

М.І. Черновол, д-р техн. наук,
М.О. Свірень, д-р техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет,
В.В. Яременко, канд. техн. наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ

МЕТОДИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ КОМБАЙНІВ НА ДИНАМІЧНИХ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ ЇХ ФУНКЦІОНУВАННЯ

Проанализированы динамические характеристики гидравлических приводов в случае выполнения динамических технологических операций, обусловленных изменением технологических режимов системы управления гидроагрегатов. Сформировано направление диагностирования гидроприводов по характеристикам изменения давления рабочей жидкости в полостях гидроагрегатов в случае остановки или изменения направления движения подвижных частей и скорости потока рабочей жидкости как следствие перехода кинетической энергии движения частей механизмов и потока рабочей жидкости в потенциальную энергию упругого деформирования деталей.

Dynamic characteristics of hydraulic drives are analysed in case of performance of the dynamic technological operations caused by change of technological modes of a control system of hydrounits. The direction of diagnosing of hydrodrives under characteristics of change of pressure of a working liquid in emptiness of hydrounits is generated in case of a stop or change of a direction of movement of mobile parts and speed of a stream of a working liquid, as consequence (investigation) of transition of kinetic energy of movement of parts of mechanisms and a stream of a working liquid in potential energy of spring deformation of details.

Вступ

Підтримання належної технічної готовності сільськогосподарської техніки в процесі виконання сільськогосподарських робіт обумовлює підвищення якості виробленої продукції та зменшення втрат. Одним з аспектів підвищення технічної готовності техніки є своєчасне попередження та усунення несправностей [1]. Сучасні трактори та комбайни як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва мають достатньо високий рівень гідрофікації механізмів, що потребує відповідного рівня техсервісу. Проте, незважаючи на досить широке застосування бортових електронних засобів [2], технічному діагностуванню гідроприводів за допомогою цих засобів надається мало уваги, хоч майже 25% несправностей від загальної кількості по тракторах і комбайнах, припадає на гідроприводи. Перспективність розвитку технічного діагностування техніки на базі бортових електронних засобів акцентується у праці [3], в якій звертається увага на потребу виконання значних досліджень у напрямку обґрунтування нових, адаптованих до цього засобів, діагностичних параметрів і способів їх вимірювання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Ґрунтовний аналіз перспективних методів діагностування гідроприводів авіаційної та ракетної техніки на базі бортових автоматизованих засобів наведено у праці [4], в якій наголошується на можливості їх застосування

для іншої техніки. Можливість діагностування гідропривода коробки передач трактора на перехідних процесах розглянуто в праці [5], використовуючи в якості діагностичних параметрів час перехідного процесу (за параметрами зміни тиску робочої рідини у порожнинах гідроагрегатів) від початку виключення однієї гідромуфти до закінчення включення ьншої та тривалість перекриття передач. Розглянуті у цих працях методи діагностування потребують подальших досліджень щодо їх реалізації на конкретних об'єктах, а для значної частини гідроприводів сільськогосподарської техніки потрібно проводити глибокі дослідження для пошуку нових рішень.

Мета дослідження

Обґрунтувати діагностичні параметри визначення технічного стану гідравлічного привода на динамічних перехідних режимах їх функціонування, які забезпечують значне зменшення трудомісткості діагностування і скорочення витрат на технічний сервіс.

Результати досліджень

Більшість гідроприводів механізмів машин можна представити за схемою, що показано на рисунку 1. Робоча рідина з бака забирається насосом і подається до розподільника (моноблочний або секційний), а звідти за допомогою органів керування (ручного, електрогідравлічно-

го, електромагнітного) спрямовується до відповідної порожнини гідроциліндра. Злив до баку робочої рідини з гідроагрегатів відбувається через фільтр. Кожний гідропривод комплектується потрібною кількістю відповідних клапанів (запобіжних, переливних, бустерних, дросельних, тощо). Процес функціонування гідроприводів відбувається як за статичних, так і за динамічних умов. Статичний режим характеризується постійністю: положення органів керування; тиску та витрати робочої рідини; швидкістю переміщення механічних частин та потоку робочої рідини й інших нормативних параметрів. Динамічні умови пов'язано зміною зазначених параметрів у процесі виконання технологічних режимів, що є характерним для їх функціонування на перехідних процесах (режимах).

Визначення технічного стану гідроприводів сільськогосподарської техніки за статичними параметрами (діагностичними параметрами) розглянуто у працях [6, 7]. Діагностування проводиться з залученням додаткових навантажувальних пристроїв та вимірювальних засобів, які монтуються та під'єднуються до відповідних механізмів та гідроагрегатів. Таке діагностування дає позитивний результат у разі пошуку несправностей та визначення технічного стану складових частин (гідроагрегатів) гідроприводів. Основним його недоліком є значна трудомісткість виконання допоміжних операцій, пов'язаних з монтажем та демонтажем діагностичних засобів і елементів машин, які ускладнюють доступ до гідроагрегатів.

Одним з напрямів зменшення трудомісткості діагностування гідроприводів є визначення його технічного стану на динамічних перехідних режимах. Схему процесу, який відбувається у гідроприводі, показано на рисунку 2. Включення оператором золотника розподільника до одної з робочих позицій забезпечує подачу робочої рідини до відповідної порожнини гідроциліндра, здійснюючи переміщення поршня і виконуючи задану технологічну операцію. Переміщення поршня певний час відбувається з постійною швидкістю через постійність подачі робочої рідини та навантаженості на поршень (незначні коливання швидкості поршня можливі в процесі його переміщення). Така постійність зберігається до моменту впирання поршня в кришку і його зупинення. У цей момент кінетична енергія рухомих частин механізму та робочої рідини переходить (трансформується) у потенціальну енергію пружного деформування деталей гідропривода та робочої рідини, що спричиняє різке збільшення тиску робочої рідини. Це явище отримало назву гідравлічного удару [8]. Характеристику зміни тиску робочої рідини у перехідному процесі для представленого гідропривода можна описати системою диференціальних рівнянь руху рідини у трубопроводах [8,9]:

$$\begin{cases} -\frac{dP}{dx} = \rho \left(\frac{dv}{dt} + 2av \right), \\ -\frac{dP}{dt} = c^2 \cdot \rho \frac{dv}{dx} = K \frac{dv}{dx}, \end{cases} \quad (1)$$

де P — значення тиску робочої рідини у трубопроводі (гідроциліндрі), МПа; v — значення швидкості потоку ро-

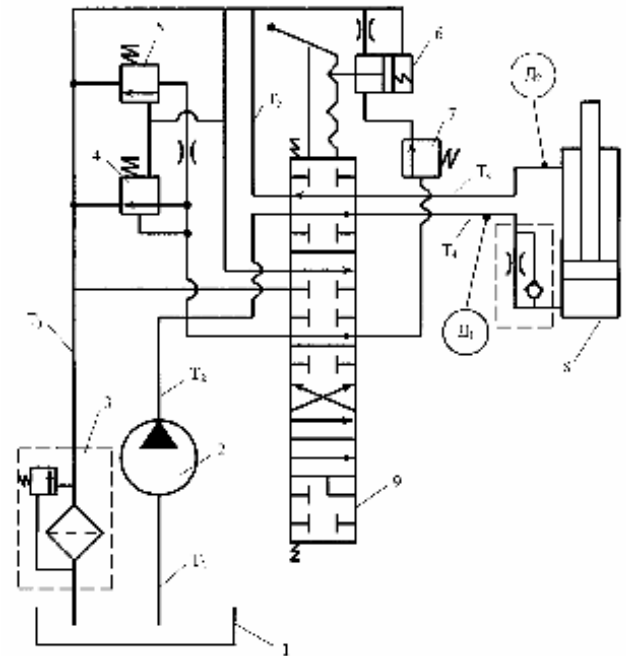


Рисунок 1 — Принципова схема гідропривода та місця з'єднання датчиків фіксації діагностичних сигналів у перехідних процесах функціонування:

- 1 — бак; 2 — насос; 3 — фільтр;
- 4 — перепускний клапан розподільника;
- 5 — запобіжний клапан розподільника;
- 6 — пристрій фіксації золотника в робочих позиціях;
- 7 — бустерний клапан;
- 8 — гідроциліндр; 9 — золотник розподільника;
- D_1 — датчик тиску на вході до гідроциліндра;
- D_2 — датчик тиску на виході з гідроциліндра.

бочої рідини, м/с; t — час, с; α — коефіцієнт, який залежить від перерізу та товщини стінок трубопроводу; K — приведений модуль об'ємного стискування трубопроводу, кг/см²; x — напрямок потоку рідини.

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho_0}}, \quad (2)$$

де c — швидкість звуку в рідині, яка спливає трубопроводом, м/с;

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{P - P_0}{K_{PC}} \right), \quad (3)$$

де ρ — густина робочої рідини, кг/м³; ρ_0 — густина робочої рідини в разі тиску P_0 , кг/м³; P_0 — тиск робочої рідини до його збільшення, МПа; K_{PC} — модуль об'ємного стискування робочої рідини, Н/м².

$$K = \frac{K_p}{1 + a \frac{K_p}{E}}, \quad (4)$$

де K — приведений модуль пружності, що враховує пружність стінок трубопроводів та корпусу гідроциліндра, H/m^2 ; E — модуль пружності I-го роду матеріалу труби (для сталі ($E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг} / \text{см}^2$)), $H/\text{см}^2$.

Для тонкостінних труб

$$a = \frac{d}{\delta_0}, \quad (5)$$

де d — внутрішній діаметр труби, m ; δ_0 — товщина стінки труби, m .

Збільшення тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра внаслідок різкої зупинки його поршня розраховується за формулою, що отримана в результаті рішення рівняння (1)

$$\Delta P = 2 \cdot a \cdot \rho \cdot l \cdot \omega_0 + \frac{4}{\pi} \cdot c \cdot \omega_0 \cdot e^{-at} \cdot \sum_{s=1}^{\infty} \frac{\sin(\xi_s - 2\theta_s)}{(2S-1) \cos \theta_s}, \quad (6)$$

де ΔP — збільшення тиску робочої рідини, $MПа$; l — довжина трубопроводу (разом з довжиною порожнини гідроциліндра), m ; ω_0 — швидкість руху робочої рідини в порожнині гідроциліндра до моменту зупинки поршня, m/c ; $e = 2,71828$ — основа натурального логарифма;

$$\pi = 3,14;$$

$$S = 1, 2, 3, \dots$$

$$\xi_s = \sqrt{\left(\frac{2S-1}{2} \pi\right)^2 \frac{c^2}{l^2} - a^2}. \quad (7)$$

Для коротких трубопроводів і не дуже в'язких робочих рідин, що є характерним для гідравлічних приводів сільськогосподарської техніки, можна прийняти

$$\xi_s \approx \frac{2S-1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot c}{l},$$

$$\theta_s \approx 0.$$

Проаналізувавши залежність (6), встановили, що такий параметр як збільшення тиску робочої рідини в трубопроводі в разі зупинення поршня гідроциліндра може бути використаний в якості діагностичного. Проте, тільки одного цього параметра недостатньо для оцінки технічного стану гідропривода. Тому було висунуто гіпотезу про те, що характер зміни тиску робочої рідини в трубопроводі внаслідок зупинення поршня гідроциліндра і швидкості потоку робочої рідини має відбуватися за формою, як показано на рисунку 2, а характеристики його зміни можна використати в якості діагностичних параметрів. Для перевірки цих припущень проведено експериментальні дослідження на спеціально створеній експериментальній

установці (рисунк 3). Установа складалась з стенда для привода гідроагрегатів, які створюють потрібний потік робочої рідини і здійснюють регулювання та вимірювання витрати і тиску робочої рідини, гальмівного стенда для створення та моделювання навантаження у виконавчих елементах (гідроциліндрах і гідромоторах тощо), вимірювальних датчиків, підсилюючої та реєструючої апаратури. Випробування проводились з гідроагрегатами різного ступеня зношення поверхонь деталей. Робочий процес функціонування гідроприводів на перехідних режимах записано на осцилограмах (рисунк 4).

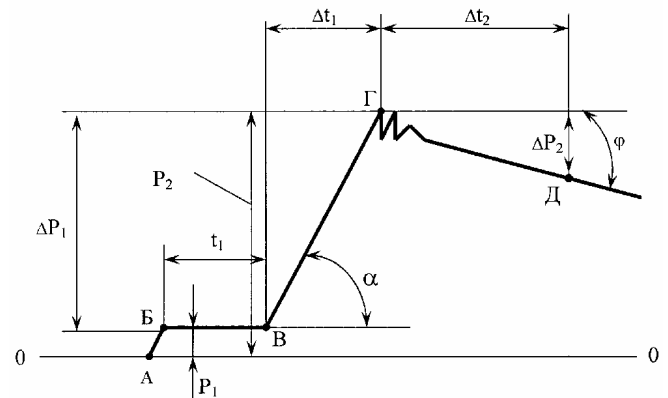


Рисунок 2 — Схема характеру зміни тиску перехідного процесу функціонування гідравлічного привода:

0-0 — тиск робочої рідини в порожнинах гідроциліндра при нейтральній позиції золотника розподільника; А — момент включення золотника в робочу позицію; Б — момент початку переміщення поршня гідроциліндра; В — момент зупинки поршня гідроциліндра; Г — момент досягнення максимального тиску робочої рідини і повернення золотника до нейтральної позиції; Д — момент зменшення тиску робочої рідини до допустимого значення; P_1 — тиск робочої рідини в режимі холостого переміщення поршня гідроциліндра; P_2 — максимальний тиск робочої рідини в порожнині гідроциліндра після зупинки поршня; ΔP_1 — приріст тиску робочої рідини внаслідок гідравлічного удару; ΔP_2 — зменшення тиску робочої рідини внаслідок втрат робочої рідини в спряженнях деталей гідроагрегатів; t — тривалість переміщення поршня гідроциліндра; Δt_1 — тривалість збільшення тиску робочої рідини; Δt_2 — тривалість зменшення тиску робочої рідини; α — кут нахилу до осі абсцис характеристики збільшення тиску робочої рідини; φ — кут нахилу до осі абсцис характеристики зменшення тиску робочої рідини.

Дослідження проводили за таких умов: теоретична подача насоса $926 \text{ см}^3/\text{с}$ (56 л/хв.); подача робочої рідини замірялась при тиску 10 МПа ; загальна витрата робочої рідини у розподільнику залишалась постійною $83 \text{ см}^3/\text{с}$; втрата робочої рідини в спряженні корпус-золотник розподільника при нейтральній позиції золотника складала $1,6-2,0 \text{ см}^3/\text{с}$; температура робочої рідини утримува-

лась у діапазоні від 45 °С до 55 °С; тиск спрацювання запобіжного клапана гідропривода відрегульовано на 13,5 МПа; втрати робочої рідини в спряженні корпус–поршень–шток гідроциліндра відсутні; оцінку герметичності (втрат робочої рідини) спряження корпус–золотник розподільника проводили за часом (тривалістю) зменшення тиску робочої рідини від 10 МПа до 5 МПа в порожнині гідроциліндра при нейтральній позиції золотника; зміна подачі робочої рідини в порожнині гідроциліндра і відповідно об'ємного ККД гідропривода проводилась у результаті встановлення на стенд насосів з різним ступенем зношення, що спричинило втрату робочої рідини.

Проаналізувавши характеристики зміни тиску робочої рідини у порожнинах гідроагрегатів на перехідних режимах їх функціонування (рисунки 2 і 4) і результати оброблення осцилограм, можна стверджувати наступне: параметри характеристики зміни тиску робочої рідини можна застосовувати в якості діагностичних для оцінки загального технічного стану гідропривода, а також окремих спряжень деталей гідроагрегатів; для оцінки загального технічного стану гідропривода доцільним є застосування параметрів стосовно максимального значення P_2 та збільшення тиску ΔP_1 робочої рідини, а також тривалості збільшення тиску робочої рідини Δt_1 (рисунок 5); оцінку спряжень деталей стосовно їх герметичності можна давати за тривалістю Δt_2 (рисунок 6) зменшення тиску робочої рідини; аналогічну оцінку можна давати, застосовуючи похідні від цих параметрів (інтенсивність збільшення чи зменшення тиску, кути нахилу відповідних характеристик до осі, що обумовлює початок відліку).

Зношення поверхонь деталей насоса та інших гідроагрегатів призводить до збільшення втрат робочої рідини в спряженнях цих деталей і зменшення об'ємного ККД як гідроагрегатів, так і гідропривода у цілому, що обумовлює зниження ефективності використання гідрофікованих механізмів, а також спричиняє часткову або повну втрату працездатності машини.



Рисунок 3 — Експериментальне обладнання
1 — стенд КИ-1774 для випробування гідроприводів;
2 — підсилююча та реєструюча апаратура.

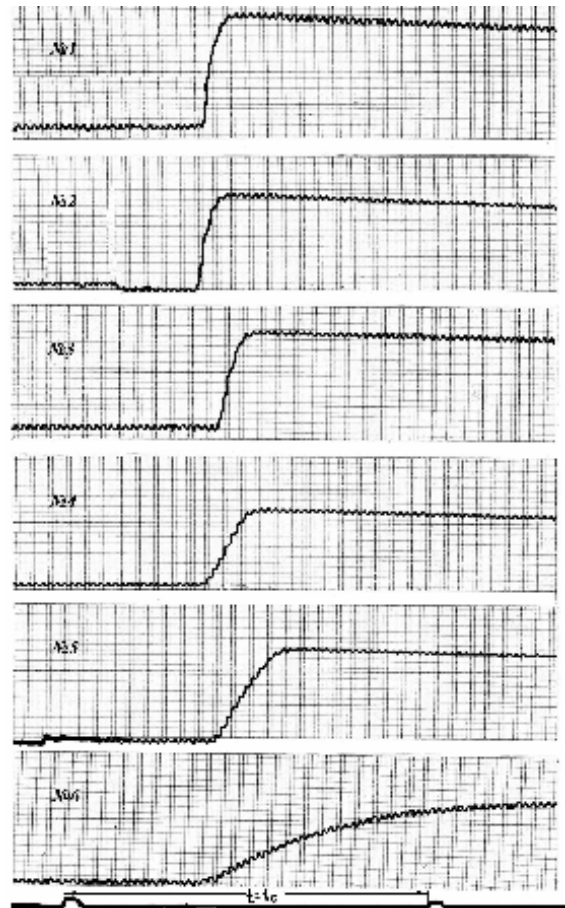


Рисунок 4 — Осцилограми характеристик зміни тиску робочої рідини в безштоковій порожнині гідроциліндра в разі зміни загального об'ємного коефіцієнта корисної дії гідропривода.

Оцінку технічного стану гідропривода у цілому та його працездатність можна визначити на підставі вимірювання та аналізу параметрів характеристики зміни тиску робочої рідини в гідропроводах (порожнинах гідроагрегатів) на перехідних режимах їх функціонування. Встановлено, що зміна об'ємного ККД досліджуваного гідропривода від 0,90 до 0 призводить до таких змін параметрів характеристики зміни тиску робочої рідини в разі зупинення поршня гідроциліндра: максимальний тиск робочої рідини P_2 зменшується з 16,50 МПа до 8,90 МПа; збільшення тиску ΔP_1 зменшується з 15,95 МПа до 8,39 МПа; тривалість збільшення тиску Δt_1 збільшується з 0,065 с до 0,190 с; тривалість зменшення тиску Δt_2 (рисунок 6) змінюється від 4 с до 160 с. Перевірка результатів осцилографування динамічного процесу на перехідних режимах свідчить, що достовірність технічних параметрів характеристик зміни тиску робочої рідини складає не менше 95%. При цьому трудомісткість експрес-діагностування в разі застосування умонтованих або переносних електронних діагностичних засобів за даними діагностичними параметрами складає не більше 0,06 людино-годин, що в 3–4 рази менше, ніж діагностування механічними засобами.

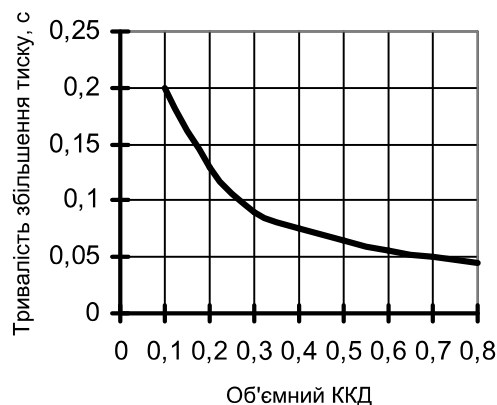


Рисунок 5 — Залежність тривалості Δt_1 збільшення тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра, в разі зупинки переміщення поршня, від об'ємного ККД гідропривода.



Рисунок 6 — Залежність часу (тривалості) зменшення тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра Δt_2 з 10 МПа до 5 МПа від втрат робочої рідини ΔQ_2 в спряженнях корпус-золотник розподільника та поршня з корпусом і штоком гідроциліндра. Золотник розподільника встановлено в позицію "Нейтральна".

Висновки

1. Параметри характеристик зміни тиску робочої рідини в гідроагрегатах на перехідних режимах функціонування гідроприводів доцільно застосовувати в якості діагностичних, оскільки достовірність параметрів на їх основі не менше 95 %.

2. Запропоновані методи діагностування можуть бути використані на етапі розроблення та застосування умонтованих (бортових комп'ютерів) або переносних електронних діагностичних засобів.

3. Експрес-діагностування з метою визначення загального технічного стану гідропривода на перехідних режимах їх функціонування за розробленими методиками дозволяє в 3-4 рази зменшити трудомісткість.

Література

1. Михлин, В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники. — М.: Колос, 1984. — 335 с.

2. Иванишин, В., Коваль, С., Ковпак, А. Бортовые электронные устройства для тракторов // Техніка АПК. — 2006. — № 8. — С. 6—8.

3. Шипиловский, Т.Б., Архипов, В.С. Перспективы развития диагностики технического состояния тракторов на основе бортовых электронных средств // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2004. — №7. — С. 3—7.

4. 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.

5. Лебедев, А.Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов. — М.: Машиностроение, 1982. — 184 с.

6. Кушлянський, В.Л., Яременко, В.М., Яременко, В.В., Клименко, Т.В. Діагностування тракторів під час підготовки до весняних польових робіт. «Пропозиція». — 2004. — № 3. — С. 92—96. — №4. — С.92.

7. Яременко, В.М., Яременко В.В. Діагностування гідравлічних приводів зернозбиральних комбайнів під час підготовки до жнив і в процесі збирання врожаю. «Пропозиція». — 2004. — № 6. — С. 98—103.

8. Жуковский, Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. — М.: Гостехиздат, 1949. — 103 с.

9. Чарный, И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. — Л.: Гостехиздат, 1951. — 223 с.

Надійшла 12.09.12 року