

УДК 625.7.08.002.5; 616-07; 62-187

DOI: 10.15276/pidtt.2.70.2025.06

Пімонов І. Г., Пенкіна Н. П., Ярижко О. В., Мощенко В. І., Салій Ю. Л.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВПЛИВ ПРОГРІВУ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Анотація. В статті розглядається актуальне питання зростання продуктивності машин та забезпечення їх надійності. Перспективним напрямом є підвищення ефективності роботи машин шляхом розробки системи терморегулювання робочої рідини. Проектування сучасних гідроприводів потребує інновацій в конструкціях та місць розташування на машині. Необхідно враховувати існуючий досвід проектування і експлуатації аналогічних спроектованих гідрофікованих машин. Тому в статті встановлюються залежності, що пов'язують час розігріву робочої рідини з основними параметрами гідроприводу за умови забезпечення постійного тиску на вході насоса на всьому протязі розігріву.

Ключові слова: гідропривод, час температурної підготовки гідроприводу, забезпечення постійного тиску на вході насоса.

Постановка проблеми. Гідравлічний привід набув широкого поширення в мобільних машинах дорожнього будівництва, лісового комплексу, сільського господарства та інших галузях виробництва. У гідрофікованих машинах до 100% потужності приводного двигуна споживається гідроприводом. Ефективність роботи гідропривода забезпечується якісними проектуванням, виготовленням та експлуатацією, яка містить у собі необхідний рівень ТО і Р із застосуванням сучасних методів і засобів технічної діагностики; очищення робочої рідини від забруднень, а також раціонального теплового режиму гідроприводу.

Тепловий режим гідропривода впливає на втрати потужності, довговічність його агрегатів і здатність робочої рідини зберігати необхідні параметри. Від температури (в'язкості), що відповідає межі прокачуваності, що визначає можливість зимового пуску гідропривода [1, 2, 3, 4], розігрів робочої рідини проходить етап можливих кавітаційних явищ і досягає значень, які дають змогу тривалої роботи. Дослідженню й оптимізації теплового режиму гідроприводів присвячено багато праць [1, 2, 3, 4, 5, 6], проте вони не знайшли свого розвитку у встановленні раціонального режиму температурної

підготовки робочої рідини на початковому етапі: від температури, яка відповідає межі прокачуваності, до температури, яка дає змогу тривалий час працювати.

Аналіз публікацій. Значення в'язкості, що відповідає межі прокачуваності для аксіально-поршневих насосів, які працюють на мастилі МГЕ-46В, перевищує 2000сСт, що відповідає температурі нижче - 100С (2630К) [3, 4]. Нижче цієї критичної температури настає розрив суцільності потоку, починає порушуватися або припинятися подача робочої рідини, що веде до втрати працездатності гідроприводу [3, 4]. Після критичної температури, ще мають місце великі гідравлічні опори у всмоктувальній гідролінії насоса і в самому насосі [1, 2]. Ці опори створюють недостатнє заповнення робочого об'єму насоса, що спричиняє його кавітацію, супроводжувану пульсацією тиску і шумом.

Пульсація тиску зумовлена гідравлічними ударами, спричиненими порушенням подачі робочої рідини у всмоктувальну порожнину насоса. Амплітуда цих пульсацій може досягти величин, що знижують довговічність насосів або спричиняють їх руйнування [1, 2]. Тому для температурної підготовки гідроприводу до роботи від межі прокачуваності необхідні спеціальні заходи, що впливають із наступного.

Працездатність гідроприводу за низьких температур визначається абсолютним тиском у всмоктувальній камері насоса. Мінімальний тиск на вході в шестеренні насоси із зовнішнім зачепленням $p_v = 0,07$ МПа, а для насосів із внутрішнім зачепленням і аксіально-поршневих $p_v = 0,08$ МПа [1, 2].

Згідно з рівнянням Бернуллі, абсолютний тиск у всмоктувальному трубопроводі насоса визначається

$$p = p_0 + \gamma \cdot h - p_{0-1} = p_0 + \gamma \cdot h - (p_1 + p_2 + p_3) = \\ = p_0 \pm \gamma \cdot h - \frac{\rho \cdot u^2}{2 \cdot g} \cdot (1 + \zeta_1 \cdot b + \zeta_2 \cdot b) - \frac{75 \cdot L \cdot v}{2 \cdot d^2 \cdot u} \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot \frac{(n \cdot q_0 \cdot 10^{-6})^2}{f^2}, \quad (1)$$

де p_0 – атмосферний тиск, Па;

p_{0-1} – допустимі втрати тиску у всмоктувальній магістралі насоса, Па;

p_1, p_2, p_3 – відповідно складові допустимих втрат на вході у всмоктувальну магістраль, на лінійній ділянці всмоктувального трубопроводу і на вході в насос, Па;

γ – питома вага рідини, $\frac{H}{m^3}$;

h – висота бака над насосом, м³;

- ρ – щільність робочої рідини, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;
- u – допустима швидкість руху робочої рідини у всмоктувальній магістралі, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;
- ξ_1 – коефіцієнт опір на вході всмоктувального трубопроводу насоса;
- ξ_2 – коефіцієнт місцевих опорів на вході в насос і в самому насосі;
- λ – коефіцієнт тертя рідини об стінки трубопроводу;
- L – довжина всмоктувального патрубку, м;
- d – діаметр трубопроводу гідропривода, м;
- q_0 – робочий об'єм насоса, $\frac{\text{об}}{\text{с}}$;
- n – частота обертання валу, $\frac{\text{об}}{\text{с}}$;
- f – площа перерізу всмоктувального трубопроводу, м^2 ;
- ν – в'язкість робочої рідини, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.
- g – прискорення сили тяжіння, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$;
- $b(Re)$ - поправочний коефіцієнт, що враховують зміну значень місцевих втрат від числа Рейнольдса;

За чисел $Re \geq 2300$ $b=1$ за $Re < 2300$ коефіцієнт b знаходять за графіками [2]. На підставі залежності (1) можливі такі основні технічні рішення, що сприяють зниженню втрат тиску у всмоктувальній магістралі насоса на етапі розігрівання робочої рідини до значень, які забезпечують можливість тривалої роботи гідропривода (+50С, 500сСт): збільшення висоти всмоктування (h) або застосування наддування над рідинною поверхнею гідробака інертним газом або повітрям; зменшення швидкості руху рідини у всмоктувальному трубопроводі за рахунок збільшення діаметра d всмоктувального трубопроводу; зменшення довжини всмоктувального трубопроводу; досягнення необхідної температури всмоктувальної рідини.

Досягнення необхідної температури можливе також за рахунок системи терморегуляції, а досягнення необхідної в'язкості за рахунок заміни сорту робочої рідини. На цьому етапі розігрів можливий також: застосуванням спеціальних умов міжзмінного зберігання машин, додаткового джерела тепла або акумулювання теплової енергії; спеціальних режимів роботи насоса без навантаження зі зменшеною частотою його обертання, що дають змогу підвищити температуру робочої рідини в безкавітаційному режимі.

Внаслідок короткочасності цього етапу дослідники [3] допускають можливість його проходження застосуванням дроселювання за номінальних частоти обертання насоса і тиску робочої рідини. Однак при цьому наголошується на небажаності дросельного режиму розігріву робочої рідини внаслідок роботи насоса в несприятливих і навіть аварійних умовах. Крім цього, під час дроселювання збільшується перепад тиску на вході та виході насоса, що спричиняє збільшення негативних впливів кавітаційних процесів на гідропривод.

Виклад основного матеріалу. Зміст статті спрямований на дослідження зв'язку між часом температурної підготовки гідропривода й основними його параметрами та встановлення режиму температурної підготовки робочої рідини, що забезпечує мінімум енерговитрат на своє здійснення. Для досягнення цієї мети встановлюється вплив основних параметрів гідроприводу на час розігріву робочої рідини за постійної подачі. Потім встановлюються частоти обертання вала насоса, що забезпечують його безкавітаційну роботу на етапі розігріву від температури продавлювання до температури, що дає змогу тривалу його роботу. Останнє завдання вирішується в такій послідовності:

- встановлюється залежність тиску у всмоктувальній магістралі насоса від параметрів гідроприводу;
- встановлюється залежність частот обертання насоса (подачі) від в'язкості робочої рідини, потім в'язкості від температури і, в остаточному підсумку, частоти обертання насоса від температури робочої рідини, що забезпечують безкавітаційну роботу насоса.

Використовуючи останню залежність, встановлюємо математичний зв'язок часу нагріву робочої рідини з основними параметрами гідроприводу за умови забезпечення постійного і допустимого значення тиску у всмоктувальній магістралі насоса.

На початковому етапі температурної підготовки робочої рідини від температури, що відповідає межі прокачуваності, до температури, що дає змогу тривалої роботи, гідрофікована машина тільки готується до виконання виробничих операцій. Тому енерговитрати на цьому етапі визначаються, в основному, його тривалістю.

Дослідження впливу параметрів гідроприводу на час розігрівання робочої рідини

Знаходимо час нагрівання робочої рідини за постійної частоти обертання вала насоса [3, 4],

$$\tau = \frac{m_{\text{гп}} \cdot c_{\text{гп}}}{K_{\text{гп}} \cdot F_{\text{гп}}} \cdot \ln \left(\frac{Q_{\text{гп}}}{K_{\text{гп}} \cdot F_{\text{гп}} \cdot (T_0 - T) + Q_{\text{гп}}} \right) =$$

$$= \frac{m_{\text{гп}} \cdot c_{\text{гп}}}{K_{\text{гп}} \cdot F_{\text{гп}}} \cdot \ln \left(\frac{n \cdot q_0 \cdot p \cdot (1 - \eta_{\text{об}})}{K_{\text{гп}} \cdot F_{\text{гп}} \cdot (T_0 - T) + Q_{\text{гп}}} \right) \quad (2)$$

де τ - час нагрівання, с;

n - частота обертання валу насоса, $\frac{\text{об}}{\text{с}}$;

q_0 - робочий об'єм насоса, м^3 ;

$\eta_{\text{об}}$ - загальний коефіцієнт корисної дії гідроприводу;

p - тиск гідросистеми, Па;

T - температура робочої рідини, К ;

T_0 - початкова температура робочої рідини, К ;

$k_{\text{гп}}$ - коефіцієнт теплопередачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

$F_{\text{гп}}$ - площа теплообміну, м^2 ;

$m_{\text{гп}}$ - маса гідроприводу, кг ;

$$m_{\text{гп}} = m_{\text{го}} + m_{\text{рж}}, \quad (3)$$

де $m_{\text{го}}$ - маса гідрообладнання, кг ;

$m_{\text{рр}}$ - маса робочої рідини, кг ;

$c_{\text{гп}}$ - теплоємність гідроприводу, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

$$c_{\text{гп}} = \frac{c_{\text{р}} \cdot m_{\text{рр}} + c_{\text{го}} \cdot m_{\text{го}}}{m_{\text{рр}} + m_{\text{го}}} \quad (4)$$

де $c_{\text{р}}$ – теплоємність робочої рідини, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

$c_{\text{го}}$ – теплоємність гідрообладнання, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

Використовуючи формулу (2), визначається вплив на час нагріву робочої рідини основних параметрів гідроприводу за їхньої однакової відносної зміни.

Ступінь впливу параметрів гідроприводу на час нагрівання оцінювали за формулою (5).

$$\frac{\tau_{\max,}}{\tau_{\min}} \quad (5)$$

Час нагріву робочої рідини гідроприводу екскаватора ЕО-4325 на задані інтервали температур розраховано за формулою (2) за постійної частоти обертання вала насоса. Відповідну залежність наведено на малюнку 1.

Результати визначення та порівняння ступеня впливу параметрів гідроприводу на час розігріву за формулами (2, 5) наведено на рис. 2.

Порівняння результатів показує, що за однакової відносної зміни параметрів гідроприводу, найбільший вплив на час розігріву робочої рідини чинять загальний ККД гідроприводу і тиск (утричі-вчетверо більший, ніж площа тепловіддачі та коефіцієнт теплопередачі).

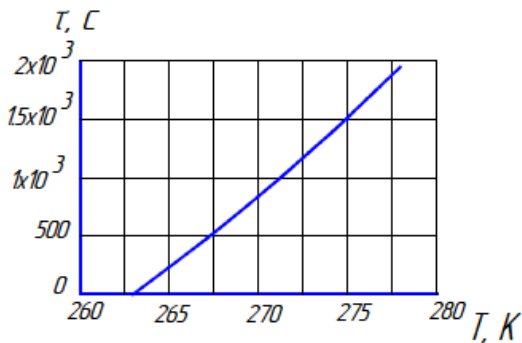


Рисунок 1 – Время температурной подготовки рабочей жидкости при постоянной подаче

Параметри на малюнку розставлені за зменшенням ступеня їхнього впливу на час розігріву робочої рідини.

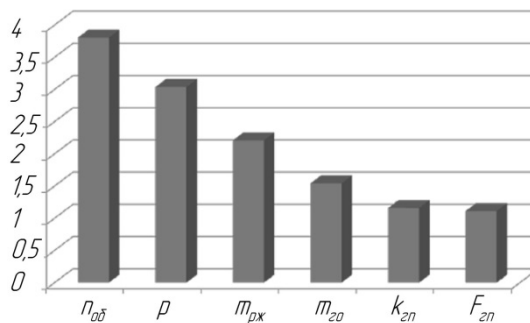


Рисунок 2 - Влияние параметров гидропривода на время разогрева рабочей жидкости за постоянной подачи

Визначення частот обертання насоса, що забезпечують його безкавітаційну роботу

У міру зменшення в'язкості робочої рідини під час її розігрівання зменшуються втрати тиску у всмоктувальному трубопроводі насоса. Це дає змогу збільшувати частоти обертання насоса так, щоб втрати залишалися постійними на рівні, який забезпечує безкавітаційний режим роботи насоса, але прискорювали, за рахунок збільшення частоти обертання насоса (подачі), розігрів робочої рідини.

За даними, наведеними в роботі [1], безкавітаційний режим роботи аксіально-поршневих насосів при критичній температурі продавлювання (-100°C , 2000°Cст), може бути забезпечено подачею насоса, відповідною до частоти його обертання близько 600 ... 700 об/хв (10 ... 11.6 об/с).

Завершенням етапу є досягнення робочою рідиною температури, що забезпечує можливість його тривалої роботи ($+50^{\circ}\text{C}$, 500°Cст). При цьому має бути забезпечено необхідний тиск у всмоктувальній магістралі насоса, який визначається залежністю (1).

У роботі [1] наведено графіки залежності поправочного коефіцієнта місцевих втрат від числа Рейнольдса в разі ламінарного режиму течії робочої рідини, що має місце під час температурної підготовки.

Апроксимуємо наведену в роботі графічну залежність аналітичною залежністю виду

$$b = \frac{1}{a_1 + b_1 \cdot (\text{Re})^{c_1}}. \quad (6)$$

Представивши число Рейнольдса в розгорнутому вигляді, отримуємо

$$b = \frac{1}{a_1 + b_1 \cdot \left(\frac{d \cdot n \cdot q_0}{\nu \cdot f} \right)^{c_1}} \quad (7)$$

де $a_1 = 6.9921 \cdot 10^{-4}$, $b_1 = 9.6474 \cdot 10^{-4}$, $c_1 = 1.085897$ – постійні коефіцієнти формули.

Підставивши залежність (7) у формулу (2), отримаємо

$$p = p_0 + \gamma \cdot h - \frac{\gamma \cdot (n \cdot q_0 \cdot 10^{-6})^2}{2 \cdot g \cdot f^2} \times \left[1 + \frac{\xi_1}{a_1 + b_1 \cdot \left(\frac{d \cdot n \cdot q_0}{\nu \cdot f} \right)^{c_1}} + \frac{\xi_2}{a_1 + b_1 \cdot \left(\frac{d \cdot n \cdot q_0}{\nu \cdot f} \right)^{c_1}} \right] - \frac{75 \cdot L \cdot \nu \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot n \cdot q_0 \cdot 10^{-6}}{d^2 \cdot 2 \cdot g \cdot f}.$$

(8)

Використовуючи отриману формулу (8) будемо криві зміни тиску у всмоктувальній порожнині насоса залежно від в'язкості (температури) робочої рідини для частот обертання, що змінюються в діапазоні від 5 об/с (пряма 1) до 40 об/с (пряма 8, рис. 3).

Використовуючи графіки на малюнку і формулу (8), визначаємо значення в'язкості, що забезпечують допустимий тиск на вході насоса для всіх частот його обертання в розглянутому діапазоні (, пряма , рис. 3).

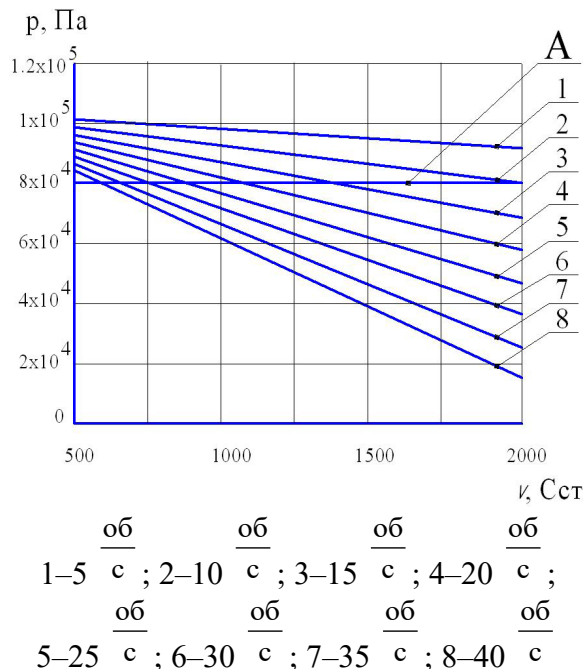


Рисунок 3 - Залежність тиску на вході в насос від в'язкості робочої рідини для різних частот обертання вала насоса

Використовуючи графічні залежності, наведені в роботі [1], апроксимуємо функції залежністю вигляду

$$T = a_2 \cdot (\nu - b_2)^{c_2} \quad (9)$$

де $a_2 = 374,787$, $b_2 = -244,545$, $c_2 = -0,04608$ – коефіцієнти формули;
 T – температура робочої рідини, $^{\circ}\text{K}$.

Використовуючи залежності (8 і 9), знаходимо функцію $n = f(T)$,
апроксимуючи її залежністю такого вигляду

$$n = a_3 + b_3 \cdot T + c_3 \cdot T^2 \quad (10)$$

де $a_3 = 10438,473$,
 $b_3 = -79,91246$,
 $c_3 = 0,153087$ – коефіцієнти формули.

Отримання залежності часу нагріву робочої рідини від параметрів гідроприводу

Кількість тепла, що виділяється в гідроприводі за одиницю часу, відповідає втраченій потужності і може бути визначена за формулою

$$Q = (1 - \eta)N_H \quad (11)$$

де η - загальний ККД гідроприводу;
 N_H - потужність приводу насосів, Вт.

Під час розрахунку загальний ККД може бути обраний у межах 0,7-0,8. Потужність насоса обчислюють за формулою

$$N_H = Q_H \cdot P_H, \quad (12)$$

де Q_H - подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;
 P_H - тиск насоса, Па.

Потужність втрат створюють енергію втрат, яка йде на нагрівання робочої рідини і розсіюється в навколишнє середовище

$$A_n = A_t + A_p, \quad (13)$$

Час нагрівання робочої рідини знаходимо з рівняння теплового балансу:

$$n \cdot q_0 \cdot (1 - \eta_{об}) \cdot p \cdot d\tau = m \cdot c_{гп} \cdot dT + k_{гп} \cdot F_{гп} \cdot (T - T_0) \cdot d\tau, \quad (14)$$

де τ - час розігріву гідроприводу, с;

p - тиск системи, Па;

T - температура робочої рідини, °К;

m - приведена маса гідрообладнання та робочої рідини, кг;

c - середня питома теплоємність гідрообладнання та робочої рідини,

$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$

k - коефіцієнт теплопередачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$

F - площа тепловіддавальних поверхонь, $\text{м}^2;$

T_0 - температура навколишнього середовища, °К.

$$m = m_{го} + m_{рр}, \quad (15)$$

де $m_{го}$ - маса гідропривода;

$m_{рр}$ - маса робочої рідини.

Введемо такі позначення

$$A_3 = q_0 \cdot (1 - \eta_{об}) \cdot p;$$

$$C_3 = m_{гп} \cdot c_{гп};$$

$$D_3 = k_{гп} \cdot F_{гп}.$$

Після підстановки прийнятих позначень у формулу (10), остання набуває вигляду

$$A_3 \cdot n \cdot d\tau = C_3 \cdot dT + D_3 \cdot (T_{ж} - T_0) \cdot d\tau. \quad (16)$$

Після поділу змінних отримуємо такий вираз

$$d\tau = \frac{C_3}{A_3 \cdot n - D_3 \cdot T_{ж} + D_3 \cdot T_0} \cdot dT. \quad (17)$$

Ведемо додаткові позначення

$$K_3 = A_3 \cdot c_3;$$

$$P_3 = A_3 \cdot b_3 - D_3;$$

$$Q_3 = A_3 \cdot a_3 + D_3 \cdot T_0.$$

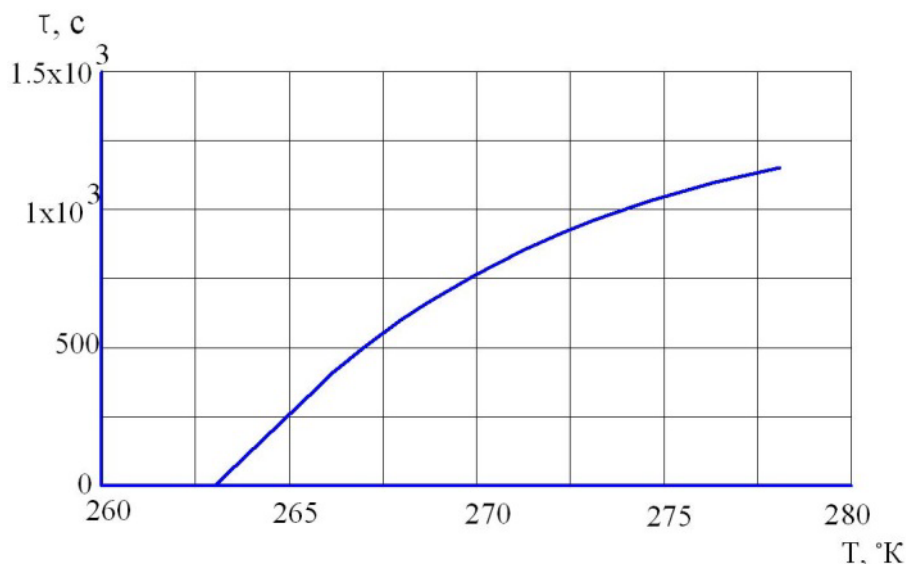
$$M_3 = \sqrt{\frac{Q_3}{K_3} - \frac{P_3^2}{4 \cdot K_3^2}},$$

З урахуванням додаткових позначень, отримуємо таку формулу для визначення часу температурної підготовки гідроприводу залежно від основних його параметрів

$$\tau = \frac{1}{K_3} \int_{T_0}^{T_{ж}} \frac{C_3}{(T_{ж} + \frac{P_3}{2 \cdot K_3})^2 + M_3^2} dT_{ж} =$$

$$= \frac{C_3}{K_3 \cdot M_3} \cdot \arctg\left(\frac{T_{ж} + \frac{P_3}{2 \cdot K_3}}{M_3}\right) - \frac{C_3}{K_3 \cdot M_3} \cdot \arctg\left(\frac{T_0 + \frac{P_3}{2 \cdot K_3}}{M_3}\right) \quad (18)$$

На основі залежності (18) визначається час розігріву робочої рідини від температури продавлювання (263°K) до температури, що забезпечує можливість тривалої роботи гідроприводу (278°K), а також час, необхідний для досягнення будь-якого проміжного значення температур у цьому інтервалі.



Рисисунок 4 - Час температурної підготовки робочої рідини за постійного тиску у всмоктувальній магістралі насоса і змінній подачі

Висновки

Отримано аналітичну залежність, що пов'язує час розігріву робочої рідини на необхідний інтервал температур з основними

параметрами гідроприводу за умови забезпечення постійного тиску на вході насоса на всьому протязі розігріву.

Здійснення розігріву робочої рідини з постійним допустимим тиском на вході насоса, що досягається за рахунок збільшення подачі в міру розігріву робочої рідини, дає змогу скоротити час температурної підготовки гідропривода до роботи на 40...60 % і відповідно скоротити енерговитрати цього процесу.

Ступінь впливу основних параметрів гідроприводу на час його розігріву за постійної подачі зменшується в такій послідовності: загальний ККД, тиск, маси робочої рідини і гідрообладнання, коефіцієнти теплопередачі та площа тепловіддачі.

Список використаної літератури

1. Косолапов В.Б. Результати моделювання впливу температури на товщину адсорбованого на мікронерівності шару поверхнево-активних речовин. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього. 2023. Т.1, № 101. С. 81–85. DOI: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.0.81>
2. Пімонов І.Г., Керницький Я.О. Дослідження системи діагностичних параметрів гідропривода з урахуванням похибки вимірювань. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього. 2023. Т.1. №101. С.86-91. DOI: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.0.86>
3. Косолапов В.Б. Визначення фізичних засад безконтактної взаємодії поверхонь рухомих сполучень гідроприводів машин у граничному режимі змащення. Наукові вісті Дніпровського університету. 2023. №25 С 12. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2023-25>
4. Nikita Medvedev, Igor Pimonov. Increase the operation of excavators of the fourth size group. Annali d'Italia (Italy's scientific journal). Technical sciences. Florence, Italy, 2024, no 61, pp. 85-87. <https://www.anditalia.com/wp-content/uploads/2024/12/Annali-d%E2%80%99Italia-%E2%84%9661-2024.pdf>
5. Аврун Г.А., Пімонов І.Г., Щербак О.В., Ярижко О.В., Мороз І.І. Аналіз сучасних технічних засобів для обслуговування аеродромів і літаків Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього. 2022. № 99. С. 34–41. DOI: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2022.99.0.34>
6. Nalia Penkina, Yuriy Saliy, Nikita Petrushev, Igor Pimonov. Practice of visual diagnostics using endoscopes. Annali d'Italia (Italy's scientific journal). Technical sciences. Florence, Italy, 2025, no 63, pp. 72-76. <https://www.anditalia.com/arhiv/>

INFLUENCE OF WORKING FLUID HEATING ON IMPROVING THE PERFORMANCE OF HYDRAULIC DRIVES OF MOBILE MACHINES

Pimonov I. G., Penkina N. P., Yaryzhko O. V., Moschenok V. I., Saliy Y. L.
Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. *The article deals with the topical issue of increasing the productivity of machines and ensuring their reliability. A promising direction is to increase the efficiency of machines by developing a system of thermal control of the working fluid. The design of modern hydraulic actuators requires innovations in designs and locations on the machine. It is necessary to take into account the existing experience of designing and operating similarly designed hydrofied machines. The thermal regime of the hydraulic actuator affects power losses, the durability of its components and the ability of the working fluid to maintain the required parameters. From the temperature (viscosity) corresponding to the pumpability limit, which determines the possibility of winter start-up of the hydraulic actuator, the heating of the working fluid passes through the stage of possible cavitation phenomena and reaches values that allow for long-term operation. Many works have been devoted to the study and optimisation of the thermal regime of hydraulic actuators, but they have not been developed to establish a rational regime for the temperature preparation of the working fluid at the initial stage: from the temperature that corresponds to the pumping limit to the temperature that allows for long-term operation. Therefore, the article establishes dependencies that relate the heating time of the working fluid to the main parameters of the hydraulic actuator, provided that a constant pressure is maintained at the pump inlet throughout the heating period. An analytical dependence relating the time of heating the working fluid to the required temperature interval to the main parameters of the hydraulic drive, provided that a constant pressure at the pump inlet is maintained throughout the heating process. Heating of the working fluid with a constant permissible pressure at the pump inlet, which is achieved by increasing the flow rate as the working fluid warms up, makes it possible to reduce the time of temperature preparation of the hydraulic actuator for operation by 40...60 % and, accordingly, reduce the energy consumption of this process. The degree of influence of the main parameters of the hydraulic actuator on its warm-up time at a constant flow rate decreases in the following sequence: overall efficiency, pressure, mass of working fluid and hydraulic equipment, heat transfer coefficients and heat transfer area.*

Keywords: *hydraulic drive, time of temperature preparation of the hydraulic drive, ensuring constant pressure at the pump inlet.*