

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2025-295-9-31-41>

УДК 621.891

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ЕКСКАВАТОРА З УРАХУВАННЯМ ПАРАМЕТРІВ АДСОРБОВАНОГО ШАРУ ПАР У ТРИБОСПОЛУЧЕННЯХ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Косолапов В.Б., Зверев А.В.

MATHEMATICAL MODELLING OF EXCAVATOR PRODUCTIVITY TAKING INTO ACCOUNT THE PARAMETERS OF THE ADSORBED VAPOUR LAYER IN THE TRIBO-CONNECTIONS OF AN AXIAL-PISTON PUMP

Kosolapov V.B., Zverev A.V.

Ефективність роботи гусеничних гідравлічних екскаваторів значною мірою залежить від ефективності гідравлічної системи, насамперед від об'ємної продуктивності аксіально-поршневого насоса, що живить робоче обладнання. Під час тривалої експлуатації поверхні тертя насосної пари (ПАР), які фізично адсорбуються на мікроскопічних нерівностях металевих поверхонь і утворюють тонкий захисний шар. Ця адсорбована плівка частково компенсує шорсткість поверхні, збільшує фактичну площу контакту, зменшує локальні контактні напруження в основі нерівностей і, таким чином, уповільнює знос. Однак товщина цієї плівки не є постійною: вона зменшується під час роботи екскаватора через зниження концентрації ПАР під впливом механічних навантажень і температури. Щоб компенсувати це явище, в практиці експлуатації гідравлічних машин робоча рідина періодично замінюється за планом, відновлюючи таким чином концентрацію ПАР до початкового рівня. У статті пропонується вдосконалена математична модель, в якій товщина плівки ПАР описується експоненціальним законом. При цьому відновлення властивостей гідравлічної рідини за фіксований проміжок часу враховується шляхом введення функції зміни товщини плівки ПАР в вираз для розрахунку ефективного трибологічного зазору, пов'язаного з моделлю змін витоку в насосному агрегаті осьового поршневого насоса. На цій основі

визначається залежність зміни об'ємного ККД насоса від часу роботи екскаватора та частоти заміни гідравлічної рідини. На цій основі отримано залежність об'ємного ККД насоса від часу його роботи і, в кінцевому підсумку, залежність продуктивності екскаватора від часу його роботи з урахуванням частоти заміни гідравлічної рідини в гідравлічному приводі.

Модель параметризована для гідравлічного екскаватора класу CAT 320 з об'ємом ковшу 0,75 м³ (два насоси продуктивністю 215 л/хв, робочий тиск до 35 МПа) і може бути використана для обґрунтування вибору гідравлічних рідин та інтервалів технічного обслуговування гідравлічних приводів у будівельній та дорожній техніці.

Ключові слова: гідропривод екскаватора, аксіально-поршковий насос, адсорбований шар ПАР, знос, об'ємний ККД, продуктивність

Актуальність

дослідження

Експлуатаційна продуктивність екскаваторів значною мірою залежить від стану його гідравлічної системи та ККД силових агрегатів, зокрема аксіально-поршневого насоса (в подальшому – насоса). Під час довготривалої роботи елементи гідроприводу екскаваторів зазнають зношування, що призводить до поступового зниження коефіцієнта корисної дії (ККД) насоса та, як наслідок, падіння продуктивності машини [1, 2]. Одним із ключових чинників, що впливають на характер зношування і втрати енергії, є трибологічні процеси в парах тертя гідроприводу та

ефективність їх змащування [3, 4, 5]. Сучасні гідравлічні оливи містять присадки – поверхнево-активні речовини (ПАР), які адсорбуються на металевих поверхнях і утворюють захисні шари. Такі адсорбовані шари виконують роль граничної плівки – своєрідного останнього шару, що захищає метал від зносу [6, 7, 8]. Наявність міцної адсорбованої плівки здатна зменшувати тертя та уповільнювати зношування деталей, тим самим підтримуючи ККД насоса на вищому рівні протягом ресурсу. Дослідження показують, що граничне змащення, шляхом утворення адсорбційних плівок ПАР є предметом інтенсивного вивчення протягом останнього часу [8-14]. Накопичені знання окреслюють загальну картину утворення граничних-плівок, їх вплив на знос і тертя шорстких поверхонь, а також поведінку адсорбованих шарів на нано- та мікрорівні [9, 12-14]. Це створює підґрунтя для математичного моделювання процесів втрати ефективності гідравлічних машин, протягом їх експлуатації, з урахуванням трибологічних факторів.

Теоретичний аналіз дослідження

Продуктивність екскаватора залежить від швидкості виконання операцій в робочому циклі (копання, поворот, розвантаження). У загальному вигляді її можна визначити теоретичної продуктивності екскаватора, з урахуванням гідравлічного та кінематичного ККД машини за весь період роботи T [15-17]:

$$Q_{\text{екск}} = Q_0 \cdot \eta_{\text{гідпр}} \cdot \eta_{\text{кінем}}, \quad (1)$$

де $\eta_{\text{гідпр}}$ та $\eta_{\text{кінем}}$ - часо-залежні ККД відповідно гідравлічної та механічної (кінематичної) частини екскаватора; Q_0 - теоретична продуктивність екскаватора.

ККД гідравлічної системи екскаватора $\eta_{\text{гідпр}}$, значною мірою, визначає гідравлічний насос, який забезпечує подачу РР до всіх виконавчих органів екскаватора (гідроциліндрів стріли, рукояті, ковша, поворотного механізму платформи). Тобто, виконавчі органи екскаватора, і відповідно їх гідропривід, працюють епізодично протягом робочого циклу, на відміну від аксіально-поршневого насоса. Тому в даній моделі було прийнято умову

$$\eta_{\text{гідпр}}(t) \approx \eta_{\text{нас}}(t), \quad (2)$$

де $\eta_{\text{нас}}(t)$ – поточний ККД насоса.

За такої умови продуктивність екскаватора за час використання T прийме такий вигляд:

$$Q_{\text{екск}}(t) = \int_0^T Q(t) \cdot \eta_{\text{нас}}(t) \cdot \eta_{\text{кінем}}(t) dt. \quad (3)$$

Це спрощена модель, яка дозволяє оцінити вплив змін, що відбуваються з технічним станом насоса, в процесі експлуатації екскаватора, на його працездатність. Робота екскаватора супроводжується постійним зниженням ККД гідроприводу через знос. Якщо режим роботи двигуна підтримується постійним, то падіння ККД насоса $\eta_{\text{нас}}(t)$ уповільнює виконання робочих операцій у циклі [11]. Відповідно, за фіксований час, екскаватор здійснить менше циклів копання, що призведе до зниження його продуктивності. В реальних умовах, для підтримання продуктивності екскаватора, з метою часткового компенсування зниження $\eta_{\text{нас}}(t)$, вдаються до збільшення кількості обертів на валу насоса. Але, це веде до зростання витрат палива і додаткового навантаження на систему гідроприводу в цілому.

Механічний ККД $\eta_{\text{кінем}}(t)$ визначає частину потужності, яка витрачається на тертя в трибосполученнях елементів робочого обладнання екскаватора та нагрів РР, який супроводжується зміною її параметрів. Однак, в даній роботі розглядається робота гідроприводу в усталеному режимі, тобто трибопроцеси в гідроприводі стабілізувалися, розвиваються з мінімальною інтенсивністю та не призводять до нагріву РР поза нормовані значення і, таким чином, не впливають (або впливають не значною мірою) на швидкість зміни параметрів РР в процесі роботи екскаватора. Відповідно до цього припущення, коефіцієнт $\eta_{\text{кінем}}(t)$ приймається постійним, а його зміна в процесі роботи екскаватора не досліджується.

У загальному вигляді коефіцієнт корисної дії насоса $\eta_{\text{нас}}$ визначається добутком його об'ємної та гідромеханічної складових [15, 16]:

$$\eta_{\text{нас}}(t) = \eta_{\text{в}}(t) \cdot \eta_{\text{гм}}(t), \quad (4)$$

де $\eta_{\text{в}}(t)$ – об'ємний ККД; $\eta_{\text{гм}}(t)$ – гідромеханічний (механічний) ККД; t – час роботи.

Відомо, що об'ємний ККД $\eta_{\text{в}}(t)$ характеризує втрати подачі насоса через внутрішні протікання РР [15, 17-19]. Ідеальний

(новий) насос при кожному оберті подає теоретичний об'єм рідини $Q_{\text{теор}}$ [10, 12]

$$Q_t = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot z \cdot n \cdot D \cdot \tan \gamma}{4} \quad (5)$$

де Q_t – теоретична подача насоса; d – діаметр поршня; z – кількість поршнів; n – частота обертання ротора; D – діаметр розташування поршнів (діаметр ділення); γ – кут нахилу блоку циліндрів або диску.

В реальних умовах частина рідини просочується через зазори в рухомих сполученнях качаючого вузла з зони підвищеного тиску (нагнітання) до дренажної магістралі насоса. Величина втрат подачі насоса $Q_{\text{втр}}(t)$, за умов розвитку процесу зносу, постійно зростають внаслідок збільшення зазорів у циліндро-поршневій групі та сполученні «блок циліндрів-розподільвач». Втрату подачі насосом прийнято визначати зниженням його об'ємного ККД [10, 12]:

$$\eta_v(t) = 1 - \frac{Q_{\text{втр}}(t)}{Q_{\text{теор}}} \quad (6)$$

де $Q_{\text{втр}}(t)$ – витік РР унаслідок зносу в моменту часу t ; $Q_{\text{теор}}$ – теоретична подача рідини насосом.

Якщо даний вираз записати відносно зазору в сполученнях, то він буде мати наступний вигляд [3, 18]

$$\eta_v(t) = \eta_{v_0} \cdot \left(1 - \beta \cdot \frac{\delta(t) - \delta_0}{\delta_{\text{кр}} - \delta_0} \right), \quad (7)$$

де η_{v_0} — початкове значення ККД насоса; δ_0 — початковий зазор в трибосполученні; $\delta(t)$ — поточний зазор в трибосполученні; $\delta_{\text{кр}}$ — критичний зазор в трибосполученні; $\beta \in (0;1)$ — коефіцієнт чутливості до зносу.

З виразу (7) видно, що збільшення зазору (зношування поверхонь тертя насоса) призводить до зниження $\eta_v(t)$, що проявляється у сповільненні руху робочих органів і збільшенні тривалості робочого циклу екскаватора [11]. У результаті, якщо зазначений процес деградації трибосполучення продовжується, гідросистема втрачає

працездатність і гідронасос потребуватиме ремонту або заміни.

Відомо, що одним із ключових факторів, що впливають на динаміку змін характеристики ККД насоса, є наявність на його поверхнях тертя адсорбованих шарів поверхнево-активних речовин (ПАР), дія яких суттєво впливає на процеси зносу та формування зазорів у рухомих сполученнях качаючого вузла [20, 21].

Гідромеханічний ККД насоса $\eta_{\text{гм}}(t)$ відображає втрати на тертя і гідравлічний опір у насосі. Значна частка цих втрат у насосі зумовлена силами тертя в циліндро-поршневій групі, підшипниках та у сполученні «шайба-розподільвач – блок циліндрів». Інтегрально, гідромеханічний ККД насоса визначається співвідношенням корисної потужності на валу насоса W_a до підведеної потужності W

$$\frac{d\eta_{\text{нас}}}{dt} = -\frac{W_a}{W} \quad (8)$$

За реальних умов експлуатації екскаватора, зниження об'ємного ККД насоса $\eta_v(t)$ спонукає оператора підвищувати оберти валу приводу насоса, що призводить до збільшення питомих витрат палива і зниження загальної ефективності роботи машини. Окрім того, підвищення обертів валу насоса призводить до збільшення швидкості переміщення поверхонь тертя в сполученнях, що спричиняє зростання шляху тертя за розрахунковий проміжок часу. Таким чином, за постійного тиску в сполученнях, протягом розрахункового інтервалу часу, збільшуються робота сил тертя, що призводить до зменшення гідромеханічного коефіцієнта корисної дії $\eta_{\text{гм}}(t)$ [16, 19].

Відповідно до попереднього припущення щодо роботи гідропроводу в усталеному режимі і виключенні впливу (або не значному впливу) процесу тертя в рухомих сполученнях насоса на швидкість зміни параметрів РР, в процесі роботи екскаватора, припускаємо, що $\eta_{\text{гм}}(t) = \text{const}$. Тобто, параметром, що не впливає на динаміку (прискорення) змін ККД насоса.

Для математичного опису динаміки ККД аксіально-поршневого насоса, у даному дослідженні, приймаємо, що основним чинником зниження $\eta_{\text{нас}}(t)$ є прогресуючі витоки у його качаючому вузлі, пов'язане із зносом в їх рухомих сполученнях, як наслідком впливу зміни параметрів адсорбованих на їх поверхнях шарів ПАР.

Таким чином, відповідно до виразу (1) та зазначених вище припущень щодо цього дослідження, прогнозована зміна продуктивності екскаватора протягом розрахункового періоду може бути визначена відповідно до виразу

$$\Delta Q_{\text{екск}}(t) = Q_0 \cdot \eta_{\text{гм}} \cdot (1 - \eta_{\text{нас}}(t)) \quad (9)$$

Метою роботи є розробка науково обґрунтованої моделі зміни продуктивності екскаватора протягом часу його експлуатації, з урахуванням зміни параметрів адсорбованого шару ПАР на поверхнях тертя аксіально-поршневого насосу.

Завданням дослідження:

виконати аналітичний огляд для вибору простої, але фізично обґрунтованої функції $\delta(t)$;

- отримати кореговані залежності $\delta(t)$, $\eta_{\text{нас}}(t)$, $Q_{\text{екск}}(t)$ та $\Delta Q_{\text{екск}}(t)$ в яких додано вплив адсорбованого шару ПАР;

- проілюструвати модель числовим прикладом для типового екскаватора з ковшем 0,75 м³.

6. Основний матеріал дослідження

Для моделювання зміни об'ємного ККД аксіально-поршневого насоса $\eta_{\text{нас}}(t)$, з урахуванням змін параметрів адсорбційного шару ПАР на поверхнях його трибосполучень, була прийнята модель залежності ККД насоса від зазору в рухомих сполученнях качаючого вузла насосу, яка має вигляд [1, 18]

$$\eta_{\text{нас}}(t) = \eta_{\text{нас}_0} \cdot \left(1 - \beta \cdot \frac{d\delta(t) - \delta_0}{\delta_{\text{кр}} - \delta_0} \right) \quad (10)$$

де $\eta_{\text{нас}_0}$ — початкове значення ККД; $\delta(t)$ — поточний зазор; δ_0 — початковий зазор; $\delta_{\text{кр}}$ — критичний зазор (межа герметичності); $\beta \in (0; 1)$ — коефіцієнт чутливості до зносу [1, 3, 18].

Щоб відобразити вплив кількості шарів ПАР, адсорбованих на поверхнях тертя качаючого вузла насосу, на динаміку зносу, в математичну модель визначення зміни зазору в парі тертя введено функцію зміни зазору через темп зносу та функцію зміни в часі товщини адсорбованого на поверхнях шару ПАР [3]:

$$d\delta(t) = d\delta_{\text{п}}(t) - dh_{\text{адс}}(t) = \quad (11)$$

$$= \delta_0 \cdot \left(1 + \alpha(t) \cdot \frac{R_z}{R_z^{\text{етал}}} \cdot \frac{t}{T_{\text{max}}} \right) - h_{\text{адс}}(t)$$

де $\alpha(t)$ - функція зміни темпу зносу; $h_{\text{адс}}(t)$ - поточна сумарна товщина адсорбованих шарів ПАР; R_z - поточна шорсткість поверхні трибосполучення; $R_z^{\text{етал}}$ - еталонна шорсткість, від якої масштабуються інші значення R_z .

Функція зміни темпу зносу $\alpha(t)$, в виразі (11), базується на аналізі попередніх досліджень зміни об'ємного ККД гідравлічних екскаваторів за час їх використання на роботах, пов'язаних з будівництвом доріг та у кар'єрах з видобутку дорожньо-будівельних матеріалів. [3, 22]

$$\alpha(t) = 0.35 \cdot e^{-k \cdot n(t)} \quad (12)$$

де k - коефіцієнт, що описує ефективність шарів ПАР у стримуванні зносу, $k = 0.01$; $n(t)$ - поточна кількість шарів ПАР.

Коефіцієнт 0,35 у виразі (12) - це емпіричний параметр, який базується на експлуатаційних спостереженнях аксіально-поршневих насосів екскаваторів САТ (або аналогічних) і враховує середньозважене зростання зазору до ~ 35% за весь типовий ресурс (3000 годин), та відповідає типовій зміні зазору (на 2–3 мкм) в кінці їх ресурсу при помірних режимах навантаження [1, 3].

Для нормування впливу реальної шорсткості застосовується співвідношення $\frac{R_z}{R_z^{\text{етал}}}$, яке дозволяє враховувати ступінь впливу поточної шорсткості поверхонь тертя в трибосполученні.

Поточна кількість шарів ПАР визначається з виразу

$$dn(t) = \frac{dh_{\text{адс}}(t)}{h_{\text{адс}_\text{моно}}} \quad (13)$$

де $h_{\text{адс}_\text{моно}}$ - товщина одного адсорбованого шару ПАР; $dh_{\text{адс}}(t)$ - поточна товщина адсорбованих шарів ПАР на поверхні.

Для орієнтовної оцінки товщини одного адсорбованого шару ПАР визначимо уявні геометричні параметри молекули у вигляді сфероїда (рис. 1). У якості ПАР приймаємо (для даного розрахунку) беззольну протизносну

присадку БМА-5 (тіоефір діалкідітіофосфорної кислоти) з масою молекули $M_{\text{ПАР}} = 3,86 \cdot 10^{-25}$ кг; густиною $\rho = 0,9 \cdot 10^3$ кг/м³ [23-25].

Об'єм молекули визначимо з виразу:

$$V_{\text{ПАР}} = \frac{M_{\text{ПАР}}}{\rho} = \frac{3,86 \cdot 10^{-25}}{0,9 \cdot 10^3} = 3,18 \cdot 10^{-28} \text{ м}^3. \quad (14)$$

Вважаємо, що молекула має форму і її об'єм дорівнюватиме

$$V_{\text{ПАР}} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot k \cdot b^3, \quad (15)$$

де $k = \frac{a}{b}$

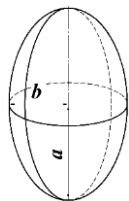


Рис. 1. Розрахункова модель молекули ПАР

За умови $k = 5$ розміри молекули ПАР будуть дорівнювати

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot V_{\text{ПАР}}}{4 \cdot \pi \cdot k}} = 2,4 \text{ Å} \quad (16)$$

$$a = b \cdot k = 12 \text{ Å}$$

Відповідно при $k = 1$

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot V_{\text{ПАР}}}{4 \cdot \pi \cdot k}} \approx 4,2 \text{ Å}. \quad (16)$$

$$a = b \cdot k = 4,2 \text{ Å}$$

Тобто, товщину одного шару (моношару) ПАР можна попередньо прийняти в межах $4,2 - 12 \text{ Å}$

Попередніми дослідженнями зміни параметрів адсорбованих шарів ПАР з РР ISO НМ 46 [26] доведено, що з часом її використання у гідроприводах екскаваторів товщина адсорбованих шарів на металевій поверхні суттєво змінюється. Результати вимірів наведено у табл. 1

За наведеними даними щодо досліджених зразків РР, шляхом апроксимації, було отримано функції залежності товщини адсорбованих шарів ПАР цієї рідини від часу напрацювання в гідроприводі екскаватору:

$$h_{\text{адс}}(t) = 0,1235 \cdot 10^{-6} \cdot e^{-0,203 \cdot t}. \quad (17)$$

Відповідно до виразу (12), поточна кількість шарів ПАР, що адсорбуються на металевій поверхні, визначається з виразу

$$n(t) = \frac{0,1235 \cdot 10^{-6} \cdot e^{-0,203 \cdot t}}{h_{\text{адс тогоч}}} \quad (18)$$

Результати розрахунків зміни кількості адсорбованих шарів ПАР від часу напрацювання в гідроприводі екскаватору наведено на графіку (рис. 2). З графіка видно, що зі збільшенням часу експлуатації екскаватора відбувається значне зменшення кількості адсорбованих шарів ПАР на металевих поверхнях (за 1200 годин більше ніж удвічі), що обумовлено як термоокислювальною деструкцією присадок, так і механічним руйнуванням адсорбційних шарів у умовах граничного тертя в сукупності з видаленням ПАР, адсорбованих на поверхнях забруднювачів РР, фільтрами [27, 28].

Таблиця 1

Середня товщина адсорбованого шару ПАР на поверхні кульки

		Товщина адсорбованого шару ПАР на поверхні кульки, мкм					
Температура виміру, °K	Час напрацювання T, год	0	200	400	600	800	1000
		0,224	0,186	0,14	0,1012	0,0741	0,0526
293		0,2022	0,1658	0,13	0,1	0,0842	0,0681
313		0,1853	0,1523	0,1206	0,0965	0,0836	0,0694
323		0,1624	0,1341	0,1085	0,0878	0,073	0,0627
333							

(кулька STEEL BALL 11.112MM G3 ISO 3290-1)

За розробленою математичною моделлю виконано прогнозування зміни об'ємного ККД на прикладі екскаватора CAT 320 GC за вихідними даними [29, 30] наведеними у таблиці 2.

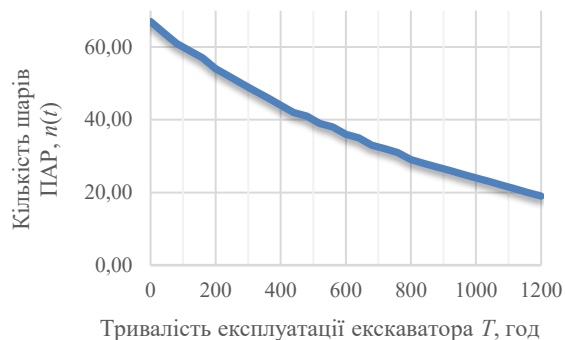


Рис. 2. Графік прогнозованої зміни кількості адсорбованих шарів ПАР від часу напрацювання в гідроприводі екскаватору

Для подовження терміну експлуатації насосів, за практики експлуатації одноковшевих екскаваторів, рекомендовано виконувати заміну РР гідроприводів через кожні 240 - 400 маш.-годин їх експлуатації [26, 28]. Відповідно до цих рекомендацій виконано корегування щодо математичної моделі розрахунку зміни товщини адсорбційного шару протягом розрахункового періоду T .

Результати розрахунків прогнозованої зміни $\eta_{\text{нас}}(t)$ наведено на відповідних графіках (рис. 3).

За умови отримання раціональних результатів від використання екскаваторів загально прийнято, що величина зниження об'ємного ККД не повинна перевищувати 15-25% від вихідного значення в залежності від умов його використання [29, 30].

Результати комп'ютерного моделювання демонструють значне зниження об'ємного ККД аксіально-поршневого насоса протягом експлуатаційного періоду. Як видно з рис. 3, критичне значення ККД (25% втрат від початкового значення) досягається вже через 750-900 годин роботи, що значно нижче гарантованого виробником ресурсу в 3000 годин [29, 30].

$$Q_{\text{екск}}(t) = \int_0^T Q(t) \cdot \eta_{\text{нас}}(t) \cdot \eta_{\text{кінем}}(t) dt. \quad (19)$$

За умови $\eta_{\text{кінем}}(t) = \text{const}$

$$Q_{\text{екск}}(t) = \eta_{\text{кінем}} \int_0^T Q(t) \cdot \eta_{\text{нас}}(t) dt. \quad (20)$$

Таблиця 2

Вихідні дані для розрахунку

Параметр	Фізичний зміст	Од. виміру	
p_p	Робочий тиск	МПа	30
$\eta_{\text{нас}0}$	Початкове значення ККД насосу		0.987
$Q_{\text{ном}}$	Початкова подача насосу	л/хв	215
T	Тривалість експлуатації	год	3000
V	Об'єм ковша	м ³	0.75
δ_0	Початковий зазор	мкм	7
$h_{\text{адс}_{\text{одно}}}$	Товщина одного адсорбованого шару ПАР	м	$3 \cdot 10^{-9}$
$h_{\text{адс}}$	Сумарна товщина адсорбованих шарів ПАР		
R_z	Поточна шорсткість		$0.4 \cdot 10^{-6}$
$R_z^{\text{етал}}$	Рівноважна шорсткість		$0.2 \cdot 10^{-6}$
0.35	Темп зношування відносно ресурсу (тобто 35% приросту зазору за повний ресурс при базовій шорсткості)		
$\frac{R_z}{R_z^{\text{етал}}}$	Нормована вага шорсткості: чим вищий R_z , тим інтенсивніший знос		

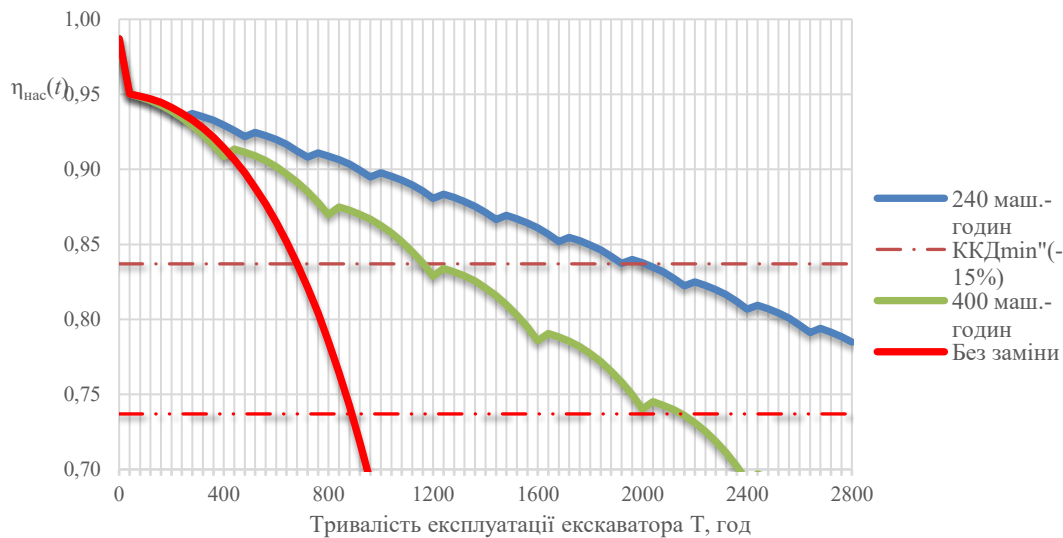


Рис. 3. Графік прогнозованої зміни об'ємного ККД насоса екскаватора

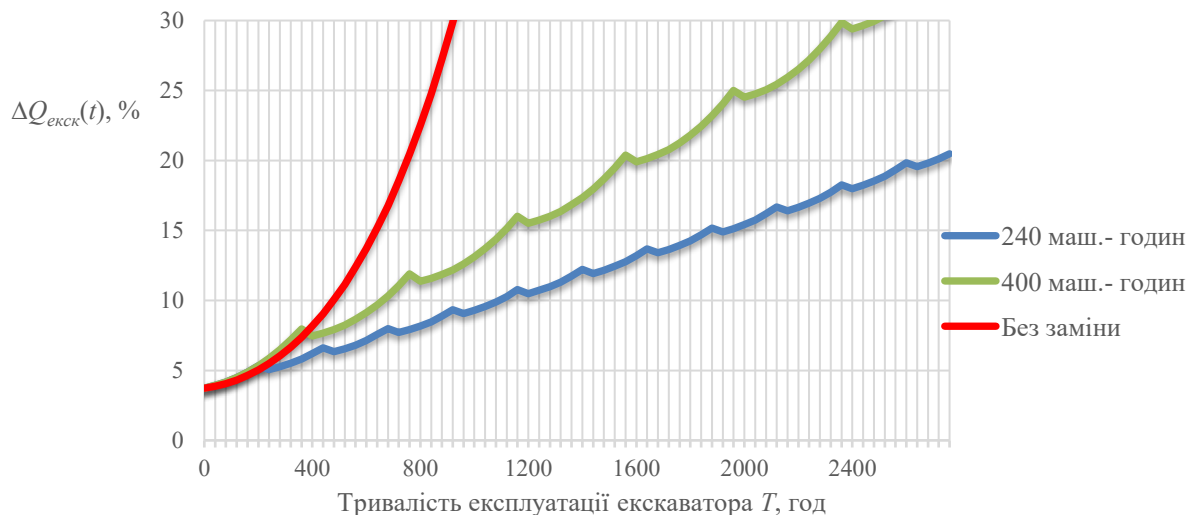


Рис. 4. Графік прогнозованого зменшення продуктивності екскаватора при зміні адсорбованого шару ПАР

Для оцінки ступеню зниження продуктивності екскаватора в залежності від змін адсорбційної здатності РР гідроприводу екскаватора протягом часу його експлуатації виконано розрахунки за виразом

$$\Delta Q_{\text{екск}}(t) = \frac{Q(t_i) \cdot \eta_{\text{нас}}(t_i) - Q(t_{i+1}) \cdot \eta_{\text{нас}}(t_{i+1})}{Q(t_0) \cdot \eta_{\text{нас}}(t_0)} \cdot 100. \quad (21)$$

Результати розрахунків прогнозованого зменшення продуктивності екскаватора $\Delta Q_{\text{екск}}(t)$ при зміні адсорбованого шару ПАР наведено на відповідних графіках (рис. 4).

Аналіз результату моделювання зміни ККД, виходячи з умови використання РР без відновлення протягом 1200 машино-годин,

показує, що зміна ККД до критичного значення відбувається протягом 750...900 годин (рис. 3), що значно нижче часу роботи до критичного стану, гарантованого компаніями-виробниками. Застосування періодичної заміни РР протягом періоду роботи екскаватора значно підвищує час напрацювання насоса до критичного стану. Так за умови заміни РР з періодичністю 400 годин напрацювання до критичного стану збільшується в ~2 рази, а при заміні РР через 240 годин – більше ніж у 3,5 рази.

Запропонована модель, хоча й побудована на відносно простих припущеннях (експоненціальна деградація $h_{\text{адс}}(t)$, рівномірний розподіл мікроступів,

узагальнений коефіцієнт витікання РР $\eta_v(t)$), дозволяє:

- пов'язати стан робочої рідини ($h_{\text{алс}}(t)$) з зазором $\delta(t)$;
- кількісно оцінити вплив інтервалів заміни масла на об'ємний ККД насоса;
- оцінити втрату продуктивності машини при збільшенні напруження.

Висновки. 1 Запропоновано математичну модель зміни продуктивності екскаватора, яка враховує динаміку зміни параметрів адсорбованих шарів ПАР на поверхнях тертя аксіально-поршневого насоса.

2. Встановлено, що суттєвими фактором зниження об'ємного ККД насоса є прогресуючі витоки РР через збільшення зазорів у циліндро-поршневій, та розподільчій групі качаючого вузла насоса, які інтенсивно зростають через деградацію адсорбційних шарів ПАР і після 700 годин експлуатації призводять до критичної зміни $\eta_{\text{об}}$ насосу.

3. Доведено експоненційний характер зменшення товщини адсорбованого шару ПАР з часом експлуатації, що призводить до зниження кількості захисних шарів з 75 до 35 за 1000 годин роботи.

4. Практичні рекомендації щодо встановлення скороченого інтервалу заміни РР (240-400 годин) дозволяє значно збільшувати термін часу напруження гідравлічних систем екскаваторів до настання критичного стану $\eta_{\text{об}}$ насосу, тобто дозволяє підтримувати продуктивність на рівні 85-90% від номінальної.

5. Математична модель дозволяє прогнозувати критичні параметри стану гідравлічної системи: зниження об'ємного ККД насоса базуючись на результатах періодичного діагностування темпу зменшення адсорбційної спроможності РР. (в даному випадку, зменшення кількості шарів ПАР менше 40, що свідчить про необхідність технічного обслуговування). Запропонована модель може бути використана для оптимізації інтервалів технічного обслуговування (заміни масла), вибору складу протизносних присадок, а також для інтеграції в більш комплексні системні моделі гідроприводів будівельних машин.

6. Подальший розвиток роботи доцільно пов'язати з експериментальним визначенням параметрів δ_0 , δ_{min} , k_1 для конкретних марок робочих рідин та матеріалів трибосполучень.

Література

1. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples / J. M. I. Bergadà та ін. *Applied Mathematical Modelling*. 2012. Т. 36, вип. 4. С. 1731–1751. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.09.016>.
2. Zawistowski T., Kleiber M. Gap flow simulation methods in high pressure variable displacement axial piston pump. *Archives of Computational Methods in Engineering*. 2017. Т. 24. С. 519–542. URL: <https://doi.org/10.1007/s11831-016-9180-5>.
3. Ivantysyn J., Ivantysynova M. Hydrostatic pumps and motors: Principles, design, performance, modelling, analysis, control and testing : monograph. New Delhi : Tech Books International, 2003. 512 с.
4. Войтов В. А. В. А. Конструктивна зносостійкість вузлів тертя гідромашин. Частина II : методологія моделювання граничного змащення в гідромашинах.. Харків : Центр Леся Курбаса, 1997. 152 с.
5. Hamrock B. J., Schmid S. R., Jacobson B. O. Fundamentals of fluid film lubrication : 2nd ed.. Boca Raton : CRC Press, 2004. 728 с. URL: <https://doi.org/10.1201/9780203021187>.
6. Noria Corporation. Tribology explained. *Noria Corporation. Lubrication (Machinery Lubrication)*. URL: <https://www.machinerylubrication.com/tribology-31340..>
7. Israelachvili J. N. Intermolecular and surface forces. San Diego : Academic Press, 2011. 674 с. ISBN 978-0-12-391927-4.
8. Michael P. W., Mettakadapa S., Shahahmadi S. *An adsorption model for hydraulic motor lubrication*. 2015. Т. 138, вип. 1. (Article ; т. 011801). URL: <https://10.1115/1.4031139>.
9. Zhang J., Meng Y. *Boundary lubrication by adsorption film*. 2015. Т. 3, вип. 2. С. 115–147. URL: <https://doi.org/10.1007/s40544-015-0084-4>.
10. Spikes H. Friction modifier additives. *Tribology Letters*. 2015. Т. 60, вип. 1. С. 1–26. URL: <https://10.1007/s11249-015-0589-z>.
11. Stålgren J. J. R., Eriksson J., Boschkova K. Adsorption and frictional properties of surfactant assemblies at solid surfaces. *Journal of Colloid and Interface Science*. 2001. Т. 234, вип. 1. С. 1–10.
12. Stålgren J. J. R. J. J. R. Adsorption of surfactants at the solid–liquid interface : автореф. дис. ... д-ра / Royal Institute of Technology (KTH). Stockholm, 2002..
13. Lu K., Wang X., Qu J. Adsorption behavior and lubrication mechanism of surfactants on metal surfaces. *Tribology International*. 2021. Т. 157. (Article ; т. 106861). URL: <https://10.1016/j.triboint.2021.106861..>
14. Somasundaran P., Krishnakumar S. Adsorption of surfactants and their mixtures at solid–liquid interfaces. *Advances in Colloid and Interface Science*. 2000. Т. 88, вип. 2. С. 179–208. URL: [https://doi.org/10.1016/S0001-8686\(00\)00045-2](https://doi.org/10.1016/S0001-8686(00)00045-2).

15. Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин : підручник. Харків : ХНАДУ, 2016. 438 с.
16. Berendsen Fluid Power. What loss of efficiency tells you about hydraulic pump and motor wear. *Berendsen Fluid Power*. URL: <https://berendsen.com.au/understanding-hydraulic-pump-motor-efficiency>.
17. Manring N. D. Hydraulic control systems : 2nd ed. Hoboken : Wiley, 2020. 432 с.
18. Bergada J. M., Watton J., Ebrahimi A. A complete analysis of axial piston pump leakage and lubricating interfaces. *Applied Mathematical Modelling*. 2012. Т. 36, вип. 11. С. 5498–5513. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.12.032>.
19. Shorbagy A., Ivantysyn R., Weber J. Holistic analysis of the tribological interfaces of an axial piston pump – focusing on the pump's efficiency. *Chemical Engineering & Technology*. 2023. Т. 46, вип. 1. С. 1–9. URL: <https://doi.org/10.1002/ceat.202200450>.
20. Косолапов В. Б., Литовка С. В. Определение зазора в сопряжении «поршень–втулка» аксиально-поршневого насоса гидропривода мобильных машин с учетом толщины смазочной пленки рабочей жидкости. *Интерстроймех – 2010 : материалы междунар. Науч.-техн. Конф.* Белгород, 2010. Т. 1. С. 213–219.
21. Косолапов В. Б., Литовка С. В. Влияние параметров смазочной пленки рабочей жидкости на ресурс гидропривода мобильных машин. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Т. 128 : Серія «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». С. 256–260.
22. Yin W., Yu Y., Zhao Y. Volumetric efficiency degradation prediction of axial piston pump based on friction and wear test. *Processes*. 2024. Т. 12, вип. 3. (Article 424). URL: <https://doi.org/10.3390/pr12030424>.
23. Лысков Е. Н., Косолапов В. Б., Воронин С. В. Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и их влияние на износ технических систем : монография : монография. Харьков : ЭДЭНА, 2009. 274 с.
24. Totten G. E. G. E. Handbook of lubrication and tribology. Boca Raton : CRC Press, 2006. Т. 1 : Application and maintenance. 213 с.
25. Minfray C., Martin J.-M., Esnouf C. A multi-technique approach of tribofilm characterisation. *Thin Solid Films*. 2008. Т. 516, вип. 12. С. 4106–4112.
26. Косолапов В. Б., Литовка С. В. Экспериментальные исследования толщины смазочной пленки рабочей жидкости гидропривода в процессе эксплуатации мобильных машин. *Интерстроймех – 2010 : материалы междунар. Науч.-техн. Конф.* Белгород, 2010. Т. 1. С. 209–212.
27. Maruyama T., et al. In situ quantification of oil film formation and breakdown using electrical impedance. *Tribology Transactions*. 2018. Т. 61, вип. 6. С. 1051–1061. URL: <https://doi.org/10.1080/10402004.2018.1468519>.
28. Косолапов В. Б., Литовка С. В. Оцінка впливу частоти заміни рідини гідроприводу трансмісії на техніко-економічні показники сільськогосподарських машин. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2010. Т. 2, вип. 95. С. 225–229.
29. Caterpillar Inc. 320 Hydraulic Excavator. Technical specifications. Hydraulic system – maximum flow 429 L/min; maximum pressure 35 000 kPa. *Caterpillar Inc.* URL: https://www.cat.com/en_MX/products/new/equipment/excavators/medium-excavators/126534.html.
30. Caterpillar Inc. 320 Hydraulic Excavator. Product brochure and specifications. Bucket capacities and working ranges. *Caterpillar Inc.* URL: <https://www.foleyinc.com/wp-content/uploads/2025/02/320-gc-next-gen-brochure.pdf>.

References

1. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples / J. M. Bergada та ін. *Applied Mathematical Modelling*. 2012. Т. 36, вип. 4. С. 1731–1751. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.09.016>.
2. Zawistowski T., Kleiber M. Gap flow simulation methods in high pressure variable displacement axial piston pump. *Archives of Computational Methods in Engineering*. 2017. Т. 24. P. 519–542. URL: <https://doi.org/10.1007/s11831-016-9180-5>.
3. Ivantysyn J., Ivantysynova M. Hydrostatic pumps and motors: Principles, design, performance, modelling, analysis, control and testing : monograph. New Delhi : Tech Books International, 2003. 512 p.
4. Vojtov V. A. V. A. Konstruktivna znosostijkist vuzliv tertya gidromashin. Chastina II : metodologiya modelyuvannya granichnogo zmathennya v gidromashinah.. Harkiv : Centr Lesya Kurбasa, 1997. 152 p.
5. Hamrock B. J., Schmid S. R., Jacobson B. O. Fundamentals of fluid film lubrication : 2nd ed.. Boca Raton : CRC Press, 2004. 728 p. URL: <https://doi.org/10.1201/9780203021187>.
6. Noria Corporation. Tribology explained. *Noria Corporation. Lubrication (Machinery Lubrication)*. URL: <https://www.machinerylubrication.com/tribology-31340..>

7. Israelachvili J. N. Intermolecular and surface forces. San Diego : Academic Press, 2011. 674 p. ISBN 978-0-12-391927-4.
8. Michael P. W., Mettakadapa S., Shahahmadi S. *An adsorption model for hydraulic motor lubrication*. 2015. Т. 138, вип. 1. (Article ; т. 011801). URL: <https://doi.org/10.1115/1.4031139>.
9. Zhang J., Meng Y. *Boundary lubrication by adsorption film*. 2015. Т. 3, вип. 2. Р. 115–147. URL: <https://doi.org/10.1007/s40544-015-0084-4>.
10. Spikes H. Friction modifier additives. *Tribology Letters*. 2015. Т. 60, вип. 1. Р. 1–26. URL: <https://doi.org/10.1007/s11249-015-0589-z>.
11. Stålgren J. J. R., Eriksson J., Boschkova K. Adsorption and frictional properties of surfactant assemblies at solid surfaces. *Journal of Colloid and Interface Science*. 2001. Т. 234, вип. 1. Р. 1–10.
12. Stålgren J. J. R. J. J. R. Adsorption of surfactants at the solid–liquid interface : автореф. дис. ... д-ра / Royal Institute of Technology (KTH). Stockholm, 2002..
13. Lu K., Wang X., Qu J. Adsorption behavior and lubrication mechanism of surfactants on metal surfaces. *Tribology International*. 2021. Т. 157. (Article ; т. 106861). URL: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.106861>.
14. Somasundaran P., Krishnakumar S. Adsorption of surfactants and their mixtures at solid–liquid interfaces. *Advances in Colloid and Interface Science*. 2000. Т. 88, вип. 2. Р. 179–208. URL: [https://doi.org/10.1016/S0001-8686\(00\)00045-2](https://doi.org/10.1016/S0001-8686(00)00045-2).
15. Avrunin G. A., Kirichenko I. G., Samorodov V. B. *Gidravlichne obladnannya budivelnih ta dorozhnik mashin : pidruchnik*. Harkiv : HNADU, 2016. 438 p.
16. Berendsen Fluid Power. What loss of efficiency tells you about hydraulic pump and motor wear. *Berendsen Fluid Power*. URL: <https://berendsen.com.au/understanding-hydraulic-pump-motor-efficiency>.
17. Manring N. D. *Hydraulic control systems : 2nd ed.* Hoboken : Wiley, 2020. 432 p.
18. Bergada J. M., Watton J., Ebrahimi A. A complete analysis of axial piston pump leakage and lubricating interfaces. *Applied Mathematical Modelling*. 2012. Т. 36, вип. 11. Р. 5498–5513. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.12.032>.
19. Shorbagy A., Ivantysyn R., Weber J. Holistic analysis of the tribological interfaces of an axial piston pump – focusing on the pump’s efficiency. *Chemical Engineering & Technology*. 2023. Т. 46, вип. 1. Р. 1–9. URL: <https://doi.org/10.1002/ceat.202200450>.
20. Kosolapov V. B., Litovka S. V. *Opredelenie zazora v sopryazhenii «porshen–vtulka» aksialno-porshnevoogo nasosa gidroprivoda mobilnyh mashin s uchetom tolshiny smazochnoj plenki rabochej zhidkosti*. *Interstrojmeh – 2010 : materialy mezhdunar. Nauch.-tehn. Konf.* Belgorod, 2010. Т. 1. Р. 213–219.
21. Kosolapov V. B., Litovka S. V. Vliyanie parametrov smazochnoj plenki rabochej zhidkosti na resurs gidroprivoda mobilnyh mashin. *Visnik Harkivskogo nacionalnogo tehnicnogo universitetu silskogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka*. Т. 128 : Seriya «Problemi nadijnosti mashin ta zasobiv mehanizaciyi silskogospodarskogo virobniictva». Р. 256–260.
22. Yin W., Yu Y., Zhao Y. Volumetric efficiency degradation prediction of axial piston pump based on friction and wear test. *Processes*. 2024. Т. 12, вип. 3. (Article 424). URL: <https://doi.org/10.3390/pr12030424>.
23. Lysikov E. N., Kosolapov V. B., Voronin S. V. Nadmolekulyarnye struktury zhidkih smazochnyh sred i ih vliyanie na iznos tehniceskikh sistem : monografiya : monografiya. Harkov : EDENA, 2009. 274 p.
24. Totten G. E. G. E. *Handbook of lubrication and tribology*. Boca Raton : CRC Press, 2006. Т. 1 : Application and maintenance. 213 p.
25. Minfray C., Martin J.-M., Esnouf C. A multi-technique approach of tribofilm characterisation. *Thin Solid Films*. 2008. Т. 516, вип. 12. Р. 4106–4112.
26. Kosolapov V. B., Litovka S. V. Eksperimentalnye issledovaniya tolshiny smazochnoj plenki rabochej zhidkosti gidroprivoda v processe ekspluatatsiyi mobilnyh mashin. *Interstrojmeh – 2010 : materialy mezhdunar. Nauch.-tehn. Konf.* Belgorod, 2010. Т. 1. Р. 209–212.
27. Maruyama T., et al. In situ quantification of oil film formation and breakdown using electrical impedance. *Tribology Transactions*. 2018. Т. 61, вип. 6. Р. 1051–1061. URL: <https://doi.org/10.1080/10402004.2018.1468519>.
28. Kosolapov V. B., Litovka S. V. Ocinka vplivu chastoti zamini ridini gidroprivodu transmisiyi na tehniko-ekonomichni pokazniki silskogospodarskikh mashin. *Visnik Harkivskogo nacionalnogo tehnicnogo universitetu silskogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka*. 2010. Т. 2, вип. 95. Р. 225–229.
29. Caterpillar Inc. 320 Hydraulic Excavator. Technical specifications. Hydraulic system – maximum flow 429 L/min; maximum pressure 35 000 kPa. *Caterpillar Inc.* URL: https://www.cat.com/en_MX/products/new/equipment/excavators/medium-excavators/126534.html.
30. Caterpillar Inc. 320 Hydraulic Excavator. Product brochure and specifications. Bucket capacities and working ranges. *Caterpillar Inc.* URL: <https://www.foleyinc.com/wp-content/uploads/2025/02/320-gc-next-gen-brochure.pdf>.

Kosolapov V.B., Zverev A.V. Mathematical modelling of excavator productivity taking into account the parameters of the adsorbed vapour layer in the tribo-connections of an axial-piston pump

The performance of crawler hydraulic excavators largely depends on the efficiency of the hydraulic system, primarily on the volumetric capacity of the axial piston pump that supplies the working equipment. During prolonged operation, the mating surfaces of the pump tribopair (cylinder block – distribution washer, piston – cylinder) are subject to wear, which leads to an increase in internal leaks and a gradual decrease in volumetric efficiency and, as a result, machine productivity. Modern hydraulic fluids for construction equipment contain anti-wear additives based on surfactants (SAS), which are physically adsorbed on microscopic irregularities of metal surfaces and form a thin protective film.

This adsorbed film partially compensates for surface roughness, increases the actual contact area, reduces local contact stresses at the base of irregularities and thus slows down wear. However, the thickness of this film is not constant: it decreases during the operation of the excavator due to a reduction in the concentration of SAS under the influence of mechanical loads and temperature. To compensate for this phenomenon, in the practice of operating hydraulically driven machines, the working fluid is periodically replaced as planned, thus restoring the concentration of SAS to its initial level. The article proposes a refined mathematical model in which the thickness of the SAS film is described by an exponential law. At the same time, the restoration of the properties of the hydraulic fluid over a fixed time interval is taken into account by introducing the function of changing the thickness of the surfactant film into the expression for

calculating the effective tribological clearance associated with the model of leakage changes in the pumping unit of an axial piston pump. On this basis, the dependence of the change in the volumetric efficiency of the pump on the operating time of the excavator and the frequency of hydraulic fluid replacement is determined.

On this basis, the dependence of the volumetric efficiency of the pump on its operating time was obtained and, ultimately, the dependence of the excavator's performance on its operating time, taking into account the frequency of replacement of the hydraulic fluid in the hydraulic drive.

The model is parameterised for a CAT 320 class hydraulic excavator with a bucket volume of 0.75 m³ (two pumps with a capacity of 215 l/min, working pressure up to 35 MPa) and can be used to justify the choice of hydraulic fluids and maintenance intervals for hydraulic drives in construction and road machinery.

Keywords: excavator hydraulic drive, axial piston pump, adsorbed surfactant layer, wear, volumetric efficiency, productivity

Косолапов Віктор Борисович – канд. техн. наук., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, тел+38(097)5356478, dr.tribolog@gmail.com
Зверев Андрій Володимирович – аспірант кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, andriy.zverev@gmail.com

Стаття подана 17.10.2025.