

7.2 Логістичний підхід до формування показників довговічності гідроприводів будівельних і дорожніх машин

Поняття - відображення в мисленні істотних властивостей, зв'язків і відношень предметів або явищ. Основна логічна функція поняття - виокремлення спільного, яке досягається за допомогою відволікання від усіх особливостей окремих предметів. Виходячи з цих визначень, машинобудівна логістична система гідроприводів пов'язана з проблемами, пов'язаними з розробкою конструкції, технологією, виробництвом і експлуатацією відповідної машини. Ці проблеми виникли у 80-х роках через збільшення попиту на продукцію, що має у своєму складі гідропривод. Багато фірм почали проводити дослідження в галузі просування застосування гідроприводу, скорочення витрат і збільшення енергоефективності. У зв'язку з цим у машинобудуванні сформувалося нове поняття, запозичене з економіки, - логістика. В економічній сфері діяльності логістика - управління матеріальними, інформаційними та людськими потоками з метою їх оптимізації (мінімізації витрат). Перша згадка цього слова зустрічається у французькій мові, воно являє собою військовий термін, що означає мистецтво перевезень, постачання та розміщення військових підрозділів. Нині в літературі наводиться велика кількість інтерпретацій поняття логістики. Основне завдання логістики полягає в оптимізації параметрів, що керують процесом продуктивності машини (ефективністю експлуатації). Конструкція сучасної будівельно-дорожньої машини містить у собі гідропривод, до складу якого входять різні елементи. Логістичний підхід до формування гідроприводу має містити в собі методологію розроблення раціональних методів управління матеріальними та інформаційними потоками (передача, зберігання та обробка), націленими на їхню оптимізацію. З цього випливає, що машинобудівну логістичну структуру гідроприводу можна отримати, маючи в своєму розпорядженні наявність інформаційної розробки діагностичних параметрів і відповідний вибір оптимальних режимів

експлуатації. У чому виражається концепція або принципи машинобудівної логістичної системи гідроприводу, розглянемо на такому прикладі елементарної схеми гідроприводу (рис. 1).

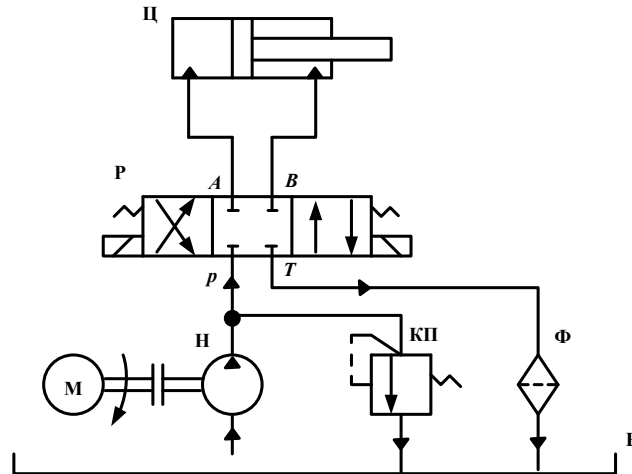


Рисунок. 1 Гідравлічна принципова схема об'ємного гідроприводу з
гідроциліндром

Б – гідробак; Н - насос; Р - розподільник; ГЦ - гідроциліндр; Ф - фільтр; КП - клапан запобіжний.

Якщо розглянути гідравлічну схему в логістичній інтерпретації, то вона набуває такого вигляду (рис. 2). Між відповідними елементами необхідно встановити взаємозв'язки. Ці взаємозв'язки будуть основними у формуванні оптимальної роботи гідроприводу. Для перенесення енергії та отримання інформації про параметри робочої рідини перейдемо до основних параметрів потоку робочої рідини гідропривода: переріз трубопроводу, витрата, середня швидкість руху рідини.

З цього випливає, що машинобудівну логістичну структуру гідроприводу можна отримати, маючи в своєму розпорядженні наявність інформаційної розробки діагностичних параметрів і відповідний вибір оптимальних режимів експлуатації.

Досліджуємо зв'язок між структурними та діагностичними параметрами гідроагрегатів у складі гідроприводу. Технічний стан гідроагрегатів

визначається їхніми внутрішніми витоками, значення яких залежить від величини зазорів [255,256,259...261]. У процесі експлуатації ці зазори збільшуються, що призводить до збільшення внутрішніх витоків і перерозподілу витрати робочої рідини в усьому гідроприводі. Тому зв'язок між структурними та діагностичними параметрами гідроагрегатів може бути встановлений на основі рівняння витрати робочої рідини

$$F_0 = nV_0 - \sum_{i=1}^n Q_i - \Pi_{\text{гд}} = 0, \quad (1)$$

$$F_0 = nV_0 - Q_n \left(p, t, n, \sum_{i=1}^{n1} S_{i\text{н}} \right) - Q_p \left(p, t, \sum_{j=1}^{n2} S_{j\text{р}} \right) - Q_{\text{гд}} \left(p, t, \sum_{m=1}^{n3} S_{m\text{гд}} \right) - \Pi_{\text{гд}} = 0 \quad (2)$$

де nV , $Q_0 \Sigma_i$, $\Pi_{\text{гд}}$ - відповідно подача, внутрішні витоки в гідроагрегатах і продуктивність, що витрачається на виконання робочої операції гідромотором або гідроциліндром (гідродвигуном).

Під час здійснення статопараметричного методу використовують такі діагностичні параметри [255, 256]: вимірюють і підтримують постійними частоту обертання насоса, тиск і температуру робочої рідини (n , p , t - відтворювані параметри), а за зміною продуктивності (визначальний параметр), яка вимірюється в кожного діагностованого гідроагрегата, визначають технічний стан цих гідроагрегатів. Рівняння витрати (1) перетворюється в таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} F_1 = nV_0 - Q_n - \Pi_n = 0, \\ F_2 = nV_0 - Q_n - Q_p - \Pi_p = 0 \\ F_3 = nV_0 - Q_n - Q_p - Q_{\text{гм}} - \Pi_{\text{гд}} = 0. \end{cases} \quad (3)$$

де $\Pi_{\text{гд}} = n V_{\text{гмогм}}$ - для гідромотора; $\Pi_{\text{гд}} = v f_{\text{гцгц}}$ - для гідроциліндра.

Якщо розв'язати отриману систему рівнянь послідовною підстановкою, отримаємо систему рівнянь F_1, F_5, F_6 або F_7 , (3... 5 або 6, табл. 1) для визначення технічного стану гідроагрегатів у складі гідроприводу. З урахуванням параметрів, які в процесі діагностування залишаються постійними, зв'язок між структурними та діагностичними параметрами визначається рівняннями (2.7 або 2.8, табл.1). Із цих же рівнянь отримуємо таку систему визначальних діагностичних параметрів для поагрегатного діагностування: величина зазорів у насосі оцінюється за його продуктивністю Π_n , у розподільнику і гідромоторі (гідроциліндрі), - за різницею продуктивностей до і після діагностованих гідроагрегатів - $\Pi_n - \Pi_p$; $\Pi_p - n V_{гм0гм}$ (3... 5 або 6, табл. 1).

Поагрегатне діагностування вимагає встановлення діагностичного обладнання біля кожного гідроагрегата, що істотно збільшує витрати і зменшує ефективність діагностування. Для вимірювання діагностичних параметрів, що визначають технічний стан гідромоторів і гідроциліндрів ($\Pi_p - n V_{гм0гм}$, $\Pi_p - V f_{гцгц}$), потрібен спеціальний дорогий, складний і металомісткий гальмівний або навантажувальний стенд, який дає змогу створити потрібний тиск у гідроприводі та виміряти оберти гідромотора за цього тиску або швидкість руху штока гідроциліндра. Для гідромотора, як і для гідроциліндра, неприйнятне, на відміну від насоса або розподільника, створення необхідного тиску за допомогою дроселя, оскільки такий дросель порушує їхню роботу і спотворює характер внутрішніх витоків.

Функціональне поагрегатне діагностування здійснюється за схемою, наведеною на рис. 1, а.

Розглянемо, як змінюватиметься витрата на виході насоса, якщо в ділянку високого тиску, створюваного цим насосом, послідовно під'єднувати діагностовані гідроагрегати (розподільник, потім гідромотор або гідроциліндр).

$$\begin{aligned} \Pi_n &= nV_o - Q_n, \\ \Pi_p &= nV_o - Q_n - Q_p = P_p, \\ n_{gm} V_{o_{gm}} &= nV_o - Q_n - Q_p - Q_{gm} = P_{gm}. \\ V_{gc} f_{gc} &= nV_o - Q_n - Q_p - Q_{gc} = P_{gc}, \end{aligned} \quad (4)$$

де Π_n , P , P_{gm} , P_{gc} - відповідно значення витрати, що показує один і той самий витратомір під час діагностування насоса, потім розподільника, гідромотора або гідроциліндра в разі послідовного під'єднання цих гідроагрегатів до ділянки високого тиску, створюваного насосом (рис. 2.1, б).

Отримуємо рівну за значеннями систему визначальних діагностичних параметрів, але вимірюваних не в кожного гідроагрегату, а в одній точці гідроприводу:

Π_n , - для насоса;

$\Pi_n - \Pi_p = \Pi_n - P_p$, - для розподільника;

$\Pi_p - n V_{gm0gm} = P_p - P_{gm}$, - для гідромотора, оскільки внутрішні витоки в гідромоторі від частоти його обертання практично не залежать [259, 260];

$\Pi_p - V f_{gc} = P_p - P_{gc}$, - для гідроциліндра.

Використовуючи це явище, можна зменшити кількість устаткування, що вбудовується, здійснюючи діагностування в такий спосіб (рис.1, б). Після вимірювання продуктивності насоса Π_n , послідовно, за допомогою крана K_1 , відкривається доступ робочої рідини до розподільника і потім, за допомогою крана K_2 , до попередньо загальмованого гідромотора (гідроциліндра).

Необхідні діагностичні параметри ($\Pi_n - P_p$, $P_p - P_{gm}$) визначаються за зменшенням потоку робочої рідини на величину внутрішніх витоків спочатку в розподільнику, потім у гідромоторі. У цьому разі одним і тим самим гідротестером визначається технічний стан усіх основних гідроагрегатів і відпадає необхідність у застосуванні спеціальних навантажувальних стендів. Діагностування вимірюванням визначальних параметрів в одній точці гідроприводу можна назвати тестовим, тому що в цьому випадку гідропривод

БДМ виводиться на спеціальний режим роботи, що забезпечує ефективність його діагностування. У гідроприводах БДМ, здебільшого, застосовуються шестеренні насоси [259]. Внутрішні витoki цих насосів складаються з витоків по торцевих Q_T , радіальних Q_P і міжзубових зазорах Q_K [255,259,261]:

$$Q_H = 4Q_T + 2Q_P + Q_K. \quad (5)$$

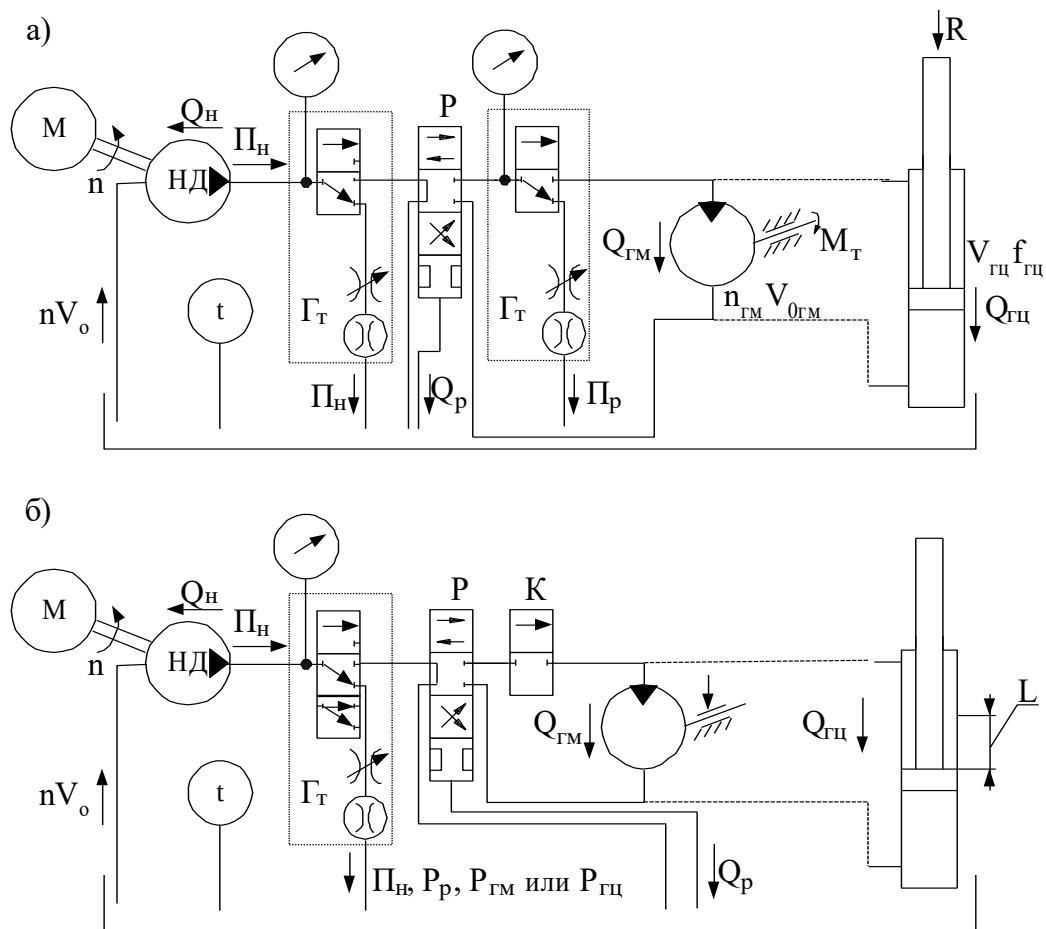


Рисунок 2. Схеми діагностування: а) поагрегатного; б) вимірюванням визначального діагностичного параметра в одній точці гідроприводу

Система визначальних діагностичних параметрів під час діагностування "за
продуктивністю"

1. Поагрегатне діагностування	
Система рівнянь, на основі яких здійснюється діагностування	Зв'язок між структурними та діагностичними параметрами
$F_1 = nV_o - Q_n - \Pi_n = 0 \quad (3)$ $F_5 = \Pi_n - Q_p - \Pi_p = 0 \quad (4)$ $F_6 = \Pi_p - Q_{gm} - n_{gm} V_{ogm} = 0 \quad (5)$ $F_7 = \Pi_p - Q_{gc} - V_{gc} f_{gc} = 0 \quad (6)$	$C_1 - \Pi_n = Q_n = f_1(S_n, C_n)$ $\Pi_n - \Pi_p = Q_p = f_5(S_p, C_p) \quad (7)$ $\Pi_p - n_{gm} V_{gm} = Q_{gm} = f_6(S_{gm}, C_{gm})$ $\Pi_p - V_{gc} f_{gc} = Q_{gc} = f_7(S_{gc}, C_{gc}) \quad (8)$
Система визначальних діагностичних параметрів відповідно для насоса, розподільника, гідромотора - Π , $\Pi_n - \Pi_p$, $\Pi_p - n V_{gm}$	
2. Діагностування вимірюванням визначального параметра в одній точці гідроприводу	
$F_1 = nV_o - Q_n - \Pi_n = 0, \quad (9)$ $F_8 = \Pi_n - Q_p - P_p = 0, \quad (10)$ $F_9 = P_p - Q_{gm} - P_{gm} = 0 \quad (11)$ $F_{10} = P_p - Q_{gc} - P_{gc} = 0 \quad (12)$	$C_1 - \Pi_n = Q_n = f_1(S_n, C_n)$ $\Pi_n - P_p = Q_p = f_5(S_p, C_p) \quad (13)$ $P_p - P_{gm} = Q_{gm} = f_6(S_{gm}, C_{gm})$ $P_p - P_{gc} = Q_{gc} = f_7(S_{gc}, C_{gc}) \quad (14)$
Система визначальних діагностичних параметрів відповідно для насоса, розподільника, гідромотора - Π_n , $\Pi_n - P$, $P_{pp} - P_{gm}$	

У таблиці прийнято такі позначення: nV_o , Π_n , Π_p , $n V_{gm}$, $V f_{gc}$ - відповідно подача, продуктивність насоса, розподільника; продуктивність гідромотора чи гідроциліндра, що витрачається на виконання робочого процесу; C , C , C_{1np} , C_0 чи C_1 - константи, куди входять і значення параметрів гідропривода, які встановлюють під час діагностування постійними (p , t , n).

Значення цих витоків, у свою чергу, визначаються за такими залежностями [260.261]:

$$Q_T = \frac{\pi S_T p t^{1,845} g}{1,275 \cdot 10^4 \gamma \cdot \ln\left(\frac{R_e}{r_1}\right)} - \frac{\pi^2 n S_T^3 (R_e^2 - r_1^2)}{6,375 \cdot 10^4 \cdot \ln\left(\frac{R_e}{r_1}\right)}, \quad (6)$$

$$Q_p = \frac{p t^{1,845} g S_p^3 b}{5,1 \cdot 10^4 \gamma S_e z_k} - 4 \pi n b S_p R_e, \quad (7)$$

$$Q_k = \frac{p t^{1,845} g S_m^3 b}{4,08 \cdot 10^5 \gamma L_c}, \quad (8)$$

де z_k – число зубів шестерні, що контактують із поверхнею корпусу насоса;

t – температура робочої рідини;

$p = p_1 - p_2$ – різниця тисків на вході та виході гідроагрегату;

S_p , S_T , S_m – відповідно величини радіальних зазорів між циліндричними поверхнями корпусу і поверхнями виступів зубів шестерні, торцевих зазорів і міжзубових зазорів;

γ – питома вага рідини;

S_e – довжина зуба по дузі кола виступів;

b – ширина шестерні;

R_e – радіус окружності головок;

r_1 – радіус внутрішньої межі торцевого зазору;

L_c – лінія зминання.

Виразимо всі зазори в насосі через один, наприклад радіальний, ввівши такі коефіцієнти:

$$A_1 = \frac{S_m}{S_p}; \text{ звідки } S_m = A_1 S_p, \quad A_2 = \frac{S_e}{S_p}; \text{ звідки } S_e = A_2 S_p \quad (9,10)$$

Гідромотор і гідронасос для досліджень візьмемо з однаковими конструктивними параметрами, щоб на особливості діагностування гідромотора не впливала відмінність їхніх конструкцій і технічних характеристик.

Надалі, для спрощення записів, позначимо

$$\sum_{i=1}^{n1} S_{in} = S_n; \sum_{j=1}^{n2} S_{jp} = S_p; \sum_{k=1}^{n3} S_{k\Gamma} = S_{\Gamma M}; \sum_{m=1}^{n4} S_{m\Gamma\Gamma} = S_{\Gamma\Gamma} - \text{відповідно суми зазорів у}$$

насосі, розподільнику, гідромоторі або в гідроциліндрі.

$$Q_n = f_1(p, t, n, \sum_{i=1}^{n1} S_{in}) \quad , \quad , \quad Q_p = f_2(p, t, \sum_{j=1}^{n2} S_{jp}) \quad Q_{\Gamma M} = f_3(p, t, n_{\Gamma M}, \sum_{k=1}^{n3} S_{k\Gamma M})$$

$$Q_{\Gamma\Gamma} = f_4(p, t, \sum_{m=1}^{n4} S_{m\Gamma\Gamma}) - \text{відповідно внутрішні витоки в насосі, розподільнику,}$$

гідромоторі або гідроциліндрі; $n1, n2, n3, n4$ - кількість зазорів у гідроагрегатах.

Для проведення подальших досліджень подамо отримані рівняння в розгорнутому вигляді (табл.2).

Діагностування гідроциліндрів практично неможливо провести витратоміром, вбудованим у гідропривод, тобто вловити зміни потоку робочої рідини в гідроприводі на кілька сантиметрів кубічних на хвилину, спричинені навіть граничним погіршенням технічного стану гідроциліндра [1, 2, табл.1].

Технічний стан гідроциліндра в складі гідроприводу визначається тестовим діагностуванням [255, 256, 261]. Визначальним діагностичним параметром у цьому разі є час переміщення на задану відстань штока під впливом різниці тисків у штоковій і поршневій порожнинах, що створюється таким чином (рис. 2, б). Краном перекривається вихід зі штокової порожнини гідроциліндра. У поршневу порожнину під тиском діагностування подається робоча рідина. У поршневій і штоковій порожнинах гідроциліндра внаслідок нерівності їхніх площ виникає різниця тисків, що спричиняє перетікання робочої рідини зі штокової порожнини в поршневу і переміщення гідроциліндра.

Залежності, на основі яких здійснюється діагностування
"за продуктивністю"

1. Поагрегатне діагностування (визначальні діагностичні параметри Π , $\Pi_{\text{нн}}$ - Π_p , $\Pi_p - n V$) _{ГМ0ГМ}
Насос $F_1 = nV_o - Q_n - \Pi_n = nV_o - 4 \cdot \left(\frac{\pi(A_1 S_p)^3 p t^{1.845} g}{1,275 \cdot 10^4 \gamma \cdot \ln\left(\frac{R_e}{r_1}\right)} - \frac{\pi^2 n(A_1 S_p)^3 (R_e^2 - r_1^2)}{6,375 \cdot 10^4 \cdot \ln\left(\frac{R_e}{r_1}\right)} \right) -$ $- 2 \cdot \left(\frac{p t^{1.845} g S_p^3 b}{5,1 \cdot 10^4 \gamma S_e z_k} - 4 \pi m b S_p R_e \right) - \frac{p t^{1.845} g (A_2 S_p)^3 b}{4,08 \cdot 10^5 \gamma L_c} - \Pi_n = 0, \quad (11)$ Розподільник $F_7 = \Pi_n - Q_p - \Pi_p = \Pi_n - \pi p \frac{d_p S_{pa}^3 g}{12 \cdot \left(\frac{0.3 \cdot 50^{1.845}}{t^{1.845}} \right) \gamma L_p} - \Pi_p = 0, \quad (12)$ Гідромотор $F_8 = \Pi_p - Q_{zm} - n_{zm} V_{ozm} = \Pi_p - 4 \cdot \left(\frac{\pi(A_1 S_p)^3 p t^{1.845} g}{1,275 \cdot 10^4 \gamma \cdot \ln\left(\frac{R_e}{r_1}\right)} - \frac{\pi^2 n(A_1 S_p)^3 (R_e^2 - r_1^2)}{6,375 \cdot 10^4 \cdot \ln\left(\frac{R_e}{r_1}\right)} \right) +$ $+ 2 \cdot \left(\frac{p t^{1.845} g S_p^3 b}{5,1 \cdot 10^4 \gamma S_e z_k} - 4 \pi m b S_p R_e \right) + \frac{p t^{1.845} g (A_2 S_p)^3 b}{4,08 \cdot 10^5 \gamma L_c} - n_{zm} V_{ozm} = 0, \quad (13)$
2. Діагностування вимірюванням визначального параметра в одній точці гідроприводу (визначальні параметри Π_n , $\Pi_n - P_p$, $P_p - P$) _{ГМ}
Насос (2.21) Розподільник, за формулою (12), у якій $\Pi_n = P_p$ (F_9, 14) Гідромотор, за формулою (13), у якій $n V_{\text{ГМ0ГМ}} = P_{\text{ГМ}}$ (F_{10}, 15)

У таблиці прийнято такі позначення: n , $n_{\text{ГМ}}$ - частота обертання вала насоса та гідромотора; V_0 , $V_{0\text{ГМ}}$ - робочий об'єм насоса та гідромотора; $V_{\text{ГЦ}}$, $f_{\text{ГЦ}}$ - швидкість руху та площа поршня гідроциліндра; d_p , S_{pa} , L_p - відповідно значення діаметра, зазору та загальної довжини ущільнювальної частини розподільника.

. За швидкістю переміщення визначається технічний стан гідроциліндра.

Таке діагностування можна здійснити на основі такого рівняння

$$F_{11} = Q_{гц} - f_{гц} \frac{L_{т}}{\tau_{т}} = \pi p \left(\frac{f_{гц}}{f_{гц} - f_{ш}} - 1 \right) \frac{d_{гц} S_{гц}^3 g}{12 \cdot \left(\frac{0.3 \cdot 50^{1.845}}{t^{1.845}} \right) \mu L_{гц}} - f_{гц} \frac{L_{т}}{\tau_{т}} = 0, \quad (15)$$

де $L_{т}, \tau_{т}$ – переміщення штока циліндра і час, за який це переміщення відбувається;

$V_{гц} = L_{т} / \tau_{т}$, $f_{гц}$, $f_{ш}$ – відповідно швидкість руху штока гідроциліндра.

Висновок. Дослідження, на основі рівняння витрати робочої рідини в гідроприводі, зв'язку між структурними та діагностичними параметрами гідроагрегатів дало можливість установити систему визначальних діагностичних параметрів для бортового діагностування та можливість одержання цієї системи в "одній точці" гідроприводу. Діагностування гідроагрегатів вимірюванням визначального параметра одним засобом, в "одній точці" гідропривода дає змогу скоротити кількість і вартість бортового обладнання і є, внаслідок цього, найбільш перспективними для гідроприводів БДМ.

Отримані аналітичні залежності дають змогу встановити технічний стан гідроагрегатів – основні параметри довговічності за значенням діагностичного параметру, що залежить від технічного стану діагностованого і всіх гідроагрегатів, що стоять перед ним у гідроприводі та встановити зв'язок між продуктивністю і тиском, як визначальними діагностичними параметрами.