

2. Бурумкулов Ф.Х., Лялякин В.П., Иванов В.И. Определение полного ресурса блоков цилиндров автотракторных двигателей // Техника в сельском хозяйстве. – 2005. – №4 – С. 30–34.
  3. В.Большут, О.Клімчук, М.Забродський, С.Гайдай, М.Дерев'яга. Підвищення ресурсу блоків циліндрів автотракторних двигунів // Техніка АПК. – 2007. – №3 – С. 24–26.
- 

### **ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ КОНТРОЛЯ БЛОКОВ ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

*Изложено обоснование контроля соосности опор коренных подшипников блоков цилиндров дизельных двигателей. Разработаны приспособления и методика выполнения операций по контролю соосности опор коренных подшипников.*

**Ключевые слова:** двигатель, блок цилиндров, коренные опоры, контроль, соосность.

### **APPARATUS FOR CONTROL OF BLOCKS OF TRACTOR ENGINES**

*The Substantiation of the control of the alignment of crankshaft bearings of cylinder blocks of traktor engines is given. Devepoped are devices and operational methods to control the alignment of the crankshaft bearings.*

**Key words:** engine, cylinder block, crankshaft bearing, control, alignment.

УДК 631.372

### **ОБҐРУНТУВАННЯ ГРАНИЧНИХ ЗНАЧЕНЬ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПРИВОДІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ**

**В.М. Яременко**, канд. техн. наук, **П.Ю. Лютко**, асп.

*ННЦ «ІМЕСГ»;*

**В.В. Яременко**, канд.техн. наук

*НУБіП України*

---

*Наведено характерні для гідрофікованих механізмів сільськогосподарської техніки показники роботоздатності та їх зміни в процесі експлуатації. Встановлено граничні значення показників роботоздатності гідрофікованих механізмів та обґрунтовано відповідні їм діагностичні параметри. Визначено*

---

© В.М. Яременко, П.Ю. Лютко, В.В. Яременко.

Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 96. 2012.

*но характер зношення основних деталей гідроагрегатів та їх співвідношення з граничними значеннями показників роботоздатності техніки.*

**Ключові слова:** *технічна діагностика, об'ємний гідропривод, сільськогосподарська техніка, гідронасоси, гідромотори, діагностичні параметри.*

---

**Проблема.** Безпечність і ефективність використання сільськогосподарської техніки визначається рівнем роботоздатності її складових частин. Роботоздатність кожної складової частини техніки оцінюється можливістю виконання нею відповідних функцій. Втрата роботоздатності складової частини, як правило, призводить до втрати роботоздатності техніки в цілому. Гідроприводи представляють собою складну систему функціонально взаємозалежних і взаємоузгоджених створювачів і споживачів енергії потоку робочої рідини, а також контрольно-регулюючої апаратури. Тому втрата роботоздатності окремої складової частини призводить до втрати роботоздатності гідрофікованого механізму і машини в цілому. Як машина в цілому, так і її складові частини характеризуються відповідними показниками роботоздатності, за якими дається оцінка технічного стану за результатами технічного діагностування. Встановлення граничного стану гідроприводів і їх складових частин потребує обґрунтованих граничних значень діагностичних параметрів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Параметри граничного стану гідрофікованих механізмів зазначаються у відповідних нормативних документах на машину (паспорт, технічні умови на виготовлення, інструкція з експлуатації тощо). Граничне значення параметра відповідає такому стану об'єкта, коли його подальша експлуатація стає небезпечною, технічно неможливою або економічно не вигідною.

Для гідрофікованих механізмів, які застосовуються на сільськогосподарській техніці, нормативними документами [1, 2, 3] встановлено такі граничні значення параметрів технічного стану:

- зусилля для обертання рульового колеса не більше 30 Н, якщо працює насос живлення і не більше 600 Н, якщо не працює насос живлення;
- частота обертання рульового колеса має забезпечуватись не менше  $1\text{с}^{-1}$ , якщо частота обертання колінчастого вала двигуна перевищує 60 % номінального значення;
- повертання керованих коліс на повний кут (з однієї крайньої позиції в іншу) має здійснюватись не більше, ніж за 6 обертів рульового колеса при працюючому насосі живлення;

- швидкість сковзання рульового колеса має бути не більше  $0,05 \text{ c}^{-1}$ ;
- тривалість повного підймання навісної машини або вантажу номінальної маси не більше 6 с;
- тривалість повного опускання навісної машини або вантажу номінальної маси не менше 2 с;
- перемикання передач трансмісії трактора має відбуватися без розриву потоку потужності;
- зменшення потужності потоку робочої рідини на виході насоса і створюваної гідромотором гідропривода ходової системи комбайна не більше 20 % від номінальної.

**Мета досліджень.** Обґрунтувати граничні значення діагностичних параметрів гідроприводів сільськогосподарської техніки, на основі яких визначається залишковий ресурс гідроагрегатів і прогнозується термін їх подальшого експлуатування.

**Результати досліджень.** Технічний стан складових частин гідроприводів у процесі експлуатації змінюється в залежності від зносу поверхонь деталей, що призводить до зміни показників роботоздатності гідрофікованих механізмів. Характер зміни показників роботоздатності гідрофікованих механізмів розглянуто для трактора ПМЗ-8244 та комбайна „Славутич”.

Частота (швидкість) обертання рульового колеса, з якою оператор має можливість здійснювати повертання керованих коліс, кінематично пов’язана і відстежується з швидкістю переміщення поршня гідроциліндра:

$$V_{\Pi} = \frac{Q_1}{F_1}, \quad (1)$$

де  $V_{\Pi}$  – швидкість переміщення поршня гідроциліндра, см/с;  $F_1$  – площа поршня гідроциліндра, см<sup>2</sup>;  $Q_1$  – ефективна подача робочої рідини в порожнину гідроциліндра для забезпечення переміщення поршня з потрібною швидкістю, см<sup>3</sup>/с

$$Q_1 = n_1 \cdot q_1 - (\Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3), \quad (2)$$

де  $n_1$  – частота обертання приводного вала насоса живлення, с<sup>-1</sup>;  $q_1$  – робочий об’єм насоса живлення, см<sup>3</sup>;  $\Delta Q_1$  – втрата робочої рідини в спряженнях деталей насоса живлення, см<sup>3</sup>/с;  $\Delta Q_2$  – втрата робочої рідини в спряженнях деталей насоса-дозатора, см<sup>3</sup>/с;  $\Delta Q_3$  – втрата робочої рідини в спряженнях деталей гідроциліндра рульового керування, см<sup>3</sup>/с;

За результатами експериментальних досліджень встановлено зако-



номірності зміни втрати робочої рідини в гідроагрегатах через зазори в спряженнях деталей, які утворились внаслідок зношення поверхонь деталей:

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_{1,1} + \Delta Q_{1,2} + \Delta Q_{1,3} + \Delta Q_{1,4} = \left[ (47,1\delta_{1,1}^2 + 74,4\delta_{1,1} - 9) + (18,9\delta_{1,2}^2 + 12,6\delta_{1,2} - 1,9) + (8,6\delta_{1,3}^2 + 16,8\delta_{1,3} - 3,8) + (27,1\delta_{1,4}^2 + 48,3\delta_{1,4} - 8,4) \right]; \quad (3)$$

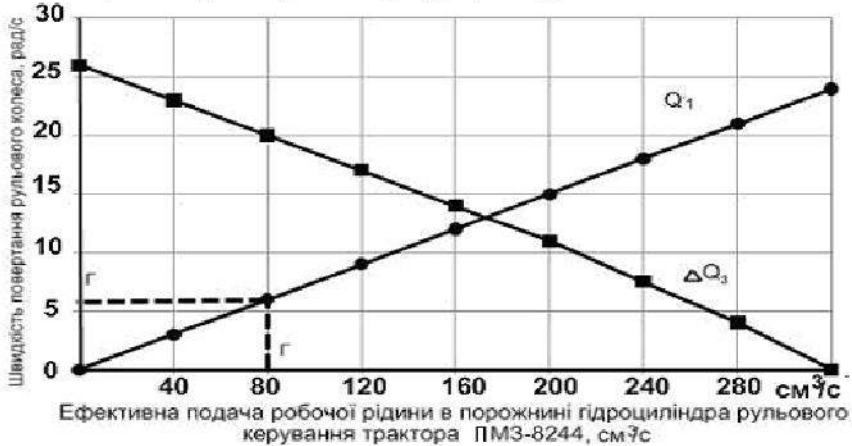
$$\Delta Q_2 = \Delta Q_{2,1} + \Delta Q_{2,2} = \left[ (1138,1\delta_{2,1}^2 - 300,3\delta_{2,1} + 21,5) + (194,1\delta_{2,2}^2 - 39,7\delta_{2,2} + 4,1) \right]; \quad (4)$$

$$\Delta Q_3 = \Delta Q_{3,1} + \Delta Q_{3,2} = \left\{ [\pi D_1 H (h_n - h_s) n / 2] + [\pi d_1 H (h_n - h_s) n / 2] \right\}, \quad (5)$$

де  $\Delta Q_{1,1}$ ,  $\Delta Q_{1,2}$ ,  $\Delta Q_{1,3}$ ,  $\Delta Q_{1,4}$  – втрата робочої рідини в спряженнях деталей “корпус- головки зубів шестерень”, “підшипник-торець зуба шестерні”, “підшипник-вал шестерні”, “корпус-підшипник” шестеренного насоса типу НШ10, см<sup>3</sup>/с;  $\delta_{1,1}$ ,  $\delta_{1,2}$ ,  $\delta_{1,3}$ ,  $\delta_{1,4}$  – зазори в спряженнях деталей “корпус-головки зубів шестерень”, “підшипник-торець зуба шестерні”, “підшипник-вал шестерні”, “корпус-підшипник” шестеренного насоса типу НШ10, см;  $\Delta Q_{2,1}$ ,  $\Delta Q_{2,2}$  – втрата робочої рідини в спряженнях деталей “корпус-золотник розподільника”, “блок циліндрів-поршень” насоса-дозатора НД-80К, см<sup>3</sup>/с;  $\delta_{2,1}$ ,  $\delta_{2,2}$  – зазори в спряженнях деталей “корпус-золотник розподільника”, “блок циліндрів-поршень” насоса-дозатора НД-80К, см;  $\Delta Q_{3,1}$ ,  $\Delta Q_{3,2}$  – втрата робочої рідини в спряженнях деталей “корпус-поршень-шток”, “кришка-шток” гідроциліндра, см<sup>3</sup>/с;  $D_1$  – діаметр поршня гідроциліндра рульового керування, см;  $H_1$  – хід поршня гідроциліндра рульового керування, см;  $d_1$  – діаметр штока гідроциліндра рульового керування, см;  $n$  – кількість подвійних ходів поршня гідроциліндра;  $(h_n - h_s)$  – різниця приведених товщин плівок робочої рідини в зоні контакту ущільнення при прямому та зворотному ходах, см.

Зменшення ефективної подачі робочої рідини в порожнини гідроциліндра, спричиненого збільшенням втрат робочої рідини в гідроагрегатах внаслідок зношення поверхонь деталей у процесі експлуатації, призводить до зменшення швидкості повертання рульового колеса і керованих коліс (рис. 1). Граничне значення швидкості повертання рульового колеса 6,28 рад/с відповідає граничному значенню ефективної подачі робочої рідини в безштокову порожнину гідроциліндра 80 см<sup>3</sup>/с (4,8 л/хв.) при частоті обертання колінчастого вала двигуна більше 60 % номінального значення. При цьому граничне значення

об'ємного ККД гідропривода становить 0,397. За результатами проведених досліджень встановлено, що загальна втрата робочої рідини гідропривода між гідроагрегатами розподіляється так: насос живлення – 82 %; насос-дозатор – 17 %; гідроциліндр – 1 %.



**Рис. 1.** Залежність швидкості повертання рульового колеса трактора ПМЗ-8244 від ефективної подачі робочої рідини в безштокову порожнину гідроциліндра та загальних втрат робочої рідини в гідроагрегатах:  $Q_1$  – ефективна подача робочої рідини, см<sup>3</sup>/с;  $\Delta Q_3 = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3$  – загальна втрата робочої рідини в гідроагрегатах, см<sup>3</sup>/с;  $n = 2200$  об/хв ( $36,7$  с<sup>-1</sup>) – частота обертання колінчастого вала двигуна;  $\Delta P = 10$  МПа – перепад тиску робочої рідини в порожнинах гідроциліндра

Тривалість повного підймання навісної машини або вантажу номінальної маси (для трактора ПМЗ-8244 номінальна маса вантажу становить 1150 кг) визначається за формулою:

$$t = \frac{Q_2}{V}, \quad (6)$$

де  $t$  – тривалість повного підймання навісної машини, с;  $Q_2$  – ефективна подача робочої рідини в порожнину гідроциліндра навісного пристрою, см<sup>3</sup>/с;  $V$  – об'єм порожнини гідроциліндра навісного пристрою, яку потрібно заповнити робочою рідиною для виконання повного переміщення поршня, см<sup>3</sup>.

Об'єм порожнин гідроциліндра визначається за формулами:

$$V_{\delta.ш.} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L_2, \quad (7)$$

$$V_{ш} = \frac{\pi(D_2^2 - d_2^2)}{4}, \quad (8)$$

де  $V_{\delta_{ш}}$ ,  $V_{ш}$  – об’єм відповідно безштокової і штокової порожнин гідроциліндра навісного пристрою, см<sup>3</sup>;  $D_2$  – діаметр поршня гідроциліндра навісного пристрою, см;  $d_2$  – діаметр штока гідроциліндра навісного пристрою, см;  $L_2$  – хід поршня гідроциліндра навісного пристрою, см.

Ефективна подача робочої рідини в порожнини гідроциліндра визначається за формулою:

$$Q_2 = n_2 \cdot q_2 - (\Delta Q_4 + \Delta Q_5 + \Delta Q_6), \quad (9)$$

де  $q_2$  – робочий об’єм насоса навісного пристрою трактора, см<sup>3</sup>;  $n_2$  – частота обертання приводного вала насоса, с<sup>-1</sup>;  $\Delta Q_4$ ,  $\Delta Q_5$ ,  $\Delta Q_6$  – втрата робочої рідини відповідно в насосі, розподільнику, гідроциліндрі, см<sup>3</sup>/с.

$$\Delta Q_4 = \Delta Q_{4,1} + \Delta Q_{4,2} + \Delta Q_{4,3} + \Delta Q_{4,4} = [(13420\delta_{4,1}^2 - 2292,4\delta_{4,2} + 100,8) + (4606,8\delta_{4,2}^2 - 836,4\delta_{4,2} + 38,6) + (2275,2\delta_{4,3}^2 - 1554,9\delta_{4,3}^2 + 27,3) + (1149,4\delta_{4,4}^2 - 400\delta_{4,4} - 17,1)], \quad (10)$$

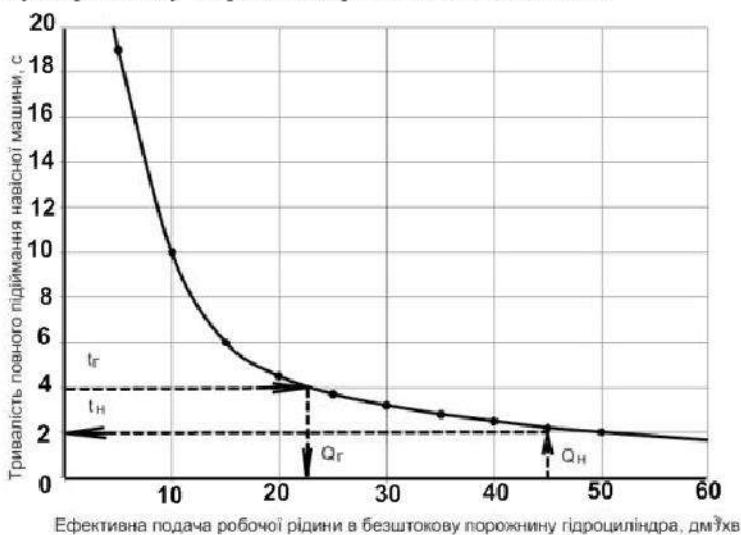
$$\Delta Q_5 = \Delta Q_{5,1} + \Delta Q_{5,2} + \Delta Q_{5,3} = [3(0,84\delta_{5,1}^2 - 2,07\delta_{5,1} + 1,35) + \Delta Q_{5,2} + \Delta Q_{5,3}], \quad (11)$$

$$\Delta Q_6 = \Delta Q_{6,1} + \Delta Q_{6,2} = \left\{ [\pi D_2 H_2 (h_n - h_s) n / 2] + [\pi d_2 H_2 (h_n - h_s) n / 2] \right\}, \quad (12)$$

де  $\Delta Q_{4,1}$ ,  $\Delta Q_{4,2}$ ,  $\Delta Q_{4,3}$ ,  $\Delta Q_{4,4}$  – втрата робочої рідини в спряженнях деталей “корпус-головка зуба шестерні”, “втулка-торець зуба шестерні”, “втулка-вал шестерні”, “корпус-втулка” шестеренного насоса типу НШ 32У, см<sup>3</sup>/с;  $\delta_{4,1}$ ,  $\delta_{4,2}$ ,  $\delta_{4,3}$ ,  $\delta_{4,4}$  – зазори в спряженнях деталей “корпус-головка зуба шестерні”, “втулка-торець зуба шестерні”, “втулка-вал шестерні”, “корпус-втулка” шестеренного насоса типу НШ 32У, см;  $\Delta Q_{5,1}$ ,  $\Delta Q_{5,2}$ ,  $\Delta Q_{5,3}$  – втрата робочої рідини в спряженнях деталей “корпус-золотник”, “перепускний клапан-сідло”, “запобіжний клапан-гніздо” гідророзподільника, см<sup>3</sup>/с;  $\delta_{5,1}$  – зазор в спряженні “корпус-золотник” гідророзподільника, см;  $\Delta Q_{6,1}$ ,  $\Delta Q_{6,2}$  – втрата робочої рідини в спряженнях “корпус-поршень-шток”, “кришка-шток” гідроциліндра, см<sup>3</sup>/с.

Встановлено, що зношення поверхонь деталей гідроагрегатів призводить до збільшення зазорів у спряженнях деталей і до збільшення

втрат робочої рідини. Збільшення втрат робочої рідини в спраженнях деталей гідроагрегатів спричинює зменшення ефективної подачі робочої рідини в порожнини гідроциліндра, що призводить до зменшення тривалості виконання технологічної операції відповідним гідромеханізмом. На рис. 2 представлена залежність повного підймання навісної машини номінальної маси від ефективної подачі робочої рідини в безштокову порожнину гідроциліндра. Експлуатаційними випробуваннями при виконанні різних технологічних операцій сільськогосподарськими машинами встановлено вплив тривалості підймання навісної машини на продуктивність агрегату та обґрунтовано ознаки їх граничного стану [2, 4]. Для тракторів класу ПМЗ-8244 техніко-економічні показники виконання технологічних операцій з застосуванням навісних машин при зменшенні тривалості їх підймання погіршуються. Ознакою граничного стану гідропривода навісного пристрою тракторів зазначеного класу є тривалість повного підймання навісної машини більше 4 с, що зумовлюється подачею робочої рідини в безштокову порожнину гідроциліндра менше 23,6 дм<sup>3</sup>/хв.



**Рис. 2.** Залежність тривалості повного підймання навісної машини трактором ПМЗ 8244 від ефективної подачі робочої рідини в безштокову порожнину гідроциліндра:  $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$  – номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна;  $\Delta P = 10 \text{ МПа}$  – перепад тиску робочої рідини в порожнинах гідроциліндра

Технічний стан гідропривода коробки передач трактора оцінюється за значенням часу перехідного процесу перемикання передач від початку вимикання однієї гідромуфти до закінчення вмикання другої гідромуфти, а також тривалістю перекриття передач. За результатами досліджень, наведених у праці [5], час перемикання передач, у залежності від тривалості (наробітку) експлуатації трактора, змінюється в діапазоні від 0,5 с до 1,2 с. Це пояснюється збільшенням зазорів у спряженнях деталей внаслідок зношення поверхонь, через які збільшуються втрати робочої рідини і зменшується об'ємний ККД гідропривода. Встановлено, що нормальне функціонування гідропривода коробки передач можливе при об'ємному ККД 0,6 - 0,9. Виходячи з цього, граничне значення ефективної подачі робочої рідини в порожнини гідромуфт має бути не менше 20 дм<sup>3</sup>/хв.

Ефективність гідропривода ходової системи комбайна оцінюється загальним коефіцієнтом корисної дії:

$$\eta_3 = \frac{N_M}{N_H} = \frac{Q_M \cdot \Delta P_M \cdot \eta_M \cdot \eta_H}{Q_3 \cdot \Delta P_H} \quad (13)$$

де  $\eta_3$  – загальний ККД гідропривода;  $N_M$  – потужність на вихідному валу гідромотора, кВт;  $N_H$  – потужність для приводу гідронасоса, кВт;  $Q_4$  – ефективна витрата робочої рідини в гідромоторі, дм<sup>3</sup>/с;  $\Delta P_M$  – перепади тиску робочої рідини в гідромоторі та гідронасосі, МПа;  $\eta_M$ ,  $\eta_H$  – ККД гідромотора та гідронасоса;  $Q_3$  – ефективна подача робочої рідини насоса, дм<sup>3</sup>/с.

$$Q_3 = q_3 \cdot n_3 - (\Delta Q_7 + \Delta Q_8 + \Delta Q_9) = q_3 \cdot n_3 - \left[ (22441,3\delta_{7,1}^2 - 70,2\delta_{7,1} - 24,2) + (4625,87\delta_{8,1}^2 + 8339,57\delta_{8,1} - 137,39) + \left( \frac{n\Delta P\delta_{9,1} \cdot q}{6 \cdot \gamma \cdot y \cdot \ln R / R_{o.n.}} + \frac{V_{o.n.} \cdot \delta_{9,1}}{2} \right) Z \right]; \quad (14)$$

$$Q_4 = Q_3 - (\Delta Q_{10} + \Delta Q_{11} + \Delta Q_{12} + \Delta Q_{13}) = Q_3 - \left[ (22441,3\delta_{10,1}^2 - 70,2\delta_{10,1} - 24,2) + (4625,87\delta_{11,1}^2 + 8339,57\delta_{11,1} - 137,39) + \left( \frac{n\Delta P_M\delta_{12,1} \cdot q}{6 \cdot \gamma \cdot y \cdot \ln R / R_{o.n.}} + \frac{V_{o.n.} \cdot \delta_{12,1}}{2} \right) Z \right] + (1756,9\delta_{13,1}^2 + 2642,39\delta_{13,1} - 52,03); \quad (15)$$

де  $\Delta Q_7$ ,  $\Delta Q_8$ ,  $\Delta Q_9$  – втрата робочої рідини в спряженнях “приставне дно-розподільник”, “блок циліндрів-плунжер”, “п’ята плунжера-диск опорний” аксіально-поршневого насоса, см<sup>3</sup>/с;  $\Delta Q_{10}$ ,  $\Delta Q_{11}$ ,  $\Delta Q_{12}$ ,  $\Delta Q_{13}$  – втрата робочої рідини у спряженнях “приставне дно-розподільник”, “блок циліндрів-плунжер”, “п’ята



плунжера-диск опорний” аксіально-поршневого гідромотора,  $\text{см}^3/\text{с}$ ;  $\delta_{7,1}$ ,  $\delta_{8,1}$ ,  $\delta_{9,1}$  – зазор в спраженнях “приставне дно - розподільник”, “блок циліндрів-плунжер”, “п’ята плунжера-диск опорний” аксіально-поршневого насоса,  $\text{см}$ ;  $\delta_{10,1}$ ,  $\delta_{11,1}$ ,  $\delta_{12,1}$ ,  $\delta_{13,1}$  – зазор у спраженнях “приставне дно-розподільник”, “блок циліндрів-плунжер”, “п’ята плунжера-диск опорний” аксіально-поршневого гідромотора,  $\text{см}$ ;  $q_3$  – робочий об’єм аксіально-поршневого насоса,  $\text{см}^3$ ;  $n$  – частота обертання приводного вала аксіально-поршневого насоса,  $\text{с}^{-1}$ ;  $V_{\text{д.н.}}$ ,  $V_{\text{д.м.}}$  – швидкість відносного переміщення поверхонь п’яти плунжера та диска опорного аксіально-поршневого насоса та гідромотора,  $\text{см}/\text{с}$ ;  $q$  – прискорення сили тяжіння,  $\text{см}/\text{с}^2$ ;  $\gamma$  – коефіцієнт кінематичної в’язкості робочої рідини,  $\text{см}^2/\text{с}$ ;  $y$  – об’ємна вага робочої рідини,  $\text{кг}/\text{см}^3$ ;  $R$  – радіус зовнішньої поверхні п’яти плунжера аксіально-поршневого насоса та гідромотора,  $\text{см}$ ;  $R_0$  – радіус внутрішньої поверхні п’яти плунжера аксіально-поршневого насоса та гідромотора,  $\text{см}$ ;  $Z$  – кількість плунжерів з п’ятами, шт.

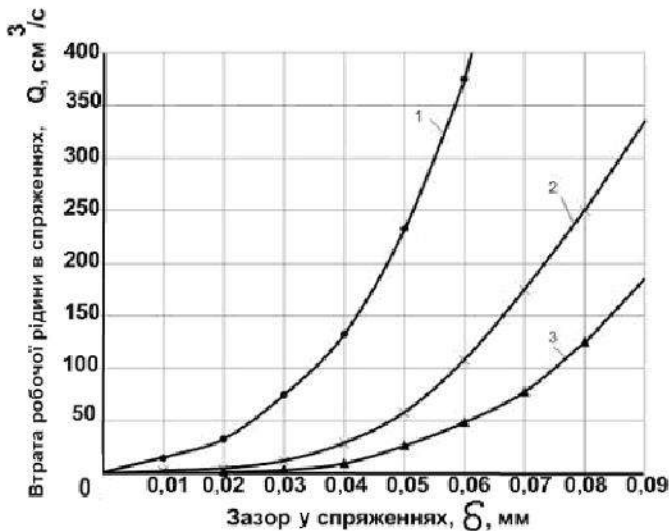
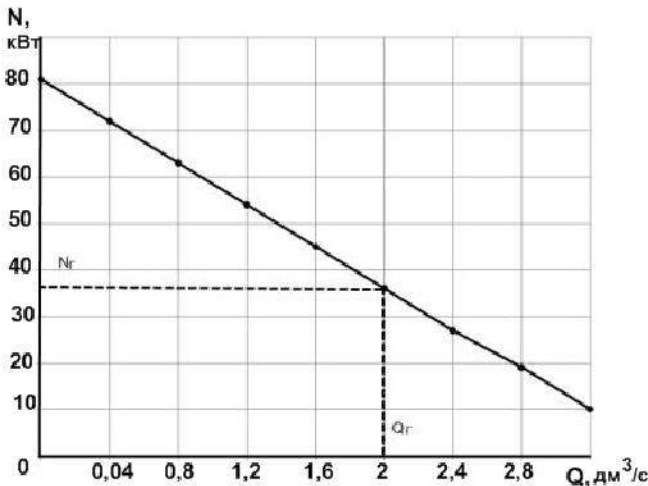


Рис. 3. Залежність загальних втрат робочої рідини ( $\Delta Q$ ) в спраженнях «втулка блока циліндрів – плунжер» (1), «корпус – золотник клапанної коробки» (2), «приставне дно – розподільник» (3) аксіально-поршневих насоса та гідромотора від зазору в спраженнях:  $\Delta P = 22 \text{ МПа}$  – перепад тиску в спраженнях;  $n = 33,33 \text{ с}^{-1}$  - частота обертання приводного вала насоса

За результатами проведених досліджень встановлено залежності витрат робочої рідини в основних спряженнях деталей аксіально-поршневих насосів і гідромоторів від зазорів у цих спряженнях, які є наслідком зношення робочих поверхонь деталей (див. рис. 3). Збільшення витрат робочої рідини в спряженнях деталей насоса та гідромотора призводить до зменшення потужності потоку робочої рідини на виході з насоса, а також зменшення потужності на вихідному валу гідромотора:

$$N_T = \frac{Q_T \cdot \Delta P}{61,2}, \quad (16)$$

де  $N_T$  – теоретична потужність насоса та гідромотора, кВт;  $Q_T$  – теоретична подача робочої рідини насосом на вхід гідромотора,  $\text{дм}^3/\text{хв.}$ ;  $\Delta P$  – перепад тиску робочої рідини в гідроагрегаті, МПа.



**Рис. 4.** Залежність створюваної потужності (N) на вихідному валу гідромотора МП-112 від загальних витрат робочої рідини ( $\Delta Q$ ) в спряженнях деталей системи високого тиску насоса та гідромотора:  $\Delta P = 25,5$  МПа - перепад тиску робочої рідини в спряженнях деталей гідроагрегатів;  $n = 33,33 \text{ с}^{-1}$  - частота обертання приводного вала насоса

Критерієм граничного стану аксіально-поршневих насосів і гідромоторів, регламентованих нормативним документом [ 3 ], є зниження коефіцієнта подачі не більше, ніж на 20 % від номінального значення 0,93. Виходячи з цих вимог, граничне значення витрат робочої рідини

окремо для насоса НП112-1 і гідромотора МП112-1 гідропривода ходової системи зернозбирального комбайна «Славутич» становить  $0,997 \text{ дм}^3/\text{с}$ , а загальні втрати для гідропривода мають бути не більше  $1,994 \text{ дм}^3/\text{с}$ . При цьому потужність гідропривода зменшиться з номінальної 82 кВт до граничної 37 кВт (див. рис.4).

Обґрунтовані граничні значення діагностичних параметрів є основою в процесі технічного діагностування для встановлення фактичного залишкового ресурсу гідроагрегатів та прогнозування терміну їх подальшого експлуатування.

### Висновки

1. Граничним значенням діагностичного параметра гідропривода, що відповідає граничному значенню показника роботоздатності рульового керування трактора ПМЗ 8244 за частотою обертання рульового колеса не менше  $1 \text{ с}^{-1}$ , є ефективна подача робочої рідини в порожнину гідроциліндра (при перепаді тиску 10 МПа) не менше  $80 \text{ см}^3/\text{с}$  (4,8 л/хв).

2. Для гідропривода навісного пристрою трактора ПМЗ8244 граничне значення діагностичного параметра за ефективною подачею робочої рідини в порожнині гідроциліндра становить  $393 \text{ см}^3/\text{с}$  (23,6 л/хв.), що відповідає граничному значенню тривалості підйманню навісної машини номінальної маси не більше 4 с.

3. Зменшення потужності створюваної на вихідному валу гідромотора ходової системи комбайна „Славутич” з 82 кВт до 37 кВт є наслідком збільшення втрат робочої рідини в спряженнях основних деталей насоса та гідромотора до граничного значення  $997 \text{ см}^3/\text{с}$  (60 л/хв).

---

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. *ГОСТ 28174-89* Тракторы и сельскохозяйственные машины. Объемный гидропривод рулевого управления. Общие технические требования. – Введ. 01.01.91.- М.: Изд-во стандартов. 1989. – 3 с.
2. *Кальбус Г.Л.* Основы эксплуатации навесных систем тракторов. К.: Изд-во Украинской академии сельскохозяйственных наук. – 1962. – 212 с.
3. *ДСТУ 2192-93* Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. Загальні технічні вимоги. – Введ. 01.07.94. – К: Держстандарт України, 1993. – 32 с.
4. *Лурье А.Б.* Динамика регулирования навесных

сельскохозяйственных агрегатов. Л.: Машиностроение. – 1969. – 287 с.

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

---

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

*Представлено характерные для гидрофицированных механизмов сельскохозяйственной техники показатели работоспособности и их изменения в процессе эксплуатации. Определены предельные значения показателей работоспособности гидрофицированных механизмов и обосновано соответствующие им диагностические параметры. Установлен характер изнашивания основных деталей гидроагрегатов и их соотношение с предельными значениями показателей работоспособности техники.*

**Ключевые слова:** *техническая диагностика, объемный гидропривод, сельскохозяйственная техника, гидронасосы, гидромоторы, диагностические параметры.*

### **SUBSTANTIATION OF LIMIT VALUES OF DIAGNOSTIC PARAMETERS OF HYDRAULIC DRIVES OF AGRICULTURAL MACHINERY**

*Given are operability indices, which are characteristic for hydroficated mechanisms of agricultural machinery, and their changes during operation. Evaluated are limit values of the operability indices of hydroficated mechanisms, and relevant diagnostic parameters are substantiated. Studied is the wear pattern of main parts of hydraulic units and their relation to the limit values of the operability indices of machinery.*

**Key words:** *technical diagnostics, hydrostatic power drive, agricultural machinery, hydraulic pumps, diagnostic parameters.*