

УДК 630.37: 621.225

ВПЛИВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПРИВОДУ МАНІПУЛЯТОРА ФОРВАРДЕРА НА ЙОГО ПРОДУКТИВНІСТЬ

Літовка С.В., к.т.н., доц.¹⁾, Косолапов В.Б., к.т.н., доц.²⁾,
Співак А.В.¹⁾, Попов Д.В.¹⁾

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

(²⁾Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

Проведено теоретичне дослідження впливу технічного стану гідроприводу маніпулятора форвардера на його продуктивність. Показано, що при збільшенні зазорів в поршневих та розподільних парах качаючих вузлів гідроприводу маніпулятора відбувається зменшення продуктивності форвардера, величина якої досягає 11,5% при гранично-допустимому стані насоса.

Вступ. Сучасні машини лісового господарства проводять всі операції від валки дерев до перевезення з мінімальними витратами людської сили. Вони оснащені об'ємним гідравлічним приводом навісного технологічного обладнання. Аналіз показників надійності гідронасичених лісозаготівельних машин показує, що близько 30% відмов в умовах експлуатації припадає на гідросистеми маніпулятора. Це призводить до незапланованих витрат, пов'язаних з простоем машин під час ремонту. 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. Дані машини вміщують велику кількість гідроагрегатів, які постійно працюють в несприятливих умовах, що сприяє їх швидкому зношуванню і подальшому виходу їх з ладу [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 маніпуляторах форвардерів знайшли аксіальнопоршневі насоси з похилим блоком. 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, 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 блоку циліндрів (розподільна пара), і поверхонь п'ята – опора [1, 4, 5].

У процесі експлуатації ОГТ по мірі зношування робочих поверхонь качаючого вузла 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 зазорів качаючих вузлів гідроприводу маніпулятора форвардера на його продуктивність.

Основна частина. Продуктивність форвардера в загальному вигляді може бути представлена формулою:

$$W = \frac{Q}{t_n + t_{mp} + t_p + t_{xx}}, \quad (1)$$

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

Час навантаження форвардера дорівнює:

$$t_n = t_0 \frac{Q \cdot K_n}{q_c} + t_m \frac{Q \cdot K_n}{Q_n \cdot m}, \quad (2)$$

де t_0 – час, що витрачається на захоплення та укладання сортиментів на платформу форвардера за один робочий цикл маніпулятора; K_n – коефіцієнт використання обсягу трелюємої пачки; q_c – об'єм сортиментів за один затиск; Q_n – обсяг пачки сортиментів, сформованої форвардером з однієї технологічної стоянки; t_m – час переїзду машини з однієї технологічної стоянки на іншу; m – коефіцієнт, що враховує витрати часу на опрацювання сортиментів у штабелі або на рухливому составі.

Час, що витрачається на захоплення та укладання сортиментів на платформу форвардера за один робочий цикл маніпулятора дорівнює:

$$t_0 = t_{зах} + t_{нов} + t_{укл} \quad (3)$$

де $t_{зах}$ – час на затиск сортименту; $t_{нов}$ – час на поворот маніпулятора разом із сортиментом; $t_{укл}$ – час укладання сортименту на рухомий склад.

Час, що витрачається на поворот маніпулятора:

$$t_{нов} = \frac{2\varphi \cdot k_1 \cdot R_k}{V_{pk}}, \quad (4)$$

де φ – частота обертання маніпулятора; k_1 – коефіцієнт, що враховує час на підготовку повороту; V_{pk} – швидкість рейкового механізму повороту колони маніпулятора; R_k – радіус колони.

Швидкість рейкового механізму повороту колони маніпулятора дорівнює:

$$V_{pk} = \frac{k_2 \cdot N_n \cdot \eta}{F_{zp}} \quad (5)$$

де k_2 – коефіцієнт, що враховує витрати потужності насоса на рейковий механізм повороту маніпулятора; N_n – номінальна потужність насоса; F_{zp} – рушійна сила на штоках гідроциліндрів рейкового механізму; η – коефіцієнт корисної дії гідросистеми маніпулятора.

Час, що витрачається на захоплення $t_{зах}$ та укладання $t_{укл}$ сортиментів:

$$t_{зах} = t_{укл} = \frac{h_n \cdot k_3}{V_n}, \quad (6)$$

де h_n – висота вертикального переміщення маніпулятора; k_3 – коефіцієнт, що враховує додаткові переміщення маніпулятора; V_n – швидкість вертикального переміщення маніпулятора.

Для спрощення розрахунків приймаємо, що при вертикальному переміщенні маніпулятора враховується тільки час переміщення гідроциліндру стріли.

Швидкість вертикального переміщення маніпулятора визначається:

$$V_n = \frac{k_4 \cdot N_n \cdot \eta}{F_{zc}}, \quad (7)$$

де k_4 – коефіцієнт, що враховує витрати потужності насоса на вертикальне переміщення маніпулятора; F_{zc} – рушійна сила на штоці гідроциліндра стріли.

Час на розвантаження форвардера дорівнює:

$$t_p = t_0 \frac{Q \cdot K_n}{q_c} \quad (8)$$

У розгорнутому вигляді час, що витрачається на захоплення та укладання сортиментів на платформу форвардера за один робочий цикл маніпулятора дорівнює:

$$t_0 = \frac{2}{N_n \cdot \eta} \left(\frac{\varphi \cdot k_1 \cdot R_k \cdot F_{zp}}{k_2} + \frac{h_n \cdot k_3 \cdot F_{zc}}{k_4} \right). \quad (9)$$

Час транспортування деревени форвардером дорівнює:

$$t_{mp} = \frac{L}{V_{вн}} \cdot k_{np} \quad (10)$$

де L – відстань трелювання; $V_{вн}$ – швидкість форвардера з навантаженням; k_{np} – коефіцієнт враховуючий витрати часу на підготовку до переміщення.

Час холостого ходу форвардера визначається:

$$t_{xx} = \frac{L}{V_p} \cdot k_{np} \quad (11)$$

де V_p – швидкість руху форвардера після розвантаження.

Підставляючи залежності (2)-(13) у вираз (1) отримуємо продуктивність форвардера, як функцію коефіцієнта корисної дії гідросистеми маніпулятора :

$$W = \frac{Q}{2 \cdot \frac{t_0(\eta) \cdot Q \cdot K_n}{q_c} + \frac{t_m \cdot Q \cdot K_n}{Q_n \cdot m} + \frac{L}{V_p} \cdot k_{np} + \frac{L}{V_{вн}} \cdot k_{np}}. \quad (12)$$

Коефіцієнт корисної дії гідросистеми маніпулятора дорівнює:

$$\eta = \eta_{agr} \cdot \eta_n \quad (13)$$

де η_{agr} – ККД агрегатів гідросистеми маніпулятора, окрім насоса; η_n – ККД насоса,

$$\eta_n = \eta_{lo} \cdot \eta_{lzm}, \quad (14)$$

де η_{lo} – коефіцієнт подачі насоса; η_{lzm} – гідромеханічний ККД насоса.

Як відомо коефіцієнт подачі насоса визначається виразом:

$$\eta_{10} = 1 - \frac{Q_{\text{УТ}}(\delta_{\text{п}}, \delta_{\text{р}})}{Q_{\text{Т}}}, \quad (15)$$

де $Q_{\text{УТ}}$ – загальні витоки робочої рідини качаючого вузла гідромашини; $Q_{\text{Т}}$ – теоретична подача качаючого вузла гідромашини; $\delta_{\text{р}}$ – торцевий зазор в розподільній парі; $\delta_{\text{п}}$ – кільцевий зазор поршневої пари.

В роботі [6] представлена методика розрахунку витоків в качаючому вузлі гідромашин. Запропоновану методику використовуємо для визначення поточних і початкових показників коефіцієнта подачі насоса маніпулятора.

Моделювання проводиться відносно до форвардери об'ємом трелюємого матеріалу $Q = 16 \text{ м}^3$, відстань трелювання $L = 500 \text{ м}$, потужність двигуна $N_{\text{н}} = 132 \text{ кВт}$, вага форвардера $G = 180 \text{ кН}$. Приймавши всі вищевказані параметри константами крім $\delta_{\text{п}}$ і $\delta_{\text{р}}$ отримуємо залежність продуктивності форвардера від зазорів в поршневих і розподільній парах качаючих вузлів насоса маніпулятора.

Результати дослідження. Результати розрахунків продуктивності форвардера представлені на рисунку.

З аналізу графіка на рисунку видно, що продуктивність форвардера, за інших рівних умов, знижується при зростанні зазору в поршневих та розподільній парах качаючих вузлів приводу маніпулятора. При досягненні граничної величини радіального зазору поршневої пари $\delta_{\text{п}} \approx 30 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ та торцевого зазору розподільної пари $\delta_{\text{р}} \approx 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ насоса приводу маніпулятора [6] продуктивність форвардера знижується на 11,5 %.

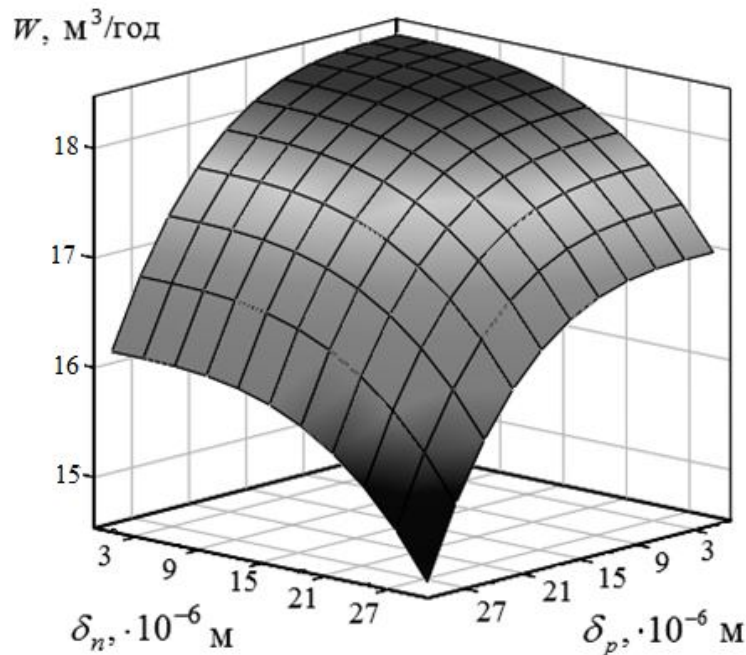


Рисунок 1. Залежність продуктивності форвардера від зазорів в поршневих і розподільній парах качаючих вузлів насоса маніпулятора

Висновки. Проведені теоретичні дослідження впливу технічного стану гідроприводу маніпулятора на продуктивність форвардера показують зменшення продуктивності машини на 11,5% при досягнення гранично-допустимого стану насосу. Для ефективної експлуатації форвардера необхідно проводити своєчасний контроль стану робочої рідини 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. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Кондаков Л.А. – М.: Машиностроение, 1982. – 216 с.
3. Надежность объёмных 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. Объёмный гидропривод машин лесной промышленности. – М.: Лесная промышленность, 1986. – 296 с.
6. Литовка С.В. Влияние зазоров качающего узла гидроагрегатов на выходные параметры объёмных гидроприводов трансмиссий сельскохозяйственных машин // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2011. – Вип. 11, т. 2. – С. 21-26.

Аннотация

ВЛИЯНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОПРИВОДА МАНИПУЛЯТОРА ФОРВАРДЕРА НА ЕГО ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Литовка С.В., Косолапов В.Б., Спивак А.В., Попов Д.В.

Проведено теоретическое исследование влияния технического состояния гидропривода манипулятора на производительность форвардера. Показано, что при увеличении зазоров в поршневых и распределительных парах качающих узлов гидропривода манипулятора происходит уменьшение производительности форвардера, величина которой достигает 11,5% при предельно допустимом состоянии насоса.

Abstract

INFLUENCE OF THE TECHNICAL CONDITION OF HYDRAULIC DRIVE OF CRANE OF FORWARDER ON ITS PRODUCTIVITY

Litovka S., Kosolapov V., Spivak A., Popov D.

Theoretical research of influence of a technical condition of hydraulic drive of crane of forwarder has been conducted. It is shown that at increase of the clearance of

pumping unit of hydraulic drive of crane occurs reduction of forwarder productivity which size reaches 11,5 % at a maximum-permissible condition of pump.

Рецензент: д.т.н., професор Войтов В.А.