

УДК 621.225.2001.24

На підставі знань сучасних підходів до проектування та визначення стану гідравлічних систем мобільних машин пропонується значно скоротити час на впровадження їх до серійного випуску.

Ключові слова: гідравлічні системи, мобільна машина, проектування, впровадження до серійного випуску.

Постановка проблеми. Розробка сучасних гідрофікованих мобільних машин потребує ще на стадії проектування їх гідравлічних систем передбачити пошук та застосування ефективних засобів діагностування цих гідравлічних систем. Для вирішення цієї проблеми необхідно вивчити стан сучасних наукових досліджень за напрямком проектування гідросистем мобільних машин.

Аналіз літературних джерел. Проектування гідроприводу мобільних машин базується на наукових роботах [1–4], в яких даються рекомендації загального характеру для проведення такої роботи. Деталізований підхід до процесу проектування гідроприводу мобільних машин наведено в науковій роботі [5]. За даними цієї роботи критерієм якості проектування гідроприводу машини являється величина загального коефіцієнта корисної дії (ККД), який повинен знаходитись на рівні 0,6 для гідроприводу зі зворотно-поступальним рухом штока гідроциліндра. В науковій роботі [6] при умові забезпечення вибору відповідних параметрів насоса і гідроциліндра, для заданих вхідних даних гідравлічної системи за сталим рівнем зовнішнього навантаження штока гідроциліндра, величина загального ККД складає значення від 0,523 до 0,668. Дослідженнями, наведеними в роботі [7] при змінному навантаженні штока гідроциліндра гідравлічної системи машини по довжині гільзи гідроциліндра s , м, як показано на рис. 1, величина загального ККД гідравлічної системи цієї ж машини також має змінний характер, як це показано на рис. 2.

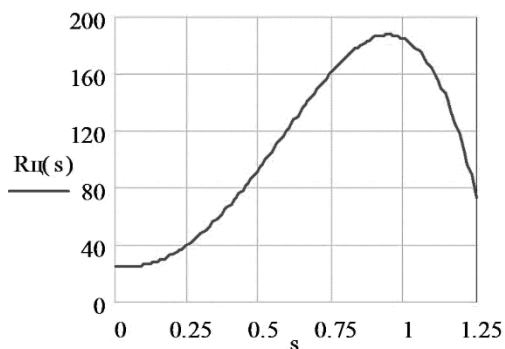


Рисунок 1 - Закономірність навантаження штока гідроциліндра

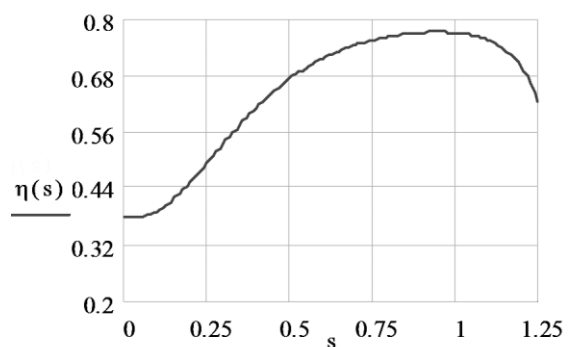


Рисунок 2 - Характер зміни загального ККД гідравлічної системи машини

На підставі аналізу рис. 2 можна встановити, що середня величина загального ККД гідравлічної системи машини знаходиться на рівні 0,55. Узагальнюючи наведений огляд наукових джерел можна констатувати, що величина загального ККД гідравлічної

системи є відомим значенням, а враховуючи це можна значно спростити процес проектування гідравлічної системи мобільних машин. Для досягнення цього сформулюємо мету і задачі дослідження.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є спрощення процесу розрахунку при проектуванні гідросистем мобільних машини та визначення стану в умовах їх використання. Для досягнення цієї мети необхідно: – прийнявши за умову, як припущення, що величина загального ККД гідросистеми мобільної машини є сталою, запропонувати новий підхід до методології вибору основних елементів гідроприводу; – запропонувати найбільш ефективну методологію і засоби для оцінки загального ККД гідравлічної системи машини на стадії виробництва та умов функціонування мобільної машини при виконанні корисної роботи.

Рішення задач. Скористаємось рівнянням, що характеризує собою рівність потужностей на вході і виході гідравлічної системи машини, зокрема

$$Q_H \cdot P_H = \frac{R_{\zeta} \cdot \mathcal{U}_H \cdot 60}{\eta_{ГС}}, \quad (1)$$

де Q_H – подача (продуктивність) насоса, $\text{дм}^3/\text{хв}$.; P_H – тиск рідини на виході насоса, МПа; R_{ζ} – зусилля, що передає шток гідроциліндра, кН; \mathcal{U}_H – швидкість переміщення штока гідроциліндра, м/с; $\eta_{ГС}$ – загальний ККД гідравлічної системи мобільної машини.

Приймаючи умову, що всі параметри є відомими крім подачі насоса (продуктивності насоса), то скориставшись рівнянням (1), встановимо величину цього параметру

$$Q_H = \frac{R_{\zeta} \cdot \mathcal{U}_H \cdot 60}{\eta_{ГС} \cdot P_H}, \quad (2)$$

Використовуючи дане рівняння, визначимо розрахунковий об'єм робочої камери насоса V_p , $\text{см}^3/\text{об}$, при умові, наприклад, що частота обертів вала двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), співпадає з частотою обертів вала насоса, тоді можна записати

$$V_p = \frac{Q_H \cdot 1000}{n_H}, \quad (3)$$

де n_H - номінальна частота обертання вала насоса (вала ДВЗ), хв^{-1} .

Відомо, що номінальна частота обертання вала насоса n_H в основному знаходиться в межах 1500 хв^{-1} , яку і слід прийняти. Для забезпечення найбільшої величини ККД насоса і гідросистеми в цілому необхідно при проектуванні гідроприводу машини слід забезпечити умову, за якої частота обертання вала насоса була би близькою до номінальної частоти обертання його валу. Досягнення цієї умови можна забезпечити, наприклад, за рахунок установа спеціального механізму, що погоджує частоту обертання приводного вала двигуна з частотою обертання вала насоса. Для узгодження частоти обертання вала двигуна (електродвигуна або двигуна внутрішнього згорання) необхідно встановити редуктор або мультиплікатор, передатне число якого складатиме

$$i = n_{\partial в} / n_H, \quad (4)$$

де $n_{\partial в}$ - частота обертання вала ДВЗ, хв^{-1} .

За довідковою літературою [4] при урахуванні дії тиску рідини P_H , МПа, в гідроприводі машини, величина якого визначається згідно прийнятих вхідних даних вибирається відомий насос з паспортним значенням найближчим (великим або меншим) до розрахункового значення об'єму робочої камери V_p , см³/об, замінив позначення V_p на V_k . Для функціонування гідросистеми мобільної машини з заданими параметрами, необхідно, щоб об'єм рідини, який забезпечує насос співпадав би з об'ємом, який необхідний для роботи гідроциліндра (гідроциліндрів при їх паралельному з'єднанні), тобто

$$Q_{ц} = Q_H = \frac{V_k \cdot n_n \cdot \eta_{об}}{1000} \quad (5)$$

де $\eta_{об}$ – об'ємний ККД насоса, що приймається за паспортними даними насоса.

Розрахунковий діаметр поршня гідроциліндра D_p , мм, для дотримання заданої швидкості руху поршня у відповідності до вхідних даних, визначається за формулою:

– при виконанні гідроциліндром прямого напрямку руху штока

$$D_p = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q_{ц}}{\rho_{ш}}}, \quad (6)$$

– при виконанні гідроциліндром зворотного напрямку руху штока

$$D_p = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q_{ц}}{\rho_{ш} \cdot (1 - \varepsilon^2)}}, \quad (7)$$

де ε - коефіцієнт, обумовлений відношенням діаметра штока до діаметра поршня і складає значення 0,3 ...0,95 (рекомендується приймати для мобільних машин в межах 0,4...0,7).

Отримане значення діаметра поршня циліндра (мм) необхідно замінити величиною близькою до стандартного ряду. Основний стандартний ряд діаметрів (мм) складає: 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500. Крім основного існує додатковий ряд: 22,4; 28; 36; 45; 56; 71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 360; 450; 560. При виборі діаметра поршня, слід віддавати перевагу основному ряду чисел над додатковим. На підставі наведеного розрахунку величину діаметра поршня гідроциліндра (гідроциліндрів) D_p необхідно замінити на D . Визначення діаметрів гідроліній забезпечується наступним чином. Об'єм рідини, дм³/хв., який проходить через зливну ділянку трубопроводів гідравлічної системи мобільної машини, складає:

– при виконанні гідроциліндром прямого ходу штока

$$Q_c = Q_{ц} \cdot (1 - \varepsilon^2), \quad (8)$$

– при виконанні гідроциліндром зворотного ходу штока

$$Q_c = \frac{Q_{ц}}{1 - \varepsilon^2}. \quad (9)$$

Швидкість течії рідини на різних ділянках гідроприводу мобільної машини приймається на рівні:

Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів
Technical service of agriculture, forestry and transport systems

- для ділянок від насоса до гідравлічного розподільника і від нього до порожнин гідроциліндра (гідроциліндрів) у межах (3...10) м/с і таку швидкість рідини позначимо, як \mathcal{G}_{123} ;

- для зливної ділянки від гідравлічного розподільника до масляного бака у межах (1,4...2) м/с, а таку швидкість рідини позначимо, як \mathcal{G}_4 .

Тоді розрахунковий діаметр трубопроводу на цих ділянках, відповідно, складатиме:

– для ділянок зі швидкістю рідини на рівні \mathcal{G}_{123}

$$d_{123p} = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\mathcal{U}}}{\mathcal{G}_{123}}}, \quad (10)$$

– для ділянок зі швидкістю рідини на рівні \mathcal{G}_4

$$d_{4.p} = 4,6 \sqrt{\frac{Q_c}{\mathcal{G}_4}}, \quad (11)$$

де $Q_{\mathcal{U}}$, Q_c - об'єм рідини, що проходить по різних ділянках гідроліній гідравлічної системи мобільної машини, $\text{дм}^3/\text{хв}$.

Отримані результати розрахунку діаметрів гідроліній на різних ділянках гідравлічної системи мобільної машини, позначених як d_{123p} та $d_{4.p}$ також необхідно прийняти найближче стандартного значення в мм. Прийняті стандартні значення діаметрів гідроліній необхідно замінити попередні позначення на d_{123} та d_4 , відповідно.

На етапі проектування гідроприводу мобільної машини необхідно визначити втрати тиску рідини, що залежать від лінійних, місцевих втрат, а також втрат тиску в гідравлічних елементах (зворотний клапан, гідравлічний розподільник, фільтр) з врахуванням режиму течії рідини (ламінарний чи турбулентний). У загальному вигляді, вказані вище втрати тиску рідини, МПа, для окремих ділянок гідравлічної системи мобільної машини визначаються за формулами:

– на ділянці гідравлічної системи від насоса до робочої порожнини гідроциліндра ΔP_H

$$\Delta P_H = \Delta P_{12}^{Л.Т} + \Delta P_{m12} + \Delta P_{12}^{ГЕ}, \quad (12)$$

– на ділянці гідравлічної системи від неробочої порожнини гідроциліндра до масляного бака ΔP_C

$$\Delta P_C = \Delta P_{34}^{Л.Т} + \Delta P_{m34} + \Delta P_{34}^{ГЕ}, \quad (13)$$

де $\Delta P_{12}^{Л.Т}$, ΔP_{m12} , $\Delta P_{12}^{ГЕ}$ – загальні втрати тиску, обумовлені лінійними і місцевими опорами, а також втратами тиску в гідравлічних елементах на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра, відповідно, МПа; $\Delta P_{34}^{Л.Т}$, ΔP_{m34} ,

ΔP_{34}^{GE} – загальні втрати тиску, обумовлені лінійними і місцевими опорами, а також втратами тиску в гідравлічних елементах на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до масляного бака, відповідно, МПа.

Для визначення наведених втрат тиску можна скористатись дослідженнями наведеними в роботі [5].

На етапі проектування гідравлічної системи мобільної машини за результати досліджень [5] загальний ККД з урахуванням втрат рідини на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра та з урахуванням напрямку руху штока визначається за формулами:

$$\text{– прямой хід } \eta_v^n = \frac{Ry \cdot [1 - (Q_{\text{вт}}^n \cdot 1000) / (V_k \cdot n_n)] \cdot \eta_{\text{гм.н}}}{Ry \cdot (1,03 \dots 1,1) + Fn \cdot [\Delta P_c \cdot (1 - \varepsilon^2) + \Delta P_H] \cdot z \cdot 0,001}, \quad (14)$$

$$\text{– зворотний хід } \eta_v^o = \frac{Ry \cdot [1 - (Q_{\text{вт}}^o \cdot 1000) / (V_k \cdot n_n)] \cdot \eta_{\text{гм.н}}}{Ry \cdot (1,03 \dots 1,1) + Fn \cdot (\Delta P_c + (1 - \varepsilon^2) \cdot \Delta P_H) \cdot z \cdot 0,001}, \quad (15)$$

де $\eta_{\text{гм.н}}$ – гідромеханічний ККД насоса (див. паспортні дані насоса);

$Q_{\text{вт}}^n, Q_{\text{вт}}^o$ – втрат рідини на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра, $\text{дм}^3/\text{хв.}$; Fn – робоча поверхня поршня гідроциліндра, мм; $1,03 \dots 1,1$ – втрати на тертя в гідроциліндрі (в гідроциліндрах); z – кількість гідроциліндрів, що використовуються для приводу робочого обладнання мобільної машини, складає не більше 2.

Отримане значення загального ККД гідравлічної системи η_v^n і η_v^o за залежностями (14) і (15) необхідно прирівняти з $\eta_{\text{ГС}}$ прийнятим значенням ККД при визначенні подачі насоса за залежністю (2). Невідповідність результатів між розрахунковим значенням ККД і прийнятим значенням ККД свідчить про наявність розбіжності між ними. Критерієм дійсної величини ККД гідравлічної системи мобільної машини є підхід, що забезпечує визначення ККД на етапі завершення виробництва і в умовах функціонування.

Загальний ККД гідросистеми мобільної машини при завершенні виробництва, а також в умовах функціонування, тобто, при діагностуванні машини можна визначити, згідно досліджень [8], за формулами:

$$\text{– прямой хід } \eta_B = \frac{15 \cdot \pi \cdot (p_1 - p_2 \cdot (1 - \varepsilon^2)) \cdot D^2 \cdot s \cdot z \cdot \eta_{\text{гм.н}}}{p_H \cdot t_{\text{ф}} \cdot V_k \cdot n_n \cdot (1 + k_{\text{тц}})} \quad (16)$$

$$\text{– зворотний хід } \eta_B = \frac{15 \cdot \pi \cdot (p_2 - p_1 / (1 - \varepsilon^2)) \cdot D^2 \cdot s \cdot z \cdot \eta_{\text{гм.н}}}{p_H \cdot t_{\text{ф}} \cdot V_k \cdot n_n \cdot (1 + k_{\text{тц}})} \quad (17)$$

де 15 – коефіцієнт, який зв'язує прийняту вище розмірність складових формул (16) і (17); p_H – тиск рідини на виході насоса, МПа; p_1 – тиск рідини на вході в робочу

порожнину гідроциліндра, МПа; p_2 – тиск рідини на виході з неробочої (зливної) порожнини гідроциліндра, МПа; s – фіксована відстань, яку проходить шток гідроциліндра, м; t_ϕ – час, що витрачається на проходження фіксованої відстані штоком гідроциліндра, с; $k_{тц}$ – величина втрат на тертя в рухомих з'єднаннях гідроциліндра, складає 0,03 ... 0,1.

Можливості реалізації процесу визначення загального ККД гідросистеми мобільної машини при завершенні виробництва або в умовах функціонування, тобто, при діагностуванні машини представлено на рис. 3.

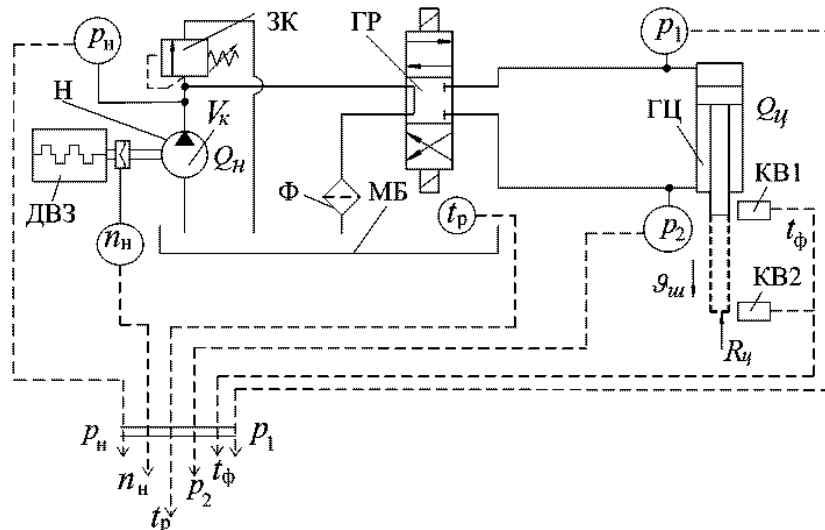


Рисунок 3 - Схема підключення засобів контролю параметрів гідравлічної системи мобільної машини для встановлення стану гідросистеми на стадії завершення виробництва і в умовах функціонування мобільної машини

Основними складовими елементами (див. рис. 3) є ДВЗ, гідронасос постійної подачі рідини – Н, тиск на виході насоса p_n величина, якого вимірюється відповідним датчиком. Насос – Н з'єднаний одночасно із запобіжним клапаном – ЗК і напірним трубопроводом з гідравлічним розподільником – ГР. В свою чергу, гідравлічний розподільник – ГР з'єднаний зливною гідролінією і фільтром – Ф з масляним баком – МБ. Гідравлічний розподільник – ГР керується двома електромагнітами. Контроль температури рідини здійснюється термометром – t_p . Гідравлічний розподільник – ГР з'єднаний за допомогою гідроліній з гідроциліндром – ГЦ. В поршневій порожнині гідроциліндра – ГЦ вимірюється тиск рідини датчиком – p_1 при прямому напрямку руху штока, а в штоковій порожнині тиск рідини вимірюється датчиком – p_2 . Вимір часу t_ϕ при проходженні штоком гідроциліндра заданої відстані – s для реального режиму роботи забезпечується вимикачами – KB1 і KB2.

Частота обертів вала насоса вимірюється тахометром – n_n . Інформація від датчиків – p_n , p_1 , p_2 , n_n , t_ϕ та t_p надходить на рознімний вузол, що з'єднується зі спеціальним пристроєм. Цим пристроєм може бути стандартний комп'ютер оснащений мікропроцесором для обробки і візуалізації результатів вимірювання. Застосування сучасних комп'ютерних технологій дозволить змінити відношення до технічного обслуговування гідросистем мобільних машин.

Висновок. Отримані теоретичні залежності примітні тим, що на відміну від відомого підходу з'являється можливість розрахувати ККД на етапі проектування в спрощеному вигляді. Це дає можливість при проведенні розрахунків з метою проектування

гідроприводу мобільної машини змінювати вхідні параметри та отримувати максимальне значення ККД гідравлічного приводу такої машини та при використанні мікропроцесорних систем забезпечити автоматизацію його вимірювання і підтримання температурного рідини в гідросистемі машини.

Література

1. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
2. Воронін С.В. Дослідження електричних властивостей олив та робочих рідин будівельних машин / С.В. Воронін, Д.В. Онопрейчук, О.В. Кебко, І.В. Ляшенко // Збірник наукових праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – Вип. 144. – С. 101-106.
3. Стефанов В.О. Вплив концентрації присадки на ресурс гідроагрегатів засобів транспорту в умовах електрообробки робочої рідини / В.О. Стефанов// Энергосбережение, энергетика, энергоаудит. – Харків: НТУ(ХПИ), - 2014. - №7 (125) – С. 2-11.
4. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник / В.А. Васильченко – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
5. Ремарчук М.П. Визначення загального ККД гідросистеми машини на етапі проектування / М.П. Ремарчук // Промислова гідравліка і пневматика. Вінниця: ВДАУ.– 2003. №1. С. 20-24.
6. Ремарчук М.П. Визначення оптимальних параметрів насоса і гідроциліндра системи управління робочим обладнанням ПТДМ / М.П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва, Вип. 25. – Харків: ХДТУБА. – 2004. – С. 143–250.
7. Ремарчук М.П. Визначення стану гідроприводу машин на основних стадіях життєвого циклу / М.П. Ремарчук, Р.В. Миланченко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій (м. Суми, 14-17 квітня 2015 р), Ч.2 Суми: Сумський державний університет. 2015. – С. 81–82.
8. Пат. 74044 Україна, МКВ G 01 L 3/26. Спосіб визначення загального коефіцієнта корисної дії гідроприводу мобільних машин / М.П. Ремарчук, В.В. Нічке, О.І. Жинжера, А.Д. Серіков, В.В. Завертаний (Україна); – № 2003087896; заявл. 21.08.2003; опубл. 17.10.2005, Бюл. № 10. – 12 с.

Gonchar R.O. The use of modern approaches to the design and definition of the state hydraulic systems of mobile machines

On the basis of knowledge of modern approaches to the design and definition of the status of hydraulic systems of mobile machines is proposed to significantly reduce the time of introducing them into serial production.

Keywords: hydraulic systems, mobile car, design, implementation to serial production.

References

1. Nawrocki KL The theory and design of hydraulic and pneumatic / KL Nawrocki - M .: Engineering, 1991. - 384 p.
2. Voronin SV The study of electrical properties of oils and working fluids of construction machinery / SV Voronin DV Onopreychuk, AV Kebko, IV Lyashenko // Collected Works. - Kharkov: UkrDAZT, 2014. - Vol. 144. - P. 101-106.
3. Stefanov VA Effect of additive concentration on resource hydraulic units of transport in terms of working fluid electrotreatment / VA Stefanov // Power, energetika, power audit. - Kharkov: NTU (KPI), - 2014. - №7 (125) - P. 2-11.
4. Vasil'chenko VA Hydravlycheskoe equipment mobyl'nyh machines: Directory / VA Vasil'chenko - M .: Engineering, 1983. - 301 p.
5. Remarchuk MP Determining the overall efficiency of hydraulic machines in the design phase / MP Remarchuk // Industrial hydraulics and pneumatics. Vinnitsa: VDAU. 2003. №1. S. 20-24.
6. Remarchuk MP Determining the optimal parameters of the pump and cylinder management system working equipment PTDM / MP Remarchuk // Scientific Herald building, Vol. 25. - Kharkiv: HDTUBA. - 2004. - P. 143-250.
7. Remarchuk MP Defining the hydraulic machine at the main stages of the life cycle / MP Remarchuk, RV Mylanchenko // Modern technologies in industrial production: Materials Science Conference faculty, staff and students of the Faculty of Technical Systems and Energy Efficient Technologies (m. Sumy, 14-17 April 2015), Part 2 Sumy Sumy State University. 2015. - S. 81-82.
8. Pat. 74044 Ukraine, MEI G 01 L 3/26. Method of determining the overall efficiency of mobile hydraulic machinery / MP Remarchuk VV HOUR, OI Zhynzhera, AD Serikova VV Zavertanyy (Ukraine); - № 2003087896; appl. 21.08.2003; publ. 17.10.2005, Bull. № 10. - 12 p.