

УДК 630.37: 621.225

ОБГРУНТУВАННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОЇ РІДИНИ ГІДРОПРИВОДУ НА ПРОДУКТИВНІСТЬ ФОРВАРДЕРА

Літовка С.В., к.т.н., доц.¹⁾, Косолапов В.Б., к.т.н., доц.²⁾

¹⁾Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка;

²⁾Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

Проведено теоретичне дослідження впливу параметрів робочої рідини гідроприводу на технічний стан трансмісії та продуктивність форвардера. Показано, що при збільшенні температури робочої рідини та зазорів в поршневих парах качаючих вузлів гідроприводів трансмісії відбувається зменшення продуктивності форвардера, величина якої досягає 16,7% при гранично-допустимому стані гідромашин.

Вступ. В процесі експлуатації об'ємного гідравлічного приводу трансмісії (ОГТ) відбувається зношування робочих поверхонь, що веде до збільшення зазорів і зменшення тиску нагнітання. Ця подія призводить до зниження об'ємного та загального ККД машин лісового комплексу. Особливо актуально це для лісотранспортних машин типу «ФОРВАРДЕР», так як зниження технологічних режимів транспортування деревини тягне за собою зниження продуктивності машини і одночасно підвищує собівартість продукції [1].

Аналіз публікацій. За даними численних досліджень встановлено, що до 70% відмов у роботі гідронасичених мобільних машин припадає на долю гідроприводу [2, 3]. Найбільш широке застосування в ОГТ форвардерів знайшли аксіальнопоршневі регульовані насоси з похилим диском і аксіальнопоршневі нерегульовані гідромотори з похилим диском. Виробниками цього класу гідромашин є провідні підприємства «Hamilton Sundstrand», «Eaton» (США), «Danfos» (Данія), «Sauer-Danfoss» (Данія), «Rexroth-Bosch» (Німеччина), «Europarts» (Словаччина), «Гідромаш» (Росія), «Гідросила» (Україна) та ін.

Як свідчить аналіз дефектів гідромашин ОГТ, основним процесом, що приводять їх до втрати працездатності, слід вважати процеси зношування качаючого вузла, а точніше робочих поверхонь поршнів і втулок блоку циліндрів (поршнева пара), торцевих поверхонь розподільника й приставного дна (розподільна пара), і поверхонь п'ята – опора [1, 4, 5].

У процесі експлуатації ОГТ по мірі зношування робочих поверхонь качаючого вузла та збільшення температури РР збільшуються зазори в парах тертя та зменшується тиск нагнітання, що веде до зниження об'ємного і

загального коефіцієнта корисної дії (ККД) форвардерів і, як наслідок, до зниження їх продуктивності [5].

Мета роботи. Метою даної роботи є дослідження впливу температури робочої рідини (РР) та зазорів качаючих вузлів гідроагрегатів трансмісії форвардера на його продуктивність.

Основна частина. Як відомо коефіцієнт подачі насоса визначається виразом:

$$\eta_{он} = 1 - \frac{Q_{BT}}{Q_T}, \quad (1)$$

Де Q_{BT} – загальні витоки РР качаючого вузла гідромашини, м³/с; Q_T – теоретична подача качаючого вузла гідромашини, м³/с.

Об'ємний ККД гідромотора визначається виразом:

$$\eta_{ом} = \frac{Q_T}{Q_T + Q_{BT}}. \quad (2)$$

Теоретична подача качаючого вузла гідромашини [2]:

$$Q_T = \frac{\pi \cdot d_n^2 \cdot L_n \cdot \omega \cdot z_n}{4}, \quad (3)$$

де d_n – діаметр поршня, м; L_n – хід поршня, м; ω – номінальна швидкість обертання вала, с⁻¹; z_n – число поршнів у гідромашині.

Загальні витоки РР качаючого вузла гідромашини:

$$Q_{BT} = Q_{BT}^{nl} + Q_{BT}^p + Q_{BT}^n, \quad (4)$$

де Q_{BT}^{nl} – витоку РР у поршневій парі, м³/с; Q_{BT}^p – витоку РР у розподільній парі, м³/с; Q_{BT}^n – витоку РР у п'яті та опорі, м³/с.

Витоку РР через кільцеву щілину поршневої пари з урахуванням ексцентриситету та усереднювання за часом нагнітання мають вигляд [6]:

$$Q_{BT}^{nl} = \frac{\pi \cdot \Delta P \cdot \delta_n^3 \cdot d_n \cdot z_n}{24 \cdot \mu \cdot L_{щ}} \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{e}{\delta_n} \right)^2 \right), \quad (5)$$

де ΔP – перепад тиску рідини в порожнинах перед поршнем і за поршнем, Па; δ_n – кільцевий зазор поршневої пари, м; μ – динамічна в'язкість рідини, Па·с; $L_{щ}$ – довжина щілини, м,

$$L_3 \leq L_{щ} \leq L_n + L_3, \quad (6)$$

L_3 – довжина закладення плунжера, м; e – ексцентриситет, м.

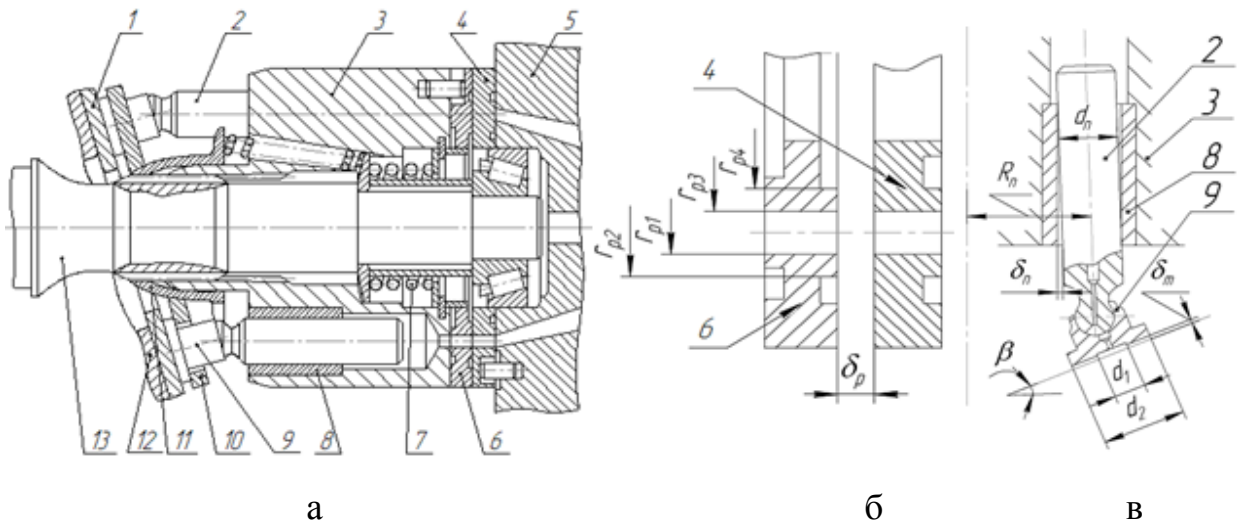


Рисунок 1 – Качаючий вузол гідромашини ОГТ: а) качаючий вузол у зборі; б) схема розподільної пари; в) схема поршневої пари; 1 – опорне кільце; 2 – поршень; 3 – блок циліндрів; 4 – розподільник сталевий; 5 – кришка задня; 6 – розподільник латунний (приставне дно); 7 – пружина; 8 – втулка; 9 – опорна п'ята; 10 – сепаратор; 11 – втулка сферична; 12 - похилий диск; 13 – вал

Тоді середня величина витoku РР через кільцеву щілину поршневої пари в зоні нагнітання прийме вигляд:

$$Q_{BT}^{nl} = \frac{\pi \cdot \Delta P \cdot \delta_n^3 \cdot d_n \cdot z_n}{48 \cdot \mu} \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{e}{\delta_n} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{2L_3 + L_n}{L_3(L_3 + L_n)} \right). \quad (7)$$

Підвищення температури матеріалів поверхонь сполучення приводить до зміни первісного кільцевого зазору δ_n на величину [2]:

$$\Delta \delta_n = \frac{d_e \cdot (1 + \alpha_e \cdot T) - d_n \cdot (1 + \alpha_n \cdot T)}{2}, \quad (8)$$

де d_e – діаметр втулки, м; α_e і α_n – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів втулки та поршня, $С^{\circ-1}$; T – температура середовища, $С^{\circ}$.

Залежність динамічної в'язкості РР від температури для практичних розрахунків визначається по формулі [13]:

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{-c \cdot (T - T_0)}, \quad (9)$$

де μ_0 – початкова динамічна в'язкість РР при температурі T_0 , Па·с; c – емпіричний коефіцієнт [13].

У процесі експлуатації більш інтенсивному зношуванню зазнає втулка поршневої пари, тоді з урахуванням залежностей (8), (9) формула (7) прийме вигляд:

$$Q_{BT}^{nn} = \frac{\pi \cdot \Delta P \cdot \left[(d_n + 2\delta_n) \cdot (1 + \alpha_\varepsilon \cdot T) - d_n \cdot (1 + \alpha_n \cdot T) \right]^3 \cdot d_n \cdot z_n}{384 \cdot \mu_0 \cdot e^{-c \cdot (T - T_0)} \cdot \left[\left(1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{e}{\delta_n} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{2L_3 + L_n}{L_3(L_3 + L_n)} \right) \right]^{-1}} \quad (10)$$

Витоку РР через торцевий отвір розподільної пари з урахуванням хвилястості робочих поверхонь у зоні нагнітання за даними роботи [14] і залежності (9) визначаються по формулі:

$$Q_{BT}^p = \frac{\pi \cdot \delta_p^3 \cdot \left(1 + \frac{3}{2} a^2 \right)}{24 \cdot \mu_0 \cdot e^{-c \cdot (T - T_0)}} \cdot \left[\frac{\Delta P + \frac{3}{20} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{p2}^2 - r_{p1}^2)}{\ln \left(\frac{r_{p2}}{r_{p1}} \right)} + \frac{\Delta P - \frac{3}{20} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{p3}^2 - r_{p4}^2)}{\ln \left(\frac{r_{p3}}{r_{p4}} \right)} \right], \quad (11)$$

де δ_p – торцевий зазор у розподільній парі, м; a – відношення амплітуди хвилястості поверхні до величини зазору; ρ – щільність РР, кг/м³; r_{p1} , r_{p2} – відстань між віссю обертання й, відповідно, внутрішньою й зовнішньою стороною більшого ущільнювального паска (рис. 1), м; r_{p3} , r_{p4} – відстань між віссю обертання й, відповідно, зовнішньою й внутрішньою стороною меншого ущільнювального паска (рис. 1), м.

Підставляючи залежності (8)-(11) у вираження (1), (2) і їх преутворюючи одержуємо коефіцієнт подачі насоса й об'ємний ККД гідромотора, як функцію температури РР і зазорів у поршневих парах качаючого вузла гідромашин ОГТ.

Граничний коефіцієнт подачі насоса з урахуванням гранично-допустимого технічного стану ОГТ складе:

$$\eta_{np} = \eta_0 - 0,2 \cdot \eta_0 \quad (12)$$

Витоку РР у п'яті й опорі (рис. 2.1) в зоні нагнітання з урахуванням залежності (9) приймуть вигляд [15]:

$$Q_{BT}^n = \frac{\pi \cdot \Delta P \cdot \left(3 \cdot \cos \beta \cdot \left(\mu_0 \cdot e^{-c \cdot (T - T_0)} \cdot \omega_\kappa \cdot \left[\frac{R_n}{d_n} \cdot \left(\frac{d_2}{d_n} \right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right) \right] \right)^2 \right)^{\frac{3}{4}} \cdot d_n^3}{6 \cdot \mu_0 \cdot e^{-c \cdot (T - T_0)} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) \cdot (4 \cdot \Delta P^2)^{\frac{3}{4}}} \cdot \frac{z_n}{2} \quad (13)$$

де β – кут нахилу опорної п'яти, град; R_n – відстань від осі плунжера до осі блоку циліндра, м; d_1 , d_2 – внутрішній і зовнішній діаметри опорного паска п'яти, м.

Через незначну зміну величин витоків у розподільній парі й п'яті в розрахунках прийняті їхні середні величини.

Продуктивність форвардера в загальному вигляді може бути представлена формулою:

$$W = \frac{V}{t_n + t_{mp} + t_p + t_{xx}}, \quad (14)$$

де V – об'єм трелюємого матеріалу; t_n – час навантаження; t_{mp} – час транспортування; t_p – час розвантаження; t_{xx} – час холостого ходу.

При константі відстані транспортування продуктивність форвардера визначається швидкістю руху машини.

Приймаємо, що швидкість транспортування і холостого ходу рівні, тоді:

$$W = \frac{V}{t_n + \frac{L}{v} + t_p + \frac{L}{v}}, \quad (15)$$

де L – відстань транспортування; v – швидкість руху.

Швидкість руху визначається залежністю:

$$v = \frac{K \cdot N_e}{G \cdot (f_k \pm i)} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_\delta \quad (16)$$

де K – коефіцієнт, що враховує частку потужності затрачуваної на привід трансмісії; N_e – ефективна потужність двигуна; G – експлуатаційна вага форвардера; η_{mp} – коефіцієнт корисної дії трансмісії; η_δ – ККД, що враховує втрати потужності на буксування; f_k – коефіцієнт опору коченню форвардера; i – ухил місцевості.

Коефіцієнт корисної дії трансмісії:

$$\eta_{mp} = \eta_{1o} \cdot \eta_{12m} \cdot \eta_{2o} \cdot \eta_{22m} \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \quad (17)$$

де η_{1o} – коефіцієнт подачі насосу; η_{12m} – гідромеханічний ККД насосу; η_{2o} – об'ємний ККД гідромотору; η_{22m} – гідромеханічний ККД гідромотору; η_3 – ККД діапазону коробки швидкостей; η_4 – ККД головної передачі і диференціалу; η_5 – ККД бортових передач.

Підставляючи залежності (3)-(6), (10), (17) у вираз (14) отримуємо продуктивність форвардера, як функцію температури РР та зазорів в поршневих парах качаючих вузлів гідромашин ОГТ:

$$W = \frac{V}{t_n + \frac{K \cdot N_e}{G \cdot (f_k \pm i)} \cdot \left(1 - \frac{Q_{BT}(\delta_p, T)}{Q_T}\right) \cdot \eta_{12m} \cdot \left(\frac{Q_T}{Q_T + Q_{BT}(\delta_p, T)}\right) \cdot \eta_{22m} \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6} + t_p \quad (18)$$

Моделювання проводиться відносно до форвардери об'ємом трелюемого матеріалу $V = 15 \text{ м}^3$, відстань трелювання $L = 500 \text{ м}$, потужність двигуна $N_e = 110 \text{ кВт}$, вага форвардера $G = 166 \text{ кН}$. Прийнявши всі вищевказані параметри константи крім δ_n і T отримуємо залежність продуктивності форвардера від температури РР та зазорів в поршневих парах качаючих вузлів гідромашин ОГТ.

Результати дослідження. Результати розрахунків продуктивності форвардера представлені на рисунку.

З аналізу графіка на рисунку 2 видно, що продуктивність форвардера, за інших рівних умов, знижується при зростанні температури робочої рідини і зазору в поршневих парах качаючих вузлів насоса трансмісії. При досягненні граничної величини кільцевого зазору поршневої пари $\delta_n \approx 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ та температури РР $T \approx 60^\circ\text{C}$ трансмісії продуктивність форвардера знижується на 16,7 %.

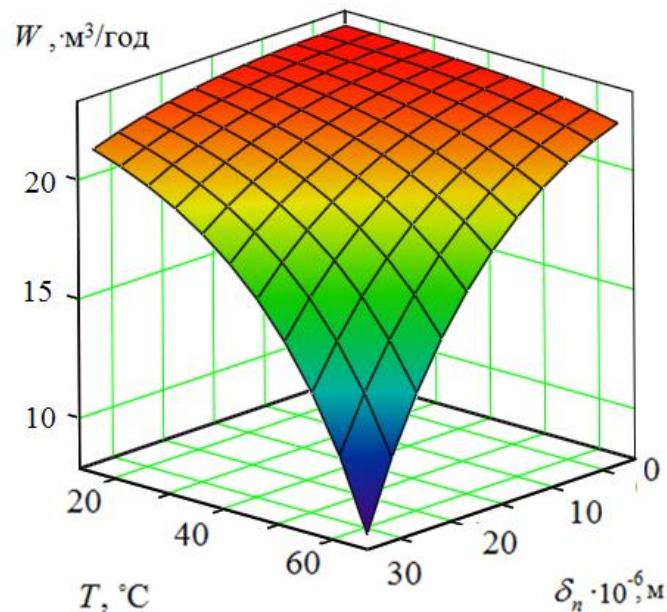


Рисунок 2 – Залежність продуктивності форвардера від температури РР та зазорів в поршневих парах качаючих вузлів гідромашин

Висновки. Проведено теоретичні дослідження впливу температури робочої рідини та зміни зазорів качаючих вузлів гідроприводу трансмісії на продуктивність форвардера показують зменшення продуктивності машини на 16,7% при досягнення гранично-допустимого стану насоса. Для ефективної експлуатації форвардера необхідно проводити своєчасний контроль стану РР для запобігання інтенсивному зносу і, як наслідок, зниження його продуктивності.

Список літератури

1. Багин Ю.И., Ерахтин Д.Д. Гидросистемы лесозаготовительных машин. – М.: Лесн. пром-сть, 1983. – 232 с.
2. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
3. Надежность объемных гидроприводов и их элементов / [Беленков Ю.А., Нейман В.Г., Селиванов М.П., Точилин Ю.В.]. – М.: Машиностроение, 1977. – 167 с.
4. Лозовский В.Н. Надежность и долговечность золотниковых и плунжерных пар. – М.: Машиностроение, 1970. – 232 с.
5. Лебедев Н.И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности. – М.: Лесная промышленность, 1986. – 296 с.
6. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / [Прокофьев В.Н., Данилов Ю.А., Кондаков Л.А. и др.]. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с.

Аннотация

ОБОСНОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ГИДРОПРИВОДА НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ФОРВАРДЕРА

Литовка С.В., Косолапов В.Б.

Проведено теоретическое исследование влияния параметров рабочей жидкости гидропривода на техническое состояние трансмиссии и производительность форвардера. Показано, что при увеличении температуры рабочей жидкости и зазоров в поршневых парах качающих узлов гидроприводов трансмиссии происходит уменьшение производительности форвардера, величина которой достигает 16,7% при предельно допустимом состоянии гидромашин.

Abstract

SUBSTANTIATION OF INFLUENCE OF OPERATING LIQUID PARAMETERS OF THE HYDROLIC DRIVE ON THE FORWARDER'S PRODUCTIVITY

Litovka S., Kosolapov V.

Theoretical research of influence of parameters of working fluid of the hydrolic drive on the technical state of the transmission and productivity of forwarder has been conducted. It is shown that at increasing of temperature of the working fluid and the clearance of pumping unit of transmission hydraulics occurs productivity reduction of forwarder which size reaches 16,7 % at a maximum-permissible condition of hydromachines.