зубців z_1 і z_2 , яке визначається за формулою:

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{Z_{\text{зк}3}}{Z_{\text{вн}2}}. \quad (5)$$

Проте необхідність розміщення двох паразитних коліс 4 не дає можливості виконувати колесо 3 з розрахунковим числом зубців. В зв'язку з цим замінюємо його умовним колесом $z'_{\text{зк}3}$ (рис. 3).



1 – замінює коло.

Рисунок 3 - Кінематична схема планетарного столу з замінюючим колесом

Число зубців замінюючого колеса $z'_{зк.3}$ визначається за формулою:

$$z'_{зк.3} = \frac{z_2 \cdot z_{вн.2}}{z_1}. \quad (6)$$

З урахуванням формул (3) і (4) виведемо значення n_3 для обробки внутрішнього і зовнішнього коліс:

- для обробки колеса з зовнішніми зубцями:

$$n_3 = \frac{(z_1 - z_2)n_6}{z_2}; \quad (7)$$

- для обробки колеса з внутрішніми зубцями:

$$n_3 = \frac{(z_1 - z_2)n_6}{z_1}. \quad (8)$$

Одночасно на основі схеми рис. 3:

- для обробки колеса з зовнішніми зубцями:

$$n_3 = \frac{(z_{вн.2} - z'_{зк.3})n_6}{z'_{зк.3}} \cdot 4 \quad (9)$$

- для обробки колеса з внутрішніми зубцями:

$$n_3 = \frac{(z_{вн.2} - z'_{зк.3})n_6}{z_{вн.2}}. \quad (10)$$

Прирівнюємо формули (7) і (9) і визначаємо відношення числа зубців для внутрішнього колеса:

$$\frac{(z_1 - z_2)n_6}{z_2} = \frac{(z_{вн.2} - z'_{зк.3})n_6}{z'_{зк.3}}. \quad (11)$$

Прирівняємо формули (8) і (10) і визначаємо відношення чисел зубців для зовнішнього колеса:

$$\frac{(z_1 - z_2)n_6}{z_1} = \frac{(z_{\text{вн.2}} - z'_{\text{зк.3}})n_6}{z_{\text{вн.2}}}. \quad (12)$$

Число обертів двигуна M_1 визначаємо із відношення:

$$n_{M1} \frac{K_1}{z_{\text{чк.2}}} \frac{z_{\text{вн.2}}}{z'_{\text{зк.3}}} = n_3. \quad (13)$$

Звідки:

$$n_{M1} = \frac{n_3}{K_1} \frac{z_{\text{чк.2}}}{z_{\text{вн.2}}} z'_{\text{зк.3}} = n_3. \quad (14)$$

Число обертів двигуна M_2 визначаємо із співвідношення:

$$n_{M2} \frac{K_5}{z_{\text{чк.6}}} = n_6. \quad (15)$$

Виразивши значення n_6 через n_3 з формул (9) і (10) отримаємо:

- для обробки колеса з зовнішніми зубцями:

$$n_{M2} \frac{K_5}{z_{\text{чк.6}}} = \frac{n_3}{(z_{\text{вн.2}} - z'_{\text{зк.3}})} z'_{\text{зк.3}}; \quad (16)$$

- для обробки колеса з внутрішніми зубцями:

$$n_{M2} \frac{K_5}{z_{\text{чк.6}}} = \frac{n_3}{(z_{\text{вн.2}} - z'_{\text{зк.3}})} z_{\text{вн.2}}. \quad (17)$$

Звідки:

- для обробки колеса з зовнішніми зубцями:

$$n_{M2} = \frac{n_3}{(z_{\text{вн.2}} - z'_{\text{зк.3}})} \frac{z'_{\text{зк.3}}}{K_5} z_{\text{чк.6}}; \quad (18)$$

- для обробки колеса з внутрішніми зубцями:

$$n_{M2} = \frac{n_3}{(z_{\text{вн.2}} - z'_{\text{зк.3}})} \frac{z_{\text{вн.2}}}{K_5} z_{\text{чк.6}}. \quad (19)$$

Виведені рівняння дають змогу виконати налагодження планетарного стола на обробку деталей ПЕПВЗ з будь-якими геометричними параметрами.

Список літератури

1. Поворотний стіл зі змінним ексцентриситетом: Пат. 46348 Україна, МПК 7В 23F5/00 № 2001064472/UA: Заявл. 26.06.2001; Опубл. 15.05.2002, Бюл. №5.
2. Скібінський О.І. Удосконалення процесу формоутворення робочих поверхонь цівкових коліс позацентроїдних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення; Автореферат дисертації кандидата технічних наук: 05.03.01/ Кіровоградській національний технічний університет. – Кіровоград, 2004. – 20 с.

В статье выведено уравнение кинематической цепи планетарного стола с ЧПУ для обработки рабочих профилей деталей внецентроидных эписциклоидальных передач внутреннего зацепления.

In clause the equation of a kinematic circuit of a planetary table with Numerical program control for processing working structure of extracentroid epicycloidal transfer of internal gearing.

Одержано 10.10.06

О.І. Скібінський, ст. викл., канд. техн. наук., М.М. Підгасцький, доц., канд. техн. наук,
А.І. Четвертак, студ.
Кіровоградський національний технічний університет

Спосіб шліфування робочого профілю цівкового колеса епіциклоїдальної передачі в умовах обкату

В статті розроблено спосіб шліфування робочого профілю цівкового колеса позацентроїдної епіциклоїдальної передачі внутрішнього зачеплення в умовах обкату.

шліфування, позацентроїдна епіциклоїдальна передача внутрішнього зачеплення, цівкове колесо, випукла частина еквідистанти епіциклоїди

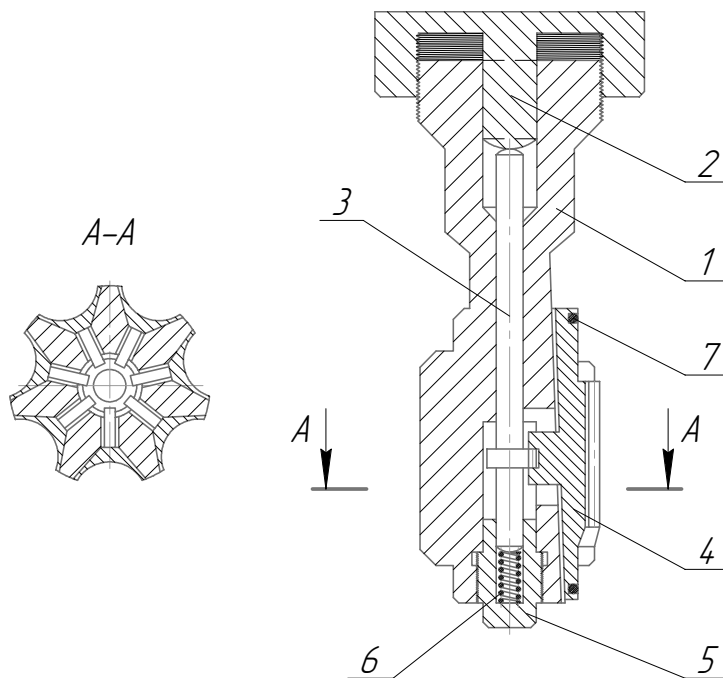
Позацентроїдні епіциклоїдальні передачі внутрішнього зачеплення (ПЕПВЗ) застосовуються в гідравлічних машинах та механізмах, зокрема в рульових механізмах сільськогосподарської та іншої техніки.

До робочих поверхонь деталей ПЕПВЗ пред'являються високі вимоги по точності та якості, що обумовлено їх функційним призначенням.

Підвищення точності та якості робочих поверхонь деталей ПЕПВЗ дає можливість підвищити ресурс роботи передачі, покращити експлуатаційні показники передач: забезпечення герметизації робочих камер – міжзубових об'ємів, плавність роботи і т. ін.

Найбільш розповсюдженими способами фінішної обробки робочого профілю цівкового колеса ПЕПВЗ в умовах великосерійного та масового виробництва є:

- *спосіб хонінгування* [1] робочого профілю цівкового колеса, який здійснюється за допомогою інструменту (Рис. 1), профіль якого має форму, що відповідає



1– оправка; 2– тримач; 3– стержень; 4– блок ковзання; 5– гайка; 6– пружина; 7– кільцева пружина.

Рисунок 1 – Інструмент для хонінгування робочого профілю цівкового колеса

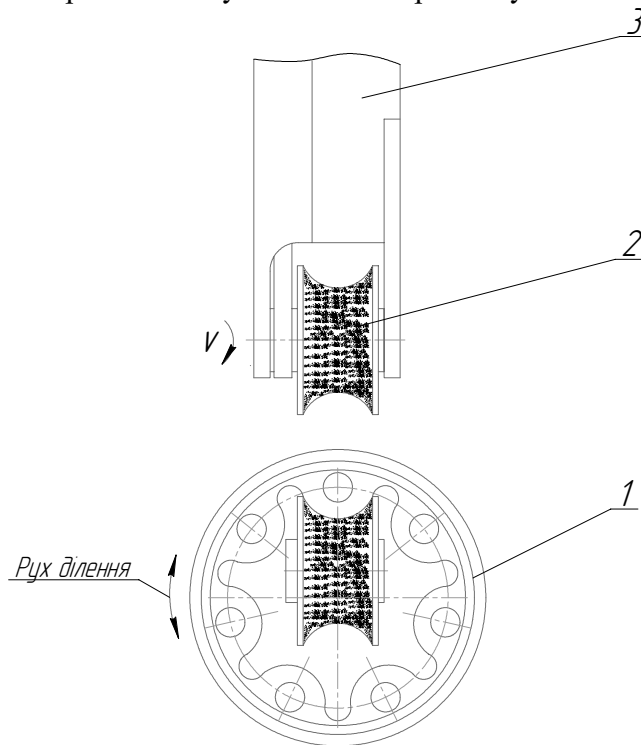
робочому профілю оброблюваного цівкового колеса. Спосіб здійснюється при ротаційному та орбітальному рухах оброблюваної деталі, інструмент виконує зворотно поступальний рух різання.

Недоліком такої схеми обробки є складність і висока собівартість виготовлення інструменту, складність правки інструменту та невисока гнучкість технології.

- *спосіб шліфування* [2] (Рис. 2), що здійснюється профільно-шліфувальними дисками на спеціальних верстатах фірми KAPP, Німеччина (наприклад, мод. VIG 41). Вказані верстати мають високу вартість (1050000,00 ЄВРО).

На зазначеному верстаті використовуються виключно профільно-шліфувальні диски CBN. Вони складаються із прецизійного закаленого сталюого диску з нанесеним, гальванічним способом, одношаровим покриттям кубічного нітриду бора. Завдяки цій спеціальній технології не має потреби у пристосуваннях для правки, а також пов'язаного з цим обладнання. Вартість одного такого диску для попереднього шліфування становить 651,00 ЄВРО, а диску для доведення – 873,00 ЄВРО.

Така технологія має досить високу продуктивність і собівартість обробки. Висока собівартість обробки компенсується великою серійністю. Тому цей метод доцільно використовувати при масовому та велико-серійному типах виробництва.



1 – оброблюване цівкове колесо; 2 – профільно-шліфувальний диск; 3 – оправка.

Рисунок 2 – Схема шліфування робочого профілю цівкового колеса ПЕПВЗ профільними дисками

Крім того, недоліком способу є те, що обробка проходить в умовах копіювання з дискретним діленням, а це вносить додаткові похибки обробки.

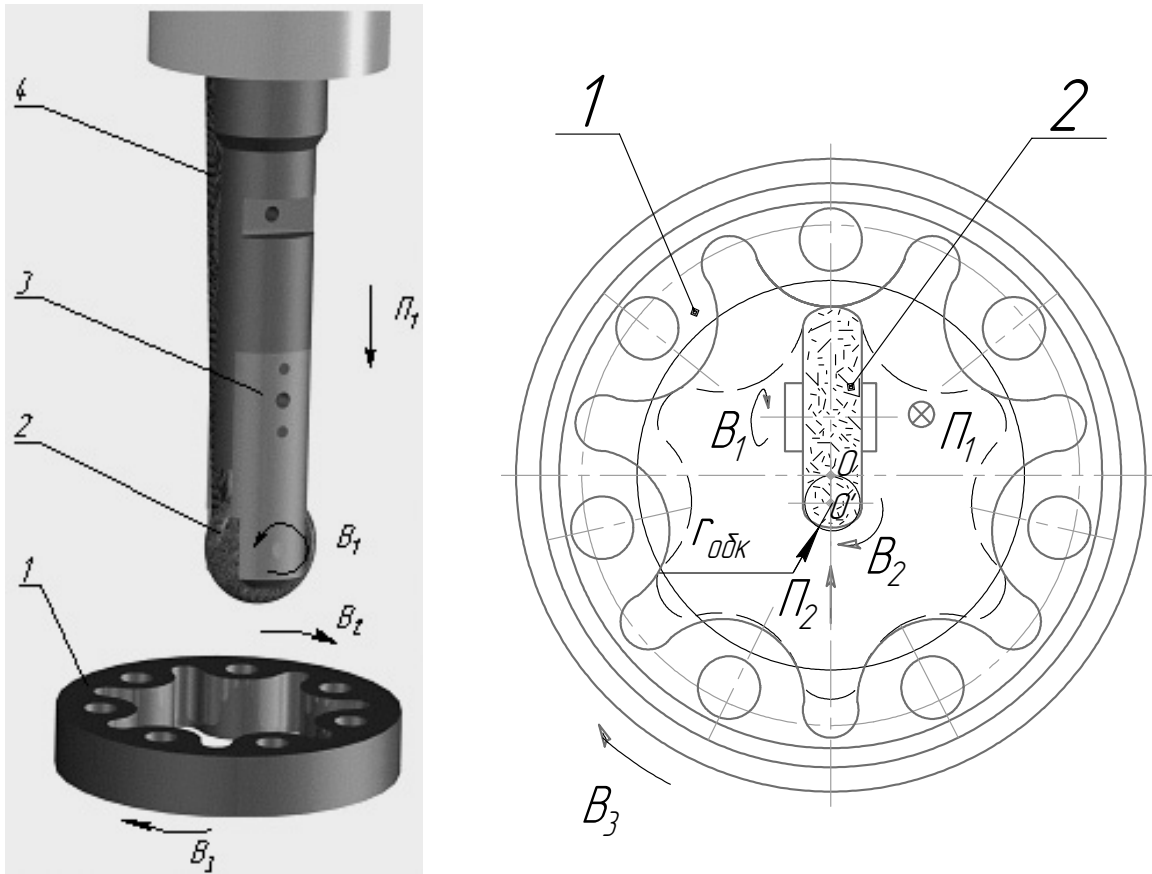
Загальними недоліками способів обробки є невисока гнучкість технології у зв'язку з наявністю інструмента, який повторює профіль конкретної оброблюваної деталі, складність інструменту і висока собівартість обробки.

Тому є необхідність в створенні способу шліфування в умовах обкату, який мав би порівняно простий інструмент, відповідав умовам гнучкості та забезпечував необхідну точність та якість обробки.

Для кінцевої обробки робочого профілю цівкового колеса ПЕПВЗ пропонується застосувати метод шліфування в умовах обкату.

Сутність способу полягає у тому, що шліфування робочого профілю цівкового колеса 1 (Рис.3) здійснюється абразивним кругом 2 в умовах обкату.

При цьому оброблюване цівкове колесо 1 виконує планетарний рух, який складається із обертання B_3 навколо власної геометричної вісі $O-O$ та рух B_2 обертання навколо вісі $O'-O'$ по радіусу кола обкату $r_{обк}$. Інструмент виконує поступальний рух Π_1 і обертальний рух B_1 . Крутний момент від електродвигуна передається на шліфувальний круг через пасову передачу 4.



1 – оброблюване цівкове колесо; 2 – шліфувальний круг; 3 – оправка; 4 – пасова передача.

Рисунок 3 – Спосіб шліфування робочого профілю цівкового колеса ПЕПВЗ в умовах обкату.

Особливістю методу є те, що інструмент (абразивний круг) має форму випуклої частини еквідистанти епіциклоїди, що визначає профіль зубчастого колеса ПЕПВЗ, а також те, що шліфування здійснюється в умовах обкату.

Координати x_i, y_i робочого профілю інструмента - шліфувального круга, визначаємо відповідно до роботи [3]:

Кут переміщення, який відповідає точкам переходу еквідистантного епіциклоїдальному профілю із випуклого в увігнутий, визначаємо по формулі:

$$\varphi_{перех.} = \frac{z_{ц.к.}}{z_i} \left(\pm \arccos \frac{R_{ц.к.}^2 \left(\frac{z_{ц.к.} - z_i}{z_{ц.к.}} \right)^3 + e'^2}{R_{ц.к.} e' \left(\frac{z_{ц.к.} - z_i}{z_{ц.к.}} \right) \left(\frac{2z_{ц.к.} - z_i}{z_{ц.к.}} \right)} + 2k_2\pi \right) \quad (1)$$

Запропонований спосіб шліфування може бути реалізований на координатно-шліфувальних верстатах, наприклад, на координатно-шліфувальному верстаті Hauser 5SM. Вказаний верстат необхідно оснастити планетарним столом з ЧПК [4], завдяки застосуванню якого оброблюване цівкове колесо виконує планетарний рух адекватний рухові в ПЕПВЗ при умові, що зубчасте колесо нерухоме. У базовому комплекті цього верстату є набір оправок, що дає можливість проводити вказану обробку.

Правка інструменту здійснюється відповідно до способу [5].

Перевагами такого способу шліфування є:

- простота конструкції інструменту;
- гнучкість технології;
- відсутність похибок, які мають місце при способах шліфування в умовах копіювання з дискретним діленням;
- відносно невисока вартість у порівнянні з відомими методами кінцевої обробки.

В подальшому необхідно виконати дослідження способу по точності.

Список літератури

1. Apparatus for producing the ring member of a gear set (Устройство для обработки кольцевого элемента героторной передачи): Пат. 3,817,000 United States Patent / Svend Age Holm. - № 264.032; Filed 18.06.74.
2. www.kapp-coburg.de.
3. Скібінський О.І. Удосконалення процесу формоутворення робочих поверхонь цівкових коліс позацентроїдних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення; Автореферат дисертації кандидата технічних наук: 05.03.01/ Кіровоградській національній технічній університет. – Кіровоград, 2004. – 20с.
4. Поворотний стіл зі змінним ексцентриситетом: Пат. 46348 Україна, МПК 7В 23F5/00 № 2001064472/UA: Заявл. 26.06.2001; Опубл. 15.05.2002, Бюл. №5.
5. А.с. 761770 (СССР). Зубчато-кулисный планетарный механизм для воспроизведения циклоидальных кривых / Рудой Э.И. - №2634546/25-28; Заявл. 29.06.78; Опубл. 07.09.80, Бюл. №33.

В статье разработан способ шлифования рабочего профиля цевочного колеса внецентроидной эпициклоидальной передачи внутреннего зацепления в условиях обкатки.

In clause the way of grinding of a working structure of extracentroid epicycloidal transfer of internal gearing.

Одержано 30.10.06

До питання про побудову динамічної моделі технологічного процесу переміщення зерна вертикальним ковшовим транспортером (норією)

В статті розглянуто проблему побудови динамічної моделі технологічного процесу переміщення зерна з допомогою вертикального ковшового транспортера (норії). Показано, на прикладі, як основні передатні ланки, впливають на динаміку процесу переміщення зерна норією.
норія, технологічний процес, динамічні навантаження, передатна ланка

Сучасне машинобудування характеризується тенденціями до підвищення продуктивності механізмів та машин, зростання їх робочих навантажень, точності, економічності і надійності.

Задовольнити найкращим чином ці вимоги можна тільки провівши ретельний аналіз перехідних процесів у машині з урахуванням всіх основних силових факторів.

По результатам попередніх досліджень можуть бути заздалегідь передбачені спеціальні регулюючі, демпфуючі і розвантажувальні пристрої, призначення яких – спрощення доведення, налаштування машини, а також підтримання її динамічних характеристик в певних межах у процесі експлуатації [1].

Але можливим є підвищення ефективності роботи тієї чи іншої машини вже під час її використання, не втручаючись у технологію виробництва [2].

Однією із таких машин є вертикальний ковшовий транспортер (норія), що використовується в технологічному процесі (ТП) переміщення зерна.

Побудова динамічної моделі ТП переміщення зерна норією потребує врахування основних передатних ланок, що впливають на якість процесу переміщення.

Зупинимось тільки на деяких із них.

Характеристика асинхронного електродвигуна змінного струму, який приводить в рух норію.

Фізичні процеси, що відбуваються в асинхронних двигунах, описуються складними нелінійними рівняннями [3]. Розглянемо спрощені характеристики прийнятні для дослідження статичних і динамічних режимів.

Кутова швидкість \dot{q} ротора при холостому ході ($M_D \equiv 0$) пропорційна частоті вхідної напруги, яку будемо розглядати як керуючий вхідний параметр.

Співвідношення:

$$\dot{q} = p_{\Pi}^{-1} \omega_0, \quad (1)$$

де p_{Π} - число пар полюсів статора (являє собою ідеальну характеристику двигуна);

ω_0 – колова частота обертання ротора [1].

Статичну характеристику асинхронного двигуна можна записати в формі уточненої формули Клоса [3,4]

$$M_D = \frac{2M_K(1+\sigma_k)}{\frac{\sigma_k}{\sigma} + \frac{\sigma}{\sigma_k} + 2a\sigma_k}, \quad (2)$$

де M_K – максимальний (критичний) момент;

σ_k – ковзання, що відповідає критичному моменту (рис.1), $\sigma_k = 1 - p_{II} \dot{q} \omega_0^{-1}$;
 α – відношення опору ланцюга статора до опору роторного ланцюга;

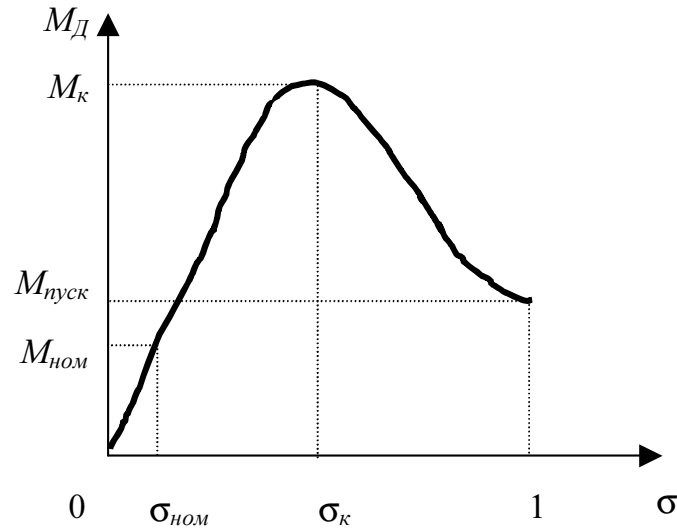


Рисунок 1 – Статична характеристика асинхронного двигуна побудована в координатах M_D і σ :
де $M_{пуск}$ - пусковий момент; M_k – критичний момент; $M_{ном}$ – номінальний момент

Величина a та M_k ($M_{макс}$) визначається по даним каталогів [1].

Величина σ_k визначається із (2) підстановкою в неї $M_D = M_{ном}$, $\sigma = \sigma_{ном}$, M_k .

Область значень $\sigma < 0,5\sigma_k$ відповідає робочій ділянці статичної характеристики [1].

Якщо в динамічному режимі значення σ і M_D не виходять за межі цієї ділянки, то можна користуватись лінеаризованою динамічною характеристикою:

$$\tau M + M_D = \frac{2M_k}{\omega_0 \sigma_k} (\omega_0 - p_{II} \dot{q}), \quad (3)$$

де $\tau = (\omega_0 \sigma_k)^{-1}$ - електромагнітна постійна часу електродвигуна

Динамічні навантаження в передатному механізмі.

З метою дослідження динамічних навантажень в передаточному механізмі норії, виконаємо наступну умову:

- в якості узагальнених координат виберемо кут обертання вихідного ланцюга двигуна норії q_0 і кут обертання вхідного ланцюга виконавчого механізму, приведений до валу двигуна, тобто помножений на передатне відношення i .

Цей кут позначимо через q . Тоді різниця $\theta = q_0 - q_1$ є приведена до валу електродвигуна деформація передатного механізму [1], а момент, що виникає в передатному механізмі і прикладений до виконавчого механізму, знайдемо із співвідношення:

$$M_{II} = c\theta + b\dot{\theta} = c(q_0 - q_1) + b(\dot{q}_0 - \dot{q}_1). \quad (4)$$

Використовуючи (4) знайдемо:

$$M_{II} = c(-\Delta + y) + b\dot{y}. \quad (5)$$

Звідси в усталеному режимі:

$$M_{II} = cy + b\dot{y} = \sum_{l=1}^{\infty} \frac{\sqrt{c^2 + b^2 v^2 l^2} L_{Ml} \cos(lvt + x_l)}{\sqrt{(c - l^2 v^2 J_{M0})^2 + (b + v)^2 l^2 v^2}} \quad (6)$$

На рис.2 представлено форму АЧХ динамічного навантаження, яка визначається з виразу:

$$\frac{|\tilde{M}|_{\max}}{L_{M1}} = \frac{\sqrt{c^2 + b^2 \omega^2}}{\sqrt{(c^2 - J_{mo} \omega^2)^2 + (b + \nu)^2 \omega^2}}, \quad (7)$$

де L_{M1} – амплітуда гармонічного збурення частоти ω .

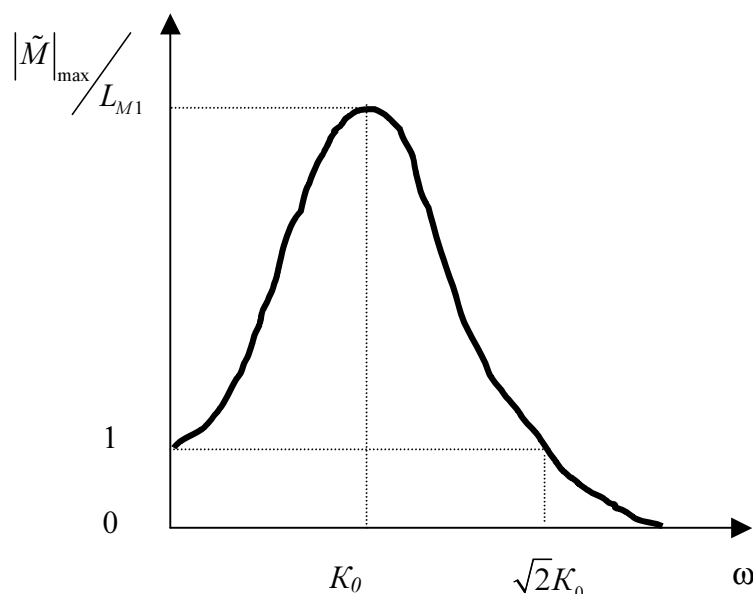


Рисунок 2 – АЧХ для динамічного навантаження

В області резонансу ($\omega \approx K_0$) відбувається різке збільшення динамічного моменту; відношення $\frac{|\tilde{M}|_{\max}}{L_{M1}}$ може коливатись в межах 5-10 [1]. При частоті $\omega = \sqrt{2k_0}$ співвідношення (7) стає меншим одиниці і при збільшенні співвідношення ω/k_0 монотонно спадає, прямуючи до нуля. Ця обставина використовується з метою захисту передаточних механізмів від викидів динамічних навантажень.

Таким чином із сказаного вище можна зробити висновок, що автоматизація ТП переміщення зерна норіями потребує побудови математичної моделі в якій би враховувались всі вище згадані фактори.

Список літератури

1. Динамика машин и управление машинами: Справочник: / В.К. Асташев, В. И. Бабицкий, И. И. Вульсон и др.; Под ред. Г. В. Крейна.- М.: Машиностроение,– 1988. – 240с.
2. Птушкин А.Т. , Новицкий О. А. Автоматизация производственных процессов в отрасли хранения и переработки зерна. – 2-е изд. доп. и перераб. – М.: Агропромиздат 1985 . – 318 с.
3. Чиликин М.Г., Сандлер А.С. Общий курс электропривода. М.,1981. 576с.
4. Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е. Динамика управления машинных агрегатов. М., 1984. 351с.

В статье рассмотрена проблема построения динамической модели технологического процесса перемещения зерна с помощью вертикального ковшевого транспортера (нории). Показано на примере, как основные передаточные звенья воздействуют на динамику процесса перемещения зерна норией.

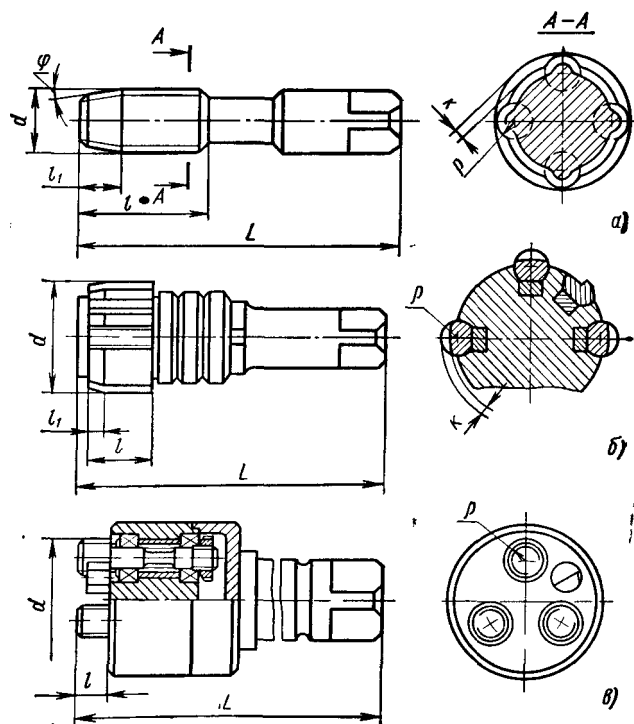
In clause the problem of construction of dynamic model of technological process of moving of a grain with the help vertical of the conveyor is considered. Is shown on an example, as the basic transfer parts influence dynamics of process of moving of a grain by the conveyor.

Одержано 10.10.06

Підвищення ефективності процесу формоутворення внутрішньої різьби методом пластичної деформації

У статті пропонується підвищити ефективність процесу формоутворення внутрішньої різьби за рахунок запропонованого інструмента та принципово нової схеми видавлювання внутрішньої різьби. **формоутворення внутрішньої різьби, накатування внутрішніх різьб, накатник, видавлювання різьби, пружина, пуансон, поступальний рух**

Підвищення ефективності процесу формоутворення внутрішньої різьби методом пластичної деформації здійснюється шляхом забезпечення надшвидкісних режимів обробки, розширенням технологічних можливостей обладнання та удосконаленням конструкції інструменту. На сучасному рівні виробництва можливості по збільшенню режимів обробки і розширенню технологічних можливостей обладнання вичерпанні. Таким чином, резерв підвищення процесу ефективності формоутворення внутрішньої різьби полягає в удосконаленні конструкції інструменту для накатування внутрішньої різьби.



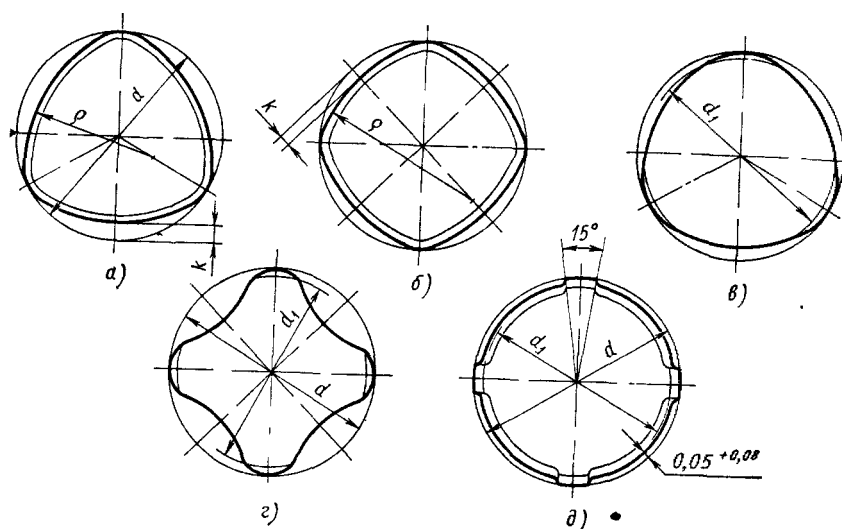
а – монолітний накатник; б – зборний накатник; в – головка з накатними роликami

Рисунок 1 - Накатники для внутрішньої різьби

Накатування внутрішніх різьб в пластичних матеріалах, таких як алюміній, цинковий сплав, в'язка сталь, ковкий чавун, в порівнянні з різьбонарізанням має ряд суттєвих переваг: підвищення міцності різьби на зріз до 30%; підвищення точності

різьби і шорсткості профілю, підвищення продуктивності при накатуванні внутрішніх різьб до 20%; підвищення стійкості інструмента, в окремих випадках в 30 раз; виключає утворення стружки в процесі формоутворення внутрішньої різьби [6].

Інструмент, який використовується для накатування внутрішніх різьб: накатники, розкатники, безстружкові мітчики. По конструкції інструмент для накатування внутрішніх різьб розділяють на монолітні накатники (рис.1,а), зборні накатники (рис.1,б) та головки з накатними роликками (рис.1,в). Монолітний накатник представляє собою загартований гвинт, який має заборний конус з повним профілем різьби. Накатник вгвинчується в попередньо оброблений циліндричний отвір близький по діаметру до середнього діаметра різьби. Різьба в заготовці утворюється за рахунок пластичної деформації метала. Механіка процесу накатування подібна з нарізанням різьби мітчиком але процес проходить без утворення стружки [4]. Для зменшення тертя, особливо за рахунок упругих деформацій, профіль накатників в осьовому перерізі виконується в формі сферичного трикутника (рис. 2,а,в), чотирикутника (рис. 2,б), хвилястим із закругленими вершинами (рис. 2,г) або з виступами на вершинах граней (рис. 2, д) [2].



а, б – з затилуванням різьби; в, г, д – з затилуванням по зовнішньому діаметру різьби

Рисунок 2 - Профіль монолітних накатників

Зборні накатники можуть бути виконані з твердосплавними стержнями, на яких в зборі шліфується різьба і з вбудованим ножом, який розширює допуск на отвір під різьбу, зменшує крутний момент і зрізає нерівності на внутрішньому діаметрі різьби [3].

Головки з накатними роликками надають можливість змінювати тертя ковзання на тертя кочення та підбирати оптимальні значення кута нахилу витків, що суттєво впливає на процес накатування внутрішньої різьби [5].

Накатування внутрішніх різьб здійснюється по двом принципово різним схемам: інструмент, діаметр якого дорівнює діаметру різьби, що накатується, здійснює головний рух обертання і осьову подачу; або інструмент діаметр якого менше діаметра різьби, що накатується, здійснює планетарне обертання відносно осі отвору в якому накатується різьба і осьову подачу. Найбільше розповсюдження на практиці отримала перша схема за рахунок того, що накатування внутрішньої різьби здійснюється з більш простими рухами формоутворення.

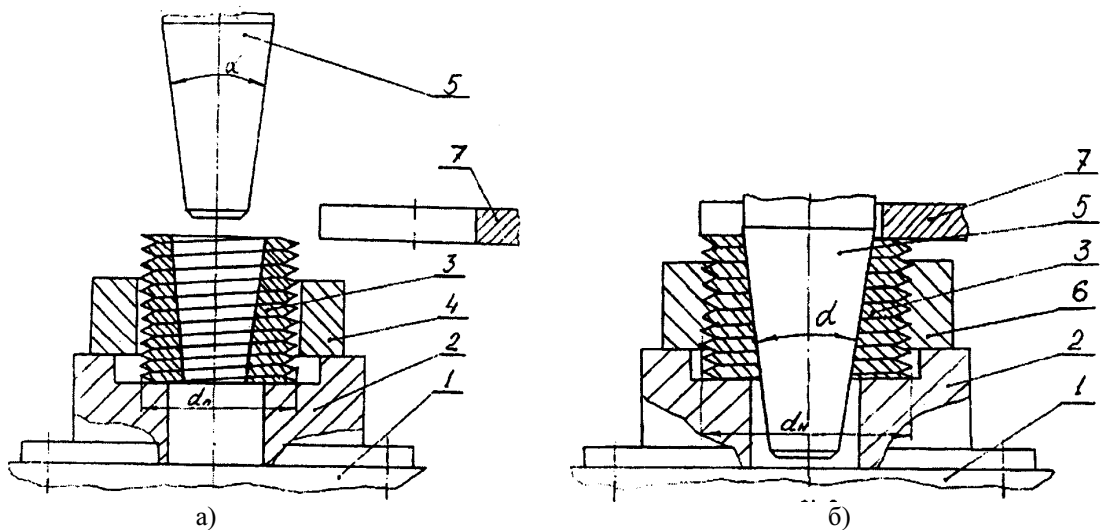
Запропонований інструмент забезпечує пластичне формоутворення внутрішньої різьби одним рухом формоутворення: поступальним рухом пуансона [1]. Поступальний

рух є найпростішим рухом, а найважливіше те, що він є головним рухом універсального обладнання для обробки металів тиском. Використання універсального обладнання для обробки металів тиском та запропонованого інструмента для пластичного формоутворення внутрішньої різьби надає можливість говорити про те, що з'явилась принципово нова схема видавлювання внутрішніх різьб, згідно якої пуансон достатньо здійснити один зворотно-поступальний рух, щоб пружина при цьому видавила повний профіль різьби в заготовці.

Інструмент для видавлювання різьби має розтискну в радіальному напрямку пружину із зовнішньою нарізною поверхнею та її початковим діаметром d_n (рис. 3, а), крок якої співпадає з кроком різьби, що видавлюється, а внутрішня поверхня має конусність пуансона. Пуансон за робочий цикл повинен здійснити зворотно-поступальний рух. Причому, спочатку йде швидке введення пуансона в розтискну пружину, яке закінчується вибором зазору між конічними поверхнями пружини та пуансона. Далі пуансон здійснює робочий хід із необхідним зусиллям на довжину $L_{p.x.}$, при якому необхідно розтиснути пружину в радіальному напрямку до діаметра d_n (рис. 3, б). При цьому зовнішня нарізна поверхня пружини видавить повний профіль внутрішньої різьби в заготовці. При поверненні пуансона в початкове положення розтискна пружина утримується фіксуючою вилкою, що забезпечує роз'єднання конічних поверхонь пружини та пуансона. З пружини знімається навантаження і вона під дією пружних сил зменшується в діаметрі до свого початкового розміру d_n . Довжина робочого ходу пуансона знаходиться за формулою:

$$L_{p.x.} = \frac{(d_n - d_n)}{2} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad (1)$$

де d_n – діаметр видавленої різьби;
 d_n – діаметр пружини до навантаження;
 α – кут конусності пуансона.



а) – початкове положення пуансона і розтискної пружини; б) – положення пуансона і розтискної пружини в момент видавлювання різьби в деталі

Рисунок 3 - Інструмент для виготовлення внутрішньої різьби методом пластичної деформації

Видавлювання внутрішньої різьби в заготовці 4 здійснюється наступним чином. На фланець 2, який кріпиться до столу 1, встановлюють заготовку 4, одночасно базуючи її по торцю фланця 2. Потім у внутрішню поверхню заготовки 4 встановлюють розтискну пружину 3, таким чином, щоб її нижня частина розташувалась у виточці

фланця 2. Далі пуансон 5 здійснює швидкий підвід, розташовуючись без зазору у відповідній внутрішній конічній поверхні розтискної пружини 3. При подальшому робочому ході пуансона 5 на величину $L_{p.x.}$ пружина 3 розтискається в радіальному напрямку під дією необхідного зусилля до розміру d_n і своєю зовнішньою нарізною поверхнею видавлює різьбу в деталі 6. Перед зворотнім ходом пуансона 5 розтиснута в радіальному напрямку пружина 3 фіксується вилкою 7, яка утримує її до повернення пуансона 5 в початкове положення, після чого вилка 7 робить зворотній хід. Пружина 3 розвантажується і стискається до розміру d_n , деталь 6 знімається з розтискної пружини 3, встановлюється нова заготовка 4 і цикл повторюється.

Аналізуючи принципово нову схему для радіального видавлювання різьби можна зробити наступні висновки:

1. Видавлювання різьби здійснюється одним зворотно-поступальним рухом пуансона, що надає можливість використовувати для здійснення процесу формоутворення внутрішньої різьби універсальне обладнання для обробки металів тиском.

2. При радіальному видавлюванні різьби підвищується її якість та стійкість інструменту.

3. Підвищиться продуктивність процесу видавлювання різьби завдяки тому що: по-перше, повний профіль різьби видавлюється відразу; по-друге, непотрібно закріплювати заготовку і розтискну пружину.

4. Запропонований інструмент для радіального видавлювання внутрішньої різьби в пластичних матеріалах забезпечить підвищення ефективності процесу формоутворення внутрішньої різьби методом пластичної деформації.

Список літератури

- 1 Деклараційний патент на винахід 70178 А.
- 2 Житницький С.И., Блейшмидт Л.И., Ковальов М.Г., Римкин С.Ф. Расчет параметров поперечного сечения бесстружечных метчиков // Станки и инструмент. – 1973.-№6. – С. 24-26.
- 3 Миронов И.Я. Нарезание точных резьб большого диаметра в коротких отверстиях // Технология машиностроения. – Выпуск 26. – Тула. – С. 39-52.
- 4 Рыжов Э.В., Андрейчиков О.С., Шешков А.С. Раскатывание резьб. – М.: Машиностроение, 1974. – 119 с.
- 5 Султанов Т.А. Резьбонакатные головки.- М.: Машиностроение, 1966. – 136 с.
- 6 Фрумин Ю.Л. Высокопроизводительный резьбообразующий инструмент. – М.: Машиностроение, 1977. – 183с.

В статье предлагается повысить эффективность процесса формообразования внутренней резьбы за счет предложенного инструмента и принципиально новой схеме выдавливания внутренней резьбы.

In this article it is proposed to increase effectiveness of internal screw threading process owing to the suggested tool and fundamentally new pattern of internal screw thread extrusion.

Одержано 29.09.06

В.О. Троїцький, д-р техн. наук, А.Л. Шекеро, наук. спів.

*Українське товариство неруйнівного контролю та технічної діагностики,
Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України*

Д.В. Трушаков, канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Стандартизація та сертифікація в управлінні якістю у машинобудуванні

Розглянуті основні положення сертифікації технічного персоналу на підприємствах машинобудування у галузі неруйнівного контролю матеріалів та виробів. Приведені витяги Стандарту Українського товариства неруйнівного контролю та технічної діагностики СТТУ УНКТД 01-2000 “Система сертифікації персоналу з неруйнівного контролю. Основні положення”
сертифікація, метод неруйнівного контролю, рівень кваліфікації

1. Загальні відомості про систему стандартизації

В умовах розвитку науково-технічного прогресу успіх підприємств на зовнішньому і внутрішньому ринках повністю залежить від того, наскільки їх продукція відповідає стандартам якості. Особливо гостро це відчувається при переході до умов ринкової економіки. Тому в цілому світі зріс попит на фахівців з управління якістю у виробництві. Так, у Європі і США питання підготовки менеджерів з якості здійснюється у двох головних напрямках [1]:

- підготовка фахівців з управління якістю за рахунок одержання спеціальної другої вищої освіти (з управління якістю);
- створення системи постійного навчання робітників усіх категорій, від яких залежить забезпечення якості продукції.

Таким чином з розвитком науково-технічного прогресу проблема якості у машинобудуванні набуває все більшої актуальності та стає складнішою. Тому вирішувати її традиційними методами, тобто лише шляхом контролю якості готової продукції, практично неможливо. Повинен бути комплексний, системний підхід, реалізація якого можлива лише в рамках системи управління якістю.

Значну роль у підвищенні якості продукції відіграють стандарти, які є організаційно-технічною основою систем якості. Головним завданням стандартизації є створення системи нормативно-технічної документації, що висуває прогресивні вимоги до продукції, призначеної для потреб народного господарства, і забезпечує контроль за їх дотриманням [2]. У 2001 році прийнято Закон України “Про стандартизацію”, що визначає правові та організаційні засади стандартизації й спрямовані на забезпечення єдиної технічної політики в цій сфері. У законі приведені наступні основні терміни і їх визначення:

- стандартизація – діяльність, що полягає у розробленні положень для загального і багаторазового застосування щодо наявних чи можливих завдань з метою досягнення оптимального ступеня впорядкування у певній сфері, результатом якої є підвищення ступеню відповідності продукції, процесів та послуг їх функціональному призначенню;
- міжнародна стандартизація – стандартизація, чинна на міжнародному рівні, участь у ній відкрита для відповідних органів усіх країн;

- регіональна стандартизація – стандартизація, що запроваджується на відповідному регіональному рівні, участь у ній відкрита для відповідних органів країн певного географічного або економічного простору;

- національна стандартизація – стандартизація, чинна на рівні однієї країни;

- орган стандартизації – орган, що займається стандартизацією, визнаний на національному чи міжнародному рівні, основними функціями якого є розроблення, схвалення чи затвердження стандартів;

- нормативний документ – документ, який визначає правила, загальні принципи чи характеристики різних видів діяльності або їх результати;

- стандарт – документ, що містить правила для загального й багаторазового застосування, загальні принципи або характеристики, які стосуються діяльності чи її результатів, з метою досягнення оптимального ступеня впорядкованості у певній галузі;

- міжнародний та регіональний стандарти – стандарти, затверджені відповідним та регіональним органами стандартизації;

- національні стандарти – державні стандарти України, запроваджені центральним органом виконавчої влади у сфері стандартизації та доступні для широкого кола користувачів;

- кодекс ustalеної практики – документ, у якому подані правила чи процедури проектування, виготовлення, монтажу, технічного обслуговування, експлуатації обладнання, конструкцій чи виробів. Кодекс ustalеної практики може бути стандартом, частиною стандарту або окремим документом;

технічні умови – документ, що містить технічні вимоги, яким мають відповідати продукція, процеси чи послуги. Технічні умови можуть бути стандартом, частиною стандарту або окремим документом;

технічний регламент – нормативно-правовий акт, затверджений органом державної влади, що передбачає технічні вимоги до продукції, процесів чи послуг безпосередньо або через посилання на стандарти, чи відтворює їх зміст;

затвердження стандарту (міжнародної організації) – це набуття ним статусу державного (ДСТУ). У цьому разі державний стандарт може мати три ступені відповідності міжнародному. Він може бути ідентичний, модифікований та нееквівалентний;

- ідентичний стандарт – це стандарт, повністю еквівалентний міжнародному;

- модифікований стандарт – це національний стандарт, який має технічні відхилення, але відтворює структуру міжнародного стандарту;

- нееквівалентний – це національний стандарт, який не відповідає міжнародному, а є лише внутрідержавним.

Стратегія підвищення якості виробляємої у машинобудуванні продукції є невід’ємним елементом стратегії розвитку українського підприємства, якщо воно прагне вийти на міжнародний ринок і встановити довгострокові відносини з закордонними партнерами. Тому для вітчизняних виробників проблема ефективного менеджменту і проблема якості – це проблеми виживання на ринку.

Ідея загального менеджменту якості, яка закладена в основу міжнародних стандартів ISO 9001 [3], EN 473 (ГОСТ 30489) [4], EN 45013 (ГОСТ 30488) [5], SNT-TC-1A [6], PCN\GEN\92 [7] – допомогти організаціям впровадити і забезпечити функціонування ефективних систем менеджменту якості; стратегії, яка спрямована на поліпшення кінцевих результатів. Це не просте поліпшення результатів роботи, а цілеспрямована система безперервного удосконалення.

2. Сертифікація фахівців з неруйнівного контролю у машинобудуванні

Все більш зростаючі вимоги до якості і надійності виготовляємої продукції і обладнання потребують використання сучасних методів і засобів неруйнівного контролю для визначення місць розташування дефектів, а також їх конфігурації і геометричних розмірів, які дозволяють робити висновок про ступінь їх небезпеки [8].

Для досягнення високої якості виробів в машинобудуванні необхідно проводити неруйнівний контроль на всіх етапах виробництва, починаючи від заготовок і напівфабрикатів та закінчуючи виробом у цілому. Це можливо виконати лише при наявності кваліфікованого та сертифікованого з неруйнівного контролю персоналу.

Вирішення поставлених задач можливо здійснити завдяки проведенню технічної політики і загальної концепції розвитку неруйнівного контролю (НК) та технічної діагностики (ТД) в промисловості і при технічному обслуговуванні шляхом:

- розробки нормативно-технічної, технологічної та методологічної документації, що регламентує проведення робіт з НК і ТД при виготовленні, експлуатації та ремонті техніки;

- створення організаційно-методичного забезпечення сертифікації засобів та методик НК інженерно-технічного персоналу, задіяного на контролі якості;

- навчання та узгодження програм і навчальних планів підготовки, перепідготовки та підвищення кваліфікації фахівців з НК і ТД;

- проведення атестації та сертифікації персоналу з НК всіх рівнів кваліфікації, а також засобів, матеріалів, технологій НК у машинобудуванні.

Відповідальним за сертифікацію є Орган із сертифікації “Національний атестаційний комітет України з неруйнівного контролю (ОС “НАКУНК”), що є структурним підрозділом Українського товариства неруйнівного контролю і технічної діагностики (УТ НКТД), структура і процедури якого відповідають чинним стандартам. Національний атестаційний комітет України з неруйнівного контролю утворений в 1994 р. спільним наказом Міністерства освіти України (правонаступник – Міністерство освіти та науки України), Національної академії наук України, Державного комітету України по нагляду за охороною праці (правонаступник – Міністерство праці та соціальної політики України) і Державного комітету України по нагляду в атомній промисловості (правонаступник – Міністерство палива та енергетики України).

На підставі Стандарту Українського товариства неруйнівного контролю та технічної діагностики (СТТУ УНКТД 01-2000) [9] сертифікація за процедурою УТ НКТД охоплює професійну підготовку з наступних методів неруйнівного контролю:

- ультразвуковий (УТ);
- радіаційний (РТ);
- магнітний (МТ);
- капілярний (РТ);
- вихрострумний (ЕТ);
- візуальний (ВТ);
- контроль геометричності (ЛТ).

Система кваліфікації і сертифікації персоналу УТ НКТД може також застосовуватися для методів акустичної емісії, теплового, радіохвильового, електричного та інших методів неруйнівного контролю, для яких створена і діє процедура підготовки персоналу і приймання кваліфікаційного іспиту.

Крім методу НК сертифікація проводиться по виробничих секторах, в яких сертифікат буде дійсним:

1. Сектори по технології виготовлення

- 1 – литво (с)
- 2 – поковки (f)
- 3- зварні вироби (w)

4 – труби і патрубки (t)

5 – прокат (wp)

II. Мульти-сектори

6 – виробництво металоконструкцій (різні поєднання c, f, w, t, wp)

7 – експлуатаційний контроль (різні поєднання c, f, w, t, wp)

III. Спеціалізовані сектори

8 – авіакосмічна техніка

9 - вироби для залізничного транспорту

10 – бурове обладнання

11 – обладнання для атомної енергетики

12 – продукція суднобудування.

3. Рівні кваліфікації

В залежності від кваліфікації сертифікованій особі присвоюють один з трьох рівнів кваліфікації.

1) Фахівець, сертифікований на 1-й рівень, повинен мати кваліфікацію, достатню для проведення робіт з неруйнівного контролю відповідно до письмових інструкцій, під наглядом персоналу 2-го або 3-го рівнів. Він повинен виконувати такі функції:

- налаштування обладнання;
- здійснення контролю;
- реєстрація і класифікація результатів відповідно до критеріїв, встановлених в документах;
- надання звіту за результатами контролю.

Він не несе відповідальності за вибір методики контролю або обладнання, а також за оцінку або опис характеру результатів контролю.

2) Фахівець, сертифікований на 2-й рівень, повинен мати кваліфікацію, достатню для здійснення і керівництва неруйнівним контролем відповідно до встановлених або затверджених методик. Він повинен виконувати наступні функції:

- вибір технічного обладнання для застосовуваного методу контролю;
- визначення обмежень у використанні методу контролю, з якого йому присвоєний 2-й рівень кваліфікації;
- розуміння стандартів і технічних умов з неруйнівного контролю, їх переробка в інструкції з практичного контролю, а також пристосування їх до реальних умов роботи;
- налаштування і калібрування обладнання;
- здійснення контролю;
- інтерпретація та оцінка результатів контролю відповідно до стандартів, що застосовуються, норм або технічних умов;
- підготовка письмових інструкцій з проведення контролю;
- виконання і нагляд за виконанням всіх обов'язків фахівця 1-го рівня;
- підготовка або керівництво персоналом 1-го рівня;
- складання і оформлення звіту за результатами неруйнівного контролю.

3) Фахівець, сертифікований на 3-й рівень, повинен мати кваліфікацію, достатню для керівництва будь-якими операціями в тому методі неруйнівного контролю, з якого він сертифікований. Він повинен бути компетентним в оцінюванні і інтерпретації результатів відповідно до діючих нормативних документів, мати достатні практичні знання про застосування матеріалів, виробництва і технології для вибору методів контролю і технічного обладнання, мати загальне уявлення про інші методи неруйнівного контролю.

Функції фахівця 3-го рівня:

- повна відповідальність за засоби контролю і персонал;
- затвердження і узгодження методик і технологій контролю;
- інтерпретація та оцінка результатів контролю відповідно до стандартів норм, технічних умов і методик;
- розробка спеціальних методів, способів, і методик контролю, що підлягають використанню;

- керівництво персоналом нижче 3-го рівня.

Зразок сертифікату відповідності фахівця з методу контролю у виробничих секторах показано на рисунку 1.

Українське товариство неруйнівного контролю та технічної діагностики
Орган з сертифікації
Національний атестаційний комітет України з неруйнівного контролю
 Реєстраційний номер Держстандарту України: ОДС-22
Атестаційний центр неруйнівного контролю при Інституті
Електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України
 Реєстраційний номер DAR: TGA-ZP-06-98-70

СЕРТИФІКАТ ВІДПОВІДНОСТІ

№1871.ЕТ.3/06
(дійсний до 16.02.11)

Цей сертифікат засвідчує, що фахівець

Трушаков Дмитро Володимирович

дата народження: 19.01.72 р.

у відповідності до вимог стандартів: ДСТУ EN 473-2001, СТТУ УТНКТД 01-2000

атестований як фахівець з методу контролю: у виробничих секторах:	3 рівня кваліфікації вихрострумове 6 - виробництво металоконструкцій (1 - литво, 2 - поковки, 3 - зварні вироби, 4 - труби і патрубки, 5 - прокат)
---	---

Роботодавець: Кіровоградський національний технічний університет	Адреса роботодавця: Україна, м. Кіровоград, проспект Університетський, 8
--	--

Дата видачі сертифікату: 09.03.06 р. м. Київ

Керівник Органу із сертифікації Директор Атестаційного центру	<div style="text-align: center;"> проф. Троїцький В.О. Шевченко І.Я. </div>
--	--

Рисунок 1 - Зразок сертифікату відповідності фахівця з методу контролю у виробничих секторах

4. Основні визначення при проведенні сертифікації персоналу

При проведенні сертифікації персоналу з неруйнівного контролю використовують наступні основні визначення.

Кваліфікація – наявність підготовки, професійних знань, майстерності і досвіду, а також відповідного стану здоров'я, які дають можливість персоналу належним чином виконувати задачі з неруйнівного контролю.

Сертифікація персоналу – процедура, що використовується для встановлення кваліфікації персоналу з певного методу неруйнівного контролю у визначеному виробничому секторі з подальшою видачею сертифікату.

Орган із сертифікації – орган, який керує процедурою сертифікації персоналу, зайнятого в неруйнівному контролі відповідно до вимог цього Стандарту, що відповідає вимогам ГОСТ 30488 (EN 45013-89) і визнаний УТ НКТД. В даному випадку Органом із сертифікації є Національний атестаційний комітет України з неруйнівного контролю (ОС “НАКУНК”).

Уповноважений орган – орган, незалежний в певній галузі діяльності, уповноважений ОС “НАКУНК” проводити підготовку іспитів і здійснювати їх, визначаючи рівень кваліфікації персоналу з неруйнівного контролю. Уповноважений орган залучається до робіт з сертифікації відповідно до ліцензійної угоди і є частиною системи, регульованої ОС “НАКУНК”.

Екзаменаційний центр – центр, затверджений ОС “НАКУНК” безпосередньо або через уповноважений орган, в якому проводяться кваліфікаційні іспити згідно з цим стандартом. Екзаменаційний центр є частиною системи, регульованої ОС “НАКУНК”.

Екзаменатор – фахівець, сертифікований на 3-й рівень кваліфікації з того методу, з якого він приймає іспити, і уповноважений ОС “НАКУНК” проводити конкретні іспити, спостерігати за ними і оцінювати рівень кваліфікації з неруйнівного контролю.

Сертифікат – документ, що видається ОС “НАКУНК” або уповноваженим органом відповідно до положень системи сертифікації, регламентованої Стандартом СТТУ УТНКТД 01-2000, який засвідчує, що фахівець компетентний в здійсненні діяльності з неруйнівного контролю, визначеної в сертифікаті.

Кандидат на сертифікацію з неруйнівного контролю – особа, що претендує на підтвердження своєї кваліфікації та проходження сертифікації за Стандартом СТТУ УТНКТД 01-2000 і працює під спостереженням сертифікованого персоналу, накопичуючи відповідний досвід.

Метод неруйнівного контролю – дисципліна, що використовує фізичний принцип в неруйнівному контролі (наприклад, вихрострумний метод).

Спосіб неруйнівного контролю – специфічний шлях використання методу неруйнівного контролю (наприклад, резонансний вихрострумний спосіб).

Методика неруйнівного контролю – письмовий опис основних параметрів і технологічних прийомів, яких потрібно дотримуватись при використанні способів неруйнівного контролю для виконання спеціальної задачі відповідно до встановлених нормативних документів. Методика неруйнівного контролю може передбачати використання більш ніж одного методу або способу.

Інструкція з неруйнівного контролю – письмовий опис точних дій, які необхідно виконувати під час контролю певного об'єкту за встановленими стандартами, нормами, технічними умовами або методиками неруйнівного контролю.

Виробничий сектор – певна галузь виробництва або технології, де використовують спеціалізовані технічні прийоми, в тому числі і неруйнівного контролю, що потребують спеціальних знань, майстерності, обладнання або підготовки, орієнтованих на продукцію, що піддається контролю.

Список літератури

1. Петренко В.А., Левченко О.М., Шубін Є.С. Управління якістю на підприємстві: Навчальний посібник. – Кіровоград: КДТУ, 2004. – 266 с.
2. Боженко Л.І. Стандартизація, метрологія та кваліметрія у машинобудуванні: Навчальний посібник. – Львів: Світ, 2003. – 328 с.
3. Міжнародний стандарт ISO 9712:1999 “Неруйнівний контроль – Кваліфікація і сертифікація персоналу”.
4. Міждержавний стандарт ГОСТ 30489-97 (EN 473:1992) “Квалификация и сертификация персонала в области неразрушающего контроля. Общие требования”.
5. Міждержавний стандарт ГОСТ 30489-97 (EN 45013:1989) “Общие требования к органам по сертификации персонала”.
6. Стандарт Американського товариства неруйнівного контролю SNT-TC-1A “Практичні рекомендації по підготовці і сертифікації персоналу, зайнятого в неруйнівному контролі”, редакція 1991 р.
7. Стандарт Британського товариства неруйнівного контролю PCN\GEN\92 “Загальні вимоги до сертифікації персоналу, зайнятого в неруйнівному контролі”.
8. Гамалий В.Ф., Серебренников С.В., Трушаков Д.В. Автоматизированная система дефектоскопии ответственных деталей гидронасоса // Техн. диагностика и неразруш. контроль. – 2006. - № 1. – С. 27-32.
9. Стандарт Українського товариства неруйнівного контролю та технічної діагностики СТТУ УНКТД 01-2000 “Система сертифікації персоналу з неруйнівного контролю. Основні положення”. - Київ. – 2005. – 36 с.

Рассмотрены основные положения сертификации технического персонала на предприятиях машиностроения в области неразрушающего контроля материалов и изделий. Приведены выдержки из Стандарта Украинского общества неразрушающего контроля и технической диагностики СТТУ УНКТД 01-2000 “Система сертифікації персоналу з неруйнівного контролю. Основні положення”.

Analyzed the basic regulations of certification experts in non-destructive testing (NDT) materials and productions. This article contains extracts from Standard of Ukrainian Society for Non-Destructive Testing and Technical Diagnostics USNDT 01-2000 “CERTIFICATION SYSTEM OF NDT PERSONNEL. BASIC PRINCIPLES”.

Одержано 06.10.06

**А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук,
А.В. Новицький, С.С. Карабінюш, доценти, кандидати техн. наук**
Національний аграрний університет

Дослідження ремонтпридатності кормодробарок

В статті представлено результати дослідження ремонтпридатності кормодробарок, визначено якісні та кількісні їх показники.

ремонтпридатність, кормодробарка, математична модель, надійність

Однією із важливих характеристик якості і надійності машин є затрати на їх ремонт і технічне обслуговування, тобто затрати на відновлення їх справного або підтримання працездатного стану. В технічній літературі вказується, що затрати коштів і праці на технічне обслуговування та ремонт сільськогосподарської техніки за час її експлуатації в 5–12 разів перевищує відповідні витрати на виготовлення [1, 6]. Аналіз наукових праць по даній проблемі [1, 2, 3] показав, що за останнє десятиріччя спостерігається ще недостатній рівень оновлення сільськогосподарських підприємств машинами та обладнанням, в галузі сільськогосподарського машинобудування мало уваги приділяється питанням ремонтної технологічності конструкцій машин та їх ремонтпридатності. Разом з тим, в машинобудівних підприємствах України за останні роки набирає силу напрямок по створенню техніки з використанням прогресивних вітчизняних матеріалів, сучасної елементної бази конструкцій машин, ефективного резервування [3, 4].

Сьогодні резервом збереження технічного потенціалу в сільському господарстві є ринок повторного використання техніки. Але поряд з тенденцією по закупівлі зарубіжних тракторів, комбайнів та сільськогосподарських машин, які були в експлуатації 8–15 років, можна відмітити недосконалість і лише становлення вторинного ринку машин для агропромислового комплексу. В той же час в США, Германії та Японії відновлена та модернізована техніка складає біля 40% всього парку машин для аграрного сектора [2]. Лише в Германії нараховується понад 6 тисяч приватних підприємств, які займаються продажем техніки, яка знаходилась в експлуатації. Важливе місце при цьому відводиться створенню на базі спеціалізованих ремонтних майстерень та ремонтних заводів мережі фірмових центрів (дилерських пунктів) підприємств-виробників техніки.

Метою роботи є необхідність розробки комплексного наукового підходу до встановлення та дослідження показників ремонтпридатності сільськогосподарської техніки, включаючи машини для приготування кормів, та складових частин.

Оцінку та дослідження ремонтпридатності машин та обладнання сільськогосподарського виробництва може бути реалізовано в наступній послідовності:

- вибір номенклатури показників для кількісної та якісної оцінки ремонтпридатності;
- визначення витрат часу, праці та коштів на проведення технічного обслуговування та ремонту;
- розрахунок числових значень показників ремонтпридатності.

Для визначення показників ремонтпридатності конструкцій виробів можна використати методи в залежності від способу і джерела отримання інформації. Так, способи отримання інформації базуються на наступних методах: органолептичному,

розрахунковому та реєстраційному. Джерелом отримання інформації є традиційні: експертна оцінка та опитування спеціалістів, імітаційне та аналогове моделювання.

Проведеними аналітичними та експериментальними дослідженнями було встановлено, що для оцінки ремонтпридатності сільськогосподарської техніки можна взяти дробарки для подрібнення зерна. Ці машини широко використовуються в сільському господарстві, переробній та харчовій промисловості. В останні роки відмічається випуск дробарок нового типу на машинобудівних підприємствах України. Дробарки, як більшість машин та обладнання з механізації тваринницьких ферм, потребують особливої уваги ремонтної служби на сервісних підприємствах, оскільки технічний стан їх недостатньо досліджений з позицій ремонтпридатності. Для відновлення їх справного або ж працездатного стану застосовується агрегатний метод ремонту.

Основними показниками надійності та ремонтпридатності кормодробарок, були: напрацювання на відмову, середній час відновлення роботоздатності, строк служби машини. Статистичні дані про показники надійності кормодробарок ДБ-5 отримано із хронометражних спостережень, аналізу опитувальних листів спеціалістів, первинних документів в агрофірмах та сільськогосподарських підприємствах Київської, Житомирської та Черкаської областей [5].

В результаті обробки експериментальних даних, яку було проведено з використанням комп'ютерних програми Indel Scientifical, отримано модель ремонтпридатності кормодробарок. Ця математична модель визначається рівнянням регресії у вигляді степеневого полінома. Модель (рис. 1) описує залежність часу на відновлення роботоздатності від напрацювання на відмову кормодробарок і строку служби машини.

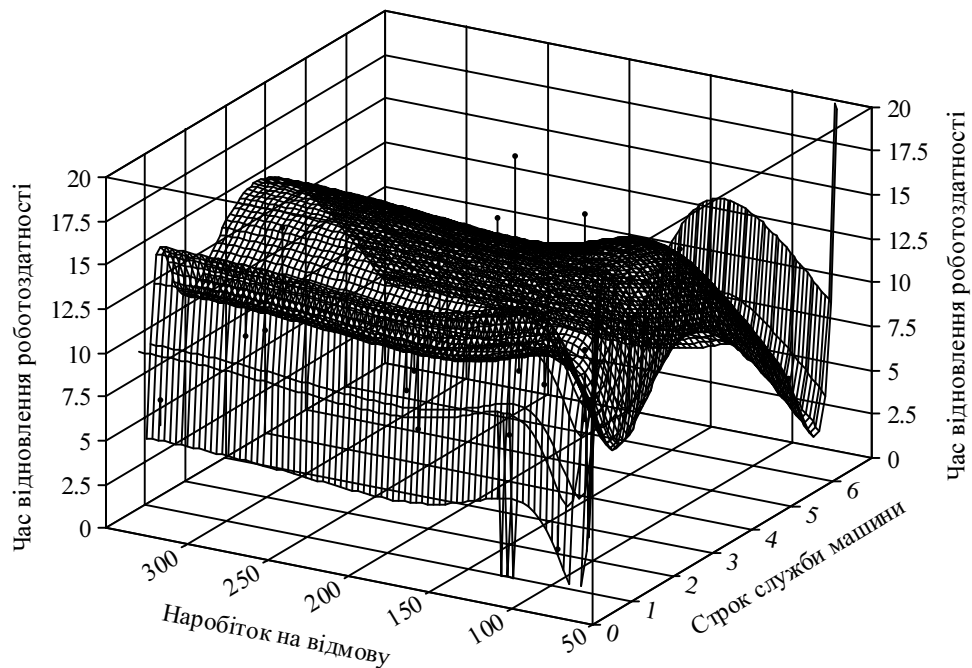


Рисунок 1 – Графік залежності часу на відновлення роботоздатності від наробітку на відмову та строку служби кормодробарок

Запишемо складові, які входять до наведеного рівняння:

$$t_{\text{відн.}} = -89.819 + 928.117/t_{\text{стр.сл.}} - 3787.281/t_{\text{стр.сл.}}^2 + 7000.42/t_{\text{стр.сл.}}^3 - 5942.37/t_{\text{стр.сл.}}^4 + 10.05/t_{\text{стр.сл.}}^5 + 21669.67/t_{\text{нар.}} - 8.22/t_{\text{нар.}}^2 + 1.42/t_{\text{нар.}}^3 - 1.12/t_{\text{нар.}}^4 + 3.25/t_{\text{нар.}}^5 \quad (1)$$

де $t_{\text{відн.}}$ – час відновлення роботоздатності, год.;

$t_{стр.сл.}$ – строк служби машини, років;

$t_{нар.}$ – нарботок на відмову, год.

Аналіз показує, що представлені графіки носять нелінійний характер. Так, із збільшенням строку служби кормодробарок в межах від 1 до 5 років, час відновлення роботоздатності зростає, а потім після 6 років дещо спадає. Це можна пояснити тим що через 5–6 років використання були замінені вузли, які впливали на надійність машин. Графік залежності відновлення працездатності машини від напрацювання на відмову можна умовно розподілити на два періоди. В межах напрацювання 120–150 годин час на відновлення дробарок зростає, при усуненні відмов та несправностей поновлюється роботоздатність найменш надійних елементів. І лише починаючи із 150 год. і до 400 год. спостерігається лінійний характер залежностей, що вказує на настання періоду нормальної роботи машин. Разом з тим можна зазначити, що найбільш інтенсивно зростає час відновлення працездатності кормодробарок строком служби 4–6 років через 100 годин їх використання. Максимальне значення показника ремонтпридатності становить 12,5–15 годин.

Висновки:

1. Перспективним напрямком підвищення надійності кормоприготувальних машин є забезпечення їх ремонтпридатності на основі дослідження якісних і кількісних показників надійності машин.

2. Отримано тримірну математичну модель залежності часу на відновлення роботоздатності кормодробарок від напрацювання на відмову і строку служби машин, які дозволяють не лише візуально оцінити ремонтпридатність машин, але й описати вплив основних факторів на їх роботоздатність. Моделі можуть служити прогнозуючими параметрами при обґрунтуванні шляхів підвищення рівня надійності сільськогосподарських машин.

3. Встановлено, що для кормодробарок ДБ-5, які знаходяться в експлуатації 4–6 років, період нормальної роботи настає через 120–150 годин їх використання. Максимальний час відновлення роботоздатності об'єктів дослідження становить 12,5–15 годин.

Список літератури

1. Ремонтпригодность машин./ Под ред. П.Н. Волкова – М.: Машиностроение, 1975. – 368 с.
2. Северный А.Э. Рынок подержанной техники – резерв сохранения технического потенциала в сельском хозяйстве// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2000.–№2 – С. 2-5.
3. Бойко А.І., Новицький А.В., Мельник В.І., Ружи́ло З.В., Караби́ньош С.С. Аналіз системних методів розрахунку надійності машин та обладнання // Вісник ХДТУСГ.– Вип. 15; "Підвищення надійності відновлюємих деталей машин".– Харків, 2003. – С. 129-134.
4. Гуков Я.С., Грицишин М.І. Стан механізації сільськогосподарського виробництва України // „Механізація і енергетика с. г.”: Матеріали ІУ Міжнародної науково-технічної конференції MOTROL 2003. – Люблін-Київ: Видавничий центр НАУ, 2003. – Т. 6. – С. 64-70.
5. Бойко А.І., Новицький А.В., Мельник В.І. Дослідження експлуатаційної надійності кормодробарок // Механізація сільськогосподарського виробництва: Науковий вісник НАУ. – 2000. – Вип. 33. – С. 127-130.
6. Каннингхем К., Кокс В. Методы обеспечения ремонтпригодности: Пер. с англ. под ред. М.И. Пославского – М.: Сов. радио, 1978. – 312 с.

В статье представлены результаты исследования ремонтпригодности кормодробилок, определены качественные и количественные их показатели.

There is considered the results of investigation of food crusher's reaper reparability and were fined values quantities and qualities in the article.

Одержано 10.10.06

В.В. Воротнюк, асп., С.І. Шмат, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

О.С. Гаврильченко, канд. техн. наук

Дніпропетровський державний аграрний університет

Аналітичне визначення якості кришення ґрунту об'ємним розпушувачем з розімкнутими стояками

В роботі пропонується методика аналітичного визначення якості обробки ґрунту, яка може бути використана на проектному етапі створення ґрунтообробних знарядь.

чизелювання, об'ємний розпушувач, V-подібні робочі органи, ступінь кришення

Чизелювання як вид основної обробки ґрунту останнім часом знаходить все більше застосування. Це пов'язано, в першу чергу, з необхідністю регулювання водного режиму ґрунтів. Характерною особливістю технологічного процесу, що виконується чизельними знаряддями, є глибоке рихлення з недорізом пласта по ширині захвату з утворенням на дні борозни незруйнованих гребенів та розпушеного шару над гребенями. (рис.1).

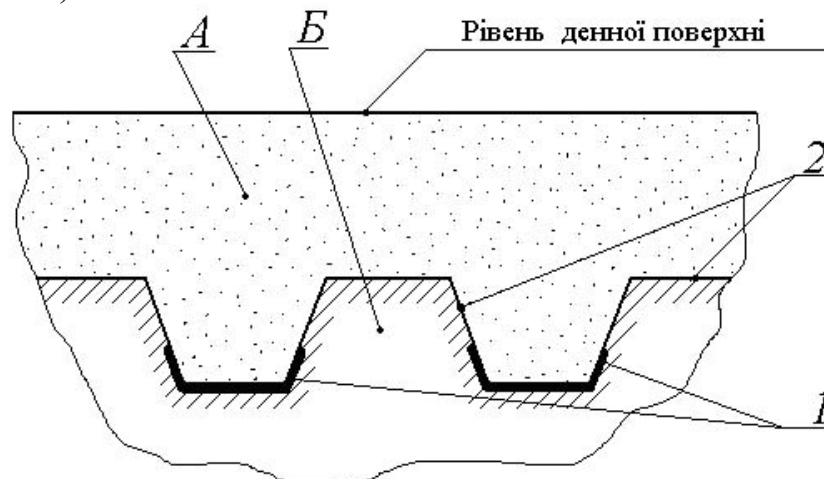


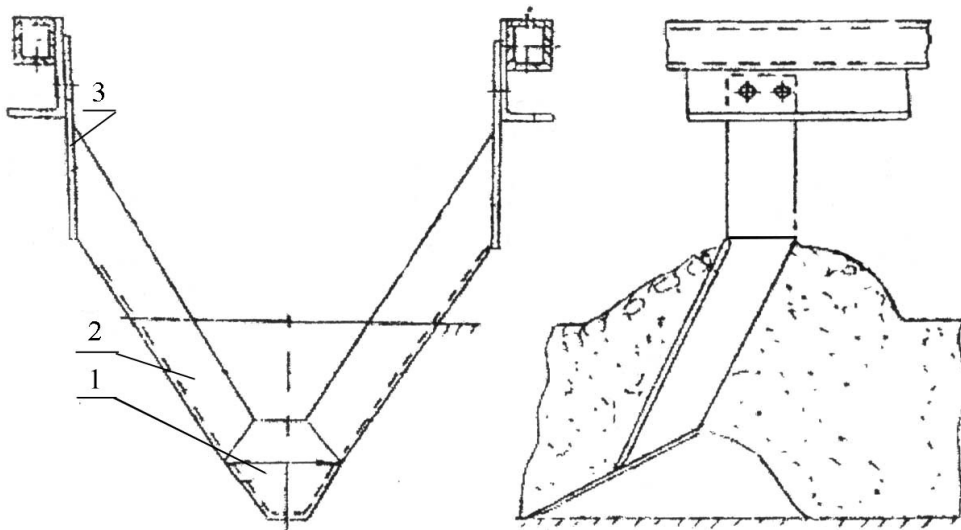
Рисунок 1 - Профіль борозни

При цьому на дні борозни утворюється ущільнене ложе 1, яке служить для накопичення вологи. З огляду на те, що в шарі А капілярні пори зруйновані, випаровування буде обмежено, а наявність капілярних пор в шарі Б сприяє регулюванню вологозаряду: або знімає його надлишок, або підживлює при недостатці.

Для стійкого регулювання водного режиму необхідно виконати дві додаткові умови: поверхня 2 не повинна бути ущільнена, тобто утворена сколюванням без безпосереднього контакту із знаряддям і шар А повинен складатися з ґрунтових агрегатів, оптимальних розмірів для даного типу ґрунту.

Дніпропетровським ДАУ [1,2] для формування такого профілю було розроблено знаряддя V-подібної форми (рис. 2).

Для стійкої роботи знаряддя необхідно виконати цілий ряд умов. Перш за все, для формування ущільненого ложа необхідно, щоб леміш йшов на глибині, яка перевищує критичну для даного типу ґрунту, який у свою чергу залежить від форми робочої поверхні знаряддя.



1 – лемеш; 2 – бокові стояки; 3 - несучі стояки.

Рисунок 2 - Схема знаряддя Дніпропетровського ДАУ

В той же час, використання його як знаряддя для основної обробки ґрунту вимагає виконання ряду якісних показників по кришенню ґрунту. Тому, знаряддя складається з п'яти конструктивних елементів, орієнтація яких по напрямку руху суворо регламентована його функціональним призначенням і механіко-технологічними властивостями ґрунту. При цьому, при формуванні робочого органу необхідно враховувати взаємний вплив конструктивних елементів знаряддя.

Таким чином, проблема полягає в складності, а в деяких випадках, і неможливості створити знаряддя, здатне ефективно працювати в широкому діапазоні ґрунтово-кліматичних умов.

За основу при формуванні V-подібного робочого органу прийнято одне з положень аналітичної теорії подрібнення ґрунту ріжучим периметром довільної форми А.Н.Панченко [3], яка свідчить, що для формування агрегату в процесі різання ґрунту необхідно подолати внутрішні напруження, які залежать від результуючих сил зчеплення і кута укладання частинок. Ріжучий периметр робочого органу умовно розбивається на ряд елементів, дія яких направлена на створення полів напружень в ґрунті, що приводить до направленої кришення. В подальшому, дане положення було неодноразово підтверджено при розробці і постановці на виробництво ряду ґрунтообробних знарядь.

Суть методики в наступному. Перш за все необхідно визначитися з критеріями оцінки якості кришення, прийнятними для проектних розрахунків. З цією метою було введено поняття приведенного коефіцієнта ступеня подрібнення ґрунту i . Суть коефіцієнта в наступному.

При сколюванні елементарної ділянки ґрунту необхідно подолати внутрішнє напруження, яке визначається за формулою:

$$G = \frac{R_c}{b \cdot a}, \quad (1)$$

де R_c – результуюча сила зчеплення частинок ґрунту на ділянці сколювання;
 b, a - поперечний переріз стружки ґрунту.

Результуючу силу зчеплення можна визначити знаючи питоме зчеплення частинок ґрунту, яке у свою чергу визначається щільноміром D_{opNDI} . Тоді, розрахункове значення ступеня подрібнення [3]

$$i = \frac{2 \cdot K_p \cdot E}{G^2} + 1, \quad (2)$$

де K_p – питомий коефіцієнт різання ґрунту;

E – модуль пружності ґрунту, який визначається по методиці [3] в залежності від кількості ударів щільноміра ДорНДІ.

Питомий коефіцієнт різання ґрунту K_p визначається як відношення опору різанню до площі поперечного перерізу стружки.

Виходячи з оптимального, з погляду агротехніки, значення приведенного діаметра ґрунтових агрегатів 2..10 мм аналітично обґрунтовано оптимальне значення $i = 13,7..98,0$ [3].

При використанні такого підходу робочі поверхні робочого органу необхідно формувати з розрахунку на пріоритетну дію сил згину і обжимання пласта, що зрештою і призвело до появи нового робочого органу V - подібної форми.

В результаті експериментальних досліджень була відпрацьована конструкції розпушувача [4].

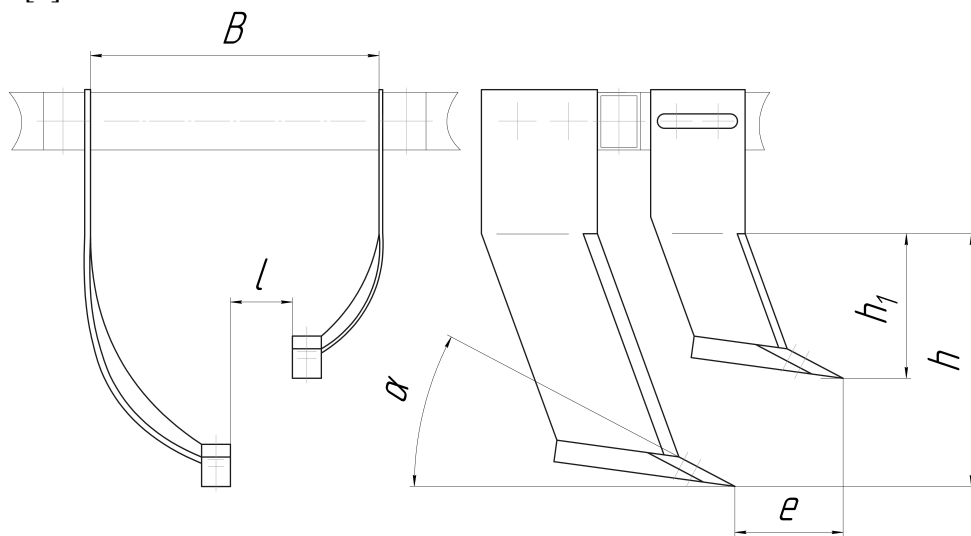


Рисунок 3 – Конструктивна схема розпушувача.

Конструктивна схема (рис. 2.) побудована з використанням рішень, закладених в V - і U -подібних знаряддях і є логічним продовженням закладених в них ідей.

Основні параметри, які характеризують конструкцію: B – ширина захвату; α – кут атаки долота; h – повна глибина ходу знаряддя; h_1 – глибина ходу першої лапи пари; e – виліт верхнього наральника по відношенню до нижнього; l – відстань між наральниками по ширині;

Дослідний робочий орган використовує наступні механізми кришення:

- відділення призми ґрунту від масиву при підрізанні пласта долотом;
- розгалуження і розвиток тріщин при підйомі пласта по поверхні;
- обжимання бічними стояками;
- динамічний удар при укладанні матеріалу на дно борозни.

В процесі роботи знаряддя в ґрунті формуються зони деформації, які розповсюджуються вперед і в сторони. Напрямок сколювання від лемеша вперед по ходу знаряддя відхиляється на кут внутрішнього тертя ґрунту φ_2 від нормалі до леза лемеша.

Параметри конструкції визначають внесок кожної складової в загальне кришення пласта.

Для порівняння якості кришення розробленого знаряддя з відомими, за інших рівних умов, необхідно, відповідно до методики А.Н.Панченко, знати числове значення

питомого коефіцієнта різання K_r як показника, який характеризує величину створюваних в ґрунті напружень. Розглянемо послідовно, як змінюється K_r із зміною геометрії знаряддя, використовуючи при цьому ті ж підходи, але вносячи корективи відповідно до результатів останніх досліджень.

Тяговий опір одного стояка в загальному вигляді [3]:

$$W = (P_{СК} + P_N + P_{БОК} + P_{ЗАТ} + P_V) \cdot \cos \left[\arctg \left(\frac{i + \sin \varphi_1}{\cos \varphi_1} - \varphi_1 \right) \right], \quad (8)$$

де $P_{СК}$ – тяговий опір від утворення призми сколювання;

P_N – тяговий опір від сил тертя по долоту;

$P_{БОК}$ – тяговий опір від сил тертя по бічному стояку;

$P_{ЗАТ}$ – тяговий опір від затуплення леза;

P_V – тяговий опір, який враховує вплив швидкості різання;

i – коефіцієнт ковзання;

φ_1 – кут внутрішнього тертя.

Тяговий опір від утворення призми сколювання розраховуємо окремо для кожного стояка, так як вони не з'єднані долотом і рознесені в напрямку руху.

$$P_{СК} = C_{УД} \cdot F_{СК}, \quad (9)$$

де $C_{УД}$ – питоме сколювання частинок ґрунту;

$F_{СК}$ – площа сколювання.

Для стояка, що стоїть окремо і іде на глибині основної обробки, з достатнім ступенем точності можна прийняти, що призма сколювання є половиною переверненого конуса з вершиною в центрі долота і радіусом в основі $a \cdot \cos^{-1}(\alpha + \varphi_2)$. Побічно це можна підтвердити знімком досліджень в ґрунтовому каналі (рис.3.)

Тоді, площа сколювання

$$F_{СК} = \int_0^{0,5\pi} \frac{a}{\cos(\alpha + \varphi_2)} \cdot \sqrt{[\operatorname{ctg}(\alpha) + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_2)]^2 \cdot \cos^2(t) + \operatorname{tg}^2 \varphi_2 \cdot \sin^2(t)}, \quad (10)$$

де a – глибина ходу знаряддя;

α – кут атаки долота;

φ_2 – кут внутрішнього тертя;

t – поточний параметр.



Рисунок 4 – Розповсюдження ліній сколювання від стояка з долотом, що рухається в ґрунті

$$(P_N + P_{БОК}) = 4,9 \cdot b \cdot a^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - 0,5\varphi_2) \cdot \gamma \cdot (\sin \varphi_2 + \cos(\alpha + \varphi_2) \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi_1); \quad (11)$$

$$P_{ЗАТ} = K' \cdot (Z + \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot X) \cdot b, \quad (12)$$

де K' - границя несучої здатності;
 b – ширина захвата знаряддя;
 X – товщина леза;
 γ - питома вага ґрунту.

Додаткову силу різання, яка враховує вплив швидкості різання, визначаємо по формулі Ю. А. Ветрова [5]:

$$P_V = \frac{\gamma \cdot b \cdot a}{g} \cdot \frac{\sin \alpha \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha + \theta)} \cdot V^2, \quad (13)$$

де θ – задній кут;
 V – швидкість різання.

Отримані залежності (8-13) дають можливість визначити питомий коефіцієнт різання ґрунту:

$$K_p = \frac{W}{a \cdot b}, \quad (14)$$

і визначивши по довідковим даним [3] внутрішнє напруження і модуль пружності ґрунту, по формулі (2) визначити ступінь кришення.

Розрахунки показують, що одностояковий розпушувач має дещо гірші з точки зору ступені кришення показники якості обробки. Використання другого стояка, який іде на меншій глибині і працює в режимі наявності початкового ступеню кришення, дозволяє на менших глибинах варіювати ступенем кришення. Це робить знаряддя більш універсальним і дозволяє знизити тяговий опір за рахунок менш інтенсивної обробки на більших глибинах.

Напрямок подальших робіт бачиться в оптимізації конструктивних параметрів знаряддя.

Список літератури

1. Панченко А.Н., Волик Б.А., Марениченко В.В. Перспективные направления развития почвообрабатывающих орудий для основной обработки почв // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 1998. – N1-2. – С. 49-53.
2. Чуйко И.С., Волик Б.А., Колбасин В.А. Обоснование конструктивных параметров V-образного орудия для чизелевания почвы./ «Проблеми та перспективи розвитку аграрної механіки»// Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції. – Дніпропетровськ: ДДАУ, 2004. – С. 29-33.
3. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / Днепропетр. гос. агр. ун-т.- Днепропетровск, 1999. – 140 с.
4. Ґрунтообробний робочий орган. Позитивне рішення за заявкою на деклараційний патент на корисну модель UA № 200603632 МПК А01В 13/08 /Шмат С.І., Воротнюк В.В., Златопольський Ф.Й, Семенов А.В./
5. Ветров Ю.А. Резание ґрунтов землеройными машинами. – М.: Машиностроение, 1971 - 360 с.

В работе предлагается методика аналитического определения качества обработки почвы, которая может быть использована на проектном этапе создания почвообрабатывающих орудий.

In work the technique of analytical definition of quality of processing of ground which may be used at a design stage of creation of soil-cultivating instruments is offered.

Одержано 30.10.06

Упрощенная обобщенная модель пневматика

Обобщен ряд работ в области механики шин и описана упрощенная аналитическая модель катящегося с уводом пневматика. Выходными результатами модели являются зависимости поперечной составляющей силы трения и момента вращения от угла увода. Модель справедлива для широкого диапазона режимов установившегося качения пневматика, а также при его поперечных колебаниях.
пневматик, сила трения, момент сил трения, пневмоколесная машина, модель

1. Введение. Проблемы теоретического изучения динамики пневмоколесных машин невозможно решить без построения механико-математической модели пневматика. Существует отрасль механики (механика шин), объектом изучения которой является колесо, снаряженное пневматической шиной, или коротко - пневматик.

В данной работе рассматривается катящийся с углом увода U пневматик (рис.1). (Движение с уводом возникает при действии на пневматик силы, направленной по оси $C\xi$). В ходе движения со стороны дорожного покрытия на пневматик действует система распределенных сил. Будем изучать проекцию равнодействующей этих сил на ось $C\xi$ (или поперечную силу трения \vec{F}) и момент M вокруг вертикальной оси $C\eta$, который называют восстанавливающим.

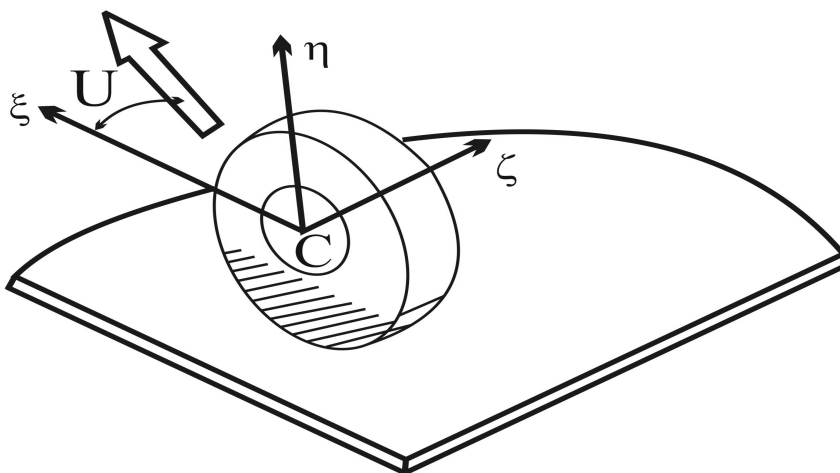


Рисунок 1- Катящийся с уводом пневматик

Движение с уводом может быть установившимся, т.е. $U(t) = const$, где t – время, и неустановившимся - $U(t) \neq const$. В частности, функция $U(t)$ может быть периодической вида

$$U = U_0 + \sin(\omega t + \vartheta),$$

где U_0, ω, ϑ – постоянные величины. В таком случае будем говорить об уводе при колебаниях. При движении с уводом может возникать продольная сила трения. При ее отсутствии качение называют свободным.

В статье на основе идей и результатов работ [1-10] описана упрощенная аналитическая модель пневматика, выходными данными которой являются зависимости поперечной силы трения и восстанавливающего момента от угла увода. Модель справедлива при установившемся уводе и уводе при поперечных гармонических колебаниях диска колеса, при свободном качении и при наличии продольной силы трения.

Уточним обозначения и дадим некоторые определения. Угол увода, поперечную силу трения и восстанавливающий момент при установившемся уводе обозначим, как и выше, через U, F, M , а при колебаниях - через $\tilde{U}, \tilde{F}, \tilde{M}$. Приведем формулы для определения углов U, \tilde{U} . С этой целью введем обозначения: V – проекция вектора скорости точки C на ось $C\xi$; W – проекция вектора скорости точки C на ось $C\zeta$; w – проекция вектора скорости центра масс нижней (заштрихованной на рис.1) части пневматика на ось $C\zeta$. Будем иметь:

$$U = \arctg(W/V), \tilde{U} = \arctg(w/V).$$

2. Зависимости $F(U), M(U)$. Выделим три схемы образования поперечной силы трения (рис.2).

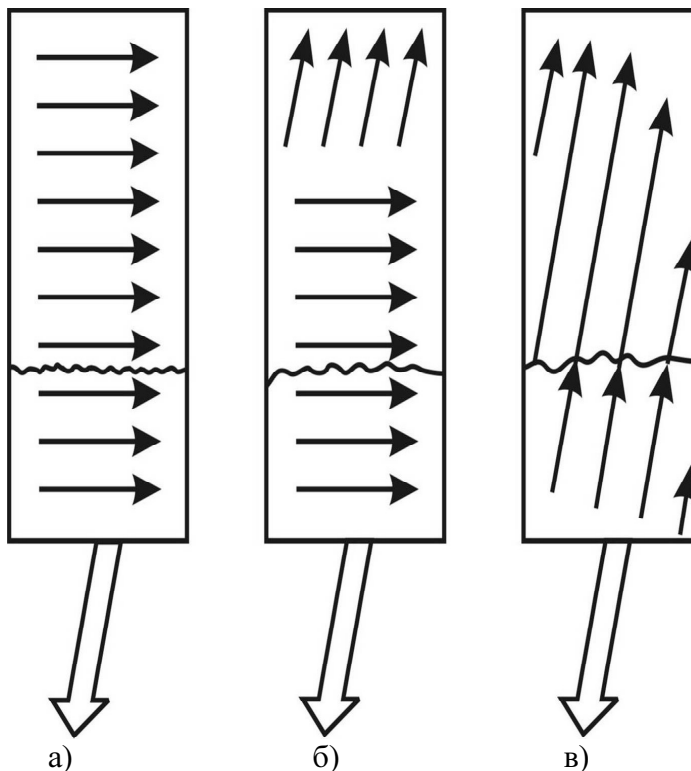


Рисунок 2- Схемы образования поперечной силы трения

Волнистая линия разделяет участки адгезии (он прилегает к передней кромке) и скольжения. На фрагменте а) показан чистый увод, когда продольная сила трения отсутствует; на фрагменте в) - увод с продольным скольжением, занимающим всю зону контакта пневматика с полотном дороги; на фрагменте б) – комбинированный случай, когда имеется некоторый участок полного, т.е. и продольного и поперечного, скольжения. Обозначим всю длину контакта L , длину участка скольжения X , длину участка лишь поперечного скольжения x_1 , длину участка полного скольжения x_2 и введем в рассмотрение параметр продольного скольжения $\tilde{x} = x_2 / X, \tilde{x} \in [0;1]$. Понятно, если $\tilde{x} = 0$, то имеет место чистый увод, а если $\tilde{x} = 1$, то – увод с продольным

скольжением. Длина участка скольжения зависит от угла увода и при $U \geq U_{кр}$ охватывает всю зону контакта. Случай $\tilde{x} = 1$ при $U \geq U_{кр}$ называют юзом.

Используя результаты и методики работ [1,2,7,9], с учетом описанных обозначений запишем искомые зависимости:

$$0 \leq \tilde{x} < 1: \quad F = \begin{cases} \mu_* N f_f(u, \tilde{x}), u \in [0;1] \\ \mu_* N \varphi_f(u, \tilde{x}), u > 1 \end{cases}, \quad (1)$$

$$\tilde{x} = 1: \quad F = \begin{cases} \mu_* N f_f(u, \tilde{x} = 0) U_{кр} u, u \in [0;1] \\ \mu_* [1 + \tilde{\alpha}(1-u)] N U_{кр} u, u > 1 \end{cases}, \quad (2)$$

и

$$0 \leq \tilde{x} < 1: \quad M = \frac{1}{2} \mu_* N L f_m(u, \tilde{x}), u \in [0;1], \quad (3)$$

$$\tilde{x} = 1: \quad M = \frac{1}{2} \mu_* N L f_m(u, \tilde{x} = 0) U_{кр} u, u \in [0;1], \quad (4)$$

где функции f_f, f_m, φ_f зависят от двух переменных u, \tilde{x} и описываются выражениями:

$$f_f = \sum_i^4 f_i u^i, \quad (5)$$

и

$$f_m(u) = \sum_i^5 m_i u^i, \quad (6)$$

где

$$f_1 = 3, f_2 = -3 - 3\tilde{x}^2, f_3 = 1 + 3U_{кр}\tilde{x}^2 + 2\tilde{x}^3, f_4 = -2U_{кр}\tilde{x}^3;$$

$$m_1 = 1, m_2 = -3 - 3\tilde{x}^2, m_3 = 3 + 3U_{кр}\tilde{x}^2 + 6\tilde{x}^3,$$

$$m_4 = -1 - 6U_{кр}\tilde{x}^3 - 3\tilde{x}^4, m_5 = 3U_{кр}\tilde{x}^4.$$

$$\varphi_f(u) = \varphi_0 + \varphi_1 u + \varphi_2 u^2,$$

$$\varphi_0 = (1 + \tilde{\alpha})(1 - \chi), \varphi_1 = (1 + \tilde{\alpha})\chi U_{кр} - \tilde{\alpha}(1 - \chi), \varphi_2 = -\tilde{\alpha}\chi U_{кр}$$

$$\tilde{\alpha} = \alpha / \mu_*, \chi = \chi(\tilde{x}) = 3\tilde{x}^2 - 2\tilde{x}^3.$$

Здесь $u = U / U_{кр}$ – относительный угол увода;

N – нормальная реакция полотна дороги;

μ_*, α – параметры зависимости коэффициента трения μ от относительного угла увода:

$$\mu(u) = \mu_* + tg\alpha(1 - u).$$

Графики зависимостей (5) и (6) приведены в [7]. Подчеркнем, что:

- зависимости (1)-(4) справедливы для всех выше описанных случаев (т.е для чистого, комбинированного увода и увода с продольным скольжением);

- сопоставление упомянутых зависимостей с зависимостями, полученными в [2], дает возможность выяснить физический смысл сложного аргумента формул [2].

3. Увод при колебаниях- зависимость $\tilde{F}(\tilde{U})$. В [8] для малых углов увода, при которых обсуждаемая зависимость линейна, показано, что зависимости (1), (2) можно распространить на случай колебаний, если в выше приведенных формулах (1), (2), (5) вместо U использовать \tilde{U} . Распространить такой подход на случай немалых углов увода дают основание результаты работы [5].

4. Выводы и заключение. Описана упрощенная аналитическая модель пневматика, с помощью которой можно описать силы и моменты взаимодействия

катящегося с уводом пневматика с полотном дороги. Модель справедлива для различных (описанных в статье) режимов качения. Построена модель на основании результатов и подходов работ, приведенных в списке литературы. Модель пригодна при математическом моделировании движения пневмоколесных машин любого назначения.

Список литературы

1. Gim G., Nikravesh P.E. An analytic model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations. Part 1: Pure slips. Int. J. of Vehicle Design, v. 11, No 6, 1990, pp. 589-618.
2. Pacejka H.B., Sharp R.S. Shear force development by pneumatic tires in steady-state conditions. A review of modeling aspects// Vehicle system dynamics. - 1991. - V. 20, № 3-4. - P. 121-176.
3. Apetaur M. Modelling of transient nonlinear tire responses// Tire models for vehicle dynamics analysis: Proc. Of 1-st international colloquium on tire models. Delft, oc. 21-22, 1991. P. 116-126.
4. Кручинин П.А., Магомедов М.Х., Новожилов И.В. Математическая модель автомобильного колеса на антиблокировочных режимах движения // Изв. РАН «Механика твердого тела», №6, 2001. С. 63-69.
5. Clover C.L., Bernard J.E. Longitudinal tire dynamics// Vehicle System Dynamics. V. 29, 1998. - P. 231-259.
6. Кручинин П.А., Магомедов М.Х., Макаров Л.М. Активное подавление паразитных колебаний при работе пневматической антиблокировочной системы//Вестн. моск. университета, серия I «Математика, механика». - 2003. - №5. - С. 25-29.
7. Шифрин Б.М. К теории качения пневматика. Зб. наукових праць Кіровоградського національного технічного університету „Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація”. Вип. 17. 2006. - С. 370-377.
8. Плахтиенко М.П., Шифрин Б.М. Модель відведення пневматика при вимушених коливаннях. Український міжвідомчий науково-технічний збірник „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”, №40, 2006, С. 190-195.
9. Плахтиенко Н.П., Шифрин Б.М. „Одностепенная модель колебаний опоры шасси самолета”//Техн. механика. - 2006. - №1, - С. 16-25.
10. Рокар И. Неустойчивость в механике: автомобили, самолеты, всякие мосты. – М.: Изд. иностр. лит. 1959. – 287 с.

Узагальнений ряд робіт у області механіки шин і описана спрощена аналітична модель пневматика, що котиться з відведенням. Вихідними результатами моделі є залежності поперечної сили тертя і моменту того, що вертить від кута відведення, що становить. Модель справедлива для широкого діапазону режимів сталого кочення пневматика, а також при його поперечних коливаннях.

The row of works is generalized in area of mechanics of tires and the simplified analytical model of pneumatic tires rolling with a withdrawal is described. Dependences of transversal making force of friction and moment of turning from the corner of withdrawal are the outputs results of model. A model is just for the wide range of the modes of set running of pneumatic tires, and also at his transversal vibrations.

Получено 05.11.06

М.Д. Пархоменко, інж., В.О. Кондратець, проф., канд. техн. наук
Ю.М. Пархоменко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Стохастичне моделювання розподілу зерен в рядку

Аналізуються показники оцінки якості сівби. Визначаються стохастичні моделі розподілу потоку насіння за щільністю в заданому заліковому інтервалі та за тривалістю інтервалів між сусідніми насінинами.

якість сівби, стохастична модель розподілу, потік насіння, заліковий інтервал, щільність, тривалість, ймовірність

Основні показники оцінки якості сівби

Згідно з агротехнічними вимогами [1], [2] для кожного виду зернової культури встановлена своя норма висіву Q , яка є базовим показником (1), залежним від регіону, якості ґрунту, сорту насіння, тощо:

$$Q = \frac{10^4 \cdot \sum q_i}{n_a \cdot b \cdot L} = \frac{10 \cdot Q_m \cdot A}{b} \text{ (кг/га)},$$

$$Q_m = \frac{10^3 \cdot \sum q_i}{n_a \cdot A \cdot L} = \frac{Q \cdot b}{10 \cdot A} \text{ (шт/м)}, \quad (1)$$

$$Q_c = \frac{Q \cdot b \cdot V_c}{36 \cdot A} = \frac{Q_m \cdot V_c}{3,6} \text{ (шт/с)}$$

де Q - задана норма висіву в кг/га;

Q_m, Q_c - кількість висіяного насіння на один сошник, шт/м та шт/с;

$\sum q_i$ - маса насіння, висіяного усіма висівними апаратами сівалки, кг;

b - ширина міжряддя, м;

A - вага 1000шт. насіння, кг;

L - довжина засіяної ділянки, м;

n_a - кількість сошників у сівалки, шт.;

V_c - швидкість руху сівалки, км/год.

Найбільш детальними і точними показниками оцінки якості сівби є:

- рівномірність розміщення зерен в рядку за щільністю k ($k = 0, 1, 2, \dots, m$) в заданому заліковому інтервалі l_3 , значення якого приймається на рівні фіксованого п'ятисантиметрового діапазону або кратним розрахунковій величині інтервалу l_p між сусідніми насінинами в рядку $l_3 = i \cdot l_p$, де: $i = 1, 2, 3, \dots, m$ (для сівалок рядкового, вузькорядного та стрічкового способів сівби). Цей показник характеризується такими параметрами, як: середньо арифметична щільність насіння \bar{k} в заданому заліковому інтервалі l_3 , шт./ l_3 ; середньо квадратичним відхиленням σ_k кількості насіння k_i в кожному із залікових інтервалів від їх середньо арифметичного значення \bar{k} , шт./ l_3 ; коефіцієнтом варіації v_k по середньо квадратичному відхиленню щільності зерна в заліковому інтервалі; процентом загущеного та розрідженого посівів; гістограмою

щільності $l_i(k_i)$ або $l_i(k_i)/n$ розміщення зерен в заданому заліковому інтервалі часу t_3 або довжини x_3 (при рядковій сівбі), де: $l_i(k_i)$ - кратність появи залікових інтервалів з щільністю k_i , n – кількість залікових інтервалів.

– рівномірністю розміщення насіння за відстанню (для сівалок точного та пунктирного способів сівби), що характеризується: розрахунковим x_p та фактичним середнє арифметичним інтервалом \bar{x} між сусідніми зернами в рядку; середньо квадратичним відхиленням σ_x поточних інтервалів x_i від їх середньо арифметичного значення \bar{x} ; коефіцієнтом варіації v_x ; гістограмами тривалості часових інтервалів $k_i(t_i)$ або $k_i(t_i)/n$ та відстаней $k_i(x_i)$, $k_i(x_i)/n$ між сусідніми зернами в потоці або в рядку (для сівалок точного висіву), де: $k_i(t_i)$, $k_i(x_i)$ - кратність появи часового інтервалу t_i або відстані x_i , n – загальна кількість вимірів.

Виходячи з означеного, визначимо закони розподілу потоку насіння, що формується висівними апаратами сівалок, за щільністю в заданому заліковому інтервалі часу або довжини та за тривалістю часових інтервалів або відстаней між сусідніми насінинами в потоці або в рядку з використанням методів стохастичного моделювання.

Оскільки сучасні методи реєстрації базуються в основному на принципах виміру часових інтервалів, а змінна величина часу прямо пропорційна відстані $t = x/V_c$, де V_c - швидкість руху сівалки, то при визначенні законів розподілу необхідно виходити як із змінної часу t , так і з змінної відстані x .

Визначення стохастичної моделі розподілу потоку насіння за щільністю в заданому заліковому інтервалі

Потік насіння через площину реєстрації датчика можна розглядати як найпростіший потік випадкових подій (кількість насіння в заданому інтервалі, тривалості інтервалів між сусідніми насінинами, координати місця перетину насінинами площини реєстрації, тощо), які виникають в випадкові моменти часу і відповідають вимогам стаціонарності, відсутності післядії та ергодичності, тобто [3]:

- ймовірність прольоту k_i ($k_i=0,1,2\dots m$) насінин через площину реєстрації датчика за термін часу τ залежить лише від щільності потоку насіння λ та тривалості часового інтервалу τ і не залежить від початку відліку часу та кількості насіння, що пролетіло в другий відрізок часу $P_{\tau_2}(k_j) \neq f(P_{\tau_1}(k_i))$, при цьому щільність потоку насіння (норма висіву) λ_t , шт/с та λ_x , шт/м за весь термін висіву, згідно з агротехнічними вимогами, повинна мати сталу середньо статистичну величину;

- кількість насіння k_i , що пролітає за визначені, не пересічні, терміни часу τ , є взаємно незалежними величинами, тобто $P(k_i \cap k_j) = P_{\tau_1}(k_i) \cdot P_{\tau_2}(k_j)$, а самі події – попарно не сумісними $P(k_i \cup k_j) = P_{\tau_1}(k_i) + P_{\tau_2}(k_j)$;

- ймовірність прольоту через площину реєстрації датчика за нескінченно малий термін часу $\Delta\tau$ двох або більше насінин зневажливо мала у порівнянні з ймовірністю прольоту одного зерна $P_{\Delta\tau}(2) \ll P_{\Delta\tau}(1)$.

Визначимо ймовірність прольоту k насінин через площину реєстрації датчика за термін часу τ та ймовірність попадання k насінин на ділянку довжиною l . Для цього спершу знайдемо ймовірність прольоту не менше ніж одного зерна за нескінченно малий проміжок часу $\Delta\tau$ ($\Delta\tau = \tau/n$, де $n=1,2,3,\dots N$). Якщо $\lambda_t = N/t$ - це кількість

насіння, що пролітає через площину реєстрації за одиницю часу (щільність, шт/с), де N - загальна кількість зареєстрованого насіння, а t - час реєстрації, то кількість насіння, що пролітає за час $\Delta\tau$ дорівнює $\lambda_t \cdot \Delta\tau$ (математичне чекання). Цю величину, при нескінченно малих значеннях $\Delta\tau$ ($\Delta\tau = \tau/n$, якщо $n \rightarrow \infty$) можна умовно прийняти за ймовірність прольоту одного зерна (2):

$$p_t = \lambda_t \cdot \Delta\tau = \frac{\lambda_t \cdot \tau}{n} \quad (2)$$

Виходячи з визначення ймовірності повної групи подій, ймовірність протилежної події – не пролетить жодної насінини, дорівнює (3):

$$q_t = 1 - p_t = 1 - \frac{\lambda_t \cdot \tau}{n} \quad (3)$$

Так як зерновий потік, що формується висівними апаратами сівалок, відповідає усім вище означеним вимогам і представляє собою потік дискретних, попарно не сумісних і незалежних подій з ймовірностями p_t і q_t , то ймовірність того, що в k випадках із n через площину реєстрації датчика за час $\tau = \Delta\tau \cdot n$ пролетить k насінин може бути визначена за допомогою формули Бернуллі (4) [4], [5]:

$$P_n(k) = C_n^k \cdot p_t^k \cdot q_t^{(n-k)} = C_n^k \cdot \left(\frac{\lambda_t \cdot \tau}{n}\right)^k \cdot \left(1 - \frac{\lambda_t \cdot \tau}{n}\right)^{(n-k)}, \quad (4)$$

де $k = 0, 1, 2, \dots, n$. При цьому ймовірність розподілу насіння в потоці підпорядковується біноміальному закону з параметрами розподілу (5):

$$m_t = n \cdot p_t = \lambda_t \cdot \tau$$

$$D_t = n \cdot p_t \cdot q_t = n \cdot \frac{\lambda_t \cdot \tau}{n} \cdot \left(1 - \frac{\lambda_t \cdot \tau}{n}\right), \sigma_t = \sqrt{D_t}, \quad (5)$$

де m_t, D_t, σ_t - відповідно математичне чекання, дисперсія та середнє квадратичне відхилення дискретних випадкових величин.

Якщо ймовірність прольоту одного зерна через площину реєстрації $p_t = \lambda_t \cdot \Delta\tau$ за термін часу $\Delta\tau$ не значна ($p_t \rightarrow 0$) при великому числі вимірів n ($n \rightarrow \infty, \Delta\tau = \tau/n$), тобто має місце умова $0 < n \cdot p_t = \lambda_t \cdot \tau \leq 15$ [3], то ймовірність $P_\tau(k)$ прольоту k зернин за термін часу τ можна визначати через наближену асимптотичну формулу Пуассона (6), більш практичну у використанні, ніж формула Бернуллі:

$$P_\tau(k) = \lim_{n \rightarrow \infty} P_n(k) = \lim_{n \rightarrow \infty} C_n^k \cdot \left(\frac{\lambda_t \cdot \tau}{n}\right)^k \cdot \left(1 - \frac{\lambda_t \cdot \tau}{n}\right)^{(n-k)} = \frac{(\lambda_t \cdot \tau)^k}{k!} \cdot e^{-\lambda_t \cdot \tau} \quad (6)$$

По аналогії з означеним, ймовірність $P_l(k)$ того, що в заданий інтервал відстані l попаде рівно k штук насіння можна також визначати за допомогою наближеної асимптотичної формули Пуассона (7), при виконанні встановлених вище вимог $0 < n \cdot p_x = \lambda_x \cdot l \leq 15$:

$$P_l(k) = \lim_{n \rightarrow \infty} P_n(k) = \lim_{n \rightarrow \infty} C_n^k \cdot \left(\frac{\lambda_x \cdot l}{n}\right)^k \cdot \left(1 - \frac{\lambda_x \cdot l}{n}\right)^{(n-k)} = \frac{(\lambda_x \cdot l)^k}{k!} \cdot e^{-\lambda_x \cdot l}, \quad (7)$$

де λ_x - щільність потоку насіння на одиницю довжини висівання в рядок (норма висіву), шт/м; l - довжина залікового інтервалу;

p_x - ймовірність попадання хоча б одного зерна в нескінченно малий інтервал довжини Δl ($p_x = \lambda_x \cdot \Delta l = \lambda_x \cdot l/n \rightarrow 0$, якщо $n \rightarrow \infty$).

Таким чином, приходимо до висновку, що розподіл зернового потоку за щільністю в заданому заліковому інтервалі часу τ_s або довжини l_s підпорядковується

пуассонівському закону розподілу дискретних випадкових величин, який характеризується наступними стохастичним моделями:

Рядом розподілу ймовірностей $F(k_i)$, який визначається за формулою Пуассона:

проліт k_i ($k_i = 0, 1, 2, \dots, m$) штук насіння через площину реєстрації за заліковий інтервал часу τ (8):

$$F(k_i) = P_\tau(k_i) = \frac{(\lambda_t \cdot \tau)^{k_i}}{k_i!} \cdot e^{-\lambda_t \cdot \tau}, \quad (8)$$

попадання k_i штук насіння в заданий заліковий інтервал довжини l (9):

$$F(k_i) = P_l(k_i) = \frac{(\lambda_x \cdot l)^{k_i}}{k_i!} \cdot e^{-\lambda_x \cdot l}. \quad (9)$$

Параметрами розподілу ймовірностей:

математичним чеканням m_t та m_x (10):

$$m_t = \lambda_t \cdot \tau, \quad m_x = \lambda_x \cdot l, \quad (10)$$

дисперсією D_t , D_x та середньо квадратичним відхиленням σ_t , σ_x (11):

$$D_t = \lambda_t \cdot \tau, \quad D_x = \lambda_x \cdot l, \quad \sigma_t = \sqrt{\lambda_t \cdot \tau}, \quad \sigma_x = \sqrt{\lambda_x \cdot l}, \quad (11)$$

коефіцієнтом варіації v_t , v_x (12):

$$v_t = 1/\sqrt{\lambda_t \cdot \tau}, \quad v_x = 1/\sqrt{\lambda_x \cdot l}. \quad (12)$$

На рис.1. представлена ймовірність попадання від одного до трьох насінин пшениці в заліковий п'ятисантиметровий діапазон при різних нормах висіву λ_x (шт/м), яка розрахована за формулою (7). Найбільша ймовірність попадання двох зернин в заданий діапазон співпадає з нормою висіву $\lambda_x = (30 \div 45)$ шт/м, що цілком відповідає агротехнічним вимогам.

На рис. 3 та рис. 4 представлені графіки залежності ймовірності $P_\tau(k)$ від щільності зернового потоку λ_t та залікового інтервалу часу $\tau(v_c)$, пропорційного заліковому інтервалу довжини ($L = 5 \text{ см}$), побудовані за результатами табуляції функції $P_\tau(k)$ при фіксованих значеннях $\lambda_t = 36 \text{ шт/с}$ та $\lambda_t = 104 \text{ шт/с}$, пропорційних визначеній вище нормі висіву $\lambda_x = 30 \div 45 \text{ шт/м}$ (13):

$$P_\tau(k) = \frac{(\lambda_t \cdot \tau(v_c))^k}{k!} \cdot e^{-\lambda_t \cdot \tau(v_c)}, \quad (13)$$

де $\tau(v_c) = \frac{L \cdot 3,6}{v_c \cdot 10^2}$ (с), $L = 5 \text{ см}$.

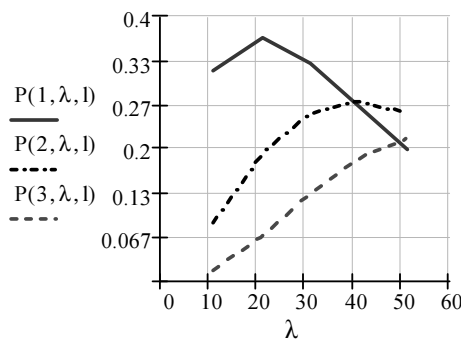


Рисунок 1 – Ймовірність попадання від 1 до 3-х зернин в 5-ти сантиметровий інтервал

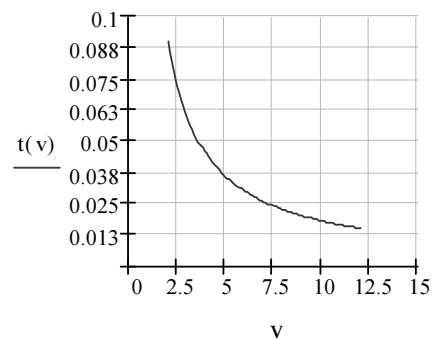


Рисунок 2 – Графік залежності $t(Vc)$, якщо $L=5 \text{ см}$

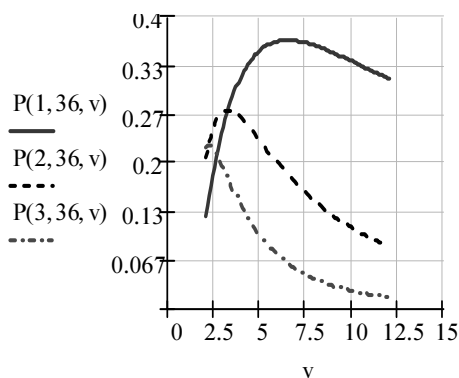


Рисунок 3 – Ймовірність пролітання від 1 до 3-х зернин при $\lambda t = 36$ шт/с

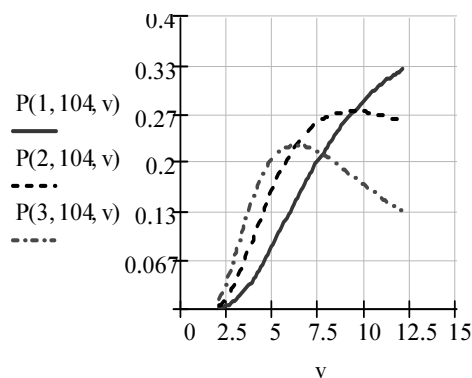


Рисунок 4 – Ймовірність пролітання від 1 до 3-х зернин при $\lambda t = 104$ шт/с

Аналіз цих графіків показує, що для забезпечення якісного висіву пшениці – по 2 зернини в кожному заліковому інтервалі ($L = 5\text{см}$) з ймовірністю $P_l(2) \geq 0,25$ (див. рис.1) необхідно проводити сівбу на швидкості $V_c = (2,5 \div 4)\text{км/год}$ при нормі висіву $\lambda_t = 36\text{шт/с}$ або на швидкості $V_c = (6 \div 12)\text{км/год}$ при нормі висіву $\lambda_t = 104\text{шт/с}$. Це співвідношення не являється критичним. Для того, щоб збільшити або зменшити норму висіву насіння, при збереженні швидкості руху сівалки, необхідно змінити коефіцієнт передачі $k_n = V_{2c} / V_{1c}$ між приводом механізму висіву та приводом колеса сівалки у відношенні (14) [4]:

$$\begin{aligned} \tau_2 &= (V_{1c} / V_{2c}) \cdot \tau_1 = \tau_1 / k_n \\ \lambda_2 &= (V_{2c} / V_{1c}) \cdot \lambda_1 = k_n \cdot \lambda_1 \end{aligned} \quad (14)$$

Тривалість залікового інтервалу $\tau(v_c)$, при необхідності, можна визначити за графіком (Рис.2.), на якому відображена залежність часу переміщення сівалки $\tau(v_c)$ на довжину залікового інтервалу ($L = 5\text{см}$) від швидкості її руху $v_c\text{км/год}$ ($\tau(V_c) = L / V_c$) (13). Наприклад, якщо $V_c = (2,5 \div 4)\text{км/год}$, то тривалість залікового інтервалу $\tau(V_c) = (0,075 \div 0,045)\text{с}$, а якщо $V_c = (6 \div 12)\text{км/год}$, то $\tau(V_c) = (0,023 \div 0,013)\text{с}$. Відмітимо також, що величина залікового інтервалу повинна бути кратною середньо статистичному значенню часового інтервалу $T_c = 1/\lambda_t$ між реєстрацією двох сусідніх насінин в потоці $\tau = (i+1) \cdot T_c$ або середній відстані $L_c = 1/\lambda_x$ між сусідніми насінинами в рядку $l = (i+1) \cdot L_c$, де $i = 0, 1, 2, \dots, m$. Це витікає з визначення величини математичного чекання (10) для закону розподілу Пуассона (15):

$$\begin{aligned} \tau &= m_t / \lambda_t = (i+1) \cdot T_c \\ l &= m_x / \lambda_x = (i+1) \cdot L_c \end{aligned} \quad (15)$$

Визначення моделі розподілу потоку насіння за тривалістю часових інтервалів або відстаней між сусідніми насінинами в потоці або в рядку

Розглянемо неперервну випадкову величину t - тривалість часового інтервалу між моментами реєстрації двох сусідніх довільно пролітаючих насінин в потоці і визначимо її функцію розподілу $F(t)$. При цьому виходимо з того, що ймовірність прольоту двох або більше насінин за проміжок часу $t \leq \tau = T_c$ набагато менше ймовірності прольоту одного зерна (із умов ергодичності) (16):

$$P_{\tau}(k) = \frac{(\lambda_i \cdot \tau)^k}{k!} \cdot e^{-\lambda_i \cdot \tau} \ll \frac{(\lambda_i \cdot \tau)}{1!} \cdot e^{-\lambda_i \cdot \tau}, \text{ де } k = 2, 3, \dots, m \quad (16)$$

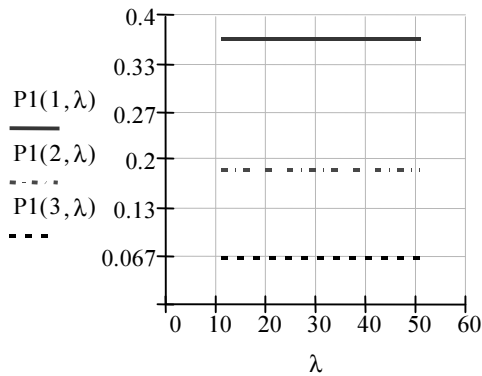


Рисунок 5 - Ймовірність пролітання від 1 до 3-х насінин за інтервал часу $\tau=1/\lambda t$

Вказане положення (17) легко підтверджується графіком (Рис. 5.), на якому відображена ймовірність прольоту 1, 2 та 3-х насінин $P_{T_c}(k)$ за проміжок часу $\tau = T_c = 1/\lambda_i$, визначена для різних норм висіву λ_i .

Тому значеннями $P_i(k)$ при $t \leq \tau = T_c$ та $k \geq 2$ будемо нехтувати. Ймовірність того, що випадкова величина T_i - часовий інтервал між прольотом двох сусідніх насінин в потоці, потрапить в проміжок часу t визначається функцією розподілу $F(t)$ (17):

$$F(t) = P(T < t). \quad (17)$$

Тоді, ймовірність протилежної події – випадкова величина T_i не потрапить в залічковий інтервал t визначається співвідношенням (18):

$$1 - F(t) = P(T \geq t). \quad (18)$$

Вказану ймовірність $P(T \geq t)$ можна порівняти з ймовірністю $P_i(0)$ того, що за проміжок часу $T \geq t$ не пролетить жодної насінини (19), яка визначається із формули Пуассона (6):

$$1 - F(t) = P(T \geq t) = P_i(0) = e^{-\lambda_i t}. \quad (19)$$

Виходячи з цього отримуємо вираз (20) для визначення інтегральної функції розподілу зернового потоку $F(t)$ за тривалістю часового інтервалу між прольотом двох сусідніх насінин:

$$F(t) = 1 - e^{-\lambda_i t}, \text{ якщо } t \geq 0. \quad (20)$$

В результаті її диференціювання $F(t)'$, визначимо диференційну функцію розподілу ймовірностей $f(t)$ за тривалістю часових інтервалів (21):

$$f(t) = \begin{cases} 0, & \text{якщо } t < 0 \\ \lambda_i \cdot e^{-\lambda_i t}, & \text{якщо } t \geq 0 \end{cases}. \quad (21)$$

Визначення моделі розподілу потоку насіння за відстанями X між сусідніми насінинами в рядку виконується по аналогії з тривалістю часового інтервалу. Таким чином, приходимо до висновку, що розподіл потоку насіння за тривалістю часових інтервалів t або відстаней X між сусідніми насінинами в потоці або в рядку, коефіцієнт варіації якого близький до 100%, підпорядковується показниковому (експоненціальному) закону розподілу ймовірностей неперервних випадкових величин, який характеризується наступними стохастичним показниками, визначеними по аналогії:

Функцією розподілу ймовірностей:

- за тривалістю часових інтервалів (22):

$$F(t) = 1 - e^{-\lambda_i t}, \text{ якщо } t \geq 0; \quad (22)$$

- за відстанями (23):

$$F(x) = 1 - e^{-\lambda_x x}, \text{ якщо } x \geq 0. \quad (23)$$

Функцією щільності розподілу ймовірностей:

- за тривалістю часових інтервалів (24)

$$f(t) = \begin{cases} 0, & \text{якщо } t < 0 \\ \lambda_t \cdot e^{-\lambda_t t}, & \text{якщо } t \geq 0 \end{cases}; \quad (24)$$

- за відстанями (25)

$$f(x) = \begin{cases} 0, & \text{якщо } x < 0 \\ \lambda_x \cdot e^{-\lambda_x x}, & \text{якщо } x \geq 0 \end{cases}. \quad (25)$$

Математичним чеканням: $m_t = 1/\lambda_t$, $m_x = 1/\lambda_x$.

Середньо квадратичним відхиленням: $\sigma_t = 1/\lambda_t$, $\sigma_x = 1/\lambda_x$.

Коефіцієнтом варіації: $v_t = 1$, $v_x = 1$.

Графіки залежності диференційної функції розподілу ймовірностей $f(x)$, визначені для різних норм висіву $\lambda(x)$, представлені на рис.6. Їх аналіз показує, що ні функція розподілу ймовірностей $F(x)$, ні функція щільності $f(x)$ не дають наочної і достатньої інформації для дослідника, крім загальної. Позитивним показником визначеної закономірності, який має практичне значення, є математичне чекання M_x та M_t (26), номограми яких представлені на Рис.7.

$$\lambda_t = \lambda_x \cdot \frac{V_c}{3,6}, \quad M_x = \frac{1}{\lambda_x}, \quad M_t = \frac{3,6}{\lambda_x \cdot V_c}. \quad (26)$$

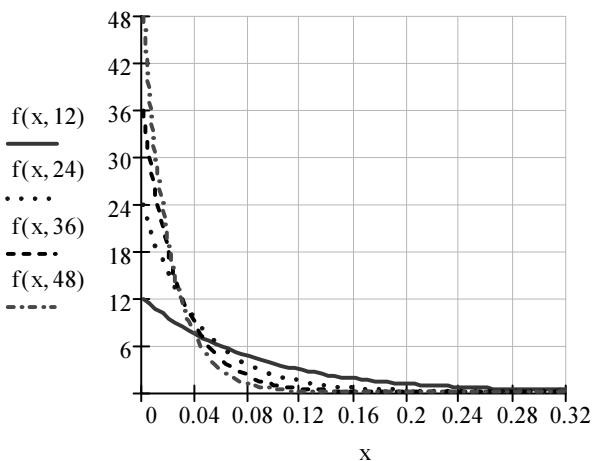


Рисунок 6 – Графіки залежності $f(x)$ при різних нормах висіву при λx

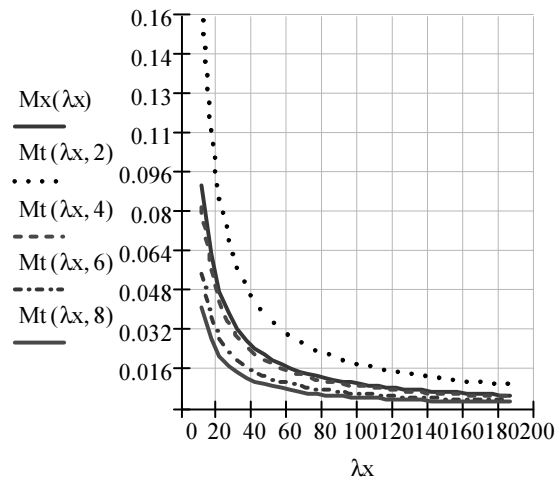


Рисунок 7 – Номограми залежності $M_x(\lambda x)$ та $M_t(\lambda x, V_c)$

Для дослідника більш важливо визначити характер розподілу випадкових величин x , t відносно їх математичного чекання M_x, M_t (27), тобто двосторонній закон розподілу:

$$F(x) = \begin{cases} P(x < M_x), & \text{якщо } 0 \leq x < M_x \\ P(x \geq M_x), & \text{якщо } x \geq M_x \end{cases} \quad \text{або} \quad (27)$$

$$F(x) = \begin{cases} P((x - M_x) < 0), & \text{якщо } 0 \leq x < M_x \\ P((x - M_x) \geq 0), & \text{якщо } x \geq M_x \end{cases}$$

Вказану закономірність будемо визначати з описаного вище експоненціального закону. Для цього в формулах (20), (21) змістимо центр симетрії з нуля на M_x та M_t . В результаті отримаємо функції розподілу ймовірностей, які змінюються в межах $0 \leq F(x) < 2$, що суперечить самому визначенню цієї функції та її властивості:

$\lim_{x \rightarrow +\infty} F(x) = 1, F(x) \leq 1$. Щоб знешкодити цю несумісність, введемо в функцію щільності $f(x)$ коефіцієнт $1/2$, в результаті отримаємо функцію розподілу Лапласа, яка визначається виразом (28):

$$f(x) = \lambda_x \cdot \frac{e^{-\lambda_x \cdot |x - M_x|}}{2} = \begin{cases} \lambda_x \cdot \frac{e^{-\lambda_x \cdot (-x + M_x)}}{2}, & \text{якщо } 0 \leq x < M_x \\ \lambda_x \cdot \frac{e^{-\lambda_x \cdot (x - M_x)}}{2}, & \text{якщо } M_x \leq x \end{cases} \quad (28)$$

Таким же чином визначається і функція щільності $f(t)$ для часових інтервалів (29):

$$f(t) = \lambda_t \cdot \frac{e^{-\lambda_t \cdot |t - M_t|}}{2} = \begin{cases} \lambda_t \cdot \frac{e^{-\lambda_t \cdot (-t + M_t)}}{2}, & \text{якщо } 0 \leq t < M_t \\ \lambda_t \cdot \frac{e^{-\lambda_t \cdot (t - M_t)}}{2}, & \text{якщо } M_t \leq t \end{cases} \quad (29)$$

Звідси, інтегральні функції розподілу ймовірностей $F(x)$, $F(t)$ визначаються виразами (30) та (31):

$$F(x) = \int_0^x f(x) \cdot dx = \frac{(-x + M_x) \cdot e^{-\lambda_x \cdot |x - M_x|}}{2 \cdot |x - M_x|} \Big|_0^x = \begin{cases} \frac{[e^{-\lambda_x \cdot (-x + M_x)} - e^{-\lambda_x \cdot M_x}]}{2}, & \text{якщо } 0 \leq x < M_x \\ \frac{[1 - e^{-\lambda_x \cdot (x - M_x)}]}{2}, & \text{якщо } M_x \leq x \end{cases} \quad (30)$$

$$F(t) = \int_0^t f(t) \cdot dt = \frac{(-t + M_t) \cdot e^{-\lambda_t \cdot |t - M_t|}}{2 \cdot |t - M_t|} \Big|_0^t = \begin{cases} \frac{[e^{-\lambda_t \cdot (-t + M_t)} - e^{-\lambda_t \cdot M_t}]}{2}, & \text{якщо } 0 \leq t < M_t \\ \frac{[1 - e^{-\lambda_t \cdot (t - M_t)}]}{2}, & \text{якщо } M_t \leq t \end{cases} \quad (31)$$

На рис.8 та рис.9 представлені номограми диференційної $f(x)$ та інтегральної $F(x)$ функцій розподілу ймовірностей, визначені для різних норм висіву.

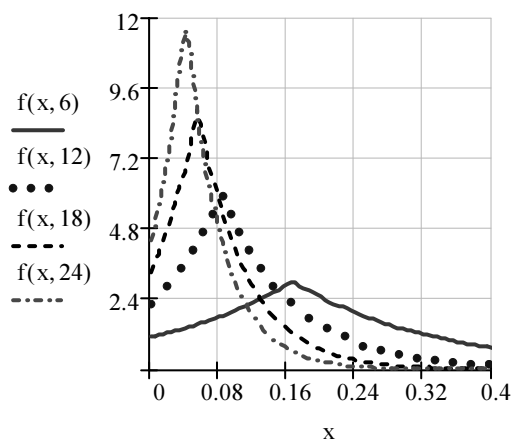


Рисунок 8 – Номограми щільності розподілу ймовірностей $f(x, \lambda_x)$ при різних нормах висіву

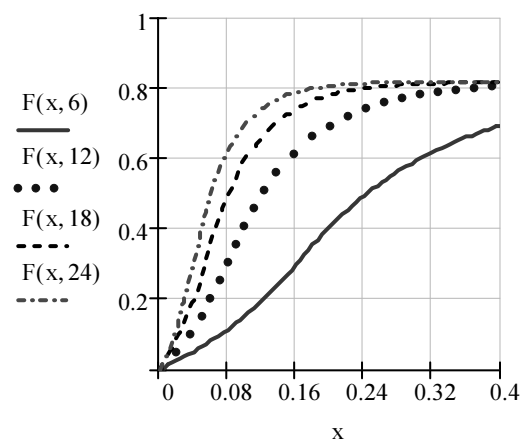


Рисунок 9 – Номограми функції розподілу ймовірностей $F(x, \lambda_x)$ при різних нормах висіву

Таким чином, тривалості часових інтервалів та відстаней між сусідніми насінинами в потоці розподіляються відносно математичних чекань за законом Лапласа і визначаються формулами (28-31) з параметрами розподілу (32):

$$M_x = \frac{1}{\lambda_x} \text{ або } \bar{X}; \sigma_x = \frac{\sqrt{2}}{\lambda_x}; v_x = \sqrt{2};$$

$$M_t = \frac{1}{\lambda_t} \text{ або } \bar{T}; \sigma_t = \frac{\sqrt{2}}{\lambda_t}; v_t = \sqrt{2}$$
(32)

Однак, дослідники, аналізуючи результати вимірів, прагнуть підвести їх під нормальний закон розподілу, як більш поширений, що не завжди прийнятно.

Висновок

До останнього часу, оцінка якості сівби, при дослідженні або випробуванні висівних апаратів в лабораторних та наближених до польових умовах, обмежувалася визначенням статистичних параметрів: математичного чекання, середньоквадратичного відхилення та коефіцієнту варіації, іноді побудовою гістограми, яка лише наближено відображає закон розподілу ймовірностей.

Визначення стохастичних моделей розподілу потоку насіння за щільністю в заданому інтервалі та тривалістю інтервалів між сусідніми зернами дозволяє:

- будувати на ПК графіки диференційних та інтегральних функцій розподілу ймовірностей і більш точно та наочно оцінювати якість сівби;
- визначати розбіжність між заданою та отриманою якістю висіву, шляхом порівняння теоретичного та експериментального графіків розподілу ймовірностей;
- визначати параметри сівби: норму висіву, середній інтервал та швидкість руху на підставі номограм розподілу ймовірностей.

Список літератури

1. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины посевные. Программа и методы испытаний. ОСТ 70.5.1-82. – М.: ЦНИИТЭИ Госкомсельхозтехники СССР, 1983. – 148 с.
2. М.М. Косинов, В.А. Швыда. Методика определения норм высева при лабораторных исследованиях высевающих аппаратов. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий наук. техн. збірник. Вип. 35, 2005. – С. 289-291.
3. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с
4. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика. Учебное пособие. – М.: Высшая школа, 1976. – 207 с.
5. Новицкий П. В., Зограф И. А. Оценка погрешностей результатов измерений. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат, 1991. – 304 с.: ил.

Анализируются показатели оценки качества высева. Определяются стохастические модели распределения зернового потока по плотности в заданном зачётном интервале и по длительности интервалов между соседними зёрнами.

The indexes of estimation of quality of sowing are analyzed. The stochastic models of distributing of corn stream on a closeness in the set test interval and on duration of intervals between neighboring corns are determined.

Одержано 23.11.06

Визначення впливу числа циклів навантажень на руйнування підшипників кочення

В статті аналізується вплив числа циклів навантажень на руйнування підшипників кочення. На думку авторів число циклів навантажень в значній мірі впливає на руйнування підшипника в залежності від того, яке із кілець обертається відносно вектора зовнішнього навантаження - внутрішнє чи зовнішнє. **навантаження, руйнування, підшипник, тіло кочення, кільце підшипника**

Багаторічною експлуатацією підшипників кочення було встановлено, що для більшості підшипників кочення, окрім кулькових сферичних, найбільш слабким елементом є доріжка внутрішнього кільця [1, 2, 3], саме в цьому місці виникають сліди втомного руйнування. Основний вид руйнування підшипників кочення - це поява втомного викришування на бігових доріжках кілець, або на тілах кочення, то, очевидно, вихід з ладу підшипників кочення буде визначатися не тільки величиною навантаження, діючою на саме навантажене тіло кочення, але і числом циклів навантажень.

Розглянемо число циклів навантажень тіл кочення і бігових доріжок кілець. Число циклів навантажень визначається, в першу чергу, числом обертів кільця n об/хв, яке обертається, і часом роботи підшипників h за годину.

Крім цього, число циклів навантажень залежить від того, яке кільце обертається відносно вектора зовнішнього навантаження - внутрішнє або зовнішнє. Розглянемо ці положення.

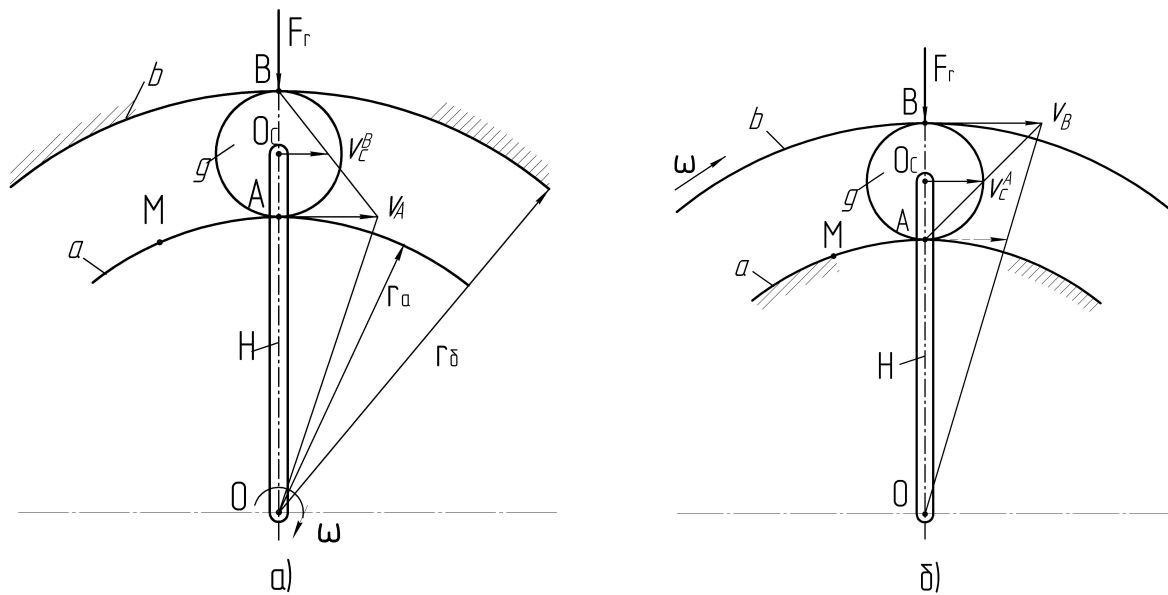
На рис.1а і б зображений один і той же підшипник, що знаходиться під дією радіального навантаження F_r , але в одному випадку (рис. 1 а) обертається відносно вектора навантажень внутрішнє кільце з кутовою швидкістю ω , а в другому (рис. 1 б), з тією ж кутовою швидкістю обертається зовнішнє кільце.

Підшипник кочення можна представити як фрикційний планетарний механізм, де роль центральних коліс грають зовнішнє і внутрішнє кільця підшипника, тіла кочення є сателітами, а сепаратор – водилом. На рис. 1б водило умовно зображено у вигляді ланки H . Побудуємо плани швидкостей для обох випадків.

При нерухомому відносно вектора навантажень зовнішнього кільця швидкість точки A контакту тіла кочення і внутрішнього кільця дорівнює $V_A = \omega \cdot r_a$. Пряма, що з'єднує кінець вектора V_A з точкою O , являє собою план швидкостей ланки a . Точка B в даному випадку є миттєвим центром обертання сателіта. Пряма, що з'єднує кінець вектора V_A з точкою B , являє собою план швидкостей сателіта g . Тоді швидкість центру O_C сателіта визначається вектором V_C^B .

Аналогічно будується план швидкостей для другого випадку. Швидкість точки B контакту тіла кочення із зовнішнім кільцем рівна $V_B = \omega \cdot r_b$. Пряма $V_B O$ являє собою планом швидкостей ланки b , пряма AV_B – план швидкостей сателіта g , а вектор V_C^A – швидкість центру сателіта в цьому випадку. Так як $V_C^A > V_C^B$, то, тіло кочення в другому випадку потрапляє частіше під дію навантаження, тобто випробовує більше

число циклів навантажень. Відомо, що для більшості підшипників кочення, найбільш слабким елементом є доріжка внутрішнього кільця, бо сліди втомного руйнування спочатку виникають саме в цьому місці підшипника. Це пояснюється тим, що в зоні контакту тіл кочення і внутрішнього кільця контактні напруження значно більші, ніж в зоні контакту тіл кочення із зовнішнім кільцем, оскільки тут має місце зовнішній дотик в одній з головних площин, тому зведений радіус кривини має значно меншу величину. Візьмемо в обох випадках довільну точку M на доріжці внутрішнього кільця підшипника. Знайдемо число контактів в секунду точки M кільця з тілами кочення, тобто тим самим визначимо число циклів навантажень за секунду довільної точки внутрішнього кільця підшипника. Позначимо через μ шукане число циклів, а через γ – кут між центрами сусідніх тіл кочення.



а) обертається внутрішнє кільце; б) обертається зовнішнє кільце

Рисунок 1 - Вплив на довговічність підшипника того, яке з його кілець обертається

При нерухомому відносно вектора зовнішнього навантаження в зовнішньому кільці число контактів

$$\mu_1 = \frac{\omega_a - \omega_H}{\gamma}, \quad (1)$$

де $\omega_a = \omega$ – кутова швидкість внутрішнього кільця;

ω_H – кутова швидкість водила - сепаратора.

Нам відома колова швидкість точки O_C водила, отже

$$\omega_H = \frac{v_C^B}{r_a + r_q}, \quad (2)$$

тут

$$v_C^B = \frac{V_A}{2} = \frac{\omega r_a}{2}, \quad (3)$$

Підставимо (3) в (2) отримаємо ω_H у такому вигляді

$$\omega_H = \frac{V_A}{2(r_a + r_q)} = \frac{\omega}{2} \cdot \frac{r_a}{r_a + r_q},$$

Тоді

$$\mu_I = \frac{\omega}{\gamma} \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{r_a}{r_a + r_q} \right] = \frac{\omega}{2\gamma} \left[\frac{2r_q + r_a}{r_a + r_q} \right],$$

При русі точка M половину часу знаходитиметься під навантаженням, а саме тоді, коли вона розташована в нижньому півколі підшипника, то число контактів під навантаженням в цьому випадку

$$\mu'_I = \frac{\mu_I}{2} = \frac{\omega}{4\gamma} \cdot \frac{2r_q + r_a}{r_a + r_q}$$

Розглянемо другий випадок. Досліджувана точка завжди знаходиться в навантаженій зоні. Тому

$$\mu'_{II} = \frac{\omega_H}{\gamma} = \frac{\omega}{2\gamma} \cdot \frac{r_a}{r_a + r_q}$$

Таким чином $\mu'_{II} = 2\mu'_I$, тобто в другому випадку будь-яка точка внутрішнього кільця підшипника випробовує більше число циклів навантажень. В обох випадках цикли зміни напруг нерівноцінні. Якщо в першому випадку в розглянутій точці напруження міняються по пульсуючому циклу, причому величина максимального напруження міняється і досягає найбільшої величини, коли точка M потрапляє на лінію дії сили F_r , то в другому випадку в точці M найбільші напруження завжди дорівнюють максимальним. Збільшення числа циклів навантажень при нерухомому відносно вектора зовнішнього навантаження внутрішнього кільця призводить до того, що втомне руйнування внутрішнього кільця настає раніше, ніж при нерухомому зовнішньому кільці.

Список літератури

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов. – М.: "Высшая школа", 1984. - 335 с.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вузів. Київ. "Вища школа", 1993. – 356 с.

В статті проводячи аналіз причин руйнування підшипників кочення розглянуто два випадки обертання кілець. Встановлено, що найбільш слабким елементом є доріжка внутрішнього кільця і тіла кочення, у випадку коли внутрішнє кільце нерухоме, оскільки контактні напруження значно більші, ніж в зоні контакту тіл кочення із зовнішнім кільцем.

In the article conducting the analysis of reasons of destruction of bearing of rolling two cases of rotation of rings are considered. It is set, that the path of internal ring and body of rolling is the most weak element, in the case when an internal ring is immobile, as contact tensions are considerably more than in the area of contact of bodies of rolling with an external ring.

Одержано 10.11.06

Оптимальне стохастичне керування імпульсним процесом переносу з лінійною відносно керування швидкістю переносу

Досліджується оптимальне стохастичне керування імпульсним процесом переносу. імпульсний процес переносу, оптимальне стохастичне керування, рівняння Беллмана

Фізичні процеси, що мають місце в техніці, як правило, керовані, тобто можуть здійснюватися різними способами в залежності від волі людини. В зв'язку з цим виникає питання про знаходження оптимального керування процесом. Мова може йти, наприклад, про оптимальність в розумінні швидкодії, тобто про досягнення цілі процесу за найкоротший час, про досягнення цієї цілі з мінімальною затратою енергії і т.п.

У роботі досліджується модель імпульсного процесу переносу в напівмарковському випадковому середовищі, що має інтерпретацію напівмарковської випадкової еволюції. Предметом дослідження є оптимальна стабілізація імпульсного процесу переносу з лінійною відносно керування швидкістю переносу при квадратичному критерії якості.

Використовується модифікація принципу Беллмана стосовно задач оптимального керування стохастичними системами [1].

Проблеми оптимального стохастичного керування розглядалась лише для марковських систем [3], [4].

Нехай (Ω, F, P) імовірнісний простір, на якому розглядатимемо випадкові величини із значеннями у вимірному просторі (X, \mathcal{X}) .

Означення 1. Напівмарковським процесом називається процес $x(t)$, що задається співвідношеннями:

$$x(t) = x_{v(t)}, \quad (1)$$

$$v(t) = \max \{n: \tau_n \leq t\}, \quad \tau_n = \sum_{k=1}^n \theta_k, \quad n \geq 0, \quad \tau_0 = 0, \quad (2)$$

де τ_n – моменти відновлення;

θ_k – невід'ємні випадкові величини, що задають інтервали між моментами відновлення.

Розглядатимемо регулярний напівмарковський процес:

$$\mathcal{P} \{v(t) < +\infty\} = 1, \quad \forall t \in R_+.$$

Означення 2. Керований імпульсний процес переносу $z(t)$ в напівмарковському випадковому середовищі задається розв'язком рівняння

$$z(t) = z + \int_T^t v(z(s), x(s), u) ds - \sum_{k=v(T)}^{v(t)} a(x_k), \quad (3)$$

де $t \geq T \geq 0$;

$0 < z < \infty$;

функція $v(z, x, u)$ неперервна;

u – параметр керування;
 $a(x)$ – невід’ємна, вимірна, обмежена функція на X .

Припустимо, що параметр керування u в рівнянні (3) вибирається у вигляді функції $u = u(z(t), x(t), \gamma(t))$, де $x(t)$ – напівмарковський процес, $\gamma(t) = t - \tau_{v(t)}$, $t \geq T$. Таке керування називатимемо марковським.

Вважатимемо, що $u = u(z, x, t)$ є дійсною скалярною або векторною функцією.

Функцію $u = u(z, x, t)$ назвемо допустимою, якщо функція $v(z, x, u(z, x, t))$ в рівнянні (3) неперервна; неперервно диференційовна по z ; обмежена по x ; невід’ємна і така, що $v(0, x, u(0, x, t)) = 0$, $\forall x \in X$, $t \in R_+$ та $0 \leq v'_z \leq K$, $K > 0$. Клас допустимих функцій позначимо U . Кожній функції $u \in U$ відповідає імпульсний процес переносу $z(t)$, що є єдиним розв’язком рівняння (3).

Надалі писатимемо: $u(z(t), x(t), \gamma(t)) = u(t)$.

Задача оптимального стохастичного керування полягає у виборі такого керування $u \in U$, де U – компактна множина допустимих керувань у просторі дійсних неперервних функцій на $R_+ \times X \times R_+$, що задовольняють локальній умові Ліпшица по z , яке переводить трьохкомпонентний неперервний справа строго марковський процес $(z(t), x(t), \gamma(t))$, де $z(t)$ – керований імпульсний процес переносу, визначений в (3), з початкового стану $(z, x, T) \in G_0 \times X \times R_+$ в множину $\bar{G}^0 \times X \times R_+$ з імовірністю 1, де $G^0 = [0, z_0)$, $z_0 \in R_+$, $\bar{G}^0 = [z_0, +\infty)$, і щоб при цьому мінімізувався в порівнянні з іншими керуваннями із раніше визначеної множини допустимих керувань U функціонал якості

$$C(z, x, T, u) = E_{z, x, T}^u \left[\int_T^{\tau_u} k(z(s), x(s), \gamma(s), u(s)) ds + b(z(\tau_u), x(\tau_u), \gamma(\tau_u)) \right], \quad (4)$$

де $\tau_u = \min\{t \geq T: (z(t), x(t), \gamma(t)) \notin G^0 \times X \times R_+\}$ – випадковий момент попадання в множину $\bar{G}^0 \times X \times R_+$;

$b(z, x, t)$ – невід’ємна, обмежена та неперервно диференційовна на $R_+ \times X \times R_+$ функція;

$k(z, x, t, u) \geq k_1 > 0$ – неперервна за сукупністю змінних функція.

Якщо $(z(t), x(t), \gamma(t)) \in G^0 \times X \times R_+$, $\forall t < +\infty$, то $\tau_u = +\infty$.

Визначимо оптимальний функціонал якості

$$C_0(z, x, T) = \inf_{u \in U} C(z, x, T, u). \quad (5)$$

Наступна теорема є модифікацією принципу Беллмана стосовно задач оптимального керування стохастичними системами.

Теорема [1]. Нехай $z(t)$ є керованим імпульсним процесом переносу, визначеним в (3), $C(z, x, T, u)$ – функціонал якості, визначений в (4), $\bar{G}^0 \times X \times R_+$ – цільова множина, де $\bar{G}_0 = [z_0, +\infty)$, $z_0 \in R_+$.

Допустиме керування \bar{u} , $\bar{u} \in U$, якому відповідає оптимальна якість $C_0(z, x, T) \in \text{Dom}(L_{\bar{u}})$, є оптимальним тоді і тільки тоді, коли C_0 задовольняє рівняння

$$\begin{cases} \inf_{u \in U} [L_{\bar{u}} C_0(z, x, T) + k(z, x, T, u)] = 0, & \forall (z, x, T) \in G^0 \times X \times R_+, \\ C_0(z, x, T) = b(z, x, T), & \forall (z, x, T) \in \partial G \times X \times R_+, \end{cases} \quad (6)$$

де $G^0 = [0, z_0)$, $\partial G = \{0, z_0\}$,

оператор L_u – твірний оператор марковського процесу $(z(t), x(t), \gamma(t))$.

Застосуємо теорему до дослідження керованого імпульсного процесу переносу, визначеного в (3), з лінійною відносно z і керування u швидкістю переносу

$$\nu(z, x, u) = \nu(x)(z + u), \quad z + u \geq 0,$$

де $\nu(x)$ – додатна, обмежена, неперервна функція;

z – початковий параметр, $u \in U$.

Розглянемо задачу оптимального стохастичного керування вказаним процесом при критерії якості (4) з функцією

$$k(z, x, t, u) = h(x, t) z^2 + \lambda(x, t) u^2, \quad (7)$$

де $h(x, t)$, $\lambda(x, t)$ – додатні, обмежені, неперервні функції.

Будемо шукати оптимальну якість $C_0(z, x, t)$, що задовольняє умовам теореми, у вигляді

$$C_0(z, x, t) = b(x, t) z^2, \quad \forall (z, x, t) \in G^0 \times X \times R_+, \quad (8)$$

$$C_0(z, x, t) = 0, \quad \forall (z, x, t) \in \partial G \times X \times R_+,$$

де $G^0 = [0, z_0)$, $\partial G = \{0, z_0\}$, $z_0 \in R_+$,

$b(x, t)$ – додатна, обмежена, неперервна, неперервно диференційовна по t невідома функція.

Рівняння Беллмана (6), що пов'язує оптимальну якість $C_0(z, x, t)$ і оптимальне керування $\bar{u}(z, x, t)$, має вигляд:

$$\min_u \left\{ 2z^2 \nu(x) b(x, t) + P b(x, t) [z - a(x)]^2 - b(x, t) z^2 + \frac{db(x, t)}{dt} z^2 + \right. \\ \left. + 2z \nu(x) b(x, t) u + h(x, t) z^2 + \lambda(x, t) u^2 \right\} = 0,$$

що рівносильно

$$2z^2 \nu(x) b(x, t) + P b(x, t) (z - a(x))^2 - \\ - b(x, t) z^2 + \frac{db(x, t)}{dt} z^2 + \frac{g_x(t)}{G_x(t)} [P b(x, T) z^2 - b(x, t) z^2] + h(x, t) z^2 = \\ = - \min_u [2z \nu(x) b(x, t) u + \lambda(x, t) u^2] = -\bar{u} \cdot 2z \nu(x) b(x, t) - \bar{u}^2 \lambda(x, t). \quad (9)$$

Так як $\lambda(x, t) > 0$, то функція $\bar{u}(z, x, t)$ в рівнянні (9) матиме вигляд:

$$\bar{u}(z, x, t) = -z \nu(x) \frac{b(x, t)}{\lambda(x, t)}. \quad (10)$$

Звідси видно, що оптимальне керування є лінійним по z , якщо оптимальна якість задається формулою (8).

З співвідношень (9), (10) отримаємо рівняння для знаходження невідомої функції $b(x, t)$:

$$\frac{db(x, t)}{dt} - \frac{\nu^2(x)}{\lambda(x, t)} \cdot b^2(x, t) + (2\nu(x) - 1) \cdot b(x, t) + P b(x, t) \left[1 - \frac{a(x)}{z} \right]^2 + \\ + \frac{g_x(t)}{G_x(t)} [P b(x, T) - b(x, t)] + h(x, t) = 0, \quad (11)$$

де z – заданий дійсний скалярний параметр і $h(x, t)$, $\lambda(x, t)$, $a(x)$, $\nu(x)$ – відомі дійсні вихідні функції.

З теореми випливає

Лема. Якщо рівняння (11) має розв'язок $b(x, t)$, що є додатною, обмеженою,

неперервною, неперервно диференційовною по t функцією, то керування (10) мінімізує функціонал (4) з функцією $k(z, x, t, u)$, заданою у вигляді (7).

Рівняння (11) є диференціальним рівнянням типу Ріккати, а тому має розв'язок.

У випадку, коли функція $a(x) \equiv 0$, $\forall x \in X$, процес (3) є стохастичним процесом переносу в напівмарковському випадковому середовищі $x(t)$. Такі процеси є природними абстрактними моделями різних фізичних процесів, що протікають під впливом випадкових факторів зовнішнього середовища. Стохастичними процесами переносу описуються, наприклад, процеси коливань гармонійного осцилятора з коефіцієнтом пружності k^2 , процеси поширення хвиль в брусах з індексом заломлення $n(x(t))$.

Отримані результати можна використовувати для розв'язання задач оптимального стохастичного керування наведеними процесами.

Список літератури

1. Свіщук А.В., Гончарова С.Я. Оптимальне стохастичне керування процесами ризику // Нелінійні коливання. – 1998. – № 2. – С. 122-131.
2. Korolyuk V.S., Swishchuk A.V. Evolution of systems in random media // CRC Press. USA. – 1995. – 356 p.
3. Кушнер Г. Стохастическая устойчивость и управление. – М.: Мир, 1969. – 200 с.
4. Хасьминский Р. Устойчивость систем дифференциальных уравнений при случайных возмущениях их параметров. – М.: Наука, 1969. – 368 с.

Исследуется оптимальное стохастическое управление импульсным процессом переноса

The optimul stochastic control of impulse process of transfer.

Одержано 20.11.06

Метод определения содержания влаги в сыпучей смеси и коррекция водоцементного соотношения при изготовлении бетона

В статье изложен метод определения влаги в сыпучей смеси без применения аппаратуры для измерения влажности.

изготовление бетона, бетонные конструкции, влажность, измерение влажности сыпучих смесей

В настоящее время при изготовлении бетона используется весовое дозирование его компонентов – цемента, воды, щебня, песка и химических добавок. Весовое дозирование сыпучих смесей дает погрешность измерения веса по паспортным данным менее 0,5%. Данная погрешность соответствует требованиям ГОСТ.

Весовое дозирование компонентов бетонной смеси является наиболее простым и используется во всех бетоносмесительных установках [2].

Бетонная смесь, приготовленная с использованием технологии весового дозирования соответствует стандартам при условии, что содержание влаги в сыпучих смесях не превышает установленных норм и описывается выражением:

$$Vb = \sum_{i=1}^n k_i I_i, \quad (1)$$

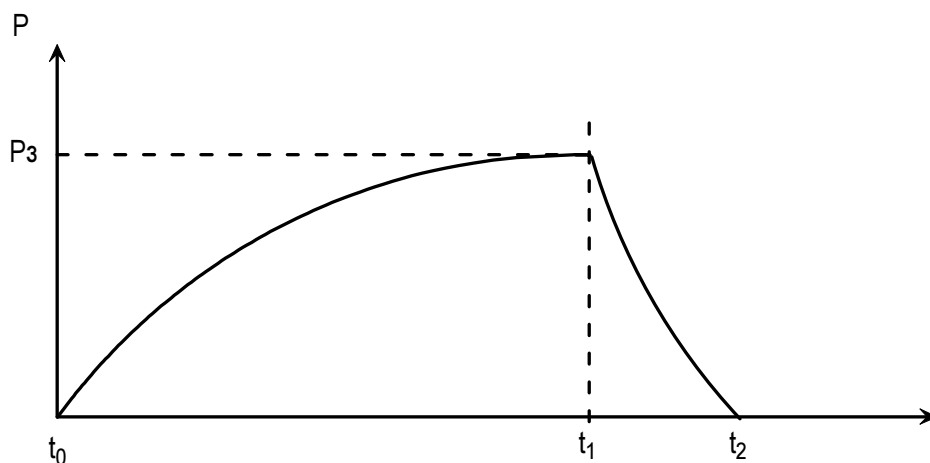
где Vb – объем бетонной смеси;

n – количество ингредиентов (компонентов) бетонной смеси;

k – коэффициент содержания ингредиента в бетонной смеси;

I – ингредиент бетонной смеси.

На рисунке 1 представлен процесс весового дозирования сыпучей смеси:



$P_з$ – заданный вес сыпучей смеси, t_0 – начало весового дозирования, t_1 – разгрузка

Рисунок 1 – Процесс весового дозирования сыпучей смеси

Сыпучие смеси, такие, как песок и щебень, хранятся под открытым небом и транспортируются по железной дороге в открытых вагонах и платформах. Сыпучие смеси подвергаются воздействию дождя, снега и росы.

Сыпучие смеси имеют неровную поверхность, которая удерживает влагу. Песок имеет капиллярные свойства, которые способствуют удержанию влаги в его объеме.

Прочность бетона в конкретном изделии проверяется на тестовом образце объемом 1 дм³. Прочность образца может соответствовать всем требованиям, но в большом объеме изделия могут встречаться пустоты различной величины – от нескольких десятков микрон до нескольких сантиметров.

Пустоты значительно снижают прочность изделия, так как через них к арматуре изделия поступает вода, металл подвергается коррозии и под воздействием нагрузок изделие разрушается.

Причиной появления пустот является низкая текучесть бетона при укладке (удобоукладываемость). Низкая текучесть обусловлена недостаточным содержанием песка в бетонной смеси, что является следствием весового метода дозирования, при котором не учитывается объемное соотношение компонентов в бетонной смеси, а только их весовое соотношение.

Скрытые дефекты большого размера можно обнаружить аппаратурой контроля качества изделия, но после того, как изделие прошло весь технологический цикл [1].

При заливке бетона в опалубку на строительном объекте, контроль качества бетона весьма затруднен, что приводит к разрушению объекта, человеческим жертвам и большим материальным потерям в случаях, когда в бетонных конструкциях имеются скрытые дефекты.

Проблема состоит в том, что при изготовлении бетонной смеси не учитывается влага, находящаяся в сыпучей смеси.

Поскольку в песке содержание влаги может достигать 15%, то объем содержания песка в бетонной смеси соответственно уменьшается на величину:

$$V_x = \frac{P_z * W\%}{100} * \rho, \quad (2)$$

где V_x – недостающий объем песка в бетонной смеси;

P_z – заданный вес песка в соответствии с рецептом;

$W\%$ – процент содержания воды в песке;

ρ – удельный насыпной вес сухого песка.

То есть, нарушаются коэффициенты k_i в выражении (1), что выражается в нарушении межкомпонентного соотношения (МКС) и водоцементного соотношения (ВЦС) в бетонной смеси.

Некоторые современные бетоносмесительные установки оснащены оборудованием для измерения влажности сыпучих смесей.

Однако датчик влажности измеряет влажность только в ограниченном объеме сыпучей смеси и в полной мере не решает проблемы определения влажности сыпучих смесей, особенно в условиях дождя или снега.

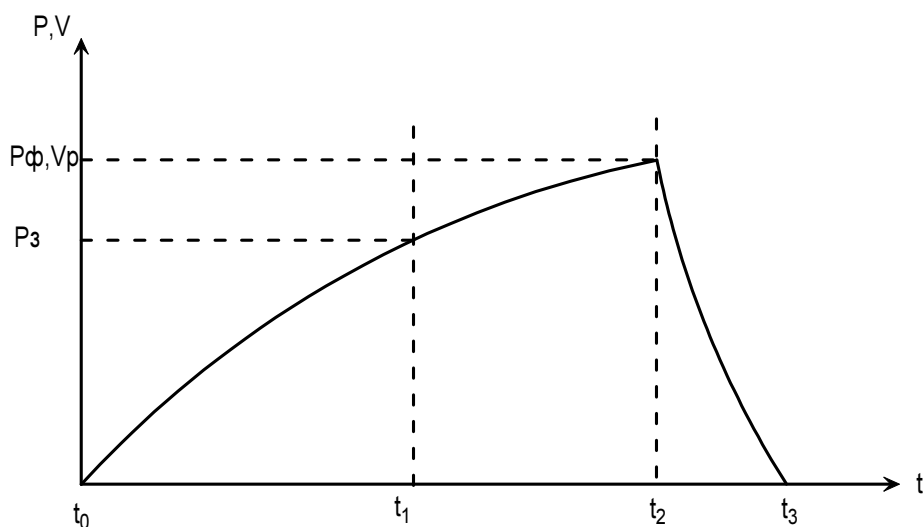
Задача состоит в решении проблемы определения влажности по всему объему сыпучей смеси, устранении нарушения МКС и ВЦС.

Решением проблемы является предлагаемый метод удельно-весового объемного дозирования (новый термин) который позволяет отказаться от использования влагоизмерительного оборудования.

С достаточной точностью известна удельная плотность каждого компонента сыпучей смеси, а соответственно и его объемно-насыпной вес.

Поскольку объем сыпучей смеси практически не изменяется при изменении влажности, то содержание воды в сыпучей смеси можно не измерять, а вычислять для всего дозируемого объема.

Процесс дозирования, реализующий предлагаемый метод определения количества влаги в сыпучей смеси, представлен на рисунке 2:



P_3 – заданный вес сыпучей смеси, P_{ϕ} – фактический вес сыпучей смеси при расчетном объеме, V_p – расчетный объем сыпучей смеси, t_0 – начало объемного дозирования, t_1 – окончание объемного дозирования, t_2 – разгрузка,

Рисунок 2 – Удельно-весовое объемное дозирования сыпучей смеси

Суть метода заключается в следующем: сыпучая смесь дозируется не по заданному весу, а по ее расчетному объему, при этом результат измерения веса принимается во внимание только при расчете содержания воды в смеси. Перед началом дозирования вычисляется расчетный объем сыпучей смеси:

$$V_p = \frac{P_3}{\rho}, \quad (3)$$

где V_p – расчетный объем сыпучей смеси;

P_3 – заданный вес сыпучей смеси в соответствии с рецептом;

ρ – удельный насыпной вес сухой сыпучей смеси.

Затем бункер дозатора наполняется сыпучей смесью, до тех пор, пока не будет достигнут ее расчетный объем V_p :

При достижении расчетного объема V_p измеряется фактический вес сыпучей смеси P_{ϕ} . Разность между фактическим весом P_{ϕ} и заданным весом P_3 является весом находящейся в смеси воды:

$$P_v = P_{\phi} - P_3, \quad (4)$$

где P_v – вес воды, находящейся в сыпучей смеси;

P_{ϕ} – фактический вес сыпучей смеси при расчетном объеме;

P_3 – заданный сыпучей смеси.

При использовании предложенного метода проблема нарушения межкомпонентного соотношения МКС решается автоматически, поскольку дозированный объем V_c сыпучей смеси соответствует заданной величине, выраженной в единицах веса P_3 .

Проблема нарушения водоцементного соотношения решается путем коррекции дозируемого объема воды на величину P_v (4).

Компоненты для формирования бетонной смеси связаны соотношением:

$$P = \sum P_{V_{цф}} P_{V_{пф}} (P_{вз} - (P_{V_{цф}} - P_{цз}) + (P_{V_{пф}} - P_{пз})) P_{д}, \quad (5)$$

где P – суммарный вес компонентов сыпучей смеси;

$P_{V_{цф}}$ – фактический вес щебня при дозированном объеме;

$P_{V_{пф}}$ – фактический вес песка при дозированном объеме;

$P_{цз}$ – заданный вес щебня;

$P_{пз}$ – заданный вес песка;

$P_{вз}$ – заданный вес воды;

Pd – заданный вес химических добавок.

Использование предложенного метода позволяет проводить дозирование критичных по отношению к воде компонентов (песок, щебень) по расчетному объему, а остальных (цемент, вода, химические добавки) – по весу. В этом случае необходима доработка только весовых дозаторов для песка и щебня.

Преимущества предлагаемого метода определения влаги в процессе дозирования:

- Снижение себестоимости приготовления бетона за счет отказа от оборудования для измерения влаги.
- Повышение качественных характеристик бетонной смеси.
- Повторяемость (монотонность) характеристик бетона в различных погодных условиях.

Список литературы

1. Файнер М.Ш. Новые закономерности в бетоневедении и их практическое приложение. Киев. Наукова думка: 2001. - 448 с.
2. Карпин Е.Б. Средства автоматизации для измерения и дозирования массы (расчет и конструирование). 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1971. - 470 с.

У статті викладений метод питомо-вагового об'ємного дозування без використання датчиків виміру вологості.

In the article method volumetric batching without using measurement gauges of humidity is stated.

Одержано 02.11.06

І.І. Філімоніхіна, асистент

Кіровоградський національний технічний університет

Застосування функції Гамільтона до визначення умов настання автобалансування ротора з нерухомою точкою

З використанням функції Гамільтона досліджені критичні швидкості системи, складеної з ротора з нерухомою точкою, мас, що створюють дисбаланс і автобалансира для зрівноваження ротора, при переході через які настає або втрачається автобалансування. Отримані узагальнені критичні швидкості, придатні для будь-якого типу автобалансира. Встановлено, що автобалансування можливе тільки у разі довгого щодо нерухомої точки ротора.

автобалансир, ротор, дисбаланс, функція Гамільтона, стійкість

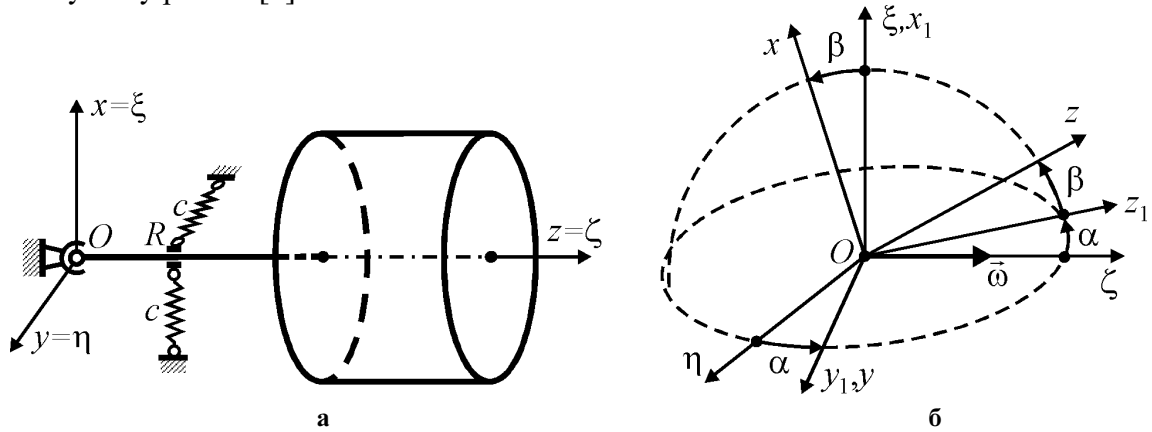
Для зрівноваження на ходу швидкісних роторів застосовуються пасивні автобалансири (АБ), такі як кульові, кільцеві, маятникові тощо [1-4]. В них корегувальні вантажі (КВ) за певних умов з часом самі приходять в положення, в якому зрівноважують ротор і далі обертаються разом з ним як одне ціле, поки не почне змінюватися дисбаланс, кутова швидкість обертання ротора, або не з'являться інші збурення.

Процес визначення умов настання автобалансування ускладнює велика кількість усталених рухів, які теоретично може здійснювати система. На практиці здійснюватимуться тільки ті рухи, які стійкі. В зв'язку з цим необхідним етапом визначення умов настання автобалансування є пошук усталених рухів системи ротор-АБ і оцінка їх стійкості. У роботі [5] був обґрунтований новий підхід до розв'язання цієї задачі, заснований на використанні функції Гамільтона. Цей підхід був застосований до ротора на ізотропних опорах, що здійснює плоский рух і зрівноважується пасивним АБ. У даній роботі цей підхід застосовується до дослідження критичних швидкостей системи, складеної з ротора з нерухомою точкою, мас, які створюють дисбаланс і автобалансира для зрівноваження ротора.

На рис. 1, а показана схема ротора з нерухомою точкою на симетричних опорах, а на рис. 1, б – його кінематика руху. Ротор – зрівноважений, обертається із сталою кутовою швидкістю ω навколо осі ζ , яка проходить через подовжню вісь валу ротора при недеформованих пружинах. З ним жорстко зв'язані маси, що створюють дисбаланс. У середині ротора встановлений АБ для зрівноваження дисбаланса. На рис. 1 дисбаланс і АБ не показані, бо як буде показано нижче детальна інформація про них не потрібна для досліджень. Ротор утримують симетричні опори жорсткості c . Дія сил тяжіння не враховується.

Рух ротора задаватимемо за допомогою двох трійок рухомих осей, які обертаються із кутовою швидкістю ω навколо осі ζ . Осі x, y, z - головні осі ротора, виходять з нерухомої точки O . Вісь z - подовжня вісь ротора, і є його центральною віссю. Осі ξ, η, ζ – виходять з нерухомої точки O . Вісь ζ направлена по осі обертання ротора. В процесі руху положення осей x, y, z щодо осей ξ, η, ζ задається кутами Резаля α, β , як це показано на рис. 1, б. Положення КВ щодо ротора визначатимемо за допомогою відносних координат, які відраховуються від ротора. Тоді завдяки способу введення узагальнених координат, на будь-якому усталеному русі системи ці

координати є сталими величинами. Для подальших досліджень застосовуємо підхід, розвинутий у роботі [5].



а – схема ротора, б – кінематика руху ротора

Рисунок 1 – Модель ротора з нерухомою точкою

Побудуємо функцію Гамільтона для усталених рухів.

Знайдемо кінетичну енергію системи на усталеному русі. Тензор інерції системи відносно осей $Oxyz$:

$$J = \begin{pmatrix} J_x & -J_{xy} & -J_{xz} \\ -J_{xy} & J_y & -J_{yz} \\ -J_{xz} & -J_{yz} & J_z \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Його компоненти є сумою складових, утворених ротором, дисбалансом, АБ. Оскільки ротор симетричний, то компоненти J_{xz} , J_{yz} утворені дисбалансом і АБ. Як буде показано нижче на основному русі ці компоненти рівні нулю.

У проекціях на осі $Oxyz$ кутова швидкість обертання системи визначається так (рис. 1, б):

$$\begin{aligned} \omega_x &= -\omega \cos \alpha \sin \beta = -\omega \beta + O(\beta^3), & \omega_y &= \omega \sin \alpha = \omega \alpha + O(\alpha^3), \\ \omega_z &= \omega \cos \alpha \cos \beta = \omega [1 - (\alpha^2 + \beta^2)/2] + O(\alpha^4, \beta^4, \alpha^2 \beta^4). \end{aligned} \quad (2)$$

Кінетична енергія системи на усталеному русі

$$T_0 = \frac{1}{2} \bar{\omega} J \bar{\omega} = \frac{1}{2} (J_x \omega_x^2 + J_y \omega_y^2 + J_z \omega_z^2) - J_{xy} \omega_x \omega_y - J_{xz} \omega_x \omega_z - J_{yz} \omega_y \omega_z. \quad (3)$$

З точністю до величин другого порядку малості включно

$$T_0 = \frac{\omega^2}{2} [(J_y - J_z) \alpha^2 + (J_x - J_z) \beta^2 + 2(J_{xy} \alpha \beta + J_{xz} \beta - J_{yz} \alpha) + J_z]. \quad (4)$$

Потенційна енергія системи:

$$\Pi = \frac{1}{2} c \Delta l^2, \quad (5)$$

де Δl - модуль деформації пружини. У проекціях на осі ξ, η, ζ

$$\begin{aligned} \Delta l_\xi &= -r \cos \beta \sin \alpha = -r \alpha + O(\alpha^3, \alpha \beta^2), & \Delta l_\eta &= r \sin \beta = r \beta + O(\beta^3), \\ \Delta l_\zeta &= l(1 - \cos \alpha \cos \beta) = 0 + O(\alpha^2, \beta^2). \end{aligned} \quad (6)$$

З точністю до величин другого порядку малості включно

$$\Pi = \frac{1}{2} c r^2 (\alpha^2 + \beta^2). \quad (7)$$

Функція Гамільтона на ustalеному русі

$$H_0 = \Pi - T_0. \quad (8)$$

З точністю до величин другого порядку малості включно

$$H_0 = \frac{1}{2} cr^2 (\alpha^2 + \beta^2) - \frac{\omega^2}{2} [(J_y - J_z) \alpha^2 + (J_x - J_z) \beta^2 + 2(J_{xy} \alpha \beta + J_{xz} \beta - J_{yz} \alpha) + J_z]. \quad (9)$$

Встановимо властивості ustalених рухів системи.

З рівнянь (9) можна знайти рівняння ustalених рухів за координатами ротора:

$$\begin{aligned} \frac{\partial H_0}{\partial \alpha} &= [cr^2 - (J_y - J_z) \omega^2] \alpha - J_{xy} \omega^2 \beta + J_{yz} \omega^2 = 0, \\ \frac{\partial H_0}{\partial \beta} &= [cr^2 - (J_x - J_z) \omega^2] \beta - J_{xy} \omega^2 \alpha - J_{xz} \omega^2 = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Розв'язок цих рівнянь відносно кутів α , β має вигляд:

$$\begin{aligned} \alpha &= \omega^2 \{ [(J_x - J_z) \omega^2 - cr^2] J_{yz} + J_{xy} J_{xz} \omega^2 \} / \Delta(\omega), \\ \beta &= -\omega^2 \{ [(J_y - J_z) \omega^2 - cr^2] J_{xz} + J_{xy} J_{yz} \omega^2 \} / \Delta(\omega), \end{aligned} \quad (11)$$

де

$$\Delta(\omega) = [(J_y - J_z)(J_x - J_z) - J_{xy}^2] \omega^4 - (J_x + J_y - 2J_z) cr^2 \omega^2 + c^2 r^4. \quad (12)$$

На основному русі $\alpha = \beta = 0$. З врахуванням (11) на цьому русі

$$[(J_x - J_z) \omega^2 - cr^2] J_{yz} + J_{xy} J_{xz} \omega^2 = 0 \quad [(J_y - J_z) \omega^2 - cr^2] J_{xz} + J_{xy} J_{yz} \omega^2 = 0. \quad (13)$$

Розглядатимемо рівність (13) як систему алгебраїчних рівнянь для пошуку J_{xz} , J_{yz} .

Можна перевірити, що визначник цієї системи – $\Delta(\omega)$ з (12). Він дорівнює нулю тільки на ізольованих значеннях ω , які відповідають критичним швидкостям обертання системи. Тому на основних рухах, на некритичних швидкостях

$$J_{xz} = 0, \quad J_{yz} = 0. \quad (14)$$

Тому кути α , β є величинами одного порядку малості з відцентровими моментами інерції J_{xz} , J_{yz} . На основному русі ці величини рівні нулю, а в околі цього руху є малими величинами одного порядку малості з кутами α , β .

На побічних рухах $\alpha \neq 0$, $\beta \neq 0$. Тому на цих рухах і $J_{xz} \neq 0$, $J_{yz} \neq 0$. Для пошуку всіх ustalених рухів системи в явному вигляді необхідна інформація про дисбаланс і АБ.

Розв'язок системи рівнянь (10) відносно відцентрових моментів інерції J_{xz} , J_{yz} має вигляд:

$$J_{xz} = [cr^2 / \omega^2 - (J_x - J_z)] \beta - J_{xy} \alpha \quad J_{yz} = -[cr^2 / \omega^2 - (J_y - J_z)] \alpha + J_{xy} \beta. \quad (15)$$

Дослідимо стійкість основних рухів. Досліджуватимемо функцію Гамільтона (9) на умовний екстремум в припущенні, що виконуються рівняння (10). Дослідження проводитимемо по змінним α , β . Підставляючи (15) в (9), після перетворень, отримаємо

$$H_0(\alpha, \beta) = \{ [(J_y - J_z) \omega^2 - cr^2] \alpha^2 + [(J_x - J_z) \omega^2 - cr^2] \beta^2 + 2J_{xy} \omega^2 \alpha \beta - J_z \omega^2 \} / 2. \quad (16)$$

Позначимо через

$$a_{11} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial \alpha^2} = (J_y - J_z) \omega^2 - cr^2, \quad a_{22} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial \beta^2} = (J_x - J_z) \omega^2 - cr^2 \quad a_{12} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial \alpha \partial \beta} = J_{xy} \omega^2. \quad (17)$$

Згідно критерію Сильвестра необхідні і достатні умови мінімуму функції H_0 на основному русі

$$a_{11} > 0, \quad a_{22} > 0, \quad \Delta(\omega) = a_{11}a_{22} - a_{12}^2 > 0. \quad (18)$$

Відмітимо, що $\Delta(\omega)$ в (18) співпадає з цією функцією з (12).

Перші дві умови в (17) можуть виконуватися за умови, що

$$J_x > J_z, \quad J_y > J_z. \quad (19)$$

на швидкостях, що перевищують

$$\omega > \omega^*, \quad \omega^* = \max \left(\sqrt{\frac{cr^2}{J_x - J_z}}, \sqrt{\frac{cr^2}{J_y - J_z}} \right). \quad (20)$$

Відповідно до умови (19) можливе зрівноваження складеного ротора (якій складається із ротора, дисбаланса і АБ), довгого відносно нерухомої точки.

Досліджуємо функцію $\Delta(\omega)$. Повернемо осі x, y на кут ψ навколо осі z (рис. 2).

Отримаємо нові осі x_1, y_1 . Між координатами наступний зв'язок:

$$\begin{aligned} x_1 &= x \cos \psi + y \sin \psi, & y_1 &= -x \sin \psi + y \cos \psi, & z_1 &= z; \\ x &= x_1 \cos \psi - y_1 \sin \psi, & y &= x_1 \sin \psi + y_1 \cos \psi, & z &= z_1. \end{aligned} \quad (21)$$

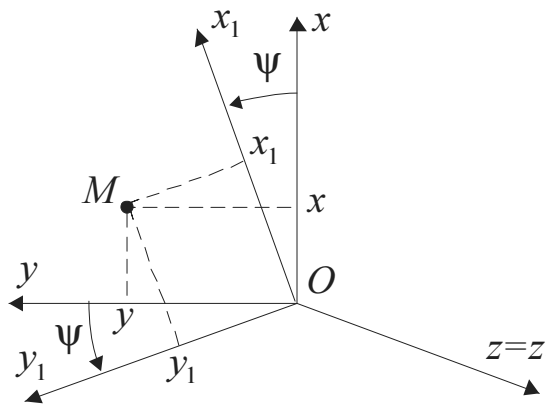


Рисунок 2 – Поворот осей x, y на кут ψ навколо осі z

Тоді

$$\begin{aligned} J_{x_1} &= \frac{J_x + J_y}{2} + \frac{J_x - J_y}{2} \cos 2\psi - J_{xy} \sin 2\psi, & J_{y_1} &= \frac{J_x + J_y}{2} - \frac{J_x - J_y}{2} \cos 2\psi + J_{xy} \sin 2\psi, \\ J_{x_1 y_1} &= \frac{J_x - J_y}{2} \sin 2\psi + J_{xy} \cos 2\psi. \end{aligned} \quad (22)$$

Визначимо кут повороту ψ з умови $J_{x_1 y_1} = 0$. З урахуванням останнього рівняння з (22), отримуємо

$$\sin 2\psi = -\lambda J_{xy}, \quad \cos 2\psi = \lambda \frac{J_x - J_y}{2}, \quad \lambda^2 \left[J_{xy}^2 + \left(\frac{J_x - J_y}{2} \right)^2 \right] = 1. \quad (23)$$

Тоді

$$\lambda = \pm \frac{2}{\sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4J_{xy}^2}}. \quad (24)$$

Після повороту осей x, y на кут ψ відцентровий момент інерції $J_{x_1 y_1}$ звернеться в нуль, а осьові моменти інерції J_{x_1}, J_{y_1} приймуть екстремальні значення. Нехай для визначеності

$$J_{x_1} = \frac{J_x + J_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4J_{xy}^2}, \quad J_{y_1} = \frac{J_x + J_y}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4J_{xy}^2}. \quad (25)$$

Відмітимо, що $J_{x_1} > J_{y_1}$, якщо тільки $J_{xy} \neq 0$. З (25) знаходимо

$$J_{x_1} + J_{y_1} = J_x + J_y, \quad J_{x_1} J_{y_1} = \left(\frac{J_x + J_y}{2} \right)^2 - \left(\frac{J_x - J_y}{2} \right)^2 - J_{xy}^2 = J_x J_y - J_{xy}^2.$$

Тоді

$$J_x + J_y = J_{x_1} + J_{y_1}, \quad J_x J_y - J_{xy}^2 = J_{x_1} J_{y_1} \quad (26)$$

і $\Delta(\omega)$ перетвориться до вигляду

$$\Delta(\omega) = [\omega^2 (J_{x_1} - J_z) - cr^2][\omega^2 (J_{y_1} - J_z) - cr^2]. \quad (27)$$

Умова $\Delta(\omega) > 0$ виконуватиметься, якщо

$$0 \leq \omega < \omega_1, \quad \omega > \omega_2, \quad \omega_1 = \sqrt{\frac{cr^2}{J_{x_1} - J_z}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{cr^2}{J_{y_1} - J_z}}. \quad (28)$$

У свою чергу, умови (28) матимуть місце при виконанні умови

$$J_{y_1} > J_z. \quad (29)$$

Відмітимо, що $J_{y_1} \leq J_y \leq J_x \leq J_{x_1}$. Тому з умов (19) і (29), з врахуванням (25), можна отримати наступне обмеження, яке накладається на масо-інерційні характеристики складеного ротора, при яких можливе автобалансування

$$J_{y_1} = \frac{J_x + J_y}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4J_{xy}^2} > J_z. \quad (30)$$

З цієї умови випливає, що складений ротор повинен бути довгим щодо нерухомої точки.

З умов (20) і (28) отримуємо, що автобалансування можливе на швидкостях, що перевищують другу критичну швидкість складеного ротора:

$$\omega > \omega_2. \quad (31)$$

Відмітимо, що на цих швидкостях не можуть бути стійкими побічні рухи, оскільки на них $\alpha \neq 0$, $\beta \neq 0$ і при ненульових значеннях α , β функція Гамільтона (9) не приймає мінімального значення.

Оцінимо стійкість побічних рухів. Підставимо у функцію Гамільтона (9) кути α , β з (11). Після перетворень отримаємо

$$H_0(u, v) = \frac{1}{2} \omega^2 \left[\frac{f(u, v) \omega^2}{\Delta(\omega)} - J_z \right], \quad (32)$$

де

$$f(u, v) = [(J_y - J_z) \omega^2 - cr^2] u^2 + [(J_x - J_z) \omega^2 - cr^2] v^2 + 2J_{xy} \omega^2 uv, \quad u = J_{xz}, \quad v = J_{yz}. \quad (33)$$

Тут функція Гамільтона подана як функція J_{xz}, J_{yz} . Ці відцентрові моменти інерції можна розглядати як узагальнені координати, бо вони залежать від положення КВ відносно ротора (і дисбаланса). Тому дослідження стійкості ustalених рухів будемо проводити по цим узагальненим координатам.

Повернемо осі x, y на такий кут ψ навколо осі z (рис. 2), щоб $J_{x_1 y_1} = 0$. Тоді

$$f(u_1, v_1) = [(J_{y_1} - J_z) \omega^2 - cr^2] u_1^2 + [(J_{x_1} - J_z) \omega^2 - cr^2] v_1^2, \quad u_1 = J_{x_1 z_1}, \quad v_1 = J_{y_1 z_1}, \\ \Delta(\omega) = [(J_{y_1} - J_z) \omega^2 - cr^2][(J_{x_1} - J_z) \omega^2 - cr^2]. \quad (34)$$

З урахуванням цього функція Гамільтона (32) перетвориться до вигляду

$$H_0(u_1, v_1) = \frac{1}{2} \omega^2 \left[\frac{u_1^2 \omega^2}{(J_{x_1} - J_z) \omega^2 - cr^2} + \frac{v_1^2 \omega^2}{(J_{y_1} - J_z) \omega^2 - cr^2} - J_z \right]. \quad (35)$$

На основному русі $u_1 = v_1 = 0$. Оскільки $J_{x_1} > J_{y_1} > J_z$, то функція $H_0(u_1, v_1)$ матиме мінімум на основному русі, якщо виконуватиметься умова (31), що співпадає із результатом, отриманим вище.

На побічних рухах $u_1 \neq 0$, $v_1 \neq 0$. З (35) видно, що в діапазоні швидкостей

$$\omega_1 < \omega < \omega_2 \quad (36)$$

жодний усталений рух не може бути стійким, оскільки функція $H_0(u_1, v_1)$ не знаковизначена. На швидкостях, менших за першу критичну швидкість

$$\omega < \omega_1 \quad (37)$$

функція $H_0(u_1, v_1)$ має абсолютний мінімум на тому русі, на якому функція від дисбалансу

$$\frac{u_1^2}{(J_{x_1} - J_{z_1})\omega^2 - cr^2} + \frac{v_1^2}{(J_{y_1} - J_{z_1})\omega^2 - cr^2} \quad (38)$$

приймає абсолютне мінімальне значення. Тому цей рух може бути стійким на цьому діапазоні швидкостей. Для дослідження стійкості усталених рухів в явному вигляді потрібна інформація про масо-інерційні характеристики ротора, дисбаланса і автобалансира.

Проведені дослідження дозволяють зробити такі висновки для ротора з нерухомою точкою на симетричних пружних опорах, який зрівноважується АБ:

1) для визначення критичних швидкостей системи ротор-АБ, при переході через які настає чи втрачається автобалансування, ефективним є метод використання функції Гамільтона, як функції узагальнених координат і швидкостей;

2) за допомогою методу одержуються узагальнені критичні швидкості, які не залежать в явному вигляді від дисбалансу і типу АБ і тому придатні для будь-якого типу АБ;

3) автобалансування можливе тільки у разі довгого відносно нерухомої точки ротора на швидкостях, які перевищують другу критичну швидкість системи.

Список літератури

1. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 1 – Leblanc balancers // Machine Design, 1950a, Vol. 22 No 9, pp. 119-124.
2. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 2 – Ring, pendulum and ball balancers // Machine Design, 1950b, Vol. 22 No 10, pp. 103-106.
3. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия. -М.: Наука, 2002. -119 с.
4. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: Монографія (за спеціальністю 05.02.09 - динаміка та міцність машин). - Кіровоград: КНТУ, 2004. - 352 с.
5. Філімоніхін Г.Б., Філімоніхіна І.І. Застосування функції Гамільтона до визначення умов настання автобалансування // Збірник наукових праць КНТУ, 2006. Вип. №17, С. 212-218.

С использованием функции Гамильтона исследованы критические скорости системы, состоящей из ротора с неподвижной точкой, масс, создающих дисбаланс и автобалансира для его уравновешивания, при переходе через которые наступает или утрачивается автобалансировка. Получены обобщенные критические скорости, пригодные для любого типа автобалансира. Установлено, что автобалансировка возможна только в случае длинного относительно неподвижной точки ротора.

With the use of the Hamilton's function critical speeds of the system, consisting of rotor with an immobile point, the masses, creating a disbalance and autobalancers for its balancing are explored, in transition of which comes or lost autobalancing. The generalized critical speeds, suitable for any type of autobalancers, are found. It is set that autobalancing is possible only in the case of long in relation to an immobile point rotor.

Одержано 02.11.06

Ю.Н. Кузнецов, проф. д-р техн. наук, Хасан Аль-Дабас, асп.
Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт» (Украина)

Пенка Милкова Неделчева
Технический университет Габрово, Болгария

Компьютерное моделирование и исследование силовых характеристик эксцентрикового сверлильного патрона

Разработанная, смоделированная и исследованная в среде САD-системы SolidWorks параметрическая компьютерная модель эксцентриковых сверлильных патронов, позволила повысить стабильность характеристик системы “зажимной патрон - инструмент” на металлорежущих станках при их использовании на высоких частотах вращения.

компьютерное моделирование, силовые характеристики, эксцентриковый сверлильный патрон, металлорежущий станок, среда САD-системы SolidWorks

В процессе поиска новых технических решений инструментальных зажимных патронов, отвечающих требованиям современных технологий, созданы оригинальные конструкции эксцентриковых сверлильных патронов (ЭСП) [1-3]. Они синтезированы с применением дифференциально-морфологического метода [3, 7] и предназначены для закрепления преимущественно сверл, разверток, зенкеров, фрез и других подобных инструментов с цилиндрическим хвостовиком. Эти патроны отличаются стабильностью конструкции, малыми диаметральными габаритами и массой, что позволяет использовать их при высокоскоростной обработке (High Speed Cutting) [8].

На рис. 1 показана конструкция такого патрона с ключом (не показан). В корпусе 4 патрона соосно установлены три эксцентриковых кулачка 2 с возможностью поворота за счет цилиндрических штифтов. Кольцевая пружина 5, расположенная в канавке корпуса, и лыски на штифтах удерживают кулачки 2 в постоянном контакте их наружной конической поверхности с внутренней конической поверхностью конусной втулки 3. Конусная втулка снабжена внутренней ленточной резьбой и при повороте по наружной резьбе планок 6, взаимодействуя с эксцентриковыми кулачками 2, затягивается и предварительно зажимает цилиндрический хвостовик инструмента 1.

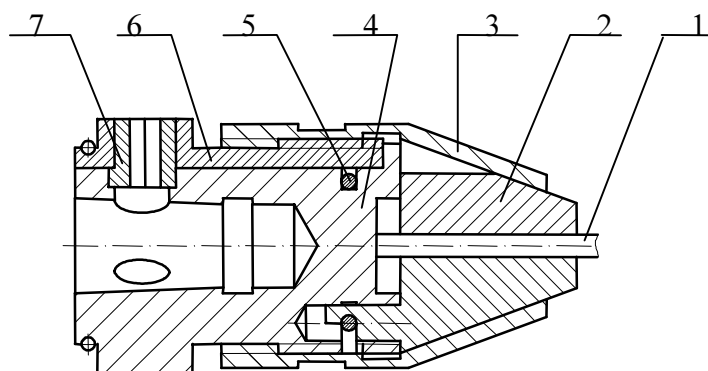


Рисунок 1 – Эксцентриковый сверлильный патрон с ключом

Окончательный натяг системы осуществляется эксцентриками 7, установленных в цилиндрических выточках корпуса 4 и сквозных отверстиях планок 6, которые при повороте эксцентриков 7 с помощью шестигранного ключа (на рис. 1 не показан) перемещают в осевом направлении планки 6, а они, в свою очередь, конусную втулку 3 до обеспечения надежного зажима инструмента.

С целью уменьшения радиального биения инструмента целесообразно равномерно затягивать все планки 6, т.е. поворачивать все эксцентрики 7, или вместо планок выполнять общую рубашку [1, 2].

Основное требование к зажимным механизмам связано и с их функциональным назначением, а именно, обеспечение необходимой силы зажима, предотвращающей поворот и проскальзывание зажимаемого инструмента или заготовки под действием крутящего момента и осевых сил резания или поворот относительно опорной точки от изгибающих моментов, а также от совместного их действия [7].

Целью работы является исследование силовых характеристик ЭСП, что позволяет повысить жесткость системы “зажимной патрон - инструмент” на металлорежущих станках при их применении.

Актуальность настоящей работы определяется отсутствием теоретических и экспериментальных исследований и методики расчета и проектирования ЭСП, что снижает их надежность и стабильность основных технических характеристик, ограничивая и сдерживая их широкое внедрение.

С целью исследования, а также создания рабочей технической документации в среде CAD системы SolidWorks создана параметрическая компьютерная модель рассматриваемого ЭСП с обхватом диаметров хвостовика инструмента от 0,5 до 10 мм (рис. 2).

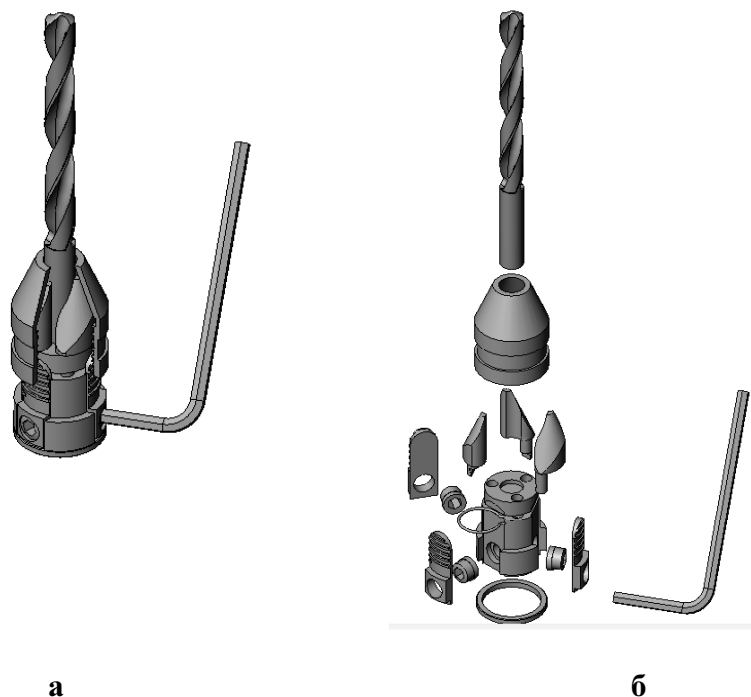


Рисунок 2 – Общий вид эксцентрикового сверлильного патрона с ключом ЭСП-10 в сборе (а) и в разобранном виде (б)

При зажиме инструмента различного диаметра эксцентриковые кулачки по-разному контактируют с инструментом и конусной втулкой (рис. 3), что приводит к изменению силовых характеристик и упруго-напряженного состояния взаимодействующих элементов.

Исследование силовых характеристик ЭСП, проведенное с помощью CosmosWorks - специализированного приложения к SolidWorks [4-6], предназначено для решения задач механики твердого деформируемого тела методом конечных элементов, как решение линейной статической задачи. Форма и размеры деталей исследуемой конструкции позволяют использовать объемные изопараметрические тетраэдры как тип конечных элементов. Поскольку в программе в явном виде отсутствуют контактные конечные элементы, на основе косвенных наблюдений можно утверждать, что с учетом соответствующих граничных условий, определяющих контакт между коническими поверхностями кулачков и втулки, как и между цилиндрическими поверхностями кулачков и хвостовика зажимаемого инструмента осуществляется изменение глобальной матрицы жесткости системы.

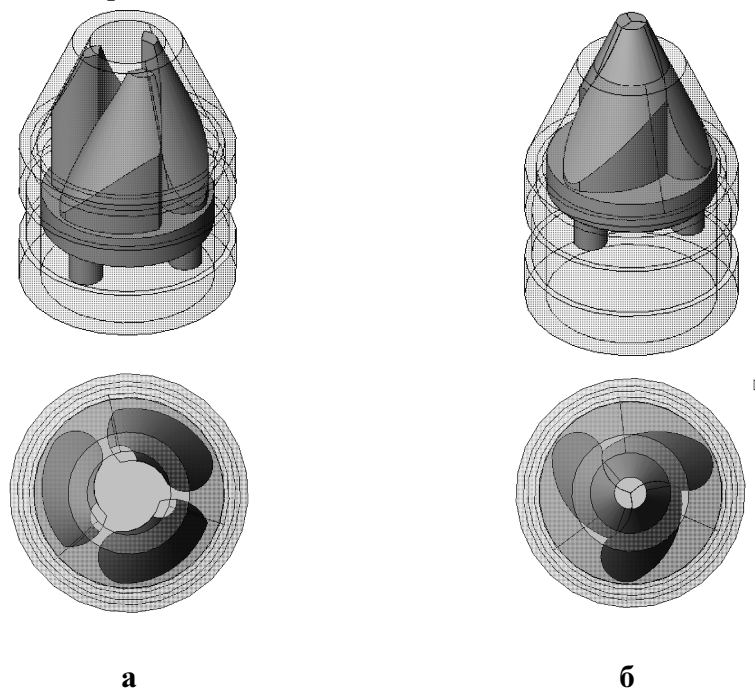


Рисунок 3 – Положения эксцентриковых кулачков ЭСП при разведенных кулачках при максимальном диаметре инструмента (а) и сведенных кулачках при минимальном диаметре инструмента (б)

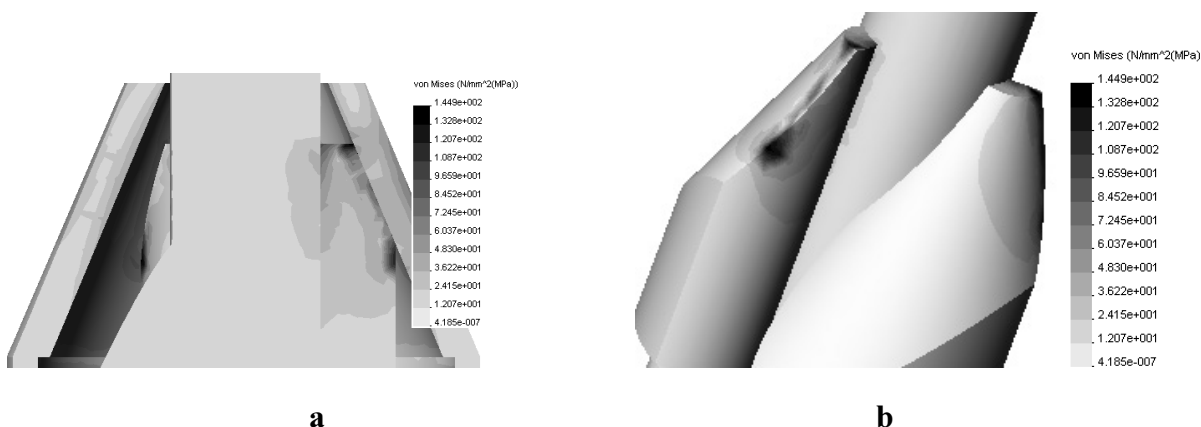


Рисунок 4 – Эквивалентные напряжения в ЭСП

На рис. 4 показаны диаграммы эквивалентных напряжений в патроне для случая, когда углы конических поверхностей эксцентриковых кулачков и втулки равны. Зажим инструмента с максимальным диаметром хвостовика $d_{\max} = 10$ мм обеспечивается

радиальной силой зажима, действующей со стороны эксцентрикового кулачка и равной $T = 450$ Н.

Характеристики материалов кулачка и конусной втулки в соответствии со стандартами ISO: модули упругости $E = 2,1 \times 10^{11}$ Па и $E_T = 0,79 \times 10^{11}$ Па; коэффициент Пуассона $\mu = 0,28$; коэффициент кондуктивной теплопроводности $k = 50$ В/(мК); специфическая теплоемкость $c = 460$ Дж/(кгК); коэффициент температурного расширения $\alpha_t = 1,3 \times 10^{-5}$ м/(мК); плотность $\rho = 7700$ кг/м³. Автоматически построенная сетка конечных элементов содержит 46586 элементов и 72359 узлов, а коэффициент трения между контактирующими коническими поверхностями и коэффициент сцепления между поверхностями зажимных кулачков и инструментом приняты равными 0,15 [7].

Наибольшие контактные напряжения возникают в кулачках по направлению образующей конической поверхности, по которой кулачок прижимается к внутренней конической поверхности втулки. Оценка на напряженном состоянии детали в патроне осуществлялась по четвертой теории прочности: $\sigma_{\text{эквIV}} \leq [\sigma]$.

Силовые характеристики ЭСП

Объектом исследования является радиальная сила зажима, с которой каждый из эксцентриковых кулачков патрона зажимает инструмент. Она определяется как сила контактного взаимодействия эксцентрикового кулачка с хвостовиком зажимаемого инструмента вследствие осевого перемещения конусной втулки патрона.

Анализ конструкции ЭСП показал, что основным фактором, оказывающим существенное влияние на величину и стабильность радиальной силы зажима T , является отклонение углового размера конической поверхности эксцентрикового кулачка и внутренней конической поверхности втулки. На силу зажима в значительной степени влияет разница в углах наклона конических поверхностей кулачка и втулки, т.е. угловой зазор $\Delta\alpha = \alpha_k - \alpha_{\text{вт}}$, где α_k - угол наклона конической поверхности кулачка, а $\alpha_{\text{вт}}$ - угол наклона внутренней конической поверхности втулки (рис. 5).

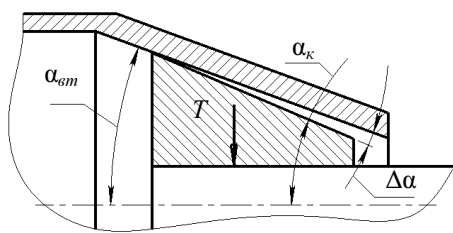


Рисунок 5 – Характер взаимодействия эксцентрикового кулачка и конусной втулки

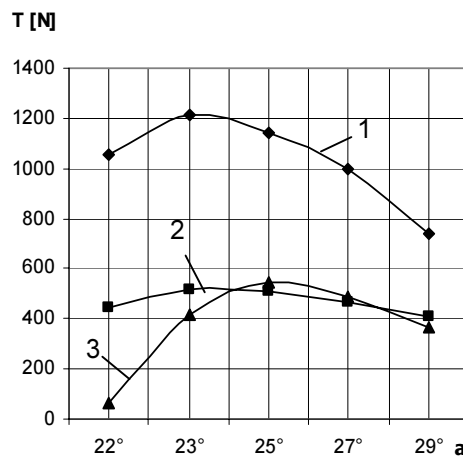


Рисунок 6 – Изменение силы зажима в зависимости от угла наклона конических поверхностей при различных угловых зазорах $\Delta\alpha$:
1 - 0° ; 2 - $0^\circ 10'$; 3 - $0^\circ 20'$

Для определения оптимального угла наклона конической поверхности, который должен быть больше угла заклинивания, а также обеспечения максимальной силы зажима T был проведен численный эксперимент на основе разработанной конечноэлементной модели патрона.

На рис. 6 представлена графическая интерпретация результатов исследования при максимальном диаметре зажимаемой поверхности диаметром $d = 10$ мм (см. рис. 3, а) и отклонениях угла $\Delta\alpha$ соответственно $0^\circ 0'$, $0^\circ 10'$ и $0^\circ 20'$.

Конструкция патрона требует обеспечения необходимой силы зажима с учетом влияния центробежных сил. Действие центробежной силы воспринимают все детали патрона, вызывая деформации, которые влияют на его силовые характеристики.

Для теоретического анализа влияния центробежных сил и отклонений угла наклона конических поверхностей кулачка и втулки на силовые характеристики ЭСП в качестве переменных приняты: частота вращения n , которая рассмотрена как для статического состояния $n = 0$ об/мин, так и для динамического при $n = 6000$ и 12000 об/мин; отклонения угла наклона конической поверхности кулачка и втулки $\Delta\alpha = 0^\circ 0'$, $0^\circ 10'$ и $0^\circ 20'$; диаметры хвостовика инструмента $d = 1, 6$ и 10 мм.

Результаты численного эксперимента обобщены и представлены в графическом виде на рис. 7. Зажимные усилия определялись при условии, что максимальные эквивалентные напряжения в патроне составляли 420 МПа.

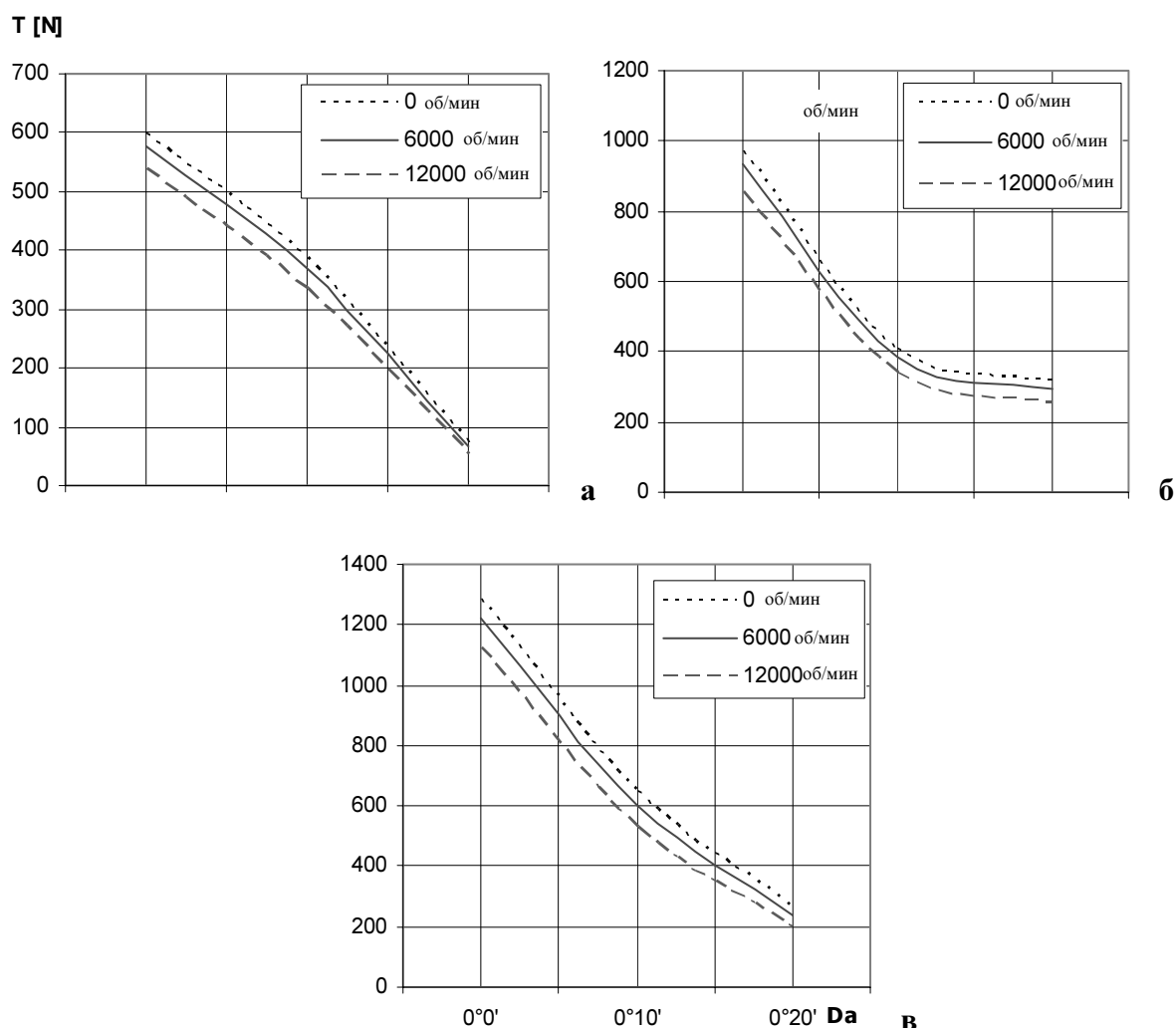


Рисунок 7 – Изменение радиальной силы зажима в зависимости от углового зазора $\Delta\alpha$ при диаметрах хвостовика инструмента d , равным 1 мм (а), 6 мм (б), 10 мм (в) и различных частотах вращения n

Основные выводы следующие:

1. Наиболее существенное влияние на уменьшение созданной в статическом состоянии силы зажима оказывают величина и отклонение угловых размеров конических поверхностей эксцентриковых кулачков и конусной втулки.

2. Центробежная сила, вызванная неуравновешенностью масс деталей патрона (в основном эксцентрикового кулачка) в пределах заданного широкого диапазона частот вращения, практически не оказывает влияние на силу зажима, что позволяет отнести такие патроны к высокоскоростным и широкодиапазонным.

Разработанная параметрическая компьютерная модель эксцентриковых сверлильных патронов в среде CAD-системы SolidWorks, моделирование и исследование силовых характеристик с использованием метода конечных элементов с помощью специализированного приложения CosmosWorks позволили повысить стабильность характеристик системы “зажимной патрон - инструмент” на металлорежущих станках при их использовании на высоких частотах вращения.

Результаты исследования силовых характеристик ЭСП позволяют обоснованно определять допуски на угловые размеры контактирующих конических поверхностей при разработке рабочей технической документации.

Список литературы

1. Кузнецов Ю.Н., Неделчева П.М., Хасан Аль-Дабас. Системно-морфологический подход при синтезе широкодиапазонных эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов. Известия на ТУ – Габрово т. 33, 2006.
2. Патент України No28198. Затискний патрон. МПК В23В 31/02, 31/04, 31/12, 31/20 (автори Кузнецов Ю.М., Вайсман В.Г.).
3. Кузнецов Ю.М. Теорія розв’язання творчих задач. – К.: ТОВ “ЗМОК” – ПП “ГНОЗИС”, 2003. – 345 с.
4. SolidWorks – Основен курс. ТехноЛогика ЕООД, София, ISBN 954-9334-04-X, 2004. – 382 с.
5. Григоров Б. SolidWorks 2005. Практическо ръководство. София: Издателство АДСИС, ISBN 954-91520-2-2, 2005. – 355 с.
6. Дэвид Мюррей. SolidWorks. Второе издание. Москва: Издательство ЛОПИ, ISBN 5-85582-197-8, 2003. – 604 с.
7. Кузнецов Ю.Н., Вачев А.А., Сяров С.П., Цървенков А.Й. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник. – К.: Техника, 1988. 222 с.
8. Кузнецов Ю.Н. Принципы создания технологической оснастки для высокоскоростной и прецизионной обработке на металлорежущих станках. // Доклад на юбилейной научно-практической конференции, Пловдив, 10.11.2006 г.

Розроблена, змодельована і досліджена в середовищі CAD-системи SolidWorks параметрична комп’ютерна модель ексцентрикових свердлувальних патронів, дозволила підвищити стабільність характеристик системи “затискний патрон–інструмент” на металоріжучих верстатах при їх використанні на високих частотах обертання.

Developed, modelled and the SolidWorks self-reactance computer model of eccentric persons drilling patrons investigational in the environment of the CAD-system, allowed to promote stability of descriptions of the system „clamping patron- instrument” on metal-cutting machine-tools at their use on high-frequencies of rotation.

Получено 20.11.06

В.В. Савранчук, канд. с-г. наук, В.М. Сало, канд. техн. наук, доц.,

О.М. Гайденко, А.М. Темченко, інженери

Кіровоградський ІАПВ УААН

О.В. Анісімов, інж.

Кіровоградський національний технічний університет

Результати виробничих випробувань культиватора розпушувача сівалки КРС-4

В роботі представлено результати перевірки доцільності застосування смугового посіву зернових культур в зоні Північного степу України, та можливості застосування, в якості посівної машини, експериментального зразка культиватора розпушувача сівалки КРС-4.
грунт, смуговий посів, норма висіву, розподіл насіння, робочий орган, ширина захвату

Однією з головних задач, сільськогосподарського виробництва, є найбільш повне забезпечення постійно зростаючої потреби в якісних, екологічно чистих продуктах харчування. Особливо велике значення при цьому має збільшення валового збору зернових, як основної сировини для виробництва головного продукту харчування - хліба.

Рослинництво є стратегічною і найбільш ефективною галуззю народного господарства. Природнокліматичні умови та родючі ґрунти України сприяють вирощуванню всіх зернових культур і дають змогу отримувати високоякісне продовольче зерно. Собівартість продукції рослинництва значною мірою залежить від набору технологічних операцій, які необхідно виконувати для вирощування відповідної сільськогосподарської культури, а також технічних засобів для їх виконання.

Світові тенденції розвитку галузі рослинництва передбачають широке впровадження ґрунтозахисних, енергозберігаючих технологій мінімального обробітку ґрунту, застосування способів прямої сівби.

На даний час найбільш поширеними способами прямої сівби є рядові, з шириною міжрядь для зернових як мінімум 17 см., а в більшості випадків 21 см. і більше. Велика ширина міжрядь обумовлена потребою запобігати блокуванню робочих органів рослинними рештками, але одночасно з цим знижується рівномірність розподілу площі живлення окремих рослин і ефективність використання ними загальної площі, крім цього, використовувати на важких ґрунтах сошники дискового типу і інші, з тупим кутом входження в ґрунт, є недоцільно як з екологічної точки зору, так і з економічної. Формування бороздки для насіння при прямій сівбі такими сошниками, вимагає великої маси самої машини, що призводить до переущільнення ґрунту, а в зоні роботи сошників до руйнування його структури. Світовий досвід вказує на те, що більш перспективними є робочі органи з гострим кутом входження в ґрунт, а найбільш раціональним способом сівби міг би бути суцільний рівномірний розподіл посівного матеріалу на певній глибині. Але з технічної точки зору реалізувати таку мету виявляється досить складно, в зв'язку з тим, що для цього необхідно мати конструкції сошників здатних забезпечувати рівномірний розподіл посівного матеріалу, як по напрямку руху машини, так і по ширині захвату. Проміжним технічним рішенням даної задачі є лапові сошники, які забезпечують смуговий посів. Збільшення ширини смуги, з рівномірно розподіленим посівним матеріалом, по ширині самого лапового

робочого органу і є не що інше, як приближення до забезпечення суцільного способу сівби.

Складність рівномірного розподілу посівного матеріалу по всій ширині лапового робочого органу полягає в тому, що глибина заробки насіння повинна знаходитись в межах 4÷7 см. Отже поверхня лапи повинна мати мінімальний кут кришення, а звідси і досить малу висоту підлапового простору в якому повинен відбуватися розподіл. Такі умови висувають відповідні вимоги до конструкції як самих розсіювачів, так і до їх елементів розподільників.

Існує велика кількість плоскоріжучих лап різноманітної конструкції, які, при оснащенні необхідними пристроями, використовуються для висіву зернових культур в ґрунт широкими стрічками [1]. При цьому, як правило, в конструкцію плоскоріжучих лап вносяться додаткові елементи, які дозволяють збільшити підлапний простір, тим самим створивши кращі умови для розподілення насіння по ширині робочого органу. Розроблено також багато конструкцій спеціальних лапових сошників для стрічкового посіву, кожен з яких пристосований для певних умов роботи і має як значні переваги, так і певні недоліки.

В результаті аналізу відомих конструкцій розподільників посівного матеріалу, був обраний, для удосконалення та експериментальної перевірки працездатності, розсіювач пасивного типу (рис. 1) з розподільником (рис. 2) у якого робочими поверхнями є плоска верхня і криволінійні бокові.

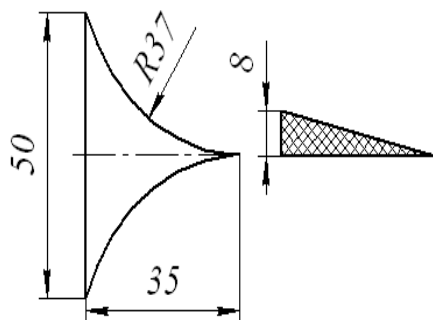


Рисунок 1 – Схема розсіювача

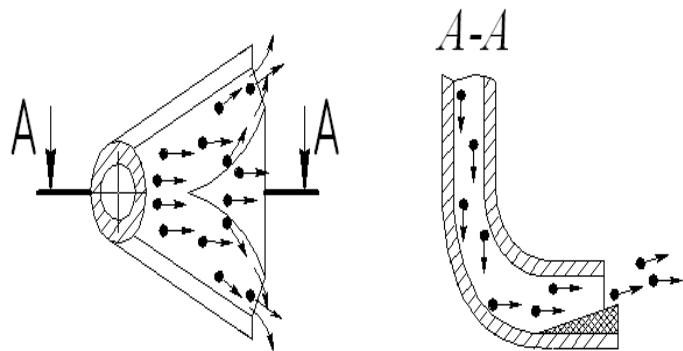


Рисунок 2 – Розподільник

Розміри розподільника, представлені на рисунку були обґрунтовані експериментально шляхом оптимізації значення показника рівномірності розподілу посівного матеріалу по ширині захвату робочого органу. Як показник рівномірності розподілу насіння прийнятий коефіцієнт варіації v . Який для даної конструкції розподільника при нормі висіву 4,7 млн. шт./га становив $v=24\%$. Відповідно до цього при проведенні лабораторних досліджень маса насіння P яке потрапило в різні комірки пробовідбірника фіксувалася після перетину окремими насінинами площини нижнього обрізу робочого органу і одночасно поверхні пробовідбірника.

Графік розподілу насіння по ширині захвату робочого органу побудований за результатами експериментальних лабораторних досліджень для оптимального варіанту конструкції розподільника (рис. 3) має підвищену від центру щільність розподілу і подальше її зниження до країв робочого органу. В разі розгляду даного розподілу як кінцевого, в ґрунті він не може бути признаний бажаним. Але в реальних умовах в результаті контакту окремих насінин з ґрунтом отримана в лабораторних умовах картина може змінюватися.

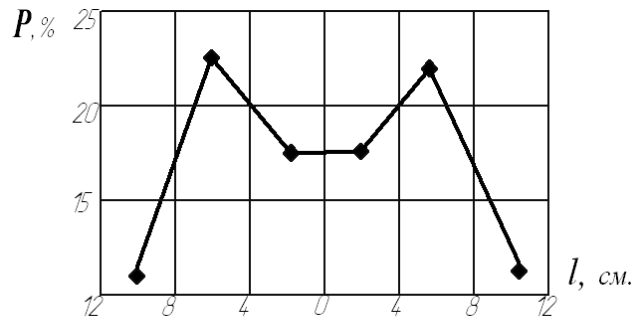
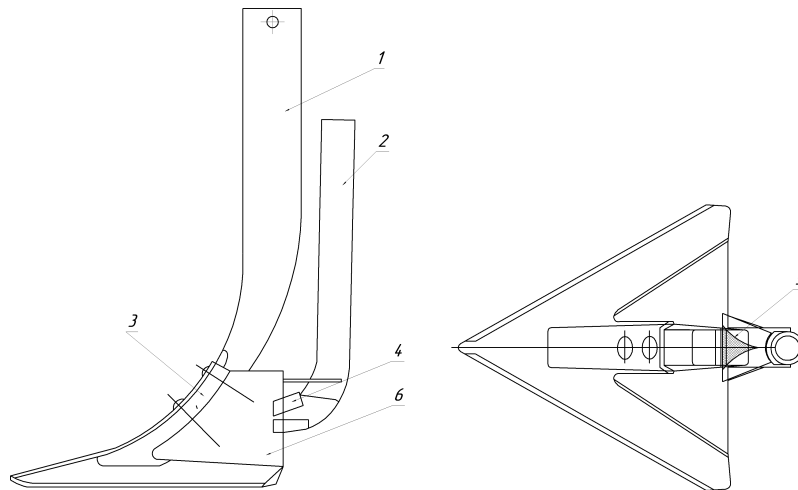


Рисунок 3 – Графік розподілу маси P в відсотковому відношенні до загальної маси висіяного насіння по ширині захвату робочого органу (дані лабораторних досліджень)



1 – стояк, 2 – насіннепровід, 3 – лапа, 4 – розсіювач, 5 – розподільник, 6 – щиток

Рисунок 4 – Робочий орган культиватора розпушувача сівалки

Для проведення польових експериментальних досліджень і перевірки працездатності розсіювача в підлаповому просторі (рис.4), дослідний зразок культиватора розпушувача сівалки КРС-4 (рис. 5) був обладнаний комплектом лапових робочих органів з розсіювачами, конструктивні параметри яких були обґрунтовані в лабораторних умовах [2].

Випробування дослідного зразка культиватора розпушувача сівалки КРС-4 проводилися 27 квітня 2006 року на дослідних полях Кіровоградського інституту агропромислового виробництва.



Рисунок 5 – Загальний вигляд культиватора розпушувача сівалки КРС-4

Робота машини перевірялася при сівбі ячменю СН-28 при такій характеристиці поля:

- середнє значення вологості ґрунту в шарі 0÷5см становить 14,9%, 5 ÷ 10 см - 25,9%;
- твердість ґрунту в шарі 0 ÷ 5см становить 2,07 МПа, 5÷10 - 3,8 МПа.
- попередник – соя
- поле без обробітку

Досліди були закладені по 6-и нормах висіву, фактичне значення яких було уточнене за результатами сходів. Підживлення сходів не здійснювалося, площа залікової ділянки становила 150 м².



а)
а) — 7 млн. шт./га., б) — 2,0 млн. шт./га.

Рисунок 6 – Густина сходів посівів ячменю при різних нормах висіву

На підставі фактичного розташування сходів (рис. 6) по смугах дослідних ділянок були розраховані показники реального розподілу посівного матеріалу по ширині захвату робочого органу (рис. 7).

Характер кривих розподілу посівного матеріалу (рис. 3, рис.7), отриманих в лабораторних і польових умовах, суттєво відрізняється між собою. Максимальна щільність фактичного розподілу насіння по ширині захвату робочого органу в польових умовах зміщена до центру.

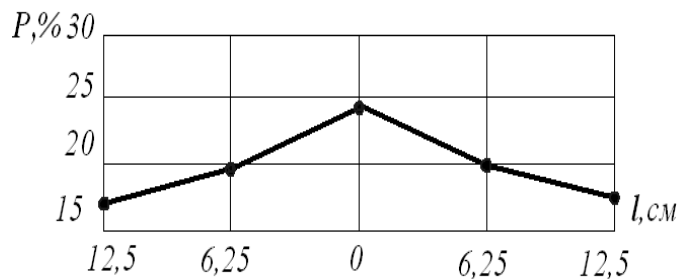


Рисунок 7 – Графік залежності розподілу насіння по ширині захвату робочого органу, l (польовий експеримент)

Пояснюється це тим, що в момент контакту насінин з дном борозни, утвореною лаповим робочим органом, процес переміщення насінини продовжується до повної втрати нею кінетичної енергії чи притискання шаром ґрунту, що сходить з поверхні робочого органу. В обох випадках напрямок переміщення насінини змінюється залежно від профілю поверхні дна борозни, швидкості руху машини, швидкості і напрямку надходження самої насінини до дна борозни. Очевидним є те, що значний вплив на розподіл має саме форма дна борозни, яка має збільшене поглиблення з наближенням до центру. Така форма дна борозни обумовлена нахилом лапи під кутом 3° до напрямку руху, що необхідно для її хорошого заглиблення в ґрунт.

При збиранні врожаю ячменю було відмічено, що урожайність залежно від норми висіву змінювалася від 26,7 до 43,7 ц/га. (Табл. 1).

Максимальна урожайність була досягнута при нормі висіву насіння 4,7 млн. шт./га, в порівнянні з традиційним рядовим способом сівби, з орієнтованою нормою висіву 4,5 млн. шт./га, при якому вносилося стартова доза 20 кг діючої речовини суперфосфату, смуговий спосіб сівби забезпечив підвищення урожайності на 3,7 ц/га.

Аналіз проведених досліджень експериментальних робочих органів для розподілу насіння по ширині захвату свідчить про необхідність подальшого удосконалення їх конструкцій з урахуванням явища перерозподілу матеріалу в результаті контакту з дном борозни та параметрів її профілю.

Таблиця 1 - Показники урожайності ячменю СН-28

№ варіанту	Норма висіву, млн. шт/га	Урожайність, ц/га
1	2,0	26,76
2	2,8	32,74
3	3,1	36,05
4	4,3	37,79
5	4,7	43,75
6	7,5	38,39

На підставі отриманих результатів випробувань можна зробити висновок про доцільність застосування смугової сівби зернових культур в зоні Північного степу України і можливість застосування для забезпечення цього процесу дослідного зразка культиватора-розпушувача сівалки КРС-4.

Список літератури

1. Механизация посева зерновых культур и трав. Справочник / М. С. Хоменко В. А. Зырянов, В. А. Насонов.— К.: Урожай, 1989.— 168 с
2. Румшинский Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента. М., “Наука”, 1971.

В работе представлены результаты проверки целесообразности применения полосового посева зерновых культур в зоне Северной степи Украины, и возможности применения, в качестве посевной машины, экспериментального образца культиватора-рыхлителя сеялки КРС-4.

In work results of check of expediency of application of strip crop of grain crops in a zone of Northern steppe of Ukraine, and an opportunity of application are submitted, as the sowing machine, an experimental sample of a cultivator - looser of seeder KLS-4.

Отримано 06.12.2006

ЗМІСТ

<i>Аніскевич Л.В.</i> Комплексна навігаційна система машинно-тракторного агрегату для технологій точного землеробства.....	3
<i>Бойко А.І., Свірень М.О.</i> Модель функціонування пневматичної висівної системи для технологій точного землеробства	13
<i>Філімоніхін Г.Б., Коваленко О.В.</i> Моделювання процесу зрівноваження ротора з нерухомою точкою двохмаятниковим автобалансиром із застосуванням програми Solid Works і модуля motion	19
<i>Петренко М.М., Скриннік І.О., Богатирьов Д.В., Скриннік М.О.</i> Експериментальні дослідження впливу параметрів зерносушарки каскадного типу на показники роботи	29
<i>Сало В.М.</i> Оцінка показника кришення ґрунту при основному безполицевому обробітку	35
<i>Осіпов І.М., Амосов В.В., Абрамова В.В.</i> Аеродинамічні дослідження висівного апарата сівалок УПС	41
<i>Павленко І.І., Годунко М.О.</i> Конструктивна та силова структура захватних пристроїв промислових роботів.....	44
<i>Бевз О.В., Кулешков Ю.В.</i> Методика розрахунку загальної похибки при визначенні основних технічних характеристик шестеренного насоса з асиметричною лінією зачеплення	50
<i>Васильковський О.М., Петренко Д.І.</i> Результати експериментальних досліджень відцентрово-пневматичного сепаратора зерна	54
<i>Косинов М.М., Амосов В.В., Хиони В.З., Людвенко М.В.</i> Коробка перемены передач зубчатого типу для пропашних сеялок.....	57
<i>Сабірзянов Т.Г., Абрамов К.В., Щербаков А.В.</i> Метод побудови математичних моделей технічних об'єктів дослідження.....	60
<i>Пестунов В.М., Лисенко О.В.</i> Механізми та способи дискретної обробки на верстатному обладнанні	65
<i>Струтинський С.В.</i> Визначення силових характеристик безконтактної регульованої сферичної опори	73
<i>Онопа В.А., Петренко М.М., Богатирьов Д.В., Кислун О.А.</i> Детермінована математична модель руху шкідника у повітряному потоці пневматичної насадки пневмодезинсектора.....	84
<i>Матвеев К.Д., Шмат С.І., Лузан П.Г.</i> Ресурсозберігаюча технологія приготування трав'яного борошна	90
<i>Мороз Н.Н.</i> Структурний аналіз надійності зерноуборочного комбайна.....	94

<i>Глобенко Г.О., Свірень М.О.</i> Технологічні основи виробництва кормових сумішей і їх економічна доцільність в управлінні ресурсозбереженням	101
<i>Шмат С.І., Резніченко В.А.</i> Дослідження удосконаленого сошника зернової сівалки	103
<i>Бойко А.І., Амосов В.В.</i> Експериментальне визначення раціональних параметрів вакуумного пневмомеханічного висівного апарата	108
<i>Васильковський М.І., Гончарова С.Я., Леценко С.М., Нестеренко О.В.</i> Аналіз сучасного стану повітряної сепарації зерна	111
<i>Артеменко Д.Ю.</i> Аналіз процесу роботи прикочуючих котків посівної секції просапної сівалки	115
<i>Кулешков Ю.В., Матвиенко А.А., Руденко Т.В.</i> Математическая модель внутренних утечек через торцовые сопряжения шестеренного насоса.....	120
<i>Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В.</i> Автобалансуючий пристрій з уловлювачами для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання	127
<i>Філімоніхін Г.Б., Пирогов В.В., Філімоніхіна І.І.</i> Виведення рівнянь руху ізольованої системи, що здійснює просторовий рух	133
<i>Мажейка А.И., Чайковський О.Б., Аль-Шара Мотаз Мухаммед, Лутай А.М.</i> Лазерне термодформаційне зміцнення деталей сільськогосподарських машин	140
<i>Кирницький С.Р.</i> Складові задачі синтезу топології структури системи використання теплової енергії у технологічній системі.....	147
<i>Выхрест А.Х.</i> Математическая модель кожухотрубного конденсатора динамических систем трансформации энергии	153
<i>Стругай Т.І.</i> Визначення гранично припустимих температур нагрівання зерна при кондуктивно-конвективному способі сушіння насіння зернових культур	158
<i>Павлюк-Мороз В.А., Брайко П.Г., Осін Р.А.</i> Розрахунок температури на плямі дотику при терті тіл з застосуванням металоплакуючого мастильного матеріалу на основі міді	167
<i>Романишин О.Ю., Заєць М.Л., Дейкун В.А.</i> Результати досліджень ефективності суцільної сівби зернових культур	171
<i>Артеменко Д.Ю., Уманець І.О., Артеменко О.В.</i> Нейросіткова модель прогнозування швидкості сходження насіння цукрових буряків.....	175
<i>Безуглий Л.И.</i> Способ повышения производительности ротационного сверлильного станка.....	181

<i>Підгасцький М.М., Скібінський О.І., Шаповалова О.В.</i> Виведення рівнянь кінематичного ланцюга планетарного столу	187
<i>Скібінський О.І., Підгасцький М.М., Четвертак А.І.</i> Спосіб шліфування робочого профілю цівкового колеса епіциклоїдальної передачі в умовах обкату	191
<i>Минайленко Р.М.</i> До питання про побудову динамічної моделі технологічного процесу переміщення зерна вертикальним ковшовим транспортером (норією)	195
<i>Ткаченко М.В., Ткаченко Р.М.</i> Підвищення ефективності процесу формоутворення внутрішньої різьби методом пластичної деформації	198
<i>Троїцький В.О., Шекеро А.Л., Трушаков Д.В.</i> Стандартизація та сертифікація в управлінні якістю у машинобудуванні	202
<i>Бойко А.І., Новицький А.В., Карабиньош С.С.</i> Дослідження ремонтпридатності кормодробарок	209
<i>Воротнюк В.В., Шмат С.І., Гаврильченко О.С.</i> Аналітичне визначення якості кришення ґрунту об'ємним розпушувачем з розімкнутими стояками	212
<i>Шифрин Б.М.</i> Упрощенная обобщенная модель пневматика	217
<i>Пархоменко М.Д., Кондратець В.О., Пархоменко Ю.М.</i> Стохастичне моделювання розподілу зерен в рядку	221
<i>Невдаха Ю.А., Маломуж Г.І., Невдаха А.Ю.</i> Визначення впливу числа циклів навантажень на руйнування підшипників кочення	230
<i>Гончарова С.Я.</i> Оптимальне стохастичне керування імпульсним процесом переносу з лінійною відносно керування швидкістю переносу	233
<i>Смирнова Н.В., Смирнов В.В.</i> Метод определения содержания влаги в сыпучей смеси и коррекция водоцементного соотношения при изготовлении бетона	237
<i>Філімоніхіна І.І.</i> Застосування функції Гамільтона до визначення умов настання автобалансування ротора з нерухомою точкою	241
<i>Кузнецов Ю.Н., Хасан Аль-Дабас, Пенка Милкова Неделчева.</i> Компьютерное моделирование и исследование силовых характеристик эксцентрикового сверлильного патрона	247
<i>Савранчук В.В., Сало В.М., Гайденко О.М., Темченко А.М., Анісімов О.В.</i> Результати виробничих випробувань культиватора розпушувача сівалки КРС-4	253