

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

Войтов Антон Вікторович

УДК 621.891

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОСТАТИЧНИХ
ПРИВОДІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ЗА ДИНАМІЧНИМИ
ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ПІД НАВАНТАЖЕННЯМ**

Спеціальність 05.05.11 – Машини та засоби механізації сільськогосподарського
виробництва

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2018

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка, Міністерство освіти і науки України

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Нанка Олександр Володимирович,
Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка,
ректор університету

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Войтюк Валерій Дмитрович,
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного
менеджменту імені М.П. Момотенко

кандидат технічних наук, доцент
Мельянцов Петро Тимофійович,
Дніпровський державний
аграрно - економічний університет
доцент кафедри надійності і ремонту машин;

Захист дисертації відбудеться « 22 » березня 2018 року о 13³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.832.04 в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: 61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: 61002, вул. Алчевських, 44.

Автореферат розісланий « 20 » лютого 2018 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Є.І. Калінін

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Аналіз конструкцій сучасних, вітчизняних і зарубіжних сільськогосподарських машин показав, що однією з найбільш відповідальних систем, що впливають на надійність і продуктивність техніки, є об'ємний гідропривід. Прикладом такого гідроприводу є гідростатична трансмісія ГСТ-90, -112. За даними науково-технічної літератури частка об'ємних гідроприводів в трансмісіях сучасної сільськогосподарської техніки становить 40%, а на відмови в період експлуатації доводиться до 25% від загального числа відмов машин.

Заводом-виробником ВАТ «Гідросила» встановлений призначений (90%) гамма ресурс поршневих насосів (НП-90, -112) і моторів (МП-90, -112) - 4000 мото-год. Однак в умовах реальної експлуатації ці показники значно нижче нормативних значень і складають 1000 - 1400 мото-год.

У світовій практиці дана задача вирішується поліпшенням конструкцій робочих елементів гідромашин. Для їх виготовлення створюються нові матеріали, що володіють високими властивостями міцності, застосовуються композитні матеріали, на робочі поверхні деталей наносяться покриття з новими функціональними властивостями.

Однак, запропоновані підходи, в силу економічних міркувань, мають велику інерційність при впровадженні на підприємствах і не дозволяють швидко вирішити проблему підвищення надійності і довговічності об'ємних гідроприводів в процесі експлуатації.

Технічний стан ГСТ, який виражається в зміні коефіцієнта подачі насоса і ККД мотора впливає на зменшення продуктивності сільськогосподарських машин при одночасному збільшенні витрати палива. ДСТУ 2193-93 визначає граничні значення коефіцієнта подачі для насоса і об'ємного ККД для мотора, при досягненні яких експлуатація гідроприводу має бути припинена. Зазначені параметри не повинні знижуватися більш ніж на 20% від початкового стану.

Вимірювання коефіцієнта подачі і об'ємного ККД в процесі експлуатації є, з технічної точки зору, проблематичним, тому розробляються різні непрямі методи діагностування, параметри яких корелюють з ККД.

Тому розробка методу діагностування гідростатичних приводів (ГСТ-90, -112) сільськогосподарських машин в експлуатації є актуальним завданням, яке спрямоване на підвищення продуктивності машин і зниженні витрат палива.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася відповідно до Закону України “Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні” від 08.09.2011р. № 3715-VI та п.2 Постанови Кабінету Міністрів України від 17.05.2012 р. № 397 “Деякі питання визначення середньострокових пріоритетних напрямів інноваційної діяльності галузевого рівня на 2012-2016 рр.”, планом науково-дослідних робіт навчально-наукового інституту технічного сервісу ХНТУСХ ім. П. Василенка «Дослідження, наукове обґрунтування і впровадження конкурентоспроможних ресурсозберігаючих технологій, засобів реновації, нових матеріалів і технічних засобів для інноваційного розвитку агропромислового комплексу», ДР 0109U000362.

Мета досліджень: розробка методу діагностування гідростатичних приводів (ГСТ-90, -112) сільськогосподарських машин в експлуатації за динамічними перехідними характеристиками.

Відповідно до мети в роботі вирішувалися наступні **завдання**.

1. Розробити математичну модель діагностування гідростатичних приводів в експлуатації за динамічними перехідними характеристиками.
2. Виконати математичне моделювання зміни технічного стану гідростатичних приводів в експлуатації і обґрунтувати діагностичні параметри.
3. Провести стендові експериментальні дослідження і підтвердити інформативність обраних діагностичних параметрів.
4. Розробити метод і технологію діагностування гідростатичних приводів сільськогосподарських машин в експлуатації, провести експлуатаційні випробування і оцінити похибку діагностування.
5. Виконати оцінку економічного ефекту і впровадити у виробництво.

Об'єкт досліджень: процеси, які призводять до зниження об'ємного ККД гідростатичних приводів і їх зв'язок з діагностичними ознаками.

Предмет досліджень: підвищення ефективності діагностування гідростатичних приводів сільськогосподарських машин за динамічними характеристиками під навантаженням.

Методи дослідження: теоретичні дослідження базувалися на системному аналізі, теорії ідентифікації динамічних об'єктів. Експериментальні дослідження базувалися на теорії планування експерименту, математичної статистики. Стендові дослідження проводили за методами і методиками відповідно до стандартів і нормативно - технічною документацією.

Обробка результатів експериментів виконувалася із застосуванням стандартних комп'ютерних програм, розроблених на базі математичної статистики.

Наукова новизна одержаних результатів. Положення, що характеризують наукову новизну дисертаційної роботи, полягають у наступному.

Вперше:

- отримані залежності динаміки перехідних процесів в аксіально-поршневих насосах і моторах при різних витоках робочої рідини, які дозволили встановити діагностичні ознаки: величина максимального тиску і кутової частоти обертання ротора під час перехідного процесу; час, коли тиск і кутова частота обертання ротора досягають максимуму.

Удосконалено:

- параметри діагностування, встановлено, що швидкість збільшення тиску за насосом і швидкість збільшення кутової частоти обертання ротора мотора під навантаженням корелюють з витоками робочої рідини в гідромашинах і є діагностичними параметрами оцінки зниження об'ємного ККД ГСТ в експлуатації.

Отримала подальший розвиток:

- багаторівнева ієрархічна схема діагностування гідростатичного приводу, яка, на відміну від відомих, поєднує два методи діагностування - під навантаженням (потужностний метод) і метод перехідних характеристик (час перехідного процесу виходу на робочий режим), що дозволяє врахувати витоки

рідини в насосі і моторі під навантаженням. Встановлено, що поєднання двох методів забезпечує мінімальний коефіцієнт варіації і максимальну міру точності під час діагностування.

Практичне значення отриманих результатів:

- розроблено спосіб і методику визначення технічного стану ГСТ-90, -112. Основу методики становлять розрахункові залежності для визначення величини зниження коефіцієнта подачі насосів і ККД моторів в експлуатації за встановленими діагностичним параметрам. Розрахована відносна похибка вимірювань зменшення коефіцієнта подачі насоса і ККД мотора, яка знаходиться в межах 3,3-5,0%;

- на підставі розробленого способу діагностування і вимірювального комплексу – гідротестера, розроблений технологічний процес діагностування ГСТ-90, -112, який впроваджено у ремонтне виробництво і знаходиться в процесі експлуатації. Результати діагностування ГСТ-90 на комбайнах ДОН-1500Б в господарствах дозволяють стверджувати, що розроблений технологічний процес і вимірювальний комплекс – гідротестер, реєструє величини зменшення коефіцієнта подачі насосів і ККД моторів з коефіцієнтом варіації 0,025-0,054. За результатами експлуатаційних випробувань отримані розрахункові залежності, які дозволяють розрахувати ресурс гідронасоса і гідромотора, що дає можливість планувати ремонтні роботи;

- виконано оцінку економічного ефекту від застосування технології діагностування гідроприводів зернозбиральних комбайнів. Доведено, що для господарства з площею 1400 га, зайнятих під зерновими культурами з середньою врожайністю 5 т/га, економічний ефект складе 879350 грн на рік.

Особистий внесок здобувача. Результати теоретичних і експериментальних досліджень, що виносяться на захист, отримано особисто автором. У працях, виконаних у співавторстві, здобувачу належать наступні результати: отримано диференціальні рівняння перехідного процесу для насоса і мотора, з аналізу рівнянь слідує, що параметрами, які характеризують технічний стан насоса і мотора, є постійні часу перехідного процесу, а також декременти загасання коливань рідини в напірній магістралі і оборотів мотора [1]; на підставі методу аналізу розмірностей отримані вирази для визначення коефіцієнтів підсилення $K_1 - K_4$ і постійних часу $T_1 - T_4$ [2]; теоретичним шляхом обґрунтовані діагностичні ознаки для визначення коефіцієнта подачі насоса і ККД мотора - швидкість збільшення тиску за насосом і швидкість збільшення кутової частоти обертання ротора мотора [3]; експериментально обґрунтовані діагностичні ознаки, до яких відносяться швидкість збільшення тиску за насосом \dot{P} , Па/с і швидкість збільшення кутової частоти обертання ротора мотора під навантаженням [5]; розроблено математичну модель гідростатичного приводу ГСТ-90, -112, яка враховує конструктивні особливості гідронасоса і гідромотора і їх взаємний вплив один на одного через пружні властивості гідравлічної рідини, що циркулює в замкнутому просторі [4,9]; наведено результати експериментальних стендових випробувань з перевірки діагностичних ознак, до яких відносяться швидкість збільшення тиску за насосом \dot{P} , Па/с і швидкість збільшення кутової частоти обертання ротора мотора під навантаженням [6,7].

Апробація результатів дисертації. Результати роботи доповідалися та обговорювалися на: XVI Міжнародна наукова конференція “Сучасні проблеми землеробської механіки” (Київ, НУБІП, 2015 р.); X Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (Кіровоград, КНТУ 2015 р.); Науково-технічна конференція «Сучасні проблеми землеробської механіки» (Дніпропетровськ, ДДАЕУ, 2016 р.); Міжнародна науково-практична конференція «Технічний прогрес в АПК» (Харків, ХНТУСГ, 2016 р.); Міжнародна науково-практична конференція «Технічний прогрес в АПК» (Харків, ХНТУСГ, 2017 р.); Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні проблеми вдосконалення технічних систем і технологій у тваринництві» (Харків, ХНТУСГ, 2017 р.); Міжнародний форум молоді «Молодь та сільськогосподарська техніка у XXI сторіччі» (Харків, ХНТУСГ, 2017 р.).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 9 наукових працях, у тому числі: 6 статей у спеціалізованих наукових виданнях України (з них 1 у виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз); 1 публікація у закордонному виданні; 1 теза у збірниках доповідей наукових конференцій; отримано 1 патент.

Структура й обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 199 сторінок, у тому числі 4 додатка на 24 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 135 сторінок, 48 рисунків, 19 таблиць. Список використаних джерел нараховує 148 найменувань на 15 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

Вступ до дисертаційної роботи містить такі положення: актуальність теми; зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами; мету та завдання досліджень; наукову новизну одержаних результатів; практичне значення одержаних результатів; особистий внесок здобувача; інформацію про апробації та публікації; відомості про структуру роботи.

У першому розділі «Стан питання і завдання дослідження» проведено аналіз робіт, які присвячені аналізу причин відмов і зниження ККД гідростатичних трансмісій сільськогосподарської техніки.

На підставі робіт Башти Т.М., Кравчука В.І., Козаченко О.В. Горбатова В.В., Галина Д.О. і Авруніна Г.А. виконано аналіз причин зниження ККД гідростатичних приводів, де наводиться зв'язок зазорів в сполученнях гойдаючих вузлів з витоками. Авторами робіт показано, що збільшення зазорів угойдаючих вузлах насосів призводить до перевитрати палива привідним двигуном і зниження продуктивності сільськогосподарських машини. У перерахованих вище роботах сформульовано висновок про необхідність діагностування гідростатичних приводів в експлуатації.

Подальший розвиток методів, способів та засобів діагностування гідростатичних приводів отримано в роботах Аніловича В.Я., Олександрова Е.Е., Самородова В.Б., Лебедева А.Т., Войтюка В.Д., Андросова В.В., Олексієвої Т.В., Горбатенко Н.Н., Кобца А.С., Мельянцева П.Т., Пімонова

Г.Г. та інших. Проведений аналіз існуючих способів, засобів і методик оцінки технічного стану гідравлічних приводів показав, що:

- найбільш повну оцінку технічного стану об'ємного гідроприводу з визначенням всіх технічних характеристик можна виконати, використовуючи одночасно силовий (потужностний) спосіб і динамічний (спосіб реєстрації перехідної характеристики ГСТ) під навантаженням;

- в якості контрольованих параметрів, які несуть інформацію про технічний стан ГСТ, необхідно використовувати коливання тиску рідини в напірній магістралі і коливання частоти обертання ротора гідромотора під навантаженням, а також час перехідного процесу.

Вивченню певних аспектів моделювання зміни технічного стану ГСТ сільськогосподарських машин в експлуатації присвячені роботи Самородова В.Б., Popescu T.C., Fuchshumer F., Kugi A., Zeman P. Аналіз математичних моделей діагностування технічного стану гідростатичних приводів показав, що в цій галузі існує новий розвиваючий напрямок з використанням програмних продуктів MATLAB/Simulink, Simulink, SimHydraulics і SimulationX, а також нейронних мереж. Наведені програмні продукти дозволяють швидко виконати підбір і адаптацію математичної моделі до складної нелінійної системи, що є перевагою. Однак, на наш погляд, такий підбір втрачає фізичний сенс, а отже втрачає можливість аналітичного аналізу процесу, що протікає.

Для побудови математичних моделей визначення технічного стану гідроприводу перспективним є використання динамічних моделей. Такі моделі можна отримати за допомогою передавальних функцій, які відображають фізику процесу в гідромашинах, наприклад, при збільшенні витоків в процесі експлуатації.

На основі виконаного аналізу літературних джерел у першому розділі сформульована мета та завдання дослідження.

У другому розділі «Теоретичне обґрунтування діагностичних параметрів технічного стану об'ємного гідропривода» роботи виконано теоретичне обґрунтування діагностичних параметрів технічного стану об'ємного гідроприводу. Виконана структурна ідентифікація гідроприводу, як об'єкта діагностування. Структурно-динамічну схему перехідного процесу в ГСТ-90, - 112 представлено у вигляді передавальних функцій інерційної ланки W_1 для насосу і W_3 для мотору і інтегруючої ланки W_2 для насосу і W_4 для мотору, рисунок 1.

Структурно-динамічна схема відображає математичні операції, які здійснюються при передачі вхідних сигналів (для насосу кут відхилення похилої шайби $\bar{\alpha}$; для мотора величина тиску в напірній магістралі \bar{P}) через ланки і динамічні властивості системи в цілому. Вихідним сигналом є кутова частота обертання ротора мотора ω_m .

Передавальні функції W_2 , і W_4 , які включені в схему у вигляді негативного зворотного зв'язку, враховують виток рідини \bar{Q}_y , яка пропорційна тиску P , а також залежать від величини зазорів між рухомими деталями, тобто від величини зносу.

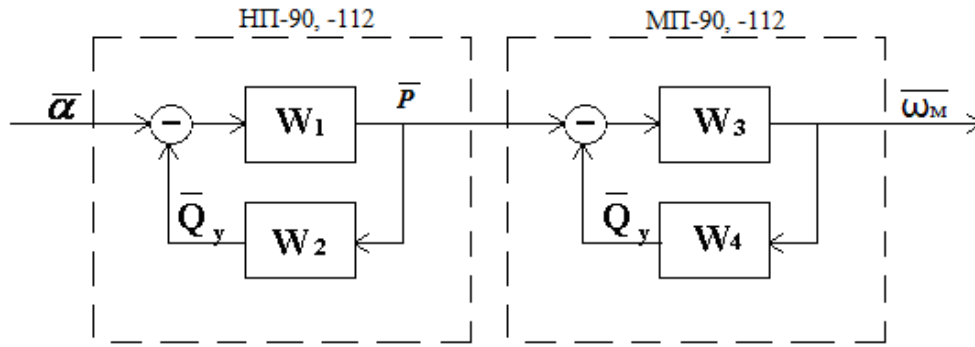


Рисунок 1 - Структурно-динамічна схема переходного процесу в ГСТ-90, -112

Застосовуючи методи теорії автоматичного регулювання можна отримати еквівалентні передавальні функції для насосу НП-90, -112:

$$W_n = \frac{W_1}{1 + W_1 \cdot W_2} = \frac{\frac{K_1}{T_1 p + 1}}{1 + \frac{K_1 \cdot K_2}{(T_1 p + 1) T_2 p}} = \frac{\frac{T_2 p}{K_2}}{\frac{T_1 T_2}{K_1 K_2} p^2 + \frac{T_2}{K_1 K_2} p + 1}, \quad (1)$$

для мотору МП-90, -112:

$$W_m = \frac{\frac{T_4 p}{K_4}}{\frac{T_3 T_4}{K_3 K_4} p^2 + \frac{T_4}{K_3 K_4} p + 1}, \quad (2)$$

де K_1 – коефіцієнт підсилення насосу; T_1 – постійна часу насосу, с; K_2 – коефіцієнт підсилення по витокам в насосі; T_2 – постійна часу, яка залежить від швидкості витоків в насосі, с; K_3 – коефіцієнт підсилення мотора; T_3 – постійна часу мотора, с; K_4 – коефіцієнт підсилення по витокам в моторі; T_4 – постійна часу, яка залежить від швидкості наростання витоків в моторі, с; p – оператор диференціювання $p = \frac{d}{dt}$, застосовується замість знака диференціювання.

Порівнюючи отримані вирази (1) і (2) з виразом передавальної функції інерційної коливальної ланки можна записати вирази для визначення:

- постійної часу насосу:

$$T_n = \sqrt{\frac{T_1 \cdot T_2}{K_1 \cdot K_2}}, \text{ с}, \quad (3)$$

- постійної часу мотору:

$$T_m = \sqrt{\frac{T_3 \cdot T_4}{K_3 \cdot K_4}}, \text{ с}, \quad (4)$$

- декремента загасання насосу:

$$d_n = \frac{T_2 \sqrt{K_1 \cdot K_2}}{2K_1 \cdot K_2 \sqrt{T_1 \cdot T_2}}, \quad (5)$$

- декремента загасання мотору:

$$d_m = \frac{T_4 \sqrt{K_3 \cdot K_4}}{2K_3 \cdot K_4 \sqrt{T_3 \cdot T_4}}. \quad (6)$$

Рівняння динаміки переходного процесу (1) і (2) можна записати у вигляді диференціального рівняння в натуральних змінних:

- для насосу НП-90, -112:

$$T_n^2 \frac{d^2 P}{dt^2} + 2d_n T_n \frac{dP}{dt} + P = K_n \frac{d\alpha}{dt}, \quad (7)$$

- для мотору МП-90, -112:

$$T_m^2 \frac{d^2 \omega_m}{dt^2} + 2d_m T_m \frac{d\omega_m}{dt} + \omega_m = K_m \frac{dP}{dt}. \quad (8)$$

Права частина диференціальних рівнянь (7) і (8) містить вхідний сигнал - перша похідна кута відхилення похилої шайби НП-90, -112 - $\dot{\alpha}$ і швидкість наростання тиску після насосу \dot{P} .

Коефіцієнти K_m , K_n при вхідному сигналі називаються коефіцієнтами підсилення і показують, як сильно вхідний сигнал $\dot{\alpha}$ і \dot{P} , (швидкість відхилення шайби насосу і швидкість наростання тиску після насосу) впливає на вихідний - величина тиску рідини після насосу P і кутової частоти обертання ротора мотора ω_m .

Ліва частина рівняння - це реакція динамічної системи на вхідний сигнал $\dot{\alpha}$ і \dot{P} .

Постійні часу насосу T_n і мотору T_m мають розмірність часу і характеризують інерційність процесу.

Рішенням для наведених вище диференціальних рівнянь є такі вирази.

Для насосу, рівняння (7):

$$P(t) = P_{nom} \left[1 - e^{-\frac{d_n t}{T_n}} \cdot (\cos \nu_n t + A_n \sin \nu_n t) \right], \quad (9)$$

де P_{nom} – поточне значення тиску в контурі нагнітання насосу, яке відповідає певному технічному стану насосу; ν_n – частота коливань тиску в нагнітальному контурі насосу;

$$\nu_n = \frac{\sqrt{1 - d_n^2}}{T_n}. \quad (10)$$

Величина відхилення тиску від поточного значення під час коливального процесу:

$$A_n = \frac{d_n}{\sqrt{1 - d_n^2}}. \quad (11)$$

Для мотора, рівняння (8):

$$\omega_m(t) = \omega_{mnom} \left[1 - e^{-\frac{d_m t}{T_m}} \cdot (\cos \nu_m t + A_m \sin \nu_m t) \right], \quad (12)$$

де ω_{mnom} – поточне значення кутової частоти обертання ротора мотора, яке відповідає певному технічному стану мотора.

Частота коливання обертів ротора мотора:

$$\nu_m = \frac{\sqrt{1 - d_m^2}}{T_m}. \quad (13)$$

Величина відхилення кутової частоти обертання ротора мотора від поточного значення під час коливального процесу:

$$A_m = \frac{d_m}{\sqrt{1 - d_m^2}}. \quad (14)$$

Параметрична ідентифікація математичної моделі полягає у визначенні коефіцієнтів підсилення і постійних часу, які входять в диференціальні рівняння та їх вирішення.

Коефіцієнт підсилення K_1 характеризує ступінь впливу вхідного сигналу (швидкість відхилення похилої шайби $\dot{\alpha}$) на вихідний сигнал (швидкість наростання тиску в нагнітальному контурі після насосу \dot{P}_n) і визначається як:

$$K_1 = \frac{561 \cdot \sqrt[3]{V_n} \cdot P_n}{E_{pp} \cdot d_e}, \quad (15)$$

де V_n – робочий об'єм насосу, м³; P_n – номінальний тиск в нагнітальній магістралі за насосом, Па; E_{pp} – модуль пружності робочої рідини, Па; d_e – діаметр, на якому розташовані вісі поршнів, м.

Як випливає з виразу (15) коефіцієнт підсилення K_1 є безрозмірним і враховує конструктивні особливості поршневого насосу у вигляді номінального робочого тиску P_n , еквівалентного зазору d_e і пружних властивостей робочої рідини E_{pp} .

В процесі експлуатації насосу відбувається зниження ступеня впливу вхідного сигналу $\dot{\alpha}$ на вихідний сигнал \dot{P} через зношування рухливих сполучень. Отже, коефіцієнт K_1 є функцією коефіцієнта подачі насосу Ψ . Дану залежність можна представити виразом:

$$K_1 = \frac{561 \cdot \sqrt[3]{V_n} \cdot P_n}{E_{pp} \cdot d_e} \exp(-0,15 \cdot \Delta\Psi), \quad (16)$$

де $\Delta\Psi$ – величина витоків - зменшення коефіцієнта подачі насосу в процесі експлуатації, виражена у відсотках, %.

Коефіцієнт підсилення K_2 , згідно рис.1, характеризує ступінь впливу вхідного сигналу (швидкість збільшення тиску \dot{P}_n) на вихідний (виток рідини Q_y), які в процесі експлуатації насосу збільшуються. Залежність коефіцієнта K_2 при збільшенні витоків рідини, можна представити виразом:

$$K_2 = \frac{0,7 \cdot 10^{-6} \cdot P_n}{\mu \cdot \omega} \exp(0,05 \cdot \Delta\Psi), \quad (17)$$

де μ – динамічна в'язкість робочої рідини, Па·с; ω – кутова частота обертання ротора, визначається як:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, 1/c,$$

де n – робочі оберти ротора насосу, об/хв.

Згідно рівняння (7) перехідний процес в поршневих насосах характеризується постійними часу T_1 і T_2 . Згідно структурно-динамічної схеми, рис.1, постійна часу T_1 характеризує проміжок часу, за який відбувається наростання тиску в нагнітальному контурі за насосом, тобто інерційність перехідного процесу в насосі, яку можна означити як:

$$T_1 = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{V_n \cdot J}{P_n \cdot A_n^3}} \exp(0,18 \cdot \Delta\Psi), \text{ с}, \quad (18)$$

де J – момент інерції ротора насосу, визначається як:

$$J = m \cdot R^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де m – маса ротора насосу, кг; R – радіус ротора, м; A_n – площа поршня насосу, м².

Постійна часу T_2 характеризує проміжок часу, за який відбувається виток рідини в зазорах сполучень насоса, тобто інерційність витоків, яку можна означити як:

$$T_2 = \frac{0,28 \cdot 10^{10} \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{V_n}}{2\pi \cdot d_g \cdot P_n} \exp(-0,004 \cdot \Delta\psi), \text{ с.} \quad (19)$$

Як впливає з виразу (19) на інерційність витоків впливає динамічна в'язкість робочої рідини μ і еквівалентний зазор, який залежить від діаметра, на якому розташовані осі поршнів.

Коефіцієнт підсилення K_3 характеризує ступінь впливу вхідного сигналу (швидкість наростання тиску в нагнітальному контурі перед мотором \dot{P}_n) на вихідний сигнал (кутова частота обертання ротора мотора ω_m). Значення коефіцієнта підсилення K_3 і характер його зміни при зменшенні ККД мотора можна представити виразом:

$$K_3 = \frac{0,75 \cdot P_n \cdot V_m}{M_{кр}} \exp(-0,15 \cdot \Delta\eta), \quad (20)$$

де V_m – робочий об'єм мотора, м³; $M_{кр}$ – крутний момент на валу мотора, Н·м; $\Delta\eta$ – величина зменшення ККД мотора в процесі експлуатації, виражена у відсотках, %.

Коефіцієнт підсилення K_4 характеризує ступінь впливу вхідного сигналу (кутова частота обертання ротора мотора ω_m) на вихідний сигнал (витоку робочої рідини в моторі Q_v), які в процесі експлуатації будуть збільшуватися через зношування сполучень мотора. Вираз для визначення величини K_4 і її зміна при збільшенні витоків в моторі можна уявити залежністю:

$$K_4 = \frac{\omega_m \cdot \sqrt[3]{V_m}}{2,88 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{\frac{2P_n}{\rho_{pp}}}} \exp(0,05 \cdot \Delta\eta), \quad (21)$$

де ρ_{pp} – щільність робочої рідини, кг/м³.

Постійна часу T_3 характеризує проміжок часу, за який відбувається збільшення кутової частоти обертання ротора мотора ω_m при наростанні тиску в нагнітальному контурі після насоса \dot{P}_n , тобто інерційність перехідного процесу в моторі, яку можна означити як:

$$T_3 = \frac{M_{кр} \cdot 0,7 \cdot 10^3}{P_n \cdot V_m \cdot \omega_m} \exp(0,12 \cdot \Delta\eta), \text{ с.} \quad (22)$$

Постійна часу T_4 характеризує проміжок часу, за який відбувається виток рідини в сполученнях мотора, тобто інерційність витоків, яку можна виконати як:

$$T_4 = 5 \cdot 10^5 \sqrt{\frac{V_m \cdot \mu}{M_{кр} \cdot \omega_m}} \exp(-0,004 \cdot \Delta\eta), \text{ с.} \quad (23)$$

Отримані вирази для визначення коефіцієнтів підсилення і постійних часу дозволяють виконати моделювання динаміки перехідних процесів в поршневих гідромашинах.

Для виконання моделювання була написана програма в програмному забезпеченні EXCEL, яка після введення конструктивних і робочих параметрів насоса і мотора, а також властивостей робочої рідини, дозволяє розрахувати

коефіцієнти і постійні часу, що входять в диференціальні рівняння і побудувати криві перехідного процесу в часі.

Динаміка перехідного процесу насосу НП-90 для різних значень зменшень коефіцієнта подачі $\Delta\Psi$ представлена на рисунку 2. З аналізу отриманих кривих випливає, що при зменшенні коефіцієнта подачі насосів від $\Delta\Psi=0\%$ до $\Delta\Psi=20\%$ спостерігається збільшення інерційності перехідного процесу. Максимальне значення тиску, що дорівнює 30,5 МПа досягається за час 5 с. При цьому спостерігається значне збільшення коливального процесу значень тиску і його стабілізація на 29 секунд при величині 20,5-21,4 МПа.

Динаміка перехідного процесу для різних значень зменшення ККД мотора $\Delta\eta$, представлена на рис.3, (МП-90).

При зменшенні ККД насосів від $\Delta\eta=0\%$ до $\Delta\eta=20\%$ спостерігається значне збільшення інерційності перехідного процесу при одночасному зниженні кутової частоти обертання ротора мотора. При $\Delta\eta=20\%$ час перехідного процесу збільшується до 21-22 с. При цьому спостерігається незначне збільшення кутової частоти обертання до значень $\omega_m=143,4-145$ 1/с, з подальшою стабілізацією на рівні $\omega_m=123,51-123,7$ 1/с. Стабілізація частоти обертання ротора відбувається після 50 секунд.

Моделювання динаміки перехідних процесів в поршневих гідромашинах дозволило висунути ряд ознак за величиною і характером зміни яких, можна судити про технічний стан гідроприводу в цілому.

Використовуючи відносини P_{max} / t_{max} можна отримати першу похідну (швидкість) збільшення тиску рідини за насосом під час перехідного процесу, вимірювання якого виконується під навантаженням, тобто коли гідромотор загальмований і розвиває номінальний крутний момент $M_{кр}$.

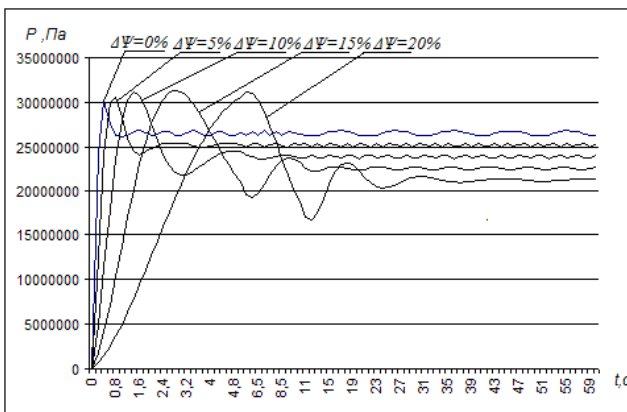


Рисунок 2 - Динаміка перехідного процесу насосу НП-90 для різних значень зменшення коефіцієнта подачі $\Delta\Psi$, %

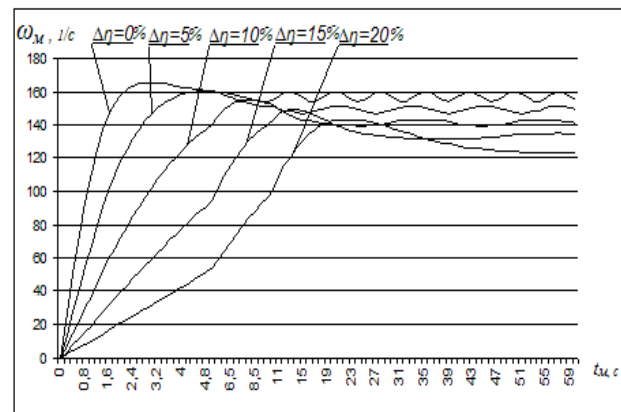


Рисунок 3 - Динаміка перехідного процесу мотора МП-90 для різних значень зменшення ККД $\Delta\eta$, %

Отриманий діагностичний параметр технічного стану поршневих насосів НП-90, -112, який можна виразити:

$$\dot{P} = P_{max} / t_{max}, \text{ Па/с}, \quad (24)$$

де t_{max} – час, коли тиск досягає максимуму, с.

Отриманий діагностичний параметр дає узагальнену характеристику витоків в насосі під навантаженням, а отже, може характеризувати коефіцієнт

подачі насосів, який необхідно визначати під навантаженням, залежність якого представлена на рисунку. 4.

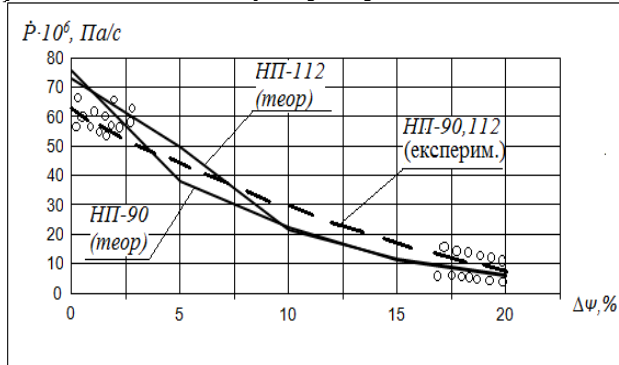


Рисунок 4 - Залежності швидкості збільшення тиску \dot{P} від зменшення коефіцієнта подачі насосу

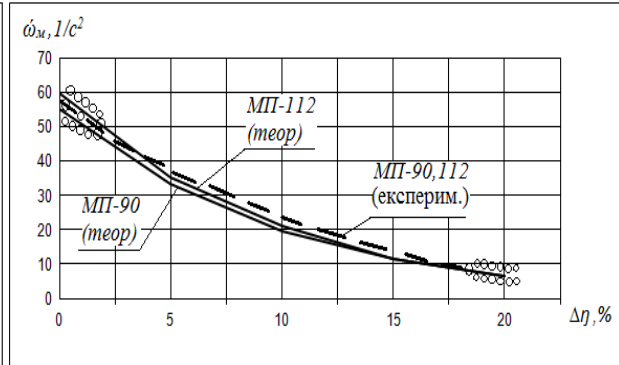


Рисунок 5 - Залежності швидкості збільшення кутової частоти обертання ротора мотора $\dot{\omega}_m$ від зменшення ККД мотора

Використовуючи наведені вище методичний підхід можна отримати діагностичну ознаку - першу похідну кутової частоти обертання ротора мотора:

$$\dot{\omega}_m = \omega_{m \max} / t_{\max}, 1/c^2. \quad (25)$$

Отримана діагностична ознака $\dot{\omega}_m$ дає узагальнену характеристику витоків рідини в моторі, який розвиває номінальний крутний момент $M_{кр}$, тобто визначається під навантаженням, залежність якого представлена на рисунку 5.

Третій розділ «Методичний підхід у проведенні досліджень» містить методичний підхід у проведенні досліджень. При плануванні стендових випробувань комплектів ГСТ необхідно визначити мінімальний обсяг вибірки - кількість однотипних ГСТ-90 і ГСТ-112, які необхідно для отримання достовірної інформації. З метою визначення шуканої величини скористаємося основними положеннями математичної статистики і керівним документом із стандартизації РД 50-690-89.

Планування випробувань на надійність передбачає визначення необхідного обсягу випробувань для обчислення оцінок показників надійності з заданою точністю (відносною похибкою ε в оцінці показника надійності) і достовірністю (довірчою ймовірністю q).

Першою необхідною умовою такої оцінки є перевірка вибірки значень коефіцієнта подачі насосу Ψ і ККД мотору η на відповідність нормальному закону розподілу.

Технічний стан ГСТ-90, -112, які надходили на ремонт до ремонтного підприємства, а також «вихідний контроль» після ремонту, оцінювали на випробувальному стенді КІ-4815М. Стенд обладнаний системою електромагнітного завантаження вала гідромотора з реєстрацією величини крутного моменту з похибкою до 5%.

Для вимірювання тиску рідини в напірній магістралі застосовується датчик тиску ПД (діапазон виміру тиску 0-40 МПа, максимальний тиск 60 МПа, напруга живлення 12 ± 2 В, вихідний сигнал 4-20 мА, споживаєма потужність - не більше 0,5 Вт), рисунок 6.

Для вимірювання частоти обертання валу гідромотора на валу тимчасово встановлюється металеве зубчасте колесо, обертання якого реєструється безконтактним індуктивним датчиком, рисунок 7. У конструкції вимірювального комплексу використовується датчик з відстанню спрацьовування 2,5 мм, напруга живлення – 10..30В.



Рисунок 6 - Датчик вимірювання тиску рідини в напірній магістралі



Рисунок 7 - Безконтактний електронний датчик обертів вала гідромотора



Рисунок 8 - Зовнішній вигляд електронного блоку вимірювального комплексу

Основним елементом електронного блоку обробки сигналів є мікроконтролер АТМega32А, до складу якого входять 8-розрядний процесор, аналогово-цифровий перетворювач, пам'ять програм і оперативна пам'ять даних, таймер і лічильники, порти вводу-виводу. Робоча частота - 7,3728 МГц (задається кварцовим резонатором), рисунок 8.

Похибки вимірювання діагностичних параметрів:

- похибка визначення моменту перевищення тиском порогового рівня становить $\pm 0,05$ с;
- похибка визначення моменту досягнення тиском пікового значення становить $\pm 0,05$ с;
- похибка вимірювання тиску становить 0,4 МПа.
- похибка вимірювання частоти обертання валу гідромотора становить:

$$|\Delta f| \leq \frac{1}{4 \cdot Z \cdot T} \quad , \quad (26)$$

де Δf - похибка вимірювання частоти обертання валу гідромотора, Гц; Z - кількість зубів зубчастого колеса ($Z=20$); T - тривалість циклу, с ($T=0,1$ с).

В четвертому розділі «Експериментальні дослідження технічного стану ГСТ-90, -112. перевірка адекватності моделі» виконано експериментальні дослідження технічного стану ГСТ-90, -112. Оцінку технічного стану ГСТ-90 і ГСТ-112 які були в експлуатації і надійшли в ремонт на підприємство з ремонту, проводили на стенді. Метою вхідного контролю стало визначення коефіцієнту подачі у насосів Ψ і ККД у моторів η . За результатами отриманих значень підтвердити або відхилити гіпотезу відповідності нормальному закону розподілу випадкових величин Ψ і η , розрахувати середньоквадратичне відхилення σ , коефіцієнт варіації v і визначити мінімальну кількість комплектів ГСТ, що дають достовірну оцінку і відтворюваність результатів випробувань.

Проведеними стендовими випробуваннями встановлено, що для довірчої ймовірності $q=0,90$, відносної похибки $\varepsilon=0,05$ і коефіцієнту варіації $v=0,15$

необхідно випробовувати не менше 13 комплектів ГСТ-90, -112 для отримання достовірної інформації.

Отримані результати стендових випробувань дозволяють зробити висновок, що зміна значень коефіцієнтів подачі Ψ у насосах НП-90,-112 і ККД η у моторах МП-90,-112, як знятих з експлуатації, так і які пройшли капітальний ремонт підкоряються нормальному закону розподілу. Оцінювані вибірки однорідні і відтворювані.

Для підтвердження теоретичних досліджень по обґрунтуванню діагностичних ознак викладених вище, був спланований і проведений експеримент 13 комплектів ГСТ-90 і 13 комплектів ГСТ-112 на стенді ремонтного підприємства. При цьому на стенді встановлювалися попарно насос і мотор, які надійшли на ремонт, а також насос і мотор після проведення капітального ремонту.

Таблиця 1

Статистичні характеристики діагностичних ознак НП-90,-112 що надійшли на ремонт

N n/n	Діагностична ознака	Середнє значення, \bar{x}	Середньо - квадратичне відхилення, σ	Коефіцієнт варіації, v	Міра точності, M_T
1	$t_{n\text{ пер}}, c$	27,4	6,02	0,22	0,117
2	A_n, MPa	14,5	4,93	0,34	0,143
3	P_{nom}, MPa	21	3,78	0,18	0,187
4	P_{max}, MPa	32	2,88	0,09	0,246
5	t_{nmax}, c	5,4	0,648	0,12	1,09
6	$\dot{P}, MPa/c$	5,92	-	-	-

Отримані експериментальні значення діагностичних ознак для насосів НП-90, -112, представлені в таблиці 1, для моторів МП-90,-112, представлені в таблиці 2.

Таблиця 2

Статистичні характеристики діагностичних ознак МП-90,-112 що надійшли на ремонт

N n/n	Діагностична ознака	Середнє значення, \bar{x}	Середньо - квадратичне відхилення, σ	Коефіцієнт варіації, v	Міра точності, M_T
1	$t_{m\text{ пер}}, c$	46,6	11,65	0,25	0,060
2	$A_m, I/c$	15,6	9,04	0,58	0,078
3	$\omega_m, I/c$	122,4	24,48	0,20	0,028
4	$\omega_{max}, I/c$	142,7	8,56	0,06	0,082
5	t_{mmax}, c	22,3	1,57	0,07	0,452
6	$\dot{\omega}_m, I/c^2$	6,48	-	-	-

Аналіз значень статистичних характеристик, розрахованих за результатами випробувань насосів НП-90,-112, дозволяє зробити висновок, що мінімальне значення коефіцієнта варіації для насосів що надійшли в ремонт мають дві діагностичні ознаки (таблиця 1): величина максимального тиску під час перехідного процесу P_{max} і час, коли тиск досягає максимуму t_{nmax} .

Коефіцієнт варіації для зазначених вище параметрів становить 0,09 і 0,12 відповідно. Даним діагностичним ознаками також відповідають максимальні значення міри точності, 0,246 і 1,09. Це підтверджує правильність теоретичних висновків щодо обґрунтування діагностичних ознак. Відношення обраних параметрів забезпечить оцінку зниження коефіцієнта подачі насосів в експлуатації з мінімальними коефіцієнтами варіації і максимальною точністю вимірювань.

Аналіз значень статичних характеристик, розрахованих за результатами випробувань моторів МП-90,-112 (таблиця 2), дозволяє зробити наступні висновки.

Мінімальні значення коефіцієнтів варіації відповідають максимальній кутовій частоті обертання ротора мотора під час перехідного процесу ω_{max} і часу, коли кутова частота обертання ротора мотора досягає максимуму t_{max} . Даним діагностичним ознакам відповідають і максимальні значення міри точності. Це підтверджує правильність теоретичних висновків, щодо обґрунтування діагностичних ознак. Відношення обраних параметрів забезпечить оцінку зниження ККД мотора в експлуатації з мінімальними коефіцієнтами варіації і максимальною точністю вимірювань.

Достовірність отриманих діагностичних параметрів була перевірена експериментально. На теоретичні криві рисунка 4 і рисунка 5 були нанесені експериментальні точки і за допомогою методу найменших квадратів отримані регресійні рівняння:

- для насосів НП-90,-112:

$$\dot{P} = 78 \cdot e^{-0,124 \Delta\Psi}, \quad (27)$$

- для моторів МП-90,-112:

$$\dot{\omega} = 58 \cdot e^{-0,108 \Delta\eta} \quad (28)$$

Після логарифмування рівнянь (27) і (28) були отримані вирази для визначення величини зменшення коефіцієнта подачі насосу $\Delta\Psi$ і ККД мотору $\Delta\eta$:

$$\Delta\Psi = \frac{\ln \dot{P}_{ном} - \ln \dot{P}_{пот}}{0,124} = \frac{\ln 78 - \ln \dot{P}_{пот}}{0,124}, \quad (29)$$

$$\Delta\eta = \frac{\ln \dot{\omega}_{м ном} - \ln \dot{\omega}_{м пот}}{0,108} = \frac{\ln 58 - \ln \dot{\omega}_{м пот}}{0,108}. \quad (30)$$

Методичний підхід у визначенні значень $\Delta\Psi$ і $\Delta\eta$ зводиться до вимірювання в процесі експлуатації чотирьох параметрів: P_{max} ; $\dot{\omega}_{max}$; t_{max} ; t_{max} і розрахунку за формулами (24) і (25) значення значень $\dot{P}_{пот}$ і $\dot{\omega}_{м пот}$. За результатами розрахунку за формулами (29) і (30) визначають відсоток зменшення $\Delta\Psi$ і $\Delta\eta$ від номінального значення.

У п'ятому розділі «Експлуатаційні випробування технології діагностування ГСТ-90, -112, оцінка економічного ефекту» представлені результати стендових і експлуатаційних випробувань розробленого методу діагностування ГСТ-90, -112. Для реалізації розробленого методу використовували мікропроцесорний прилад - гідротестер, рисунок 8.

Стендові випробування розробленого методу і приладу дозволили встановити, що значення вибірки вимірювань за допомогою гідротестера

однорідні і відтворювані. Розрахована відносна похибка вимірювань зменшення коефіцієнта подачі насосу і ККД мотору, яка знаходиться в межах 3,3-5,0%. Виконано оцінку впливу температури робочої рідини на похибку вимірюваних параметрів. Встановлено, що збільшення температури призводить до зростання похибки вимірювання. Це дозволило розробити рекомендації щодо стабілізації температури робочої рідини на рівні $50 \pm 5^\circ\text{C}$ під час діагностування.

На підставі розробленого методу діагностування і вимірювального комплексу - гідротестера розроблений технологічний процес діагностування ГСТ-90,-112 в процесі експлуатації. Діагностування гідроприводів виконується в господарствах перед початком сезонних робіт або при постановці комбайнів на зберігання, що дозволяє прийняти рішення на подальшу експлуатацію гідроприводу або його заміну.

Результати діагностування ГСТ-90 на комбайнах ДОН-1500Б в господарствах дозволяють стверджувати, що розроблений технологічний процес і вимірювальний комплекс - гідротестер, дозволяють реєструвати величини зменшення коефіцієнта подачі насосів і ККД моторів з коефіцієнтом варіації 0,025-0,054. За результатами експлуатаційних випробувань отримані розрахункові залежності, які дозволяють розрахувати ресурс гідронасоса і гідромотора, що дає можливість планувати ремонтні роботи.

Виконано оцінку економічного ефекту від застосування технології діагностування гідроприводів зернозбиральних комбайнів. Показано, що для господарства з площею 1400 га, зайнятих під зерновими культурами з середньою врожайністю 5 т/га, економічний ефект складе 879350 грн на рік.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі представлено теоретичне узагальнення і нове вирішення наукового завдання - розробка методу діагностування гідростатичних приводів (ГСТ-90, -112) сільськогосподарських машин в експлуатації за динамічними перехідними характеристиками.

1. Аналіз літературних джерел, чинників відмов і зниження ККД гідростатичних трансмісій сільськогосподарської техніки показав, що на зниження об'ємного ККД впливають внутрішні витоки робочої рідини через зазори в сполученнях. Проведений аналіз існуючих способів, засобів, методик і методів моделювання оцінки технічного стану об'ємних гідроприводів дозволяє визначити основні напрямки вдосконалення методів і способів діагностування - одночасно силовий (потужностний) спосіб і динамічний (спосіб реєстрації перехідної характеристики ГСТ) під навантаженням. В якості контрольованих параметрів, які несуть інформацію про технічний стан ГСТ, необхідно використовувати коливання тиску рідини в напірній магістралі і коливання частоти обертання ротора гідромотора під навантаженням, а також час перехідного процесу.

2. Розроблено математичну модель, яка складається із структурної і параметричної ідентифікації гідроприводу ГСТ-90, -112, як об'єкта діагностування. Отримано диференціальні рівняння перехідного процесу в насосі і моторі, рішення яких дозволяє моделювати перехідний процес в часі. Встановлено, що на характер протікання перехідного процесу впливають

коефіцієнт підсилення і постійні часу. На підставі методу аналізу розмірностей отримані вирази для визначення коефіцієнтів підсилення $K_1 - K_4$ і постійних часу $T_1 - T_4$. Теоретично встановлено, що збільшення витоків в насосі і моторі призводить до збільшення їх інерційності, що виражається в зростанні постійних часу насоса і мотора при одночасному зменшенні декрементів загасання коливань робочих параметрів насоса і мотора.

3. Проведено теоретичні дослідження динаміки перехідних процесів в поршневих насосах і моторах при різних витках робочої рідини. Аналіз динаміки перехідних процесів дозволив встановити, що чутливими параметрами, які змінюються при збільшенні витоків в насосі і моторі є: час перехідного процесу, при досягненні якого відбувається стабілізація робочих параметрів; амплітуда коливань тиску робочої рідини в контурі нагнітання і кутової частоти обертання ротора мотора; величина поточного значення тиску і кутової частоти обертання ротора мотора на сталому режимі; величина максимального тиску і кутової частоти обертання ротора під час перехідного процесу; час, коли тиск і кутова частота обертання ротора досягають максимуму.

4. Теоретичним шляхом обґрунтовані діагностичні параметри для визначення коефіцієнта подачі насоса і ККД мотора - швидкість збільшення тиску за насосом і швидкість збільшення кутової частоти обертання ротора мотора. Розроблена багаторівнева ієрархічна схема діагностування гідростатичного приводу, яка враховує витки рідини в насосі і моторі під навантаженням. Експериментальними випробуваннями підтверджені діагностичні параметри технічного стану ГСТ-90, -112 в експлуатації. Встановлено, що швидкість збільшення тиску за насосом \dot{P} і швидкість збільшення кутової частоти обертання ротора мотора під навантаженням $\dot{\omega}_m$ забезпечують мінімальний коефіцієнт варіації і максимальну міру точності під час діагностування.

5. Розроблено методику визначення технічного стану ГСТ-90, -112 за розробленими діагностичними параметрами. Отримано розрахункові залежності для визначення величини зниження коефіцієнта подачі насосів і ККД моторів в експлуатації. Для підтвердження інформативності та відтворюваності результатів вимірювань при діагностуванні ГСТ за допомогою розробленого способу були проведені стендові випробування комплектів ГСТ, які надійшли на ремонт і пройшли капітальний ремонт. Експериментально встановлено, що значення вибірки вимірювань за допомогою гідротестера однорідні і відтворювані. Розрахована відносна похибка вимірювань коефіцієнта подачі насоса і ККД мотора, яка знаходиться в межах 3,3-5,0%.

6. Виконано оцінку впливу температури робочої рідини на похибку діагностування. Встановлено, що збільшення температури призводить до зростання похибки вимірювання. Це дозволило розробити рекомендації щодо стабілізації температури робочої рідини на рівні $50 \pm 5^\circ\text{C}$ під час діагностування. На розроблений спосіб діагностування гідростатичного приводу отримано патент України на корисну модель № 115378 "Спосіб визначення технічного стану гідростатичних приводів".

7. На підставі розробленого способу діагностування і вимірювального комплексу - гідротестера розроблено технологічний процес діагностування ГСТ-90, -112 який впроваджено у ремонтне виробництво і знаходиться в процесі експлуатації. Результати діагностування ГСТ-90 на комбайнах ДОН-1500Б в господарствах дозволяють стверджувати, що розроблений технологічний процес і вимірювальний комплекс - гідротестер реєструє величини зменшення коефіцієнта подачі насосів і ККД моторів з коефіцієнтом варіації 0,025-0,054. За результатами експлуатаційних випробувань отримані розрахункові залежності, які дозволяють розрахувати ресурс гідронасоса і гідромотора, що дає можливість планувати ремонтні роботи.

8. Виконано оцінку економічного ефекту від застосування технології діагностування гідроприводів зернозбиральних комбайнів. Доведено, що для господарства з площею 1400 га, зайнятих під зерновими культурами з середньою врожайністю 5 т/га, економічний ефект складе 879350 грн на рік.

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Бойко И. Г., Войтов А. В., Войтов В. А. Структурная идентификация математической модели диагностирования объемного гидропривода ГСТ-90, -112. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК* – Київ, 2015. – Вип. 226, с.124-132.

2. Войтов А. В., Бойко И. Г. Параметрическая идентификация динамической модели переходных процессов в поршневых гидронасосах и гидромоторах. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* – Харків: ХНТУСГ, - 2015. – Вип. 3, с. 105-117.

3. Войтов А. В. Моделирование динамики переходных процессов и обоснования диагностических параметров технического состояния объемного гидропривода ГСТ-90, -112. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* – Харків: ХНТУСГ, - 2016. – Вип. 4, с. 101-112.

4. Войтов Антон, Иван Бойко. Обоснование диагностических признаков технического состояния объемного гидропривода сельскохозяйственных машин. *MOTROL, LUBLIN*, 2016, Vol. 18, № 5,73-82.

5. Войтов А. В., Бойко И. Г. Обоснование диагностических признаков технического состояния гидростатических приводов ГСТ-90, -112. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* – Харків: ХНТУСГ, - 2016. – Вип. 6, с. 45-56.

6. Войтов А. В. Экспериментальная проверка диагностических признаков технического состояния ГСТ-90, -112. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* – Харків: ХНТУСГ, - 2017. – Вип. 7, с. 19-29.

7. Войтов А. В., Нанка А.В. Технологический процесс диагностирования технического состояния гидростатических приводов ГСТ-90, -112. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика.* – Київ, 2017. – Вип. 262, с. 121-136.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Войтов А. В., Бойко И. Г. Структурная идентификация гидропривода ГСТ-90, -112 как объекта диагностирования. *X Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки»* - Кіровоград: КНТУ.2015 - С. 103-104

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

9. Спосіб визначення технічного стану гідростатичних приводів: пат. №115378 Україна: МПК *F15B 19/00, F16H 61/46*. №u2016111664; заявл. 18.11.2016; опубл. 10.04.2017, Бюл. №7.

АНОТАЦІЯ

Войтов А. В. Підвищення ефективності діагностування гідростатичних приводів сільськогосподарських машин за динамічними характеристиками під навантаженням. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Харківський національний технічний університет сільськогосподарства ім. П. Василенка, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2018.

Дисертаційна робота спрямована на розробку методу діагностування гідростатичних приводів (ГСТ-90, -112) сільськогосподарських машин в експлуатації за динамічними перехідними характеристиками.

Розроблено математичну модель гідроприводу ГСТ-90, -112, як об'єкта діагностування. Отримано диференціальні рівняння перехідного процесу в насосі і моторі, рішення яких дозволяє моделювати перехідний процес в часі. Встановлено, що збільшення витоків в насосі і моторі призводить до збільшення їх інерційності. Обґрунтовано діагностичні параметри для визначення коефіцієнта подачі насоса і ККД мотора - швидкість збільшення тиску за насосом і швидкість збільшення кутової частоти обертання ротора мотора, які забезпечують мінімальний коефіцієнт варіації і максимальну міру точності під час діагностування.

Розроблено методику визначення технічного стану ГСТ-90,-112. Отримано розрахункові залежності для визначення величини зниження коефіцієнта подачі насосів і ККД моторів в експлуатації. Виконано оцінку впливу температури робочої рідини на похибку вимірюваних параметрів.

Ключові слова: гідростатичний привід, діагностика, витoki рідини, коефіцієнт подачі гідронасоса, ККД гідромотора, перехідні характеристики, діагностування під навантаженням, гідротестер

АННОТАЦИЯ

Войтов А. В. Повышение эффективности диагностирования гидростатических приводов сельскохозяйственных машин по динамическим характеристикам под нагрузкой. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 – машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко, Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2018.

Диссертационная работа направлена на разработку метода диагностирования гидростатических приводов (ГСТ-90, -112) сельскохозяйственных машин в эксплуатации по динамическим переходным характеристикам.

Разработана математическая модель гидропривода ГСТ-90, -112, как объекта диагностирования. Получены дифференциальные уравнения переходного процесса в насосе и моторе, решение которых позволяет моделировать переходный процесс во времени. Установлено, что на характер протекания переходного процесса влияют коэффициент усиления и постоянные времени. Теоретически установлено, что увеличение утечек в насосе и моторе приводит к увеличению их инерционности, что выражается в росте постоянных времени насоса и мотора при одновременном уменьшении декрементов затухания колебаний рабочих параметров насоса и мотора.

Теоретическим путем обоснованы диагностические параметры для определения коэффициента подачи насоса и КПД мотора - скорость увеличения давления за насосом и скорость увеличения угловой частоты вращения ротора мотора. Разработана многоуровневая иерархическая схема диагностирования гидростатического привода, которая учитывает утечки жидкости в насосе и моторе под нагрузкой. Экспериментальными испытаниями подтверждены диагностические параметры технического состояния ГСТ-90, -112 в эксплуатации. Установлено, что скорость увеличения давления за насосом \dot{P} и скорость увеличения угловой частоты вращения ротора мотора под нагрузкой $\dot{\omega}_m$ обеспечивают минимальный коэффициент вариации и максимальную меру точности во время диагностирования.

Разработана методика определения технического состояния ГСТ-90, -112 по разработанным диагностическим параметрам. Получены расчетные зависимости для определения величины снижения коэффициента подачи насосов и КПД моторов в эксплуатации. Выполнена оценка влияния температуры рабочей жидкости на ошибку измеряемых параметров. Установлено, что увеличение температуры приводит к росту ошибки измерения. На основании разработанного метода разработан технологический процесс диагностирования ГСТ-90, -112 в процессе эксплуатации.

Проведены теоретические исследования динамики переходных процессов в поршневых насосах и моторах при различных утечках рабочей жидкости. Анализ динамики переходных процессов позволил установить, что чувствительными параметрами, которые изменяются при увеличении утечек в насосе и моторе являются: время переходного процесса, при достижении которого происходит стабилизация рабочих параметров; амплитуда колебаний давления рабочей жидкости в контуре нагнетания и угловой частоты вращения ротора мотора; величина текущего значения давления и угловой частоты вращения ротора мотора на установившемся режиме; величина максимального давления и угловой частоты вращения ротора во время переходного процесса; время, когда давления и угловая частота вращения ротора достигают максимума.

Выполнена оценка влияния температуры рабочей жидкости на ошибку измеряемых параметров. Установлено, что увеличение температуры приводит к

росту ошибки измерения. Это позволило разработать рекомендации по стабилизации температуры рабочей жидкости на уровне $50 \pm 5^\circ\text{C}$ во время диагностирования.

На основании разработанного способа диагностирования и измерительного комплекса - гидротестера разработан технологический диагностирования ГСТ-90, -112 в процессе эксплуатации. Результаты диагностирования ГСТ-90 на комбайнах ДОН-1500Б в хозяйствах позволяют утверждать, что разработанный технологический процесс и измерительный комплекс – гидротестер, регистрирует величины уменьшения коэффициента подачи насосов и КПД моторов с коэффициентом вариации 0,025-0,054. По результатам эксплуатационных испытаний получены расчетные зависимости, которые позволяют рассчитать ресурс гидронасоса и гидромотора, что дает возможность планировать ремонтные работы.

Ключевые слова: гидростатический привод, диагностика, утечки жидкости, коэффициент подачи гидронасоса, КПД гидромотора, переходные характеристики, диагностирование под нагрузкой, гидротестер

ABSTRACT

Voitov A. V. Increase in efficiency of diagnosing hydrostatic drives of agricultural machines by dynamic characteristics under load.– Manuscript.

The dissertation for the degree of candidate of technical sciences by specialty 05.05.11 – machines and means of mechanization of agricultural production.– Kharkiv National Technical University of Agriculture. P. Vasilenko, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2018.

The dissertation directed at the development of a method for diagnosing hydrostatic drives (HST-90, -112) agricultural machines in operation for dynamic transient characteristics.

Developed the mathematical model of hydraulic drive HST-90, -112, as a diagnostic object. Received differential equations of the transient process in the pump and motor, the solution of which allows to simulate the transient process in time. Determined that, the nature of the transient process is affected by the gain and time constants. It is theoretically established that, an increase leaks in the pump and motor leads to an increase in their inertia. The diagnostic parameters for determining the pump feed rate and the efficiency of the motor are justified - the rate of pressure increase beyond the pump and the rate of increase in the rotational angular frequency of the motor rotor, which provide the minimum coefficient of variation and the maximum degree of accuracy in diagnosing.

Developed the technique for determining the technical state of HST-90,-112. Received the calculated dependences to determine the amount of reduction in the pump feed rate and efficiency motors in operation. Completed the estimate influence of the temperature of the working fluid on the error of the measured parameters.

Keywords: hydrostatic drive, diagnostics, fluid leakage, feed rate of hydraulic pump, efficiency hydromotor, transitional characteristics, diagnosis under load, hydrotest.

Підп. до друку 19.02.2018. Формат паперу 60x84, 1/16.
Папір офсетний. Гарнітура «Times New Roman». Друк ризографічний.
Обл. - вид арк. 1,9. Наклад 100 прим. Замов. №000-00.

Навчально-методичний відділ Харківського національного технічного
університету сільського господарства імені Петра Василенка
61002, м. Харків, вул. Артема 44, кім. 101.