

Всеукраїнський конкурс студентських наукових робіт з природничих,
технічних і гуманітарних наук

Спеціальність - "Галузеве машинобудування (машини
аграрно-лісового та транспортного комплексів)"

**ЕФЕКТИВНІСТЬ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ
ГІДРООБ'ЄМНОГО РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ТРАКТОРА НА
ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ**

Шифр роботи: « Гідрооб'ємне керування »

2019/2020 н.р.

ПЛАН

| | |
|---|----|
| Вступ..... | 3 |
| 1. Аналіз методів і засобів діагностування рульового керування трактора | 4 |
| 1.1. Тенденції підвищення тракторовикористання на транспортних роботах ... | 4 |
| 1.2. Мета та задачі дослідження | 8 |
| 2. Забезпечення функціональної стабільності гідрооб'ємного рульового керування трактора | 9 |
| 2.1. Критерій керованості трактора..... | 9 |
| 2.2 Функціонування гідрооб'ємного рульового керування при несправностях..... | 10 |
| 2.3 Вірогідність контролю функціональної точності і працездатності рульового керування трактора..... | 14 |
| 3. Оцінка вірогідності експрес-методу контролю технічного стану гідрооб'ємного рульового керування трактора на транспортних роботах | 20 |
| Висновки | 28 |
| Список джерел інформації | 29 |

ВСТУП

Зростаюча потреба в перевезеннях сільськогосподарських вантажів вимагає збільшення продуктивності внутрішньогосподарського транспорту, підвищення його економічності, безпеки і комфорту.

Сільське господарство України належить до числа галузей, що мають значну номенклатуру вантажів. Тільки рослинництво і тваринництво дають більше 45 найменувань вантажів у вигляді основної та побічної продукції. Крім того, 30-35 видів вантажів необхідні для забезпечення виробничих процесів в зазначених галузях. Широка номенклатура вантажів характерна не тільки для більшості сільськогосподарських підприємств, в силу універсальності їх виробництва, а й для вузькоспеціалізованих господарств, де набір вантажів складається з 40-50 укрупнених найменувань [4].

Для нормального функціонування будь-якого сільськогосподарського підприємства необхідні перевезення вантажів, не пов'язаних безпосередньо з технологією виробництва.

Актуальність теми та її доцільність обумовлені необхідністю підвищення ефективності використання в аграрному секторі тракторів на транспортних роботах. У міру розвитку сільськогосподарського виробництва роль транспорту неухильно підвищується: якщо в даний час в Україні на кожен гектар ріллі припадає в середньому 40...50 т різних вантажів, то в найближчі роки очікується збільшення цього обсягу. На частку транспортних робіт, виконуваних тракторами в аграрному секторі, припадає понад 50–55 % від обсягу основних робіт.

Вирішення загальної проблеми ефективності експлуатації тракторів на транспортних роботах нерозривно пов'язано з безпекою їх руху, що визначається, в основному, технічним станом елементів систем управління трактора. Необхідним є новий підхід оцінки їх технічного стану при виконанні трактором транспортної операції. Це є актуальним завданням для розвитку транспортної галузі України.

1. Аналіз методів і засобів діагностування рульового керування трактора

1.1. Тенденції підвищення тракторовикористання на транспортних роботах

Технічне діагностування виконує три основні функції: отримання інформації про технічний стан технічного об'єкта, обробка та аналіз отриманої інформації і підготовка або прийняття рішення щодо обсягів і термінів технічного обслуговування і ремонту. Для рульових керувань перша функція призначена для вимірювання діагностичних параметрів, які оцінюють їх технічний стан, і встановлення якісних і кількісних ознак стану; друга функція – для обробки та порівняння отриманих значень параметрів з допустимими; третя функція – для аналізу результатів порівняння і встановлення характеру і терміну виконання операції з технічного обслуговування і ремонту рульового керування і його елементів. Таким чином, технічне діагностування являє собою основу управління технічним станом рульового керування трактора при експлуатації.

Для діагностування гідروприводів машин, зокрема сільськогосподарської техніки, розроблено значну кількість методів, заснованих на використанні різних показників, для визначення технічного стану гідроприводу як в цілому, так і окремих гідроагрегатів [8 – 10].

Найбільш поширеним методом діагностування гідроприводів є статопараметричний метод із завантаженням дроселюванням потоку рідини [1]. Він дозволяє визначити технічний стан гідроприводу за функціональними параметрами: продуктивність гідронасоса, тиск рідини. Даний метод реалізують за допомогою лічильникових, електромагнітних, ультразвукових, тахометричних витратомірів, а також датчиків тиску з поршневыми, мембранними та сільфонними перетворювачами.

При діагностуванні гідроприводів в основному застосовуються дроселі-витратоміри типу ДР-70 [10], що реалізують статопараметричний метод.

При діагностуванні гідроприводів рульового керування за методом завантаження дроселювання потоку рідини за допомогою приладу КИ-1097

(дросель-витратомір ДР-70) оцінюється технічний стан об'ємних насосів, гідророзподільників, гідроциліндрів і т.п.

Перед перевіркою об'ємного насоса прилад КИ-1097 встановлюють в напірній магістралі, використовуючи додаткові пристосування і штуцера. Мітку «відкрито» розташовують проти стрілки корпусу. Після включення двигуна і прогріву робочої рідини до 50 °С, встановлюють номінальну частоту обертання колінчастого вала і повертають рукоятку в напрямок закриття, до моменту, коли тиск по манометру досягне 10 МПа. При цьому подача насоса (л/хв.) буде відповідати цифрі на шкалі лімба. Для вимірювання витрати робочих рідин, що проходять через прилад при тисках менших або більших 10 МПа, показання приладу КИ-1097 перераховуються за формулою:

$$Q_y = 0,316Q_{ш} \sqrt{P},$$

де Q_y – дійсна витрата через прилад;

$Q_{ш}$ – витрата по шкалі;

P – тиск рідини, при якій перевіряється продуктивність насосу (МПа).

Аналогічні по конструкції прилади закордонних фірм, наприклад прилад «Hydraanalyzer», для діагностування гідроприводів тракторів. Даний прилад [7] має набір манометрів, витратомірів, термометрів, сполучних трубопроводів і перехідників. Від дроселя-витратоміра ДР-70 даний прилад відрізняється високою точністю вимірювання діагностичних параметрів в ширшому діапазоні їх вимірювання.

Технологія діагностування гідроагрегатів дроселем ДР-70 і приладом «Hydraanalyzer» відрізняється незначними деталями, пов'язаними з конструктивними особливостями діагностичних приладів. Навантажуючи гідропривід до певного тиску рідини при номінальній частоті колінчастого вала двигуна і температурі робочої рідини, заміряють продуктивність гідронасоса, герметичність вузлів гідророзподільника і гідроциліндра.

До недоліків даних приладів діагностування гідроприводів необхідно віднести високу оперативну трудомісткість (до 0,5 люд. годин [10]) через необхідність роз'єднання гідроагрегатів при підключенні і демонтажі діагностичного приладу; втрати робочої рідини, які складають 3...4 кг за одне діагностування.

Перспективним є метод діагностування, заснований на реєстрації амплітудно-фазових параметрів робочих процесів гідроприводу, окремим випадком якого є спосіб діагностування за оцінкою пульсації тиску рідини [1, 8]. При даному способі діагностування на заданому режимі роботи гідроприводу вимірюють і аналізують величину пульсації тиску і по відхиленню від еталонних значень судять про технічний стан гідроагрегату.

До недоліків даного методу відноситься обмеженість застосування, внаслідок високих вимог для його реалізації. Він використовується в основному для оцінки технічного стану аксіально-плунжерних гідронасосів.

Віброакустичний метод заснований на фіксації показників вібрації і рівня шуму, оскільки вони характеризують технічний стан окремих сполучень гідроагрегатів [1, 11]. Прилади, засновані на аналізі віброакустичних сигналів, містять, як правило, два малогабаритних блока, ультразвуковий щуп і блок контролю. Цей прилад дозволяє оцінювати технічний стан гідроагрегатів без їх демонтажу шляхом контакту щупа з контрольованим місцем гідроагрегату. Виток рідини в сполученнях гідроагрегату визначається за рівнем шуму, що виникає при виділенні рідини через зазори деталей гідроагрегатів.

Недоліком даного методу є складність обробки отриманої інформації для визначення технічного стану гідроагрегатів.

При тепловому методі [1, 8] діагностування гідроприводу контролюється температура агрегату в місці витікання рідини через зазори. Цей метод, через складність апаратури і недостатню точності, не набув поширення при діагностуванні гідроприводів.

Одним з методів оцінки технічного стану гідроприводу є аналіз робочої рідини [1]. Він проводиться різними способами: індикацією сторонніх домішок, методами радіоактивного і спектрального аналізу [8]. Застосування їх відрізняється високою точністю результатів, але вимагає складного і дорогого обладнання для аналізу проб робочої рідини. Крім того, при аналізі проб ускладнюється оцінка джерела зносу.

Діагностування гідроприводів може проводитися за інтенсивністю наростання тиску робочої рідини після застосування певного зовнішнього впливу, наприклад навантаження на штоку гідроциліндра, при спрацьовуванні зворотного гідроклапана [9]. В основу даного методу покладено закономірність зменшення інтенсивності наростання тиску рідини зі зменшенням об'ємного ККД гідроприводу.

Амплітуда імпульсу і тривалість наростання тиску вимірюється наступним чином. Гідропривід виводиться на певний (заданий) режим роботи (постійна частота приводу насоса, в'язкість робочої рідини) з подальшим різким збільшенням навантаження. При цьому реєструється час наростання тиску робочої рідини від початкового значення до кінцевого після закінчення навантаження гідроприводу.

Діагностування гідроприводів шляхом заміру інтенсивності наростання тиску робочої рідини скорочує трудомісткість оцінки технічного стану гідроагрегатів в порівнянні зі статопараметричним, кінематичним і т.п. методами, тому що для його реалізації не потрібен демонтаж гідроагрегатів та застосування додаткових навантажувальних пристроїв.

Однак, використання даного методу при діагностуванні гідроприводів трактора не знайшло широкого застосування внаслідок складності діагностичних пристроїв.

Перспективним вимірювально-діагностичним обладнанням для об'ємних гідроприводів стаціонарного і мобільного застосування можна вважати комплекс фірми «PARKER» [12, 13], призначений для вимірювання, індикації і запису на ПК аналогових значень тисків, перепадів тисків,

температури робочої рідини в гідробаку і окремих вузлах гідроприводу, частоти приводу гідронасоса і вихідного вала гідромотора.

Даний тестер дозволяє діагностувати гідропривід за аналогією застосування дроселя-витратоміра ДР-70. Його перевага – висока точність вимірювання, недолік – висока вартість і складність використання в умовах експлуатації.

Заслуговує уваги система мобільного моніторингу гідроприводу навісних пристроїв енергонасичених тракторів «Беларус-3022», що дозволяє не тільки сформувати ефективну систему моніторингу технічного стану гідроприводів, а й сформулювати базу даних про реальні режими її функціонування в експлуатації і перейти до обслуговування і ремонту гідроприводів за їх фактичним станом [14].

Відзначаючи перспективність застосування на тракторах даної системи моніторингу технічного стану гідроприводів тракторів, необхідно, однак, звернути увагу на необхідність застосування вбудованих датчиків контролю певних параметрів гідроприводу, реалізація яких в конструкції тракторів ускладнена на сучасному етапі

1.2 Мета та задачі дослідження

Відповідно до виконаного аналізу метою дослідження є прискорена оцінка технічного стану гідрооб'ємного рульового керування трактора на транспортних роботах за оцінкою керованості.

Завдання дослідження:

- обґрунтувати критерії керованості трактора на транспортних роботах при нестабільному технічному стані гідрооб'ємного рульового керування;
- розробити експрес-метод оцінки технічного стану гідрооб'ємного рульового керування і його елементів;
- оцінити достовірність контролю функціональної точності гідрооб'ємного рульового керування трактора;

– провести експериментальні дослідження з оцінки технічного стану гідروоб'ємного рульового керування трактора при транспортуванні навісних і причіпних сільськогосподарських машин.

2 Забезпечення функціональної стабільності гідрооб'ємного рульового керування трактора

2.1 Критерій керованості трактора

Керованість колісної машини як об'єкт керування, на повороті характеризується відношенням прирощенням курсового кута $\Delta\psi$ до зміни кута повороту рульового колеса $\Delta\alpha_{p.k.}$ та оцінюється за передавальною функцією [15]:

$$w(p) = \frac{\Delta\psi}{\Delta\alpha_{p.k.}} \quad (2.1)$$

При безперервному процесі керування дана передавальна функція записується у вигляді:

$$w(p) = \frac{d\psi}{d\alpha_{p.k.}} \quad (2.2)$$

При виділенні в (2.1) і (2.2) передавальних функцій рульового керування $w_1(p)$ і керованих коліс $w_2(p)$ можна записати:

$$w(p) = w_1(p)w_2(p) = \frac{\Delta\psi}{\Delta\bar{\alpha}} \frac{\Delta\bar{\alpha}}{\Delta\alpha_{p.k.}}; \quad (2.3)$$

$$w(p) = w_1(p)w_2(p) = \frac{d\psi}{d\bar{\alpha}} \frac{d\bar{\alpha}}{d\alpha_{p.k.}}, \quad (2.4)$$

де $\Delta\bar{\alpha}$ – зміна кута повороту керованих коліс.

При сталій поздовжній швидкості руху машини V_x з колісною базою L кутова швидкість її повороту оцінюється по залежності:

$$\omega = \frac{d\psi}{d\tau} = V_x \frac{tg\bar{\alpha}}{L} \quad (2.5)$$

При множенні і розділенні на $d\bar{\alpha}$ правій частині залежності (2.5) отримаємо:

$$\frac{d\psi}{d\bar{\alpha}} = V_x \frac{tg\bar{\alpha}}{L \cdot d\bar{\alpha}/d\tau} \quad (2.6)$$

З цієї залежності можна зробити висновок про підвищення керованості трактора на транспортних роботах, при збільшенні його лінійної швидкості руху і кутів повороту керованих коліс. Зі збільшенням кутової швидкості $d\bar{\alpha}/d\tau$ повороту керованих коліс керованість трактора зменшує.

Таким чином, інтенсивність прирощення кута повороту керованих коліс трактора до зміни кута повороту рульового колеса є критерієм його керованості.

Керованість трактора істотно залежить від функціональної стабільності гідроприводу його рульового керування [9].

2.2 Функціонування гідрооб'ємного рульового керування при несправностях

Статистика несправностей гідроприводів рульових керувань тракторів показує [9, 16], що по кількості відмов переважають відмови основних елементів гідроприводу (гідронасоси, гідророзподільники, гідроциліндри і т.п.).

В процесі експлуатації відбувається знос окремих складових гідроприводу і з'являються канали перетікань рідини, тобто збільшується третя складова сумарних витрат $\sum Q_y$. Коефіцієнт витрат k_y змінюється у межах $5 \cdot 10^{-9} \dots 5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с} \cdot \text{МПа}$. Кількість рідини, що перетікає у даних каналах пропорційна робочому тиску рідини:

$$Q_y = k_y P \quad (2.7)$$

Знос насоса призводить до зменшення його об'ємної подачі. Отже, при малих оборотах двигуна зменшується передавальне відношення рульового керування.

Знос гідروциліндрів зменшує передавальне відношення рульового керування і призводить до мимовільного складання напіврам трактора у процесі руху.

Знос в насосі-моторі золотника гідророзподільника, протиударного або противакуумного клапанів призводить до різних за величиною змін передавального відношення рульового керування при повороті вправо і вліво.

При оцінці функціонуванні гідроприводу рульового керування розглянемо основну властивість потоку робочої рідини (нерозривність потоку) і вплив окремих видів несправностей на основні частини потоку:

$$Q_T = Q_p + Q_y + Q_d, \quad (2.8)$$

де Q_T – теоретична подача робочої рідини від джерела живлення, що визначається по залежності (2.6);

Q_p, Q_y, Q_d – витрати робочої рідини, необхідної для заповнення робочої порожнини гідроприводу, що пов'язані з витоком в окремих частинах гідроприводу і з деформацією рідини і пружних елементів гідроприводу.

Витрата рідини, яка необхідна для переміщення штоку гідроциліндра:

$$Q_p = \dot{y} \cdot \kappa, \quad (2.9)$$

де \dot{y} – швидкість переміщення штоку;

κ – коефіцієнт пропорційності, що залежить від геометрії робочої порожнини гідроциліндра.

Витрата витоків [17, 18] прямо пропорційна робочому тиску і площі перетину прохідного отвору умовного дроселя:

$$Q_y = \sum Q_{yi} = \sum P_i \cdot K_{yi} = \sum P_i \cdot S_i \cdot K_i, \quad (2.10)$$

де Q_{yi} – витрата витоків i -му елементі гідроприводу;

P_i – тиск в i -ій порожнини;

K_{yi} – коефіцієнт витоків i -ого умовного дроселя;

S_i – площа перерізу умовного дроселя;

K_i – коефіцієнт пропорційності.

Витрата, яка пов'язана з деформацією рідини і пружних елементів гідроприводу, пропорційна швидкості наростання тиску:

$$Q_d = \sum Q_{di} = \sum K_{di} \cdot \frac{dP_i}{dt}, \quad (2.11)$$

де K_{di} – коефіцієнт пропорційності i -го елемента, пов'язаний з коефіцієнтом пружності рідини і коефіцієнтом жорсткості пружних елементів.

Розглянемо, з урахуванням виразів (2.43)-(2.48) роботу гідроприводу рульового керування в ідеальних і реальних умовах. Будемо вважати, що всі порожнини гідроприводу заповнені робочою рідиною.

За ідеальних умов приймемо такі припущення:

- рідина не стискається і має постійну питому вагу;
- пружні елементи відсутні;
- коефіцієнти витоків всіх елементів гідроприводу дорівнюють «нулю».

Вираз (2.45) з урахуванням виразів (2.43) і (2.48) набуде виду:

$$q \cdot n = \dot{y} \cdot \kappa. \quad (2.12)$$

Аналіз залежності (2.48) показує, що при зміні частоти обертання колінчастого валу двигуна змінюється швидкість зламу напіврам трактора при повороті. Для підтримки швидкості \dot{y} переміщення штока гідроциліндра в заданих межах в гідравлічну систему введений клапан витрати, який створює витрату витоків $Q_{ук}$ на злив пропорційно частоті n обертання приводу насоса. В цьому випадку вираження (2.49) набуде виду:

$$q \cdot n = \dot{y} \cdot \kappa + Q_{ук}. \quad (2.12)$$

де (\dot{y}) – швидкість переміщення штока (має задану і постійну величину).

Навіть за ідеальних умов можна простежити вплив на швидкість переміщення штока (\dot{y}) деяких несправностей гідроприводу. При обриві валу приводу насоса частота n його обертання дорівнює нулю, отже, і відсутнє переміщення штока гідроциліндра. Коли порушується регулювання клапана витрати або відбувається його заклинювання, змінюється швидкість переміщення штока гідроциліндра (\dot{y}) .

У реальних умовах у виразі (2.12) присутні витрати рідини, які пов'язані з витокami $(\sum Q_{yi})$ і деформацією $(\sum Q_{di})$ у всіх елементах:

$$q \cdot n = \dot{y} \cdot k + Q_{ук} + \sum Q_{yi} + \sum Q_{di} . \quad (2.13)$$

Для спрощення розгляду роботи гідроприводу приймемо початкові умови:

- частота обертання приводу гідронасоса (n) постійна;
- регулювання клапана витрати не змінюється;
- зусилля на штоку гідроциліндра постійно;
- температура і коефіцієнт пружності робочої рідини постійні;
- температура всіх складових частин гідроприводу постійна;
- шток гідроциліндра переміщається з постійною швидкістю;
- несправності, які визначаються візуальним оглядом, усунені.

Розглянемо роботу гідроприводу в міру зміни технічного стану окремих його частин від початкових умов (обумовлених відповідними технічними умовами на них) до їх повного зносу.

З початкових умов слідує, що:

- тиск у всіх складових елементах гідроприводу не змінюється;
- сума коефіцієнтів $(\sum K_{di})$ пропорційності, пов'язаних з коефіцієнтом пружності рідини і коефіцієнтами жорсткості пружних елементів, залишається постійною;

- сума витрат $(\sum Q_{di})$, пов'язаних з деформаціями, дорівнює нулю.

Вираз (2.13) набуде виду:

$$q \cdot n = \dot{y} \cdot \kappa + Q_{ук} + \sum P_i K_{yi} \quad (2.14)$$

З цього виразу видно, що на швидкість переміщення штока гідроциліндра (\dot{y}) впливає тільки коефіцієнт K_{yi} витоків i -го умовного дроселя, який в свою чергу залежить від площі перетину S_i цього дроселя.

У свою чергу площа перетину S_i i -го умовного дроселя залежить від ступеня зносу i -ї складової частини гідроприводу. Наприклад, у міру зносу поверхонь насоса, що труться, збільшується площа перетину прохідного отвору умовного дроселя, що призводить до збільшення витрати витоків $Q_{ук}$ насоса.

З виразу (2.14) видно, що це призводить до зменшення швидкості \dot{y} переміщення штока гідроциліндра. Неважко простежити, що аналогічна картина буде відбуватися в міру зносу будь-якого елемента гідрооб'ємного рульового керування.

Таким чином, несправності елементів гідрооб'ємного рульового керування трактора, які призводять до підвищення витоків робочої рідини, є основною причиною порушення стабільності функціонування рульового керування. В даному випадку можна стверджувати, що порушується функціональна точність рульового керування.

2.3 Вірогідність контролю функціональної точності і працездатності рульового керування трактора

Проблема функціональної точності рульового керування трактора розв'язується шляхом оцінки відхилень (похибок) функціональних параметрів від їх розрахункових (номінальних) значень, що виникають під впливом різних дестабілізуючих факторів. До функціональних параметрів рульового керування з сервоприводом, у відповідності з ДСТУ ISO 10998:2013 [5], віднесені керованість і стійкість руху. При контролі

керованості оцінюється властивість трактора реагувати на дію оператора, спрямовану на зберігання або зміну напрямку руху; стійкості руху – збереження заданого напрямку руху.

Відомі методи оцінки керованості та стійкості руху трактора [6] не дозволяють з необхідною точністю прогнозувати працездатність елементів трактора, зокрема рульових систем керування. Це призводить до функціональної жорсткості тракторів при виконанні технологічного процесу і зниженню безпеки руху на транспортних роботах.

Назріла необхідність вирішення проблеми по обґрунтуванню методології контролю функціональної точності та працездатності рульових систем управління трактора.

Приймаючи за функціональну точність рульового керування як складної системи [2] складність виконувати задані функції з певним ступенем близькості до ідеальної моделі, функціональна похибка рульового керування при x і x_n поточних та номінальних значеннях функціональних параметрів оцінюється по залежності:

$$\Delta x = x - x_n. \quad (2.15)$$

Вірогідність контролю функціональної точності і працездатності рульового керування можна оцінити по залежності:

$$D = 1 - (P_1 + P_2), \quad (2.16)$$

де P_1 і P_2 – ймовірності помилок першого (пропуск відмови) і другого (помилкова відмова) роду.

Ймовірності помилок P_1 та P_2 залежать від законів розподілу значень контрольованих функціональних параметрів і похибок вимірів, часу вимірювального процесу і характеристики поля допуску на величину вимірюваного параметра. Рульове керування як об'єкт контролю буде працездатним, тобто придатним (Π) до подальшої експлуатації, коли результат вимірювання задовольняє умові [2, 3]:

$$c \leq y \leq d, \quad (2.17)$$

де c, d – межі поля допуску контрольованого параметра y , $2\delta = d - c$;

$y = x_k + \Delta x_k$; $x_k, \Delta x_k$ – дійсне значення контрольованого параметра і похибка його виміру.

При невиконанні умови (2.17) робиться висновок про непридатність (\bar{P}) рульового керування до подальшої експлуатації. Для ймовірностей подій P і \bar{P} виконується рівність $P + \bar{P} = 1$.

При контролі функціональних параметрів рульового керування їх значення дорівнює:

$$x = x_k + \Delta x_{\Pi}, \quad (2.18)$$

де Δx_{Π} – відхилення параметра від його значення, обумовлене похибками вимірів.

Рульове керування при контролі буде справне, коли кожний з його функціональних параметрів знаходиться в області працездатності (a, b) :

$$a < x < b. \quad (2.19)$$

Про стан рульового керування до проведення контролю можуть бути висловлені дві взаємовиключні гіпотези: рульове керування справне (C), коли виконується умова (2.19); рульове керування несправне (\bar{C}) при невиконанні умови (2.19). Сума ймовірностей даних подій $P_C + P_{\bar{C}} = 1$.

Заміна умови (2.19) правилом (2.17) призводить до помилкових рішень:

$y \in (c, d), x \notin (a, b)$ – невиявлена відмова (\bar{C} / P);

$y \notin (c, d), x \in (a, b)$ – помилкова відмова (C / \bar{P}).

Вірні висновки робляться у наступних ситуаціях:

$y \in (c, d), x \in (a, b)$ – вірний висновок «рульове керування годне» (C / P);

$y \notin (c, d), x \notin (a, b)$ – вірний висновок «рульове керування негодне» (\bar{C} / \bar{P}).

Для ймовірностей даних подій виконується рівняння:

$$P_{\text{но}} + P_{\text{лю}} + P_{\text{вз}}^{\Gamma} + P_{\text{вз}}^{\bar{\Gamma}} = 1, \quad (2.20)$$

де $P_{\text{НО}}, P_{\text{ЛО}}, P_{\text{ВЗ}}^{\Gamma}, P_{\text{ВЗ}}^{\bar{\Gamma}}$ – ймовірності відповідно несправних рульових керувань, наявність серед справних рульових керувань невірно забракованих; вірно визнаних годними і негодними до подальшої експлуатації.

З цієї схеми виявляється, що:

$$P_{\text{НО}} = P_{\Gamma} \quad P_{\text{ВЗ}}^{\Gamma} = P_{\bar{C}} \quad P_{\text{ВЗ}}^{\bar{\Gamma}} = 1; \quad P_{\text{ЛО}} = P_{\text{C}} \quad P_{\text{ВЗ}}^{\Gamma} = P_{\bar{\Gamma}} \quad P_{\text{ВЗ}}^{\bar{\Gamma}}. \quad (2.21)$$

Подія, що полягає в тому, що серед визнаних годними рульовими керуваннями є несправні елементи, оцінюється умовною ймовірністю невиявленої відмови:

$$P_{\text{НО}} = \frac{P_{\text{НО}}}{P_{\Gamma}} = 1 \quad \frac{P_{\text{ВЗ}}^{\Gamma}}{P_{\Gamma}}. \quad (2.22)$$

Наприклад, при оцінці придатності рульового керування до подальшої експлуатації за керованості, можлива невиявлена відмова по граничному зносу запобіжного клапана об'ємного насосу, засміченні підсилювача потоку і т.п.

Помилкова відмова оцінюється умовною ймовірністю того, що серед справних рульових керувань є невірно забраковані елементи:

$$P_{\text{ЛО}} = \frac{P_{\text{ЛО}}}{P_{\text{C}}} = 1 \quad \frac{P_{\text{ВЗ}}^{\Gamma}}{P_{\text{C}}}. \quad (2.23)$$

Наприклад, при зниженні об'ємного ККД гідроприводу рульового керування помилково був замінений об'ємний насос, хоча причина даної відмови можлива через підвищений знос золотника насоса-дозатора.

Використовуючи основні положення теорії ймовірностей, запишемо:

$$P_{\text{НО}} = 1 - P_{\text{ВЗ}}^{\Gamma} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{x_K}^{x_K} w_K(x_K) q(\Delta x_u) d\Delta x_u dx_K \quad ; \quad (2.24)$$

$$P_{\text{ЛО}} = 1 - P_{\text{ВЗ}}^{\Gamma} \left[\int_{-\infty}^{\infty} \int_a^b w_K(x_K) q_n(x - x_n) dx dx_K \right]^1, \quad (2.25)$$

де $P_{\text{ВЗ}}^{\Gamma} \int_{-\infty}^{\infty} \int_a^b \int_{x_K}^{x_K} w_K(x_K) q(\Delta x_u) q_n(x - x_n) d\Delta x_u dx dx_K$;

$w_K(x) = \int_{-\infty}^{\infty} w_K(x_K) q_n(x - x_n) dx_K$ – апіорна щільність ймовірностей значень параметра (2.18) перед початком контролю рульового керування;

$w_k(x_k)$ – щільність ймовірності значень параметра рульового керування перед контролем;

$q_n(x, x_k)$ – щільність ймовірності похибки Δx_u , що обумовлена методами розрахунку точності.

Основним елементом вірогідності контролю відновлюваних при техобслуговуванні, а ремонт рульових керувань є ймовірність невиявлених відмов (помилка першого роду):

$$P_{\text{но}\Sigma} = 1 - \int_0^b w_{\Sigma}(x) dx, \quad (2.26)$$

де $w_{\Sigma}(x)$ – щільність ймовірності значень функціонального параметра рульового керування, визнаного годним в результаті контролю і відновлення.

Зокрема при відновленні рульового керування замінами елементів маємо:

$$P_{\text{но}\Sigma} = P_{\Gamma} P_{\text{но}} + P_{\Gamma} P_{\text{но}}^{(3)},$$

де $P_{\text{но}}, P_{\text{но}}^{(3)}$ – ймовірності відповідно невиявленої відмови, визначені по (2.59) і (2.60).

При технічному обслуговуванні рульового керування, коли усуваються відмови, наприклад, шляхом регулювань елементів, маємо:

$$P_{\text{но}\Sigma} \approx [V_{\Sigma}(a) + V_{\Sigma}(b)] \int_0^{\infty} \Delta x_u q(\Delta x_u) d\Delta x_u, \quad (2.27)$$

де $V_{\Sigma}(a), V_{\Sigma}(b)$ – щільності ймовірності оцінок контрольованого параметра y в області працездатності (a, b) ;

$q(\Delta x_n)$ – щільність симетрії.

Вірогідність контролю функціональної точності і працездатності рульового керування істотно впливає на ефективність їх використання. Низька вірогідність контролю, що характеризує ступінь об'єктивності оцінки реального стану рульового керування може привести до помилок I роду (пропуск відмови) і II роду (помилкова відмова). Помилки I роду призводять до невиправданих робіт для усунення відмови, II роду – до матеріальних втрат на заміну придатних до експлуатації елементів рульового керування.

Наприклад, для усунення вібрації і пульсації гідрооб'ємного рульового керування виконані роботи по підтяжці всіх з'єднань трубопроводів, замінена робоча рідина, але несправність не усунена. Справжня причина відмови: резонансні явища запобіжного клапана об'ємного насоса, для усунення якої необхідне його регулювання. Це типова помилка I роду. До помилки II роду можна віднести заміну насос-дозатора при втраті руху, мимовільному складанні напіврам трактора вважаючи, що дані несправності є наслідком зносу гідророзподільника, протиударного або противакуумного клапанів. Це помилкова відмова (помилка II роду), так як дана відмова є наслідком втрати герметичності гідроциліндрів рульового керування (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Вірогідність контролю гідрооб'ємного рульового керування за функціональними параметрами

| Функціональний параметр, D | Ймовірність помилки | |
|---|---------------------|-------|
| | P_1 | P_2 |
| Керованість: | | |
| – тиск робочої рідини | 0,030 | 0,015 |
| – ковзання рульового колеса | 0,006 | 0,004 |
| – упор рульового колеса у крайніх положеннях | 0,012 | 0,006 |
| – герметичність гідроклапанів насоса-дозатора | 0,016 | 0,008 |
| Стійкість руху: | | |
| – стабільність некерованого руху | 0,014 | 0,007 |
| – частота впливів на рульове колесо | 0,003 | 0,002 |

Сума P_1 і P_2 показує, що, для гарантування заданої вірогідності контролю (85%) гідрооб'ємного рульового керування трактора, похибки контролю технічного стану його агрегатів і вузлів за функціональними параметрами не повинні проявлятися з ймовірністю більш ніж $P = 0,005$ (частота впливу на рульове колесо) і $P = 0,045$ (тиск робочої рідини).

Запропонована методологія контролю функціональної точності і працездатності гідрооб'ємного рульового керування трактора дозволяє із заданою вірогідністю обґрунтувати технологію пошуку несправностей і відмов.

3. Оцінка вірогідності експрес-методу контролю технічного стану гідрооб'ємного рульового керування трактора на транспортних роботах

Результати вимірювань різних параметрів при проведенні експерименту завжди мають ймовірнісний характер через вплив на ці результати багатьох, в тому числі і випадкових чинників. Наприклад, при вимірюванні розміру деякої деталі, результат кожного окремого вимірювання буде відрізнятися від інших. Вимірювання можуть мати розсіювання значень внаслідок неоднакової точності вимірювальних пристроїв, суб'єктивних особливостей виконавців і багатьох інших чинників. Ще більш вираженим розсіюванням результатів вимірювань характеризуються параметри, які самі є випадковою величиною. Наприклад, глибина оранки поля залежить від багатьох чинників і носить яскраво виражений ймовірнісний характер.

Об'єктивна оцінка отриманих результатів вимірювань є однією з основних задач експерименту.

У технічних задачах вимірювань параметр прийнято оцінювати числовими характеристиками, до числа яких відносяться середнє значення (математичне очікування), дисперсія, середнє квадратичне відхилення і коефіцієнт варіації величини яка вимірюється.

Прийнято розрізнявати теоретично можливі (генеральні) характеристики, що могли би бути отримані при обробці всієї теоретично можливої нескінченно великої сукупності вимірювань параметра (генеральної сукупності), і так звані вибіркові характеристики, визначені для обмеженої сукупності вимірювань, яка є частиною генеральної сукупності, і називається вибіркою.

Випадкову функцію можна розглядати як сукупність випадкових величин X_t , які представляють собою її значення при різних значеннях t :

$$X_t = X(t)(\alpha < t < \beta) \quad (3.1)$$

Це означає, що випадкова функція рівноцінна нескінченній (в загальному випадку незлічуваній) безлічі випадкових величин. Тому апарат теорії випадкових функцій значно складніший, ніж апарат теорії випадкових величин.

Згідно з визначенням, значення скалярної випадкової функції при будь-якому фіксованому значенні аргументу t є звичайною випадковою величиною. Будь-яка випадкова величина повністю характеризується її законом розподілу. Отже, повною характеристикою значення випадкової функції $X(t)$ при будь-якому фіксованому значенні t є щільність ймовірності цього значення, яку ми позначимо через $f_1(x; t)$. Ця щільність ймовірності, звана одновимірною щільністю ймовірності випадкової функції $X(t)$, в загальному випадку залежить від вибору значення t , тобто є функцією t , що і відображено в її позначенні $f_1(x; t)$. Тут перший аргумент x позначає можливе значення випадкової функції $X(t)$ при фіксованому t . Другий аргумент t служить параметром, від якого залежить щільність ймовірності $f_1(x; t)$.

Одновимірна щільність ймовірності $f_1(x; t)$ в загальному випадку недостатня для повної характеристики випадкової функції. Вона може характеризувати тільки будь-яку ординату випадкової кривої, взяту ізольовано. На практиці ми проводимо різні операції над випадковими функціями, зокрема диференціюючи їх. При цьому доводиться розглядати значення випадкової функції при різних близьких значеннях аргументу. Таким чином, при диференціюванні необхідно розглядати ординати випадкової кривої не ізольовано, а спільно. Відповідно до цього фіксуємо два значення аргументу t : t_1 і t_2 . Відповідні цим значенням аргументу значення випадкової функції $X(t_1)$ і $X(t_2)$ можна характеризувати спільною щільністю ймовірності $f_2(x_1, x_2; t_1, t_2)$, яка називається двовимірною щільністю ймовірності випадкової функції $X(t)$.

Фіксуємо якесь значення аргументу t і будемо розглядати значення випадкової функції при цьому значенні аргументу як звичайну випадкову величину. Для цієї випадкової величини ми можемо визначити математичне

очікування, яке, взагалі кажучи, буде залежати від обраного значення t . Надаючи t можливі значення, ми отримаємо деяку функцію $m_x(t)$, яку природно назвати математичним очікуванням випадкової функції $X(t)$.

Таким чином, математичним очікуванням випадкової функції $X(t)$ називається така функція $m_x(t)$, значення якої при кожному даному значенні аргументу t дорівнює математичному очікуванню випадкової величини $X(t)$ при цьому (фіксованому) значенні t :

$$m_x(t) = M[X(t)]. \quad (3.2)$$

Математичне очікування випадкової функції можна виразити через її одновимірну щільність ймовірності:

$$m_x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x f_1(x; t) dx. \quad (3.3)$$

Математичне очікування відносно визначення являє собою середнє зважене за ймовірністю значення випадкової величини. Отже, при кожному даному значенні t ордината кривої $m_x(t)$ являє собою середнє значення ординати випадкової кривої $X(t)$ при цьому t . Таким чином, математичне очікування випадкової функції являє собою деяку середню криву, біля якої розташовуються можливі реалізації випадкової функції.

Очевидно, що, розглядаючи тільки математичне очікування випадкової функції, ми нехтуємо усіма випадковими відхиленнями, як би осереднюючи весь пучок можливих реалізацій випадкової функції. У звичайних методах дослідження, які пов'язані з теорією вірогідності, так роблять. Однак значення теорії ймовірностей в тому і полягає, щоб розглядати не тільки закономірні, середні значення величин, а й випадкові відхилення від середніх. Відповідно до цього, для характеристики розкиду реалізацій випадкової функції близько її математичного очікування можна користуватися дисперсією випадкової функції, яка, на підставі визначення, виражається через одновимірну щільність ймовірності випадкової функції формулою:

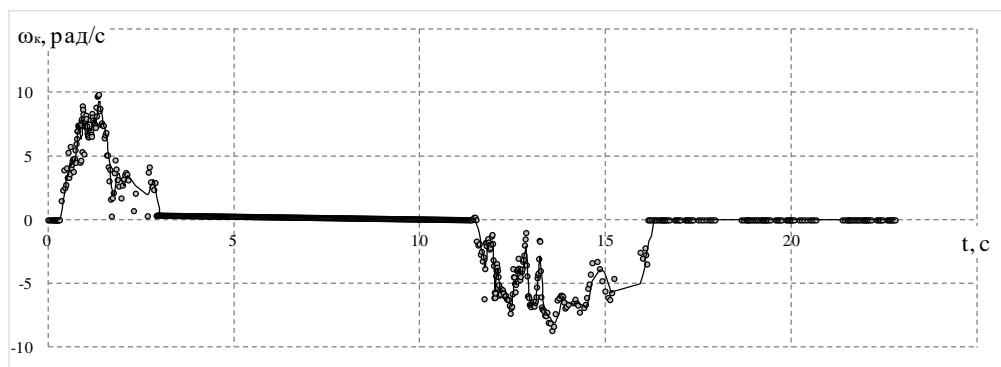
$$D_x(t) = M\{[X(t) - m_x(t)]^2\} = \int_{-\infty}^{\infty} \{x - m_x(t)\}^2 f_1(x; t) dx. \quad (3.4)$$

У практичних завданнях замість дисперсії іноді доцільно розглядати середнє квадратичне відхилення випадкової функції:

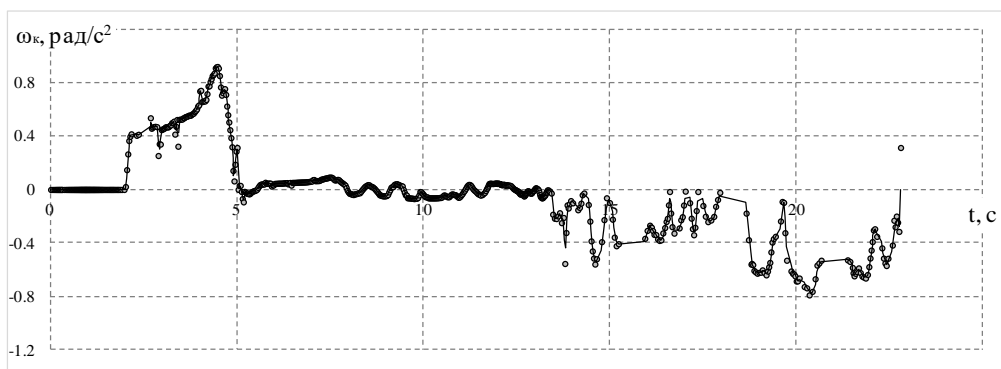
$$\sigma_x(t) = \sqrt{D_x(t)}. \quad (3.5)$$

Математичне очікування і дисперсія випадкової функції є числовими характеристиками її значення при кожному даному значенні аргументу t . Вони визначають як би смугу, яку заповнюють можливими реалізаціями випадкової функції.

Розглянемо вибірки значень кутового прискорення рульового колеса трактора та транспортного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16, які отримані експериментальним шляхом (рис. 3.1), визначаючи їх статистичні характеристики (рис. 3.2).



а



б

Рисунок 3.1 – Залежність кутового прискорення $\dot{\omega}_k$ рульового колеса трактора (а) та лінійного прискорення транспортного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 (б) від часу t .

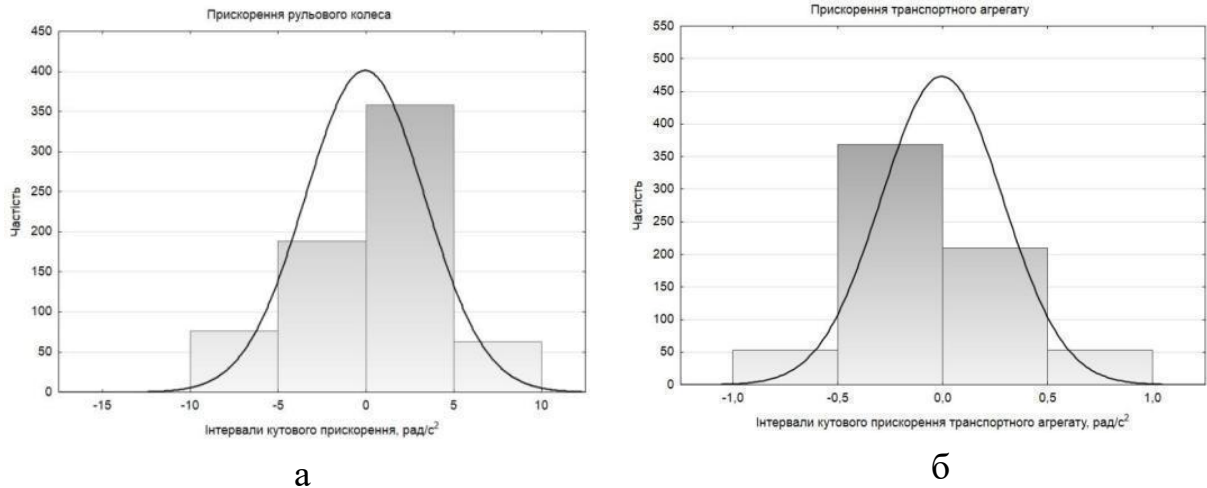


Рисунок 3.2 – Функція розподілу значень кутового прискорення $\dot{\omega}_k$ трактора (а) та лінійного прискорення транспортного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 (б), отриманих експериментальним шляхом

Прийmemo статистичну гіпотезу H_1 про те, що дані розподіли випадкових величин підкоряються нормальному закону розподілу і висунемо нульову гіпотезу H_0 .

В результаті статистичної перевірки гіпотези можуть бути допущені помилки двох родів. Помилка першого роду (з ймовірністю θ) полягає в тому, що буде відкинута правильна гіпотеза. Помилка другого роду (з ймовірністю χ) полягає в тому, що буде прийнята неправильна гіпотеза.

Виходячи з гіпотези H_1 можна припустити, що безперервна випадкова величина підкоряється закону Гауса з параметрами λ і σ , а її щільність ймовірності визначається рівнянням виду:

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\lambda)^2}{2\sigma^2}}. \quad (3.6)$$

Ймовірність влучення в інтервал (a,b) випадкової величини X , підпорядкованої нормальному закону, визначається функцією помилок виду:

$$P(a < X < b) = \Phi_0\left(\frac{b-\alpha}{\sigma}\right) - \Phi_0\left(\frac{a-\alpha}{\sigma}\right), \quad (3.7)$$

де $\Phi_0(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt$ – інтеграл ймовірності.

Інтеграл ймовірності має наступні властивості:

1. $\Phi_0(-x) = -\Phi_0(x)$, тобто функція $\Phi_0(x)$ – непарна;
2. $\Phi_0(0) = 0$;
3. $\Phi_0(+\infty) = 0,5$.

Ймовірність влучення випадкової величини $X \sim N(\lambda, \sigma)$ в інтервал $(\alpha - \varepsilon, \alpha + \varepsilon)$, симетричний відносно центру розсіювання α , знаходиться за формулою:

$$P(\alpha - \varepsilon < X < \alpha + \varepsilon) = P(|X - \alpha| < \varepsilon) = 2\Phi_0\left(\frac{\varepsilon}{\sigma}\right). \quad (3.8)$$

Зокрема, $P(|X - \alpha| < 3\sigma) = 2\Phi_0(3)$, тобто практично достовірно, що випадкова величина $X \sim N(\lambda, \sigma)$ прийме свої значення в інтервалі $(\alpha - 3\sigma, \alpha + 3\sigma)$.

Використовуючи комп'ютерну систему статистичного аналізу даних Statistica, отримані характеристики вибірок – табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати статистичного аналізу вибірок значень кутових прискорень рульового колеса трактора та транспортного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16

| Статистична характеристика | Прискорення | |
|--------------------------------|------------------|------------------------|
| | Рульового колеса | Транспортного агрегату |
| Математичне очікування | 0,113221 | -0,01034 |
| Дисперсія | 11,59996 | 0,083462 |
| Середньоквадратичне відхилення | 3,405872 | 0,288897 |
| Середнє арифметичне | -0,047807 | -0,004536 |
| Мінімальне значення вибірки | -8,67939 | -0,789228 |
| Максимальне значення вибірки | 9,853157 | 0,920163 |
| Мода | 0 | 0 |
| Медіана | 0,100492 | 0 |
| Критерії узгодження | | |

| | | |
|--------------------------------|----------|---------|
| Пірсона (розмірність $n = 8$) | 170,5295 | 77,1899 |
| Колмогорова-Смірнова | 0,29392 | 0,24220 |
| Шапиро-Уилка | 0,84214 | 0,85760 |

З таблиці 3.1 можна зробити висновок, що вибірки прискорень рульового колеса та транспортного агрегату не підкоряються нормальному закону розподілу (нульова гіпотеза відкинута).

Розрахунок коефіцієнта кореляції Пірсона (лінійний коефіцієнт кореляції) та Спірмена (ранговий коефіцієнт кореляції) здійснюється з використанням формул:

$$r_{p,x_k,y_k} = \frac{\sum (x_k - M_x)(y_k - M_y)}{\sqrt{\sum (x_k - M_x)^2 (y_k - M_y)^2}}, \quad (3.9)$$

$$\rho = 1 - \frac{6\sum d^2}{n(n^2 - 1)} \quad (3.10)$$

де r_{p,x_k,y_k} , ρ - коефіцієнти кореляції Пірсона та Спірмена;

x_k , y_k – значення випадкових величин кутових прискорень рульового колеса та транспортного агрегату;

$$M_x = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n x_k, \quad M_y = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n y_k \quad - \quad \text{оцінки математичного очікування}$$

випадкових величин x_k , y_k , n – обсяг вибірки,

d – різниці рангів.

Коефіцієнт кореляції Пірсона є показник кореляції (лінійної залежності) між двома змінними x_k , y_k , який набуває значень від -1 до +1 включно. Значення +1 означає, що залежність між x_k , y_k є лінійною і відображає зростання Y при зростанні X . Значення -1 – відображає зменшення Y при зростанні X . Якщо коефіцієнт кореляції Пірсона дорівнює 0, то лінійної кореляції між змінними немає.

Рангова кореляція Спірмена є непараметричною мірою статистичної залежності між двома змінними, яку визначають між рангами, тобто рядами одержаних кількісних значень, ранжируваних у порядку спадання або зростання.

При $\rho > 0$ зв'язок між показниками прямий, а при $\rho < 0$ – обернений.

Якщо ρ наближається до 1, між показниками існує тісний (сильний) зв'язок, якщо $\rho < 0,3$ вважається, що взаємозв'язок практично відсутній.

Перевірка значимості коефіцієнтів Пірсона та Спірмена здійснюється на основі порівняння критичних (табличних значень коефіцієнтів кореляції Пірсона та Спірмена) і якщо вичислена по модулю величина буде меншою теоретичної, то взаємозв'язок між двома змінними x_k, y_k відсутній.

Отриманні розрахункові значення коефіцієнта Пірсона на основі вихідних даних вказують, що: 0-0,2 – про дуже низький, 0,2-0,5 – низький, 0,5-0,7 – середній, 0,7-0,9 – високий та 0,9-1 – дуже високий кореляційний зв'язок.

Аналізуючи отримані дані можна зробити наступні висновки:

- розрахункове значення критерію Пірсона, яке становить 0,84963 засвідчує тісноту взаємозв'язку досліджуваних величин кутових прискорень рульового колеса трактора та транспортного агрегату – високий зв'язок. Здійснюючи перевірку значимості отриманого коефіцієнта кореляції Пірсона з критичними (табличним значенням коефіцієнта кореляції r -Пірсона), при рівні значимості $\alpha=0,5$ і ступені свободи $m-2=12$ критичне значення коефіцієнта кореляції r -Пірсона дорівнює 0,576, що дає підстави стверджувати про те, що отримане значення коефіцієнта Пірсона є більшим від теоретичного (критичного) і вказує на взаємозв'язок досліджуваних величин;

- здійснено порівняння розрахункового значення коефіцієнта Спірмена, який становить 0,792135. При рівні значимості $\alpha=0,5$ та ступенях свободи $m-2=12$ критичне значення коефіцієнта кореляції дорівнює 0,632, що є меншим за 0,792135 і засвідчує про сильний взаємозв'язок між даними параметрами.

ВИСНОВКИ

У роботі вирішено актуальне науково-практичне завдання – підвищення ефективності контролю технічного стану рульового керування трактора, що дозволило знизити трудомісткість їх діагностування при виконанні трактором транспортних робіт. У ході виконаної роботи отримані наступні основні результати:

За результатами аналізу літературних джерел можна стверджувати, що використання колісних тракторів в аграрному секторі України знаходиться в межах 50...55% від річної зайнятості; відмічено відсутність досліджень з обґрунтування методів діагностування рульових керувань без демонтажу їх елементів. Напрямок дослідження визначено необхідністю розробки експрес-методу оцінки технічного стану рульового керування трактора на транспортних роботах.

Обґрунтована методологія забезпечення точності руху трактора на транспортних роботах при короткочасному одноразовому, тривалому дискретному і безперервному впливу водія на рульове керування трактора, що, на відміну від існуючих, дозволило оцінити ймовірність виходу трактора за межі коридору руху.

Дослідження вірогідності експрес-методу контролю технічного стану гідрооб'ємного рульового керування трактора на транспортних роботах на прикладі транспортного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 дає підстави стверджувати про те, що отримане значення коефіцієнта Пірсона є більшим від теоретичного (критичного) і вказує на взаємозв'язок досліджуваних величин і кутових прискорень рульового колеса трактора та транспортного агрегату.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Колеснік І.В. Аналіз існуючих методів діагностування рульового управління з гідро підсилювачем / І.В. Колеснік // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 156 – С. 314 – 319.

6. Лебедєв А.Т. Вірогідність контролю функціональної точності і працездатності рульового керування трактора / А.Т. Лебедєв, І.А. Лебедєва, І.В. Колеснік // Системи обробки інформації: збірник наукових праць. – Харків: Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба, 2016. – Вип. 8 (145) – С. 33 – 36.

15. Лебедєв А.Т. Функціональна точність і працездатність рульового керування трактора / А.Т. Лебедєв, І.В. Колеснік // Матеріали Всеукраїнської науко-практичної конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація». Харків, ХНТУСГ, 2018. – С. 74 – 75.

17. Бышов Н. В. Перспективы повышения эксплуатационных показателей транспортных средств при внутрихозяйственных перевозках плодоовощной продукции / Н. В. Бышов, С. Н. Борычев, И. А. Успенский, Г. К. Рембалович, Г. Д. Кокорев, И. А. Юхин, К. А. Жуков, Е. П. Булатов // Научный журнал КубГАУ, №78(04), 2012, С. 1-12.

43. ДСТУ ISO 10998:2013. Трактори сільськогосподарські. Вимоги до рульового керування (ISO 10998:2008, IDT) / – На заміну ДСТУ ISO 10998:2008; Чинний від 2016-09-01. - Київ : УкрНДНЦ, 2016. - IV, 14 с. - (Національний стандарт України). - Бібліогр.: 14 с.

47. Гуськов В.В. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

68. Есипов А.В. Влияние износа гидромеханического рулевого управления на эргономические параметры управления трактором / А.В. Есипов // Тракторная энергетика в растениеводстве: Сб. научн. тр. – Х.: ХГТУСХ, 2000, С. 43-47.

71. Алексеева Т.В. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта и др. // под общ. ред. Т.М. Башты . – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
73. Лебедев А.Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов / А.Т. Лебедев // – М.: Машиностроение, 1982. – 184 с.
74. Бельских В.И. Диагностирование и обслуживание сельскохозяйственной техники / В.И. Бельских // – М.: Колос, 1980. – 575 с.
76. Мигаль В.Д. Техническая диагностика автомобилей: справочное пособие в 6 томах. Том 4. Средства диагностики (книга 1) / В.Д. Мигаль // – Х.: Из-во Майдан, 2012. – 596 с.
77. Аврумин Г.А. Комплекс измерительно-диагностического оборудования фирмы “PARKER” / Г.А. Аврумин, Н.Н. Мороз, О.Н. Бойко и др. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. - № 31 (1004), С. 10-20.
78. Parker Senso Control. Diagnostic Test. Equipment for Hydraulics. Edition May 2010 / CAT-2НК. Scriptor / Thieme Media Center Zwolle [Электронный ресурс] – 78 р. Перевод на русский язык 4054/-2RU) – Режим доступа www.parkerhannifin.ru/products/index.php...ID=1.
80. Басинюк В.Л. Система мобильного мониторинга гидропривода навесных устройств энергонасыщенных тракторов / В.Л. Басинюк, А.С. Калиниченко, И.Н. Усе и др. // Наука и техника. Серия: Транспорт. – Гомель: ИММС НАН Беларуси. – 2013. № 5, С. 44-49.
91. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / под ред. М.А. Подригало // – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с.
92. Дидур В.А. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин / В.А. Дидур, Ю.С. Малый // – М.: Россельхозиздат, 1982. – 127 с.
93. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта // – М.: Машиностроение, 1971. – 671 с.
94. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д.Н. Попов // – М.: Машиностроение, 1977. – 424 с.