

ЛУГАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кюрчев Сергій Володимирович

УДК 631.3-192:631.1.01-82

**ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ І ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ
ЗЕРНОВИХ ЖНИВАРОК ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЇХ ПРИВОДІВ**

**Спеціальність 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського
виробництва**

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Луганськ 2003

Дисертацією є рукопис.

Дисертація виконана у Таврійській державній агротехнічній академії Міністерства аграрної політики України (м. Мелітополь)

Науковий керівник: **кандидат технічних наук, доцент Панченко Анатолій Іванович, Таврійська державна агротехнічна академія, зав. кафедри “Трактори і автомобілі”.**

Офіційні опоненти: **доктор технічних наук, професор, Заслужений Діяч науки і техніки України Лебедєв Анатолій Тихонович, зав. кафедри “Трактори і автомобілі” Харківського державного технічного університету сільського господарства;**

кандидат технічних наук, доцент Колесніков Володимир Олексійович, доцент кафедри “Машино використання в землеробстві” Луганського національного аграрного університету

Провідна установа: **Кіровоградський державний технічний університет Міністерства освіти і науки України, кафедра сільськогосподарського машинобудування (м. Кіровоград).**

Захист відбудеться “12” грудня 2003 року о “10” годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К29.841.01 по присудженню наукового ступеню кандидата технічних наук в Луганському національному аграрному університеті за адресою 91008, м. Луганськ-8, Луганський національний аграрний університет.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці ЛНАУ за адресою 91008, м. Луганськ-8, Луганський національний аграрний університет.

Автореферат розісланий “11” листопада 2003 року

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради, кандидат технічних наук, доцент

Чекановкін О. О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Збиральна зернова техніка працює в екстремальних умовах експлуатації. Для неї характерні стислі строки інтенсивної роботи в кілька змін, практично безперервно. У цьому специфіка збиральних жнив, коли затримка в термінах її проведення приводить до збільшення втрат зернової частини врожаю. Зазначені фактори висувають особливі вимоги до надійності техніки, що забезпечує механізацію процесів збирання зернових. Середній наробіток на відмовлення зернозбирального комбайна складає близько 20 годин. При цьому велику частину відмовлень складають поломки жнивварок, що у технологічному потоці першими взаємодіють із хлібною масою. Унаслідок цього механізми жнивварок можуть бути перевантажені нерівномірністю подачі маси, можливим улученням сторонніх включень в апарат, що ріже, або намотуванням стебла на планки мотвила. Усе це приводить до поломок як самих робочих органів, так і до відмовлень елементів приводу. Зниження відмовлень жнивного агрегату може здійснюватися шляхом модернізації приводу, або за рахунок застосування захисних пристроїв - силових гідроприводів сільськогосподарського призначення, які зменшують динамічні перевантаження в екстремальних умовах.

Інтенсивне і широке впровадження силових гідроприводів у різних галузях сільськогосподарського машинобудування викликає необхідність у проведенні додаткових досліджень, зв'язаних із підвищенням надійності й удосконалюванням конструкцій їх окремих агрегатів і вузлів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дана робота є складовою частиною досліджень, проведених у Таврійській державній агротехнічній академії з питань розробки наукових основ сучасних технологій і технологічних засобів по забезпеченню продовольчої безпеки південного регіону України, підпрограми №1.4 «Удосконалювання і розробка наукових основ підвищення експлуатаційної ефективності мобільної сільськогосподарської техніки», № держ. реєстрації 0102 V000678, цільової підпрограми створення й організації виробництва в Україні комплексу машин і устаткування для збору і післязбиральної доробки і збереження зерна і не зернової частини врожаю, програми «Удосконалювання організації і технології ремонту і підвищення надійності сільськогосподарської техніки в умовах реформування АПК» і Договору про науково-технічну співдружність по розробці зернозбирального самохідного комплексу КЗСК-80 з ВАТ «Бердянські жнивварки» і комплекту адаптерів ВАТ «КБ Бердянсксельмаш», розглянутих у рамках Державної програми «Виробництва технологічних комплексів, машин і устаткування для агропромислового комплексу на 1998-2005 р.», відповідно до постанови Кабінету Міністрів України від 1 грудня 1997 року № 1341 «Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентноздатною технікою».

Мета досліджень – підвищення ефективності експлуатації зернових жнивварок шляхом розробки раціональної конструкції приводу.

Задачі досліджень:

- використовуючи системний аналіз, вивчити і виявити причини недостатньої надійності існуючих конструкцій зернових жниварок;
- теоретично й експериментально визначити конструктивні елементи жниварок, що лімітують їх працездатність і безвідмовність, а також вишукати способи усунення недоліків у їх роботі;
- аналітично визначити й експериментально перевірити вплив конструктивних параметрів застосовуваних приводів жниварки на її функціональні характеристики, що забезпечують відповідний рівень надійності;
- моделюванням процесу експлуатації системи «жниварки» установити граничні експлуатаційні параметри її підсистеми «приводу», що визначають ефективність її використання;
- розробити виробничі рекомендації з підвищення надійності й ефективності використання зернових жниварок і економічно обґрунтувати їх впровадження у виробництво.

Об'єкт досліджень – розподіл відмовлень у вузлах і агрегатах жниварок, а також процеси, що протікають у приводах і їх елементах.

Предмет досліджень – фізичні і математичні моделі відмовлень підсистем жниварок і причини, що викликають утрату працездатності силових приводів.

Методи досліджень – в основу досліджень покладені сучасні методи математичного моделювання ймовірнісних закономірностей аналізу результатів експериментальних досліджень, спрямованих на забезпечення надійності й ефективності використання зернових жниварок. Експериментальні дослідження проводилися за допомогою серійних і спеціально розроблених вимірювальних приладів і пристосувань, стендів з використанням стандартних і приватних методик.

Наукова новизна роботи.

Встановлено основні закономірності втрати працездатності окремими підсистемами зернових жниварок і намічені перспективні шляхи підвищення надійності й ефективності експлуатації всієї конструкції в цілому.

Уперше теоретично й експериментально досліджено процеси зниження працездатності механізмів жниварки й обґрунтовані конструктивні рішення витискувачів приводного механізму, які підвищують надійність зернової жниварки.

На рівні технічної новизни для приводу жниварки розроблена конструкція силового блоку витискувачів, що забезпечує рівномірність рушення підсистем жниварки - різального апарата та мотовила, а також підвищення довговічності приводу в 2...3 рази.

Установлено вплив конструктивних особливостей витискувачів на надійність елементів приводу, застосованого в силових приводах зернових жниварок і інших активних робочих органах мобільної сільськогосподарської техніки.

Розроблено математичні і функціональні моделі елементів приводу, що дозволяють моделювати процес зміни надійності жниварки в умовах експлуатації, з метою забезпечення заданої працездатності при її проектуванні.

Практична значимість досліджень:

- розроблено програми розрахунків і інше математичне забезпечення для проектування гідроприводів активних робочих органів жниварок і інших сільськогосподарських машин;
- запропонована нова конструкція силового блоку витискувачів механізму приводу зернової жниварки з метою підвищення її довговічності й ефективності експлуатації;
- розроблено стенд для порівняльних прискорених випробувань елементів механізму приводу сільськогосподарського призначення та обладнання для оцінки їх основних експлуатаційних показників, у тому числі і при зношуванні;
- розроблено методики проектування витискувального блоку і контролю геометричних параметрів його елементів, з урахуванням його ремонтпридатності;
- обґрунтовано періодичність технічного обслуговування гідроприводу зернових жниварок і контролю їх технічного стану.

Вірогідність результатів роботи. Наукові положення, висновки і рекомендації, що сформульовані в дисертаційній роботі, теоретично обґрунтовані, їх вірогідність підтверджена результатами експериментальних досліджень, проведених з використанням сучасних методів досліджень у лабораторних і промислових умовах, що не суперечать відомим даним і широкій їхній апробації.

Особистий внесок здобувача. Дисертантом особисто:

1. Досліджено процеси зниження працездатності елементів приводних механізмів жниварки, встановлені основні закономірності втрати працездатності її окремими підсистемами і намічені перспективні шляхи підвищення надійності й ефективності експлуатації всієї конструкції в цілому.
2. Досліджено вплив конструктивних особливостей витискувачів приводних механізмів на надійність активних робочих органів зернових жниварок, розроблена конструкція силового блоку витискувачів, що забезпечує підвищення довговічності привода в цілому.
3. Розроблені математичні і функціональні моделі приводу жниварки, що дозволяють моделювати процес зміни надійності його елементів в умовах експлуатації, з можливістю забезпечення заданої працездатності при їх проектуванні.
4. Розроблено програми і математичне забезпечення для проектування елементів приводу активних робочих органів жниварок.
5. Розроблено методики проектування витискувального блоку і контролю геометричних параметрів його елементів, з урахуванням ремонтпридатності.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи були повідомлені на міжнародній науково-практичній конференції «Екологічні аспекти механізації внесення добрив, захисту рослин, обробітку ґрунту, збирання і переробки сільськогосподарської продукції» (м. Мелітополь, Таврійська державна агротехнічна академія (ТДАТА), 2000 р.); ювілейній міжнародній науково-практичній конференції, присвяченій 10-річчю створення Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики (м. Кіровоград, Кіровоградський державний технічний університет, 23-24.11.2000 р.); міжнародній науково-технічній конференції

ції «Землеробська механіка на рубежі сторіч», (м. Мелітополь, ТДАТА, 25-31.05.2001 р.); розроблені гідромашини для привода активних робочих органів і рушіїв мобільної сільськогосподарської техніки експонувалися на Міжнародному сільськогосподарському виставці-ярмарку «Агро-2002», (с. Чубинське, Київська область 28.05-8.06.2002 р.); V Міжнародній конференції Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики, (м. Вінниця, Вінницький державний аграрний університет, 7-10.10.2002 р.); науково-технічних конференціях Таврійської державної агротехнічної академії (м. Мелітополь, 2000-2003 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 10 друкованих працях, у тому числі одному патенті.

Обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків і рекомендацій, списку використаної літератури і додатків. Робота викладена на 165 сторінках машинописного тексту, з них 127 сторінок основного тексту, містить 35 рисунків, 10 таблиць, 8 додатків, бібліографію, що включає 107 найменувань, з них 5 іноземною мовою.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми, її наукова новизна і практична значимість, сформульована мета досліджень.

У **першому розділі** виконаний аналіз публікацій і літератури з питань конструктивних особливостей, умов експлуатації і відмовлень зернових жниварок зернозбиральних машин.

Жниварки зернозбиральних машин відіграють важливу роль у збиранні врожаю зернових культур. Від ефективності і надійності їх експлуатації залежить працездатність усієї зернозбиральної машини. Елементи жниварки безпосередньо першими контактують із хлібостоєм, визначаючи і формуючи потоки маси для обробки її наступними механізмами.

Вагомий внесок у розвиток зернозбиральної техніки внесли Авдєєв А.В., Кутєпов Б.П., Погорілий Л.В., Пустигін М.А., Шаповалов В.І. і інші відомі вчені. Аналіз причин відмовлень агрегатів зернозбиральної техніки показує, що істотна частка відмовлень викликана виходом з ладу жниварок, до 40%. Ці відмовлення найчастіше обумовлені влученням сторонніх предметів, намотуванням хлібної маси і т.д., а також зв'язані з недосконалістю конструкцій і якістю виготовлення елементів приводу.

Зниження відмовлень жнивного агрегату може здійснюватися шляхом модернізації його приводу з використанням захисних пристроїв - силових гідроприводів сільськогосподарського призначення, що зменшують динамічні перевантаження, які виникають в екстремальних умовах експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки.

Проблемами підвищення надійності силових гідроприводів сільгоспмашин у різний час займалися Анілович В.Я., Артем'єв Ю.Н., Беленков Ю.А., Дідур В.А., Непман В.Г., Немировський І.А., Єрмолов Л.С., Лебедев А.Т., Ломоносов Ю.Н.,

Комаров А.А., Селіванов А.І., Селіванов М.П., Сиріцин Т.А., Точилін Ю.В. і інші вчені. Аналіз силових приводів сільськогосподарського призначення показав, що в цьому типі приводів найбільше застосування одержали гідромашини планетарного типу, до недоліків яких можна віднести нерівномірність обертання вихідного валу, а також порівняно невеликий ресурс.

Зміни технічного стану цих машин залежать від взаємозв'язку геометричних параметрів витискувачів, при чому питання впливу погрішності форми їх елементів на зміну функціональних параметрів силового з'єднання залишаються маловідомими, а формування витискувачів тілами обертання взагалі не розглядалося в літературних джерелах.

В другому розділі розглянуті конструктивні методи підвищення ефективності і надійності приводу зернових жниварок.

Зернову жниварку можна представити у виді деякої системи, що складається з ряду окремих підсистем. До таких підсистем, що виконують самостійні функції, відносяться, насамперед, мотовило, транспортер, різальний апарат і загальний для всіх механізмів привод.

Відмовлення в роботі кожної з підсистем веде до відмовлення всієї жниварки в цілому і припинення її нормального функціонування. Кожна з підсистем може знаходитися в двох фіксованих положеннях: робочому або неробочому. Перебування в тому або іншому стані кількісно оцінюється відповідною ймовірністю.

Таким чином, переходи жниварки як складної системи, з одного стану в інші може розглядатися у виді процесу з фіксованими дискретними положеннями і безперервним часом переходів. Такий випадковий процес переходів з погляду математичного опису зручно розглядати як марковський і ілюструвати його відповідним графом станів (рис. 1). Передбачається, що потоки подій, зв'язаних із переходами в різні стани, є простими пуасоновськими, з інтенсивностями потоку відказів λ_i і потоку відновлень μ_i i -их підсистем.

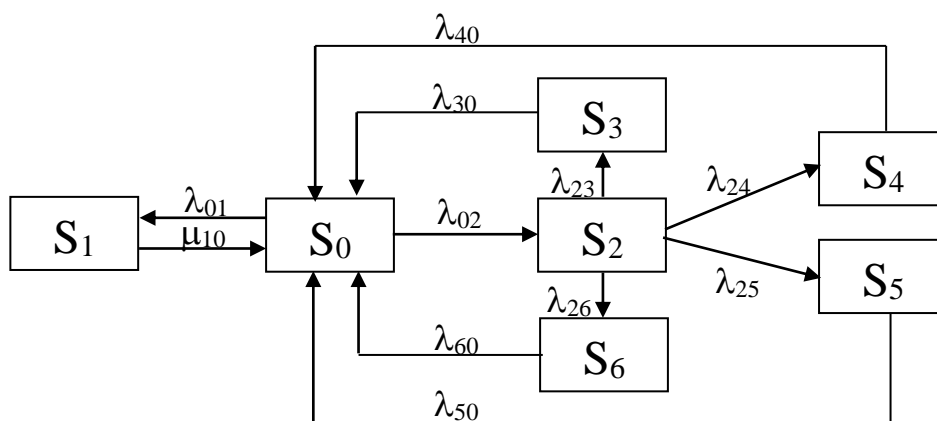


Рис. 1. Граф положень і переходів зернової жниварки стану:

S_0 – справна і працює; S_1 – справна, але не працює (простій); S_2 – несправна (діагностування причини відмовлення); S_3 – несправна через відмовлення мотовила й усунення поломки; S_4 – несправна через відмовлення різального апарата і

усунення поломки; S_5 – несправна через відмовлення транспортера й усунення поломки; S_6 – несправна через відмовлення приводу й усунення поломки.

Дотримуючись правила складання рівнянь Колмогорова, використовуюваного в системах, що блукають по безлічі станів, для розглянутої жнивarki ймовірності відказу, будь якої з її підсистем можна записати:

$$\begin{cases} \frac{dP_3(t)}{dt} = \lambda_{23} \cdot P_2(t) - \lambda_{30} \cdot P_3(t); \\ \frac{dP_4(t)}{dt} = \lambda_{24} \cdot P_2(t) - \lambda_{40} \cdot P_4(t); \\ \frac{dP_5(t)}{dt} = \lambda_{25} \cdot P_2(t) - \lambda_{50} \cdot P_5(t); \\ \frac{dP_6(t)}{dt} = \lambda_{26} \cdot P_2(t) - \lambda_{60} \cdot P_6(t), \end{cases} \quad (1)$$

де P_3, P_4, P_5, P_6 - ймовірності відказу, будь якої з i -их підсистем жнивarki.

Якщо врахувати, що можливі стани жнивarki статистично незалежні події, то для повної групи таких подій існує нормувальна умова у виді наступної суми:

$$\sum_{i=0}^{i=6} P_i(t) = 1. \quad (2)$$

Розглядаючи сталий режим експлуатації і використовуючи метод підстановки, визначимо ймовірності відказу підсистем жнивarki:

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} \right); \quad P_4 = P_2 \cdot \left(\frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} \right); \quad P_5 = P_2 \cdot \left(\frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} \right); \quad P_6 = P_2 \cdot \left(\frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}} \right). \quad (3)$$

Отримані ймовірності станів покладені в основу визначення комплексних показників надійності зернової жнивarki. Так, коефіцієнт готовності K_2 визначається сумою імовірностей працездатних станів, коли жнивarka справна і працює, а також, коли вона справна, але не працює з певних організаційних причин:

$$K_2 = \frac{\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26}}{\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26} + \frac{\lambda_{02}}{\left(1 + \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}}\right)} \cdot \left(1 + \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}}\right)}. \quad (4)$$

Іншим комплексним показником надійності, що характеризує працездатність жнивarki, є коефіцієнт технічного використання:

$$K_{m.u.} = 1 - \frac{2 \cdot \left(1 + \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}}\right)}{\frac{\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26}}{\lambda_{02}} \cdot \left(1 + \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}}\right) + 1 + \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}}}. \quad (5)$$

Аналіз впливу окремих механізмів (підсистем) на загальну працездатність і надійність зернової жниварки показує, що основні відмовлення окремих механізмів (підсистем) зернових жниварок формуються як раптові і розподіляються в наступному співвідношенні: різальний апарат - 25%, мотовило - 15%, транспортер - 18%, привод - 36%, а найбільша ймовірність перебування жниварки в стані ремонту виникає через відмовлення її приводу $P_6 = 0,168$, підвищенню надійності якого необхідно приділити першорядну увагу.

Удосконалення приводу жниварки, з метою підвищення її надійності, можна здійснити шляхом використання гідрооб'ємного відбору потужності. З цією метою використовується гідросистема агрегатованого енергозасоба, потужність якої (з насосом НШ-32) складає 16...18 кВт, що цілком достатньо для приводу зернової жниварки, енерговитрати якої, складають 8...10 кВт (для жниварки ЖВН-6). Перетворювачем гідравлічної енергії використовується, змонтований із жниваркою, низькообертотий високомоментний мотор серії ГПР-Ф. Згідно інформації "КБ Бердянськсельмаш", недоліком даної конструкції є нерівномірність обертання вала гідромотора (і як слідство, нерівномірність рушення підсистем жниварок - різального апарата та мотовила), що досить негативно впливає на процес збирання, а також порівняно невеликий ресурс (до 2000 мото-годин).

Дослідженнями причин нерівномірності обертання вала механізму приводу та утрати його працездатності встановлено, що основним вузлом який лімітує його надійність, є блок витискувачів, а причина зниження ресурсу цього блоку – погрішність форми P_ϕ його деталей, що для охоплюваного витискувача складає 0,02...0,05 мм, а для витискувача, що охоплює – 0,12...0,18 мм.

Дослідження кінематики руху витискувачів дозволило визначити основні шляхи конструктивного рішення їх зміни, спрямовані на підвищення ефективності і надійності. Головною відмінною рисою запропонованої конструкції витискувача, що охоплює з втулковим зачепленням (патент 37457А F04C1/08) є наявність жорсткого зв'язку між втулками (зубами) при їх розташуванні по внутрішньому периметрі обойми.

Аналіз результатів моделювання процесу зміни технічного стану модернізованої конструкції витискувального блоку показує, що інтервал значень зазорів, обумовлений погрішністю форми витискувачів, зменшився приблизно в три рази. Отже, при однакових початкових умовах експлуатації, граничний стан модернізованого гідромотора настає при значеннях зазору $S = 0,37$ мм, що в три рази перевищує граничні значення зносу для серійного.

Моделюванням процесу зміни працездатності силового з'єднання мотора встановлено, що зі зміною радіуса обойми витискувачів, у діапазоні від 41 до 200 мм мінімальне значення радіуса зуба шестірні зростає в 11,5...16 разів, а міжцентрова відстань між витискувачами практично не змінюється; зміна числа зубів у діапазоні від 5 до 30 супроводжується зменшенням мінімального значення радіуса зуба – у 2,8...4 рази і зміною міжцентральної відстані в три рази по зворотньо пропорційній лінійній залежності.

Крутний момент на валу механізму приводу, можна виразити через результуючу силу від дії тиску на витискувачі робочої рідини

$$P = \frac{2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U}, \quad (6)$$

тоді з урахуванням перетворень

$$M_{кр} = 2 \left(e \pm \frac{(S_T + \Pi_\phi)}{2} \right) \cdot \frac{\Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U} \cdot h, \quad (7)$$

де e – міжцентрова відстань між витискувачами;
 S_T – технологічний зазор між витискувачами;
 Π_ϕ – погрішність форми витискувачів;
 Δp – перепад тиску робочої рідини в гідромоторі;
 b – ширина робочої поверхні витискувачів;
 z_1 – число зубів охоплюваного витискувача;
 U – передатне відношення механізму, що компенсує;
 h – плече додатка результуючої сили.

Знак (\pm) при $\frac{S_T + \Pi_\phi}{2}$ визначається положенням шестірні.

Величина h визначається через радіус R_1 розташування центрів зубів охоплюваного витискувача

$$h = R_1 \cdot \cos \frac{2\pi}{z_1} (i - 1) \pm \frac{(S_T + \Pi_\phi)}{2}, \quad (8)$$

де $i = 1, 2 \dots z_1$ – порядковий номер зуба шестірні, що визначає її миттєвий центр обертання.

Аналіз математичних залежностей (7) і (8) показує, що в діапазоні зміни зазорів (при зносі) від S до $S_{кр}$ крутний момент $M_{кр}$ буде описуватися прямою лінією, яка рівнобіжна осі (S). Коли зазор перевищує величину $S_{кр}$, крутний момент $M_{кр}$ різко зменшується, у $\cos \frac{2\pi}{z_1} (i - 1)$ разів, і змінюється по синусоїдальній залежності.

Механічний ККД механізму приводу характеризується крутним моментом $M_{кр}$, робочим обсягом V_0 і перепадом тиску Δp , тоді з урахуванням (7) маємо:

$$\eta_m = \frac{2 \left(e \pm \frac{(S_T + \Pi_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h}{V_0 \cdot U}. \quad (9)$$

Аналіз формули (9) показує, що зміни механічних втрат аналогічні змінам крутного моменту $M_{кр}$.

Основним параметром, що визначає об'ємний ККД механізму привода і частоту обертання його вала, є внутрішні перетічки (у нашому випадку по діаметральному зазору $Q_{np(\partial.з)}$). У діапазоні зміни зазору від S до $S_{кр}$, перетікання $Q_{np(\partial.з)}$ відсутні в зв'язку з існуючою самогерметизацією витискувачів. Отже, частота обертання n_∂ й об'ємний ККД у цей період визначаються своїми номінальними значеннями.

При значеннях зазору $S > S_{кр}$, перетікання $Q_{np(\partial.з)}$ характеризуються витратою рідини через щілину висотою $S'_к$, утворену циліндричними поверхнями зубів шестірні і ротора і визначається залежністю

$$Q_{np(\partial.з)} = \mu \cdot b \cdot S'_к \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (10)$$

а об'ємні витрати

$$\eta_{об} = \frac{n_\partial \cdot V_0}{n_\partial \cdot V_0 + \mu \cdot b \cdot S'_к \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}, \quad (11)$$

де μ - коефіцієнт витрати;

b - ширина щілини (шестірні);

$S'_к$ - висота щілини (зазор) у зоні передбачуваного контакту зубів;

ρ - густина робочої рідини.

Зміни об'ємного ККД $\eta_{об}$ механізму привода при зношуванні у процесі експлуатації представлені рівнянням (11).

У третьому розділі викладена програма експериментальних досліджень, методики дослідження змін функціональних параметрів серійного і дослідного механізмів привода у залежності від їх технічного стану, визначення діаметрального зазору в силовому з'єднанні, виміру геометричних параметрів його деталей, експлуатаційних випробувань дослідної конструкції привода зернової жнивarki.

Основними факторами, що визначають технічний стан механізму привода, є: крутний момент, кількість оборотів і витрати робочої рідини на перетікання. Ці параметри залежать від перепаду тиску Δp , витрати робочої рідини Q і коефіцієнта кривизни радіуса зуба $k_s = \frac{r_2}{r_1}$.

Випробування проводяться в рівних умовах на серійному й експериментальному гідромоторах одночасно, на спеціальному стенді. Результати експерименту оброблені за допомогою ПЕОМ.

Експериментальне моделювання зносу витискувачів здійснюється шляхом зміни діаметрального зазору S . Для цього виготовляються спеціальні зразки шестерень з різним радіусом R_1 ділильної окружності центра зубців. При цьому одержують зазор S , рівний для серійної конструкції 0,02; 0,07; 0,12; 0,17, а для експериментальної – 0,07; 0,17; 0,27; 0,37; 0,47 і 0,57 мм. Для обох досліджуваних блоків витискувачів геометричні параметри (радіус закруглення зуба шестірні r_1 ; радіус закруглення зуба ротора r_2 і радіус ділильної окружності центра зубців ротора R_2), що характеризують їх форму, беруться незмінними. Погрішність форми зубцюватого контуру обох деталей, при визначенні діаметрального зазору, не враховується, а дійсна можлива зміна діаметрального зазору визначається по формулі

$$S_\delta = S + \Pi_1^\phi + \Pi_2^\phi,$$

де S - діаметральний зазор без урахування похибки форми зубцюватого контуру деталей силового з'єднання;

Π_1^ϕ , Π_2^ϕ - погрішність форми зубцюватого контуру шестірні і ротора, відповідно.

Для дослідження процесу зміни технічного стану механізму приводу в залежності від перепаду тиску, витрати і коефіцієнта кривизни радіусів зубів витискувачів використовується математичне планування факторного експерименту.

Оцінка надійності окремих підсистем і жниварок у цілому та визначення інтенсивності їх відмовлень проводяться шляхом спостереження за роботою жниварок ЖВН-6 в умовах рядової експлуатації. Вибір показників надійності й обробка дослідних даних отриманих при випробуваннях жниварок проводиться відповідно до методик, розроблених на основі діючих технічних матеріалів і стандартів.

Розрахунок показників надійності проводиться окремо для партії жниварок з механічним і гідравлічним приводом ВВП.

У четвертому розділі приведені порівняльні стендові дослідження працездатності серійного і модернізованого механізму приводу, експериментальні дослідження впливу зносу зубців на основні функціональні параметри блоку витискувачів, порівняльні експлуатаційні випробування зернових жниварок з різними типами приводів.

Дослідженнями впливу конструктивних змін витискувачів на їх працездатність встановлено, що застосування модернізованої конструкції силового з'єднання поліпшує його функціональні параметри, для нього вище значення механічного ККД і крутного моменту у всіх інтервалах змін оборотів і перепадів тисків робочої рідини.

Отримано рівняння регресії, що дозволяють описати процес зміни технічного стану планетарного гідромотора в умовах експлуатації, в діапазоні зміни перепаду тиску $\Delta p = 8 \dots 20$ МПа, витрати робочої рідини $Q = 20 \dots 120$ л/хв і коефі-

цієнта кривизни радіусів зубів $\frac{r_2}{r_1} = \frac{7}{6} \dots \frac{15}{2}$.

Аналіз залежностей зміни функціональних параметрів витискувачів від зносу показує, що крутний момент (рис. 2, крива 1), що розвивається серійним механізмом приводу, при номінальному перепаді тиску $\Delta p_n = 16$ МПа, дорівнює $M_{кр.} = 1222$ Н·м і залишається незмінним при збільшенні зазору S до 0,12 мм. При подальшому збільшенні зазору до $S = 0,17$ мм, спостерігається різке зниження крутного моменту $M_{кр.} = 600$ Н·м, що пояснюється наявністю погрішності форми витискувачів і як слідство, різким зменшенням плеча h , обумовленого рівнянням (8), що в свою чергу приводить до збільшення нерівномірності обертання механізмів приводу.

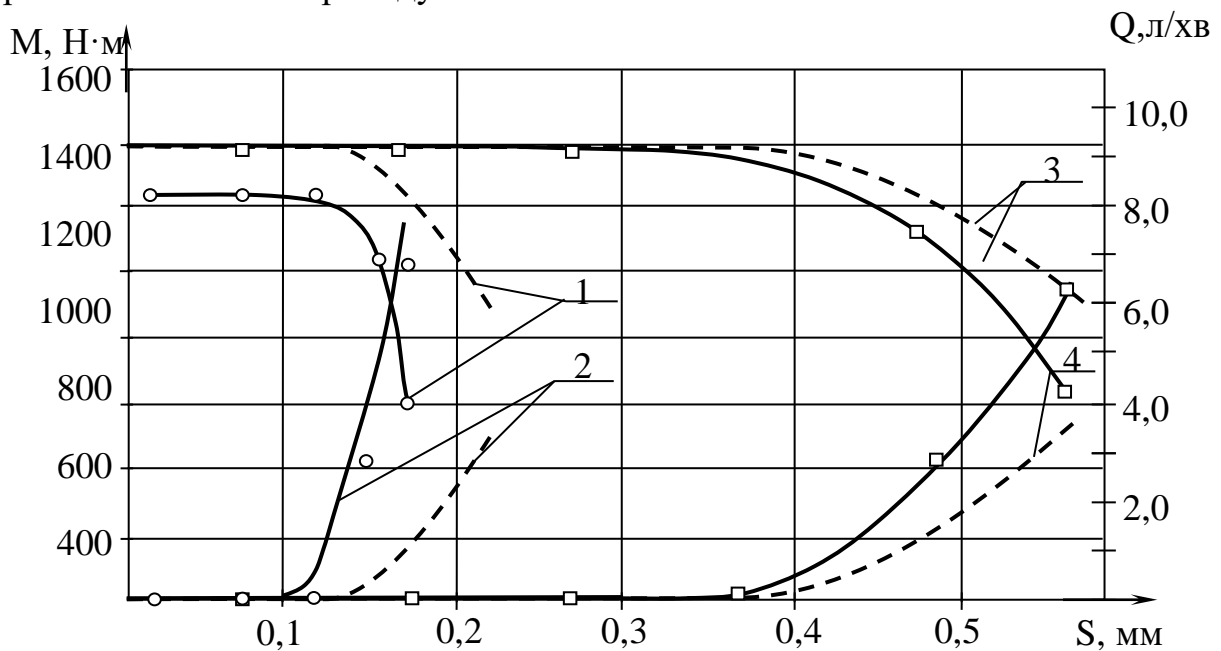


Рис. 2. Залежність зміни функціональних параметрів витискувачів механізму приводу від зносу:

—○— — експериментальні криві (серійний привод)

—□— — експериментальні криві (модернізований привод)

..... — теоретичні криві;

1 — зміна крутного моменту серійного механізму приводу;

2 — зміна витрат на перетікання у серійному механізмі приводу;

3 — зміни крутного моменту модернізованого механізму приводу;

4 — зміна витрат на перетікання у модернізованому механізмі приводу.

Інша залежність змін спостерігається між витратою робочої рідини і перетікання, що визначаються величиною радіального зазору S (рис. 2, крива 2). Наявність ділянки стабілізації, указує на самогерметизацію витискувачів, яка продовжується до критичної величини значень зазору $S = 0,12$ мм, після чого відбува-

ється різке збільшення витрат на перетікання. Так, при зазорі $S = 0,17$ мм витрати на перетікання вже складають $Q_{np.} = 6,8$ л/хв.

По-іншому відбуваються зміни крутного моменту від величини діаметрального зазору витискувачів для експериментального механізму приводу (рис. 2, крива 3). Ділянка стабілізації крутного моменту для розробленої конструкції значно збільшена і досягає значення граничного зазору $S = 0,37$ мм, що більш ніж у три рази перевищує аналогічні дані для серійного механізму приводу (крива 1). Відповідно до цього збільшився й інтервал відсутності (мінімальних) витрат на перетікання робочої рідини в силовому з'єднанні (крива 4).

Порівняльними дослідженнями при моделюванні зношування силового механізму витискувачів на основі обчислювального експерименту, виконаного на ПЕОМ, встановлені зміни основних параметрів серійного й експериментального механізмів приводу. Відповідні графічні залежності представлені на рис. 2 пунктирними лініями. З графіків видно, що для серійного механізму приводу при значеннях зазору, що перевищують $S > 0,12$ мм, також як і в експериментальних дослідженнях, крутний момент істотно знижується (крива 1) і при досягненні зазорами величини $S > 0,2$ мм момент знижується на 28% нижче первісного. У той же час витрати на перетікання робочої рідини різко зростають (крива 2) і при діаметральному зазорі $S > 0,2$ мм складають $Q_{np} = 2,2$ л/хв.

Для модернізованого механізму приводу погіршення технічного стану настає тільки після значень зазору $S \geq 0,37$ мм (крива 3). Так, уже при величині зазору $S = 0,45$ мм крутний момент складає не більш $M_{кр} = 1300$ Н·м, а перетікання дорівнюють $Q_{np} = 0,8$ л/хв (крива 4). Однак, при збільшенні зазору до $S = 0,55$ мм крутний момент падає до $M_{кр} = 980$ Н·м, а перетікання збільшуються до $Q_{np} = 2,5$ л/хв.

Таким чином, проведені експериментальні дослідження підтверджують теоретичні передумови впливу погрішності форми на довговічність і рівномірність роботи витискувачів і показують, що при модернізації механізму приводу наробіток на відмовлення його витискувачів зростає більш ніж у 3 рази і складає 6000 мото-годин, при цьому його ККД на 7...10% вище.

Порівняльні випробування різних типів приводів проводилися на жниварках ЖВН-6 в умовах рядової експлуатації. Під спостереженнями знаходилися шість жниварок з механічним приводом і шість жниварок з гідравлічним приводом. При цьому гідропривод складається з двох функціонально необхідних частин: виконавчого механізму – модернізованого механізму приводу, закріпленого безпосередньо на жниварці і насосної станції, що є на агрегатованому енергозасобі (у даному випадку – комбайні «Нива»).

Отримані показники надійності жниварок з різним типом приводу визначалися для окремих основних підсистем, таких як: різальний апарат, мотовило, транспортер і привод.

Відмовлення приводів жниварок є непрямыми і визначаються, насамперед, відмовленнями інших підсистем: різального апарата, мотовила і транспортера. Тому модернізація приводу викликає зменшення кількості відмовлень, а також приводить до поліпшення інших показників надійності активних робочих органів і жниварки в цілому (таблиця 1).

Таблиця 1

Усереднені дані про надійність приводу жниварок у цілому

Показник	Тип приводу	
	механічний	Гідравлічний
1. Кількість відмовлень, n , шт.	65	36
2. Наробіток на відмовлення, $T_{np.}$, год	25,12	193,77
3. Середня тривалість простою, $t_{np.}$ год	73,97	16,6
4. Середній час відновлення, $T_{в.пр.}$, год	1,14	0,46
5. Коефіцієнт готовності, $K_{з.пр.}$	0,955	0,995
6. Простої, δ , %	97,16	37,84

Порівняльними експлуатаційними випробуваннями зернових жниварок з різним типом приводу встановлено, що тривалість простою жниварок з гідравлічним приводом у 4,5 рази менше і складає 16,6 год. Продуктивність жниварки з гідравлічним приводом, на 5...8% вище, ніж з механічним, при цьому кількість відмовлень знижена в 1,6..2,0 рази і простої – у 2,3...2,7 рази, наробіток на відмовлення підвищений в 3...4 рази, а коефіцієнт готовності - на 3...5% і складає 0,955 для жниварки з механічним і 0,995 – для жниварки з гідравлічним приводом (при цьому нормативний показник, за даними заводу-виготовлювача, складає 0,96). Відмовлення приводу жниварки визначаються як відмовлення окремих підсистем: різального апарату, мотовила і транспортера, і розподіляються відповідно по 37%, 42% і 21% для механічного приводу та 78%, 17% і 5% – для гідравлічного приводу.

У п'ятому розділі приведені пропозиції по використанню й економічній ефективності від упровадження модернізованої конструкції механізму приводу зернових жниварок. Використання в механізмі приводу жниварки розробленої конструкції витискувачів знижує в 1,9 рази загальну трудомісткість його виготовлення, зменшуючи її на 9,6 нормо-годин на один привод. Застосування модернізованого приводу жниварки дозволить знизити втрати зерна при збиранні на 27,5%, трудомісткість ТО на 81,9 нормо-годин, у 4,4 рази зменшити загальну тривалість простою (зниживши її на 57,4 год) і одержати сумарний річний економічний ефект 462268 грн. (на програму 1800 шт.).

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Перспективним напрямком у підвищенні надійності зернових жниварок, що забезпечують підвищення наробітку на відмовлення їх вузлів і механізмів, є розробка приводів, що допускають коливання переданої потужності і демпфірування тимчасових екстремальних перевантажень.

2. Основні відмовлення окремих підсистем зернових жниварок формуються як раптові і розподіляються в наступному співвідношенні: апарат, що ріже - 25%, мотовило - 15%, транспортер - 18%, привод - 36%. Найбільша ймовірність таких відмовлень 0,168 спостерігається в підсистемі приводу, що вимагає комплексних доробок у напрямках підвищення наробітку на відмовлення і зниження часу на відновлення, шляхом модернізації елементів приводу жниварки для зниження динамічних перевантажень у її підсистемах у процесі експлуатації.

3. Моделювання процесу зміни працездатності моторів, що використовуються в силових приводах активних робочих органів сільськогосподарських машин показує, що основним параметром, який визначає їх граничний стан, є погрішність форми витискувачів, що обумовлює початковий, а отже і граничний робочий зазор. Для модернізованого гідромотора граничний стан настає при значенні зазору 0,37 мм, що в 3 рази перевищує значення зносу для серійної конструкції.

4. Розроблено методики розрахунку і проектування витискувачів, що дозволяють у 3...4 рази знизити погрішність їх форми. Працездатність такого мотора забезпечується у всьому діапазоні зміни кінематичних (число зубців витискувачів – від 5 до 30) і геометричних (радіус витискувачів – від 41 до 200 мм) параметрів витискувачів, що відкриває можливість розробки розмірного ряду приводних механізмів для силових приводів сільськогосподарської техніки.

5. Наробіток на відмовлення модернізованого приводного механізму в 3 рази вищий, ніж серійного, і складає 6000 мото-годин, при цьому його ККД на 7...10% вище, також забезпечується рівномірність рушення підсистем жниварки - різального апарата та мотовила (за рахунок зниження погрішності форми витискувачів), що відповідає результатам математичного моделювання.

6. Отримано рівняння регресії, які описують процес зміни технічного стану приводного механізму в умовах експлуатації в діапазоні зміни перепаду тиску від 8 до 20 МПа, витрати робочої рідини – від 20 до 120 л/хв і коефіцієнта кривизни

радіусів зубців – $\frac{7}{6} \dots \frac{15}{2}$.

7. Експлуатаційними випробуваннями зернових жниварок з різним типом приводу встановлено, що тривалість простою жниварок з модернізованим приводом у 4,5 рази менше і складає 16,6 год. Продуктивність жниварки зростає на 5...8%, при цьому підвищується наробіток на відмовлення в 5...8 разів та коефіцієнт готовності - на 3...5%, а кількість відмовлень і простої знижені в 1,6...2,0, в 2,3...2,7 рази, відповідно.

8. Використання в приводному механізмі жниварки розробленої конструкції

витискувачів знижує в 1,9 рази загальну трудомісткість його виготовлення, зменшуючи її на 9,6 нормо-годин на один привод. Застосування модернізованого приводу жнивarki дозволить знизити втрати зерна при збиранні на 27,5%, трудомісткість ТО на 81,9 нормо-годин, у 4,4 рази зменшити загальну тривалість простою (зниживши її на 57,4 год) і одержати сумарний річний економічний ефект 462268 грн. (на програму 1800 шт.).

СПИСОК ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Панченко А.И, Волошина А.А., Кюрчев С.В. Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашини. Труды ТГАТА, вып.2, Отраслевое машиностроение, т.4, Мелитополь, 1998. – С.61-66. (Розроблено алгоритм впливу геометричних параметрів планетарних гідромашин на їх функціональні характеристики).
2. Кюрчев В.Н., Волошина А.А., Кюрчев С.В. Моделирование изменения пропускной способности распределительных систем в процессе работы. Труды ТГАТА, Вып.2, Т.12 Мелитополь, 1999. – С.70-77. (Досліджено взаємозв'язок геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин і їх довговічності).
3. Панченко А.И., Ищенко О.А., Золотарев А.Ю., Кюрчев С.В. Определение функциональных параметров вытеснителей циклоидальных гидромашин. Труды Государственного Аэрокосмического университета им.Н.Е.Жуковского «ХАИ», вып.11, Харьков 1999, с.35-38. (Досліджено вплив геометричних параметрів витискувачів планетарних гідромашин на їхні функціональні характеристики).
4. Волошина А.А., Мілаєва І.І., Кюрчев С.В. Визначення об'ємних витрат торцевої розподільної системи планетарної гідромашини. Праці ТДАТА, Вип.2, т.17. – Мелітополь, 2000. – С.95-102. (Досліджено вплив конструктивних особливостей розподільних систем на зміну об'ємного коефіцієнту корисної дії (ККД) планетарних гідромашин)
5. Кюрчев В.Н., Панченко А.И., Обернихин П.В., Кюрчев С.В. Гидрообъемные трансмиссии самоходных уборочных комбайнов. Зб. наук. праць КДТУ / техніка в сільгосп. виробництві, галузеве машинобуд., автоматизація./ – Вип.9. – Кіровоград: КДТУ, 2001. – С.114–119. (Досліджено зміну ККД двох- і трьох-агрегатної схеми приводу ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки).
6. Панченко А.И., Кюрчев В.М., Кюрчев С.В., Тітов Д.С., Крутіков О.С. Гідравлічна машина з циклоїдальним внутрішнім зачепленням. Патент 37457А F04C1/08, Бюл.№4 від 15.05.2001. (Запропанован конструктивний метод підвищення надійності блоку витискувачів гідромашин).
7. Кюрчев В.М., Волошина А.А., Мілаєва І.І., Кюрчев С.В, Журавель Д.П. Експериментальне обґрунтування величин перекриття розподільних вікон. Праці ТДАТА, Вип.2, т.19. – Мелітополь, 2002. – С.13-17. (Досліджено взаємозв'язок

- кінематичних і геометричних параметрів розподільних систем).
8. Кюрчев С.В. Исследование процесса перемещения вытеснителей планетарных гидромашин. Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. Трудов ХГТУСХ, Харьков, вып.5, 2002. – С.235-240.
 9. Бойко А.И., Кюрчев С.В. Структурный анализ надежности зерновой жатки. Праці ТДАТА – Вип.12, – Мелітополь: ТДАТА, 2003. – С.25-33. (Виконано структурний аналіз надійності підсистем жнивarki і визначена «слабка ланка», що лімітує її працездатність).
 10. Панченко А.И., Кумпан В.К., Обернихин П.В., Кюрчев С.В. Определение потерь в гидромоторах, применяемых в приводах активных рабочих органов сельхозмашин. Вісник Харьк. держ. Техн. Університету сільського господарства. Вип.17. “Підвищення надійності відновлюємих деталей машин”, Харьков, 2003. – С.259-264. (Обґрунтовано зміну ККД планетарних гідромашин при їх експлуатації).

АНОТАЦІЯ

Кюрчев С.В. Підвищення надійності та ефективності використання зернових жниварок шляхом модернізації їх приводів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Луганський національний аграрний університет. – Луганськ, 2003.

Дисертація присвячена рішенню питань підвищення надійності та ефективності експлуатації зернозбиральної техніки шляхом підвищення надійності її силових приводів і їх елементів.

Розроблені в дисертації математичні і функціональні моделі описують процеси зміни технічного стану силових приводів при експлуатації зернозбиральної і дозволяють моделювати досліджувані процеси за допомогою ПЕОМ.

Запропоновані методи проектування робочих елементів планетарних гідромоторів відкрили перспективи створення якісно нових конструкцій гідроприводів мобільної сільськогосподарської техніки підвищеної надійності й ефективності експлуатації.

Ключові слова: зернозбиральна техніка, жнивarka, робочі органи, гідромотор привода, надійність і ефективність експлуатації.

АННОТАЦИЯ

Кюрчев С.В. Повышение надежности и эффективности использования зерновых жаток путем модернизации их приводов. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 – Машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. Луганский национальный аграрный университет. – Луганск, 2003.

Диссертация посвящена решению вопросов повышения надежности и эффективности эксплуатации зерновой жатки путем повышения надежности ее си-

ловых приводов и их элементов.

Зерновую жатку можно представить в виде некоторой системы, состоящей из ряда отдельных подсистем, выполняющих самостоятельные функции, прежде всего, мотовило, транспортёр, режущий аппарат и общий для всех механизмов привод.

Отказ в работе любой из подсистем ведет к отказу всей жатки в целом. Каждый из механизмов может находиться в двух фиксированных положениях: рабочем или нерабочем. Нахождение подсистемы в том или ином состоянии количественно оценивается соответствующей вероятностью, а переходы из одного состояния в другое могут рассматриваться в виде процесса с фиксированными дискретными положениями и непрерывным временем переходов.

Структурный анализ влияния отдельных подсистем на общую работоспособность и надежность зерновой жатки показывает, что основные отказы отдельных подсистем зерновых жаток формируются как внезапные, и распределяются в следующем соотношении: режущий аппарат – 25%, мотовило – 15%, транспортер – 18%, привод – 36%, а наибольшая вероятность нахождения жатки в состоянии ремонта возникает по причине отказа ее привода $P_6 = 0,168$.

Совершенствование привода жатки, с целью повышения ее надежности, осуществлялось путем использования вместо механического отбора мощности – гидрообъемного. С этой целью, для отбора гидравлической энергии использовалась гидросистема агрегатируемого энергосредства, при этом необходимо отметить, что мощность гидросистемы (с насосом НШ-32) составляет 16...18 кВт, что вполне достаточно для привода зерновой жатки энергозатраты которой составляют 8...10 кВт (для жатки ЖВН-6). Преобразователем гидравлической энергии является смонтированный с жаткой низкооборотный высокомоментный мотор серии ГПР-Ф. Недостатками данной конструкции являются неравномерность вращения выходного вала и сравнительно небольшой ресурс. Исследованием причин снижения работоспособности этих моторов установлено, что основным узлом, лимитирующим их надежность, является блок вытеснителей, а причина вызывающая неравномерность вращения и снижение ресурса этого блока – погрешность формы его деталей.

Исследование кинематики движения вытеснителей позволило определить основные пути конструктивного изменения мотора, направленные на повышение его эффективности и надежности. Главной отличительной особенностью предложенной конструкции охватывающего вытеснителя со втулочным зацеплением является наличие жесткой связи между втулками (зубьями) при их расположении по внутреннему периметру обоймы.

В основу исследований положены существующие и вновь разработанные методы математического моделирования процессов эксплуатации зерновых жаток.

Для экспериментальной оценки надежности отдельных подсистем и жаток в целом, а также определения интенсивности их отказов, проводились наблюдения за работой жаток ЖВН-6 в условиях рядовой эксплуатации. Выбор показателей

надежности и обработка опытных данных, полученных при испытании жаток выполнялись в соответствии с методиками, разработанными на основе действующих руководящих технических материалов и стандартов.

Эксплуатационными испытаниями зерновых жаток с различным типом привода установлено, что продолжительность простоя жаток с гидравлическим приводом в 4,5 раза меньше и составляет 16,6 часа. Производительность жатки с модернизированным приводом, на 5...8% выше, при этом количество отказов снижено в 1,6..2,0 раза и простои – в 2,3...2,7 раза, наработка на отказ повышена в 3...4 раза, а коэффициент готовности на 3...5% и составляет 0,955.

Ключевые слова: зерноуборочная техника, жатка, рабочие органы, гидромотор привода, надежность и эффективность использования.

ABSTRAKT

S. Kurchev. The Increase of the Reliability and Efficiency of the Grain Harvesters Operation by Modernization of Their Drives. The Manuscript.

The dissertation is on the competition of a scientific degree of the Candidate of Technical Sciences on a speciality 05.05.11 – Machines and mechanization facilities of an agricultural production. Lugansk National Agrarian University, Lugansk, 2003.

The dissertation is devoted to a solution of questions of the reliability and efficiency increase of the grain-harvesting machines operation by the increase of the reliability of their power drives and drives' elements.

The mathematical and functional models worked up in dissertation describe processes of change of power drives technical condition at the grain-harvesters operation and allow modeling the investigated processes with the help of the PC.

The offered methods of the designing of the planetary hydromotors working elements have opened the prospects of creation of qualitatively new constructions of the mobile agricultural machinery hydrodrives with the increased reliability and efficiency during operation.

Key words: grain-harvesting machines, a harvester, working tools, the hydromotor of a drive, reliability and efficiency of operation.

