

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ УСТАНОВЛЕННЯ УМОВ БЕЗПЕЧНОЇ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Сало Я.,

<https://orcid.org/0000-0002-1542-0599>, e-mail: yaroslavsalol3@gmail.com

Думич В.,

<https://orcid.org/0000-0002-7813-5437>, e-mail: v.dumich@i.ua

Львівська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

Мачуга О., д-р техн. наук, проф.,

<https://orcid.org/0000-0002-9151-8854>, e-mail: oleg_mach@ukr.net

Луста Ю., <https://orcid.org/0000-0001-8832-8710>

Шалапай В., <https://orcid.org/0000-0001-7558-3755>,

Національний лісотехнічний університет України

Анотація

Мета дослідження. Розширення підходів до прогнозування наслідків взаємодії мобільної сільськогосподарської та лісозаготівельної техніки з робочим середовищем для зменшення експлуатаційних ризиків і підвищення ефективності.

Методи дослідження. Методологічною основою роботи є створення адекватних математичних моделей мобільних машин з асиметрично розташованим робочим органом, які працюють на території з ухилом і можуть перебувати під дією нестационарного навантаження. Математичні моделі охоплюють роботу гідропривода робочого органу таких машин. Методи математичного аналізу дали змогу отримати аналітичні результати досліджень. Розглянуто дві можливі втрати стійкості – перекидання та бокове сковзання під час виконання роботи з нестационарним навантаженням на податливій опорній поверхні. Безпечне значення кута нахилу визначається мінімальним значенням із двох отриманих кутів. У роботі застосовано методи енергетичного підходу, що дали змогу інтегрально оцінювати складні процеси, які виникають під час експлуатації ущільнень гідроциліндрів робочих органів.

Результати дослідження. Удосконалено метод встановлення умов безпечної експлуатації мобільної техніки на території з ухилом, яка охоплює ризики її перекидання та бокового сковзання. Встановлено, що ризик сковзання є більш небезпечний і суттєво залежить від ґрунтових умов. Метод окреслює ухил території безпечної експлуатації для конкретної машини. Застосування методу проілюстровано для екскаватора Volvo EC250DL, зокрема встановлено, що ризики сковзання на перезволожених ґрунтах можуть виникати на ухилах від 6,5° під час ударного навантаження робочого органу у роботі викладено результати щодо процесу зношення ущільнень гідроциліндрів за використання різних гідравлічних олив. На підставі цих результатів спрогнозовано термін заміни ущільнень для різних експлуатаційних умов для забезпечення заданої ефективності роботи гідроциліндра та відповідної енергоефективності.

Висновки. Отримані результати є важливими для практичного використання стосовно визначення меж безпечної експлуатації мобільної машини на ухилі з огляду на уникнення ризиків перекидання та сковзання. Забезпечення своєчасного технічного сервісу гідроциліндрів дасть змогу уникнути непродуктивних втрат енергоносіїв через візуально невстановлюване зношення ущільнень. Запропоновані методи досліджень потребують подальшого розвитку з метою розширення дослідно-експериментальної бази із проведенням відповідних випробувань та впровадженням результатів у практику господарювання експлуатаційних підприємств галузі.

Ключові слова: експлуатаційні ризики, математична модель, небезпечні ухили місцевості, зношення ущільнень гідроциліндра.

Вступ. Забезпечення надійності й енергоефективності експлуатації сільськогосподарської, лісозаготівельної та дорожньо-будівельної техніки, яка виконує технологічні операції під час руху необробленою негоризонтальною ґрунтовою поверхнею, пов'язується з уникненням небезпечних, з огляду на втрати стійкості, експлуатаційних умов і контролю за прихованими непродуктивними втратами потужності двигуна.

Зазначена техніка може зазнавати імпульсного (нестационарного) впливу як від опорної поверхні, так і з боку робочого органу. Це зумовлюється стохастичними неоднорідностями макро- і мікропрофілю поверхні руху, а також експлуатаційними режимами робочих органів, які динамічно взаємодіють із робочим середовищем. Указані експлуатаційні умови можуть спричинити аварії машини через поперечну втрату стійкості аж до перекидання чи критичного сковзання схилом. Наявні підходи до визначення безпечних експлуатаційних умов зазвичай базуються на теоретичних методах статистики та експериментальних методах [Библюк, 2004], що не повною мірою дає змогу прогнозувати увесь спектр безпечних умов експлуатації.

Експлуатаційні режими мобільної техніки пов'язані з роботою гідравлічного приводу їхніх робочих органів, значною мірою — гідроциліндрів. Успішна експлуатація цієї техніки потребує вчасного обслуговування, прогнозування термінів якого повинно ґрунтуватися на аналізі максимально можливих чинників спрацювання елементів робочих органів і пошкодженості робочих середовищ [Мачуга, 2019]. Гідроциліндри привода робочих органів мобільної техніки вибирають на основі відповідності їхніх характеристик оптимальним параметрам помпи. Неоптимальний режим роботи гідроциліндра зумовлює зниження ефективності гідропривода та додаткові непродуктивні втрати в елементах системи внаслідок зношення ущільнювальних елементів. Однак у науковій літературі немає математичних моделей, які встановлювали б аналітичний

зв'язок розміру нещільності з витратою робочої рідини.

Тому розвиток методів визначення допустимого ухилу місцевості для безпечної експлуатації техніки під дією нестационарного навантаження та встановлення періодичності заміни ущільнень гідроциліндрів є вагомим та актуальним для галузевого машинобудування завданням.

Застосування таких методів є доцільним для спеціалізованої техніки з асиметрично, розташованим відносно напрямку руху, робочим органом в умовах негоризонтальної необробленої поверхні руху. Зокрема це машини лісового господарства, наприклад, харвестери чи форвардери [Библюк, Мачуга, 2009]; дорожньо-будівельні машини [Гурей, 2007]; машини сільськогосподарського призначення [Лебедев, Лебедев & Коробко, 2022]; військової техніки — танків [Товстий, 2006] тощо.

Постановка завдань. Для обґрунтування методу встановлення безпечних експлуатаційних умов мобільної машини розглядається модельна задача стосовно спеціалізованої машини, яка виконує роботу на території з боковим схилом відносно до напрямку руху, ухилом. На рисунку 1 показана схема розташування ковшового екскаватора. Тут використано такі позначення: xOz — система координат, пов'язана з горизонтальною поверхнею та нормаллю до неї; $x'Oz'$ — система координат, утворена повертанням системи xOz на кут α проти годинникової стрілки, α — кут нахилу поверхні руху; C — центр маси машини з урахуванням асиметрично розташованого робочого органу з корисним навантаженням; z_c — відстань між центром маси машини та поверхнею руху; $G = mg$ — вага машини, направлена вертикально вниз, m — маса машини, $g=9,8 \text{ м/с}^2$ — прискорення вільного падіння; I — точка контакту нижнього рушія з поверхнею руху (для подальших викладок вважаємо, що ця точка збігається із зовнішнім габаритом машини за слідом рушія), b — ширина машини за зовнішнім габаритом за слідом рушія. Для такої постановки необхідно встановити

граничне значення зовнішньої імпульсної сили F_i для заданих експлуатаційних умов — кута нахилу α та кута відхилення β .

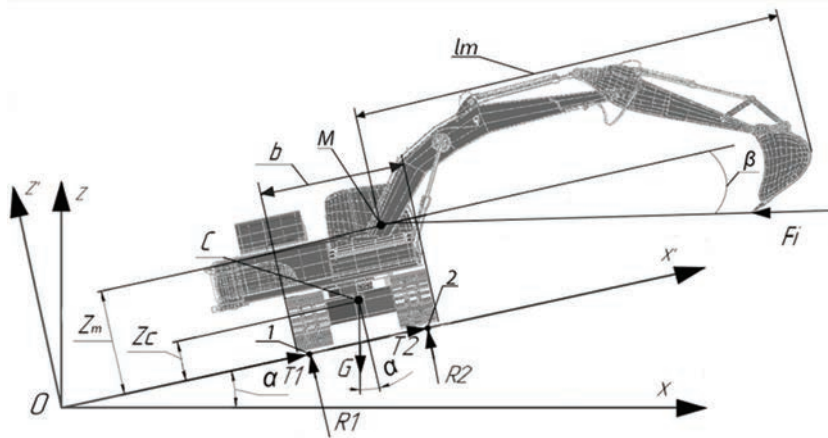


Рисунок 1 – Схема розташування ковшового екскаватора на ухилі

Для забезпечення потреб якісного проектування та технічного обслуговування ущільнень гідравлічного привода, зокрема прогнозування їхньої заміни пропонується постановка відповідного завдання. Розглянено механічну систему «гідравлічний циліндр-ущільнений поршень-стиснена гідравлічна рідина» (рисунок 2). У напірний патрубок подається рідина витратою Q , яка спричиняє рух поршня вправо. Внаслідок існування нещільності між гумовим або полімерним ущільнювачем (на рисунку не вказаний) і корпусом гідроциліндра рідина під дією тиску p може перетікати з робочої порожнини WC в штокову порожнину RC .

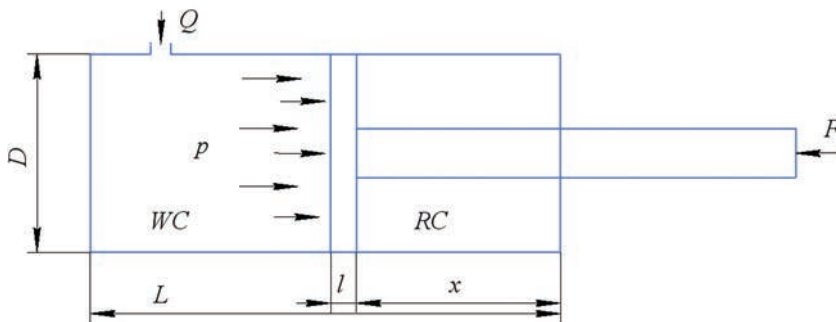


Рисунок 2 – Схема навантаження гідроциліндра

За зношення ущільнювача поршня гідроциліндра збільшуються енергозатрати на створення робочого тиску в нагніталь-

ній порожнині гідроциліндра. Це може призвести до непередбачуваного руху стріли з вантажем, наприклад, різкого опускання та зумовити втрату поперечної стійкості на схилі. Унаслідок бокового сковзання відбувається пошкодження ґрунтового покриву, що в умовах гірського рельєфу може призвести до змиву родючого шару й утворення ерозії ґрунту.

Рух поршня зумовлює зношення гумового ущільнювача. Тому визначення періодичності заміни ущільнювального кільця поршня гідроциліндра підвищить ефективність експлуатування машин на схилах і позитивно вплине на збере-

ження ґрунтового покриву.

Методи і матеріали. Стійкість машини під час роботи на схилі. Схема, подана на рисунку 1, відповідає положенню машини на схилі та може слугувати для визначення меж експлуатаційної стійкості за нестационарної взаємодії робочого органу машини з предметом оброблення. Очевидною умовою стійкості машини до перекидання є нульові значення реакції R_2 під дією імпульсної сили F_i . Втрата стійкості внаслідок бокового сковзання відбувається у випадку перевищення дотичними напруженнями, яке виникає від дії рушія (колеса чи гусениці) на поверхню руху, рівня тримальної здатності (опірності) ґрунту до зсуву.

Стійкість до перекидання.

У випадку нестационарної взаємодії робочого органу — ковша екскаватора із зовнішнім чинником (перешкодою, корисним навантаженням тощо) — баланс сил може істотно змінитися стосовно стаціонарної постанови завдання. У такому випадку необхідно розглядати динамічне наван-

таження на робочий орган, яке пропонується характеризувати імпульсом I :

$$I = Fi \cdot \Delta t, \quad (1)$$

де Fi – сила імпульсу, Δt – час дії сили Fi на конкретну машину (рисунок 1):

R_1, R_2 – нормальні реакції опорної поверхні відповідних рушіїв; T_1, T_2 – відповідні дотичні реакції; β – кут між поверхнею руху та напрямком сили дії імпульсу Fi ; M – умовна точка прикладання імпульсу (momentum); l_m – довжина асиметрично розташованого робочого органу; z_m – відстань від поверхні руху до точки M .

Використовуючи схему на рисунку 1, отримуємо такі вирази:

$$T_1 + T_2 = G \sin \alpha + F_i \cos \beta,$$

$$R_1 = -R_2 + G \cos \alpha - F_i \sin \beta, \quad (2)$$

$$\cos \alpha^* - \sin \alpha^* \frac{2z_C}{b} = \frac{2Fi}{G} \left(\sin \beta + \frac{z_M}{b} \cos \beta \right)$$

Зазначимо, що перших два рівняння в (2) справедливі для загального випадку кута ухилу поверхні руху α , а третє справедливе лише для граничного значення нахилу α^* , за якого $R_2 = 0$, – машина перекидається.

Визначення кута α^* за третьою формулою з (2) можливе числовим методом, або графічним способом у кожному конкретному випадку сили імпульсу, яка діє, Fi та кута відхилення цієї сили від поверхні руху β .

На основі аналізу (2) зазначимо, що величина критичного нахилу α^* залежить від вагових характеристик машини і навантаження, а також геометричних характеристик об'єкта дослідження, та не залежить від фізико-механічних характеристик ґрунту.

Стійкість до бокового сковзання. Тангенціальна взаємодія рушія машини з ґрунтовою поверхнею на схилі характеризується величиною дотичних реакцій T_1, T_2 (рис. 1), розміром контактної площадки обох рушіїв із ґрунтом S_K і здатністю опору ґрунту до зсуву, тобто тримальною (несною) здатністю ґрунту τ_s [Terzaghi Lectures 1974 – 1982, 1982].

Вважатимемо, що втрата стійкості у

зв'язку з боковим сковзанням відбувається тоді, коли виконується така умова для усереднених дотичних напружень:

$$\frac{T_1 + T_2}{S_K} \leq c + \frac{R_1 + R_2}{S_K} \cdot \operatorname{tg} \varphi. \quad (3)$$

Застосовуючи до умови стійкості (3) отримані вище результати силового балансу (2), після математичних перетворень отримуємо таке:

$$\begin{aligned} \cos \alpha^{**} \cdot \operatorname{tg} \varphi - \sin \alpha^{**} &= \\ &= \frac{1}{G} (Fi \cdot \sin \beta \cdot \operatorname{tg} \varphi - c \cdot S_K) \end{aligned} \quad (4)$$

Рівність (4) визначає кут α^{**} , який є небезпечним щодо втрати стійкості.

Виходячи з аналізу (4) вкажемо, що граничний кут α^{**} залежить як від вагових характеристик машини та корисного навантаження, так і від фізико-механічних характеристик ґрунтової поверхні руху.

Методи визначення допустимих експлуатаційних умов спеціалізованої машини, яка працює на ґрунтових поверхнях з ухилом, реалізовано формулами (3) та (4), які й визначають такі умови. Для цього потрібно знайти кути α^* та α^{**} та встановити безпечні експлуатаційні умови конкретної машини для заданих зовнішніх нестационарних навантажень за умови мінімального значення кута α^* чи α^{**} .

Зношення ущільнювачів гідроприводу. Довговічність ущільнювальних елементів залежить від таких експлуатаційних умов: пружно-пластичних параметрів матеріалу ущільнювачів, тиску та властивостей в'язкості робочої рідини гідропривода, стійкості до зношення пар “ущільнювач-елемент конструкції” та характеристик тертя тощо. Для вирішення цієї комплексної задачі застосовано енергетичний підхід [Мачуга, 2019].

Розглядається ущільнення гідроциліндра (рисунок 2); F – зовнішня сила, яка тисне на шток гідроциліндра, відповідно поршень якого рухається із швидкістю v , витискаючи робочу рідину з порожнини в напірний патрубок. У довільний мо-

мент поршень зміщується на величину x відносно початкового положення. Тоді, у конкретний момент потенційна енергія стисненої рідини E_{π} :

$$E_{\pi} = \frac{p^2}{2E} \frac{\pi D^2}{4} L, \quad (5)$$

де E – модуль пружності рідини, інші позначення в (5) зрозумілі з рисунка 2. Пропонується розглядати цю систему за використання структурування енергії як суму анергії та ексергії [Баер, 1968].

У випадку рівноваги поршня під дією сили F витікання рідини з напірного патрубку не спостерігається. Потенційна енергія системи E_{π}^0 та її ексергія Ex збігатимуться:

$$E_{\pi}^0 = Ex = \frac{2F^2}{E} \frac{L}{\pi D^2} = \frac{p^2}{2E} \frac{\pi D^2}{4} L. \quad (6)$$

Рівновага поршня реалізується з урахуванням статичного витікання рідини через ущільнювач між циліндром і поршнем. Нехай ΔQ – втрата робочої рідини у зв'язку з нещільністю товщиною H . Тоді поршень переміщується, “просідає” на відрізок Δx , за час Δt . У цьому випадку ексергія системи зменшується та з урахуванням дії зовнішніх сил набуває такого вигляду:

$$Ex = \frac{p^2}{2E} \frac{\pi D^2}{4} (L - x) + F \Delta x \quad (7)$$

Для визначення анергії (втрат) цієї системи використаємо рівняння витікання рідини через плоску щілину та відповідно до лінійного закону зміни тиску спростимо його:

$$\Delta Q = \frac{\pi D p}{12 \mu l} H^3. \quad (8)$$

Витрати енергії на подолання опору в'язкого потоку рідини (8):

$$E_{\mu} = N_{\mu} \cdot \Delta t = \frac{\pi D p^2}{12 \mu l} \cdot H^3 \cdot \Delta t. \quad (9)$$

У відношеннях (8) та (9) μ – динамічна в'язкість рідини.

У цьому процесі рух поршня спричиняє зношення частини матеріалу ущіль-

нювача. Енергетичні втрати E_w , потрібні для зносу об'єму V_w матеріалу [Мачуга, 2019] для випадку лінійного зносу:

$$E_w = \chi k \tau v \Delta t = K \cdot v \Delta t; \quad (10)$$

$$V_w = k \tau v \Delta t,$$

де K – модуль зносу, χ – питома об'ємна енергія, необхідна для знесення одиниці об'єму ущільнювача, k – коефіцієнт пропорційності, який визначається трибологічними властивостями матеріалу ущільнювача, τ – дотичні напруження, які приймаємо [Трение, изнашивание и смазка, 1978] залежно від притертості ущільнень $\tau = 0,04 - 0,13 \text{ МПа}$.

Витрата енергії на подолання роботи сил сухого тертя:

$$E_f = k_f p \pi D l \Delta x, \quad (11)$$

де k_f – коефіцієнт тертя.

Використовуючи енергетичні вирази (7), (9) – (11) у варіаційному рівнянні ексергійно-анергійного балансу [Мачуга, 2019], отримаємо відношення, що визначає залежність величини просідання поршня від часу з урахуванням усіх вищезазначених енергообмінних процесів:

$$\Delta x = \frac{H}{\pi D^3 l} \frac{F - F(1 - k_R) - \frac{2F^2(1 - k_R)^2}{\pi D^2 E} - \frac{6}{d_0} k K e_0 \frac{F_N}{\sigma} - k_{FR} \pi D l p}{\frac{\rho}{16 \Delta t} + \frac{3}{2} \frac{\mu}{H^2}} \Delta t. \quad (12)$$

Вираз (12) є загальним відношенням, з якого можна отримати залежність зносу ущільнення від часу, використовуючи вираз (10). Для оцінки зносу ущільнення в окремих випадках можна застосовувати таке спрощення формули (12):

$$\Delta x = \frac{F}{0,75 \pi \mu l} \frac{H^3}{D^3}. \quad (13)$$

Залежність величини нещільності ΔH від часу отримується з виразу (10) за використання отриманих формул (12) чи (13).

Результати. Застосування запропонованого методу показано на прикладі розрахунку гусеничного екскаватора Volvo EC250DL, який виконує роботу на схилі з урахуванням експлуатаційних навантажень. Обчислення виконано за формула-

ми (2) та (4) для перезволожених ґрунтів із характеристиками, наведеними в [Ovende et al., 2002] та ґрунтів середньої вологості [Агейкин, 1072]. Силкові чинники для розрахунків отримано на основі закону збереження імпульсу під час ударного навантаження. Розв'язки вказаних рівнянь отримано графічним способом.

Для оцінки ризику перекидання сформовано графічні будування, подані на рисунку 3:

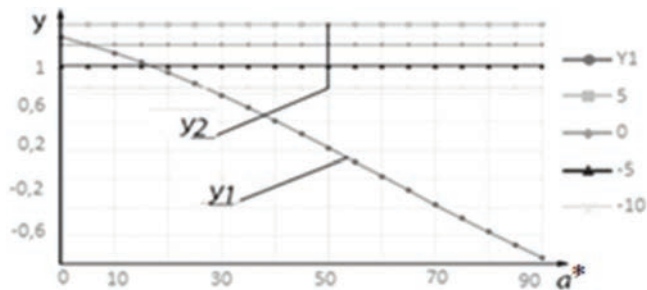


Рисунок 3 – Визначення кутів α^* для різних кутів відхилення β

На рисунку 4 подано залежності кутів α^{**} для конкретного екскаватора. На основі аналізу даних впливає таке: більша небезпека втрати стійкості виникає через можливість бокового сковзання машини на податливих ґрунтах, що необхідно враховувати для визначення безпечних експлуатаційних режимів. Такий метод можна використовувати для будь-якого типу машин.

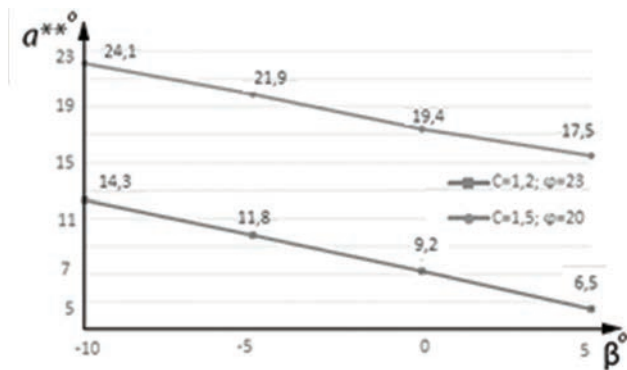


Рисунок 4 – Визначення кутів α^{**} для різних кутів відхилення β

Установлено експлуатаційні умови, що забезпечують задовільну енергоефективність експлуатації гідроциліндрів. Для тестових розрахунків обрано три гідрав-

лічні оливи: ВМГЗ; МГЕ-46В; МГЕ-10А, характеристики яких наведено в [Гідравлічні оливи, 2010-2019].

За формулою (14) визначено величину просідання Δx за 8 годинну робочу зміну $= 28\,800$ с для початкової нещільності $H = 0,01$ мм $= 0,00001$ м, ширина ущільнювача $l = 0,01$ м. Розрахунки виконано для гідроциліндра Ц75х200-2 з діаметром штока $D = 0,1$ м, на який діє сила $F = 1032$ Н. На рисунку 5 показано залежність просідання для 3-х вибраних типів оливи.

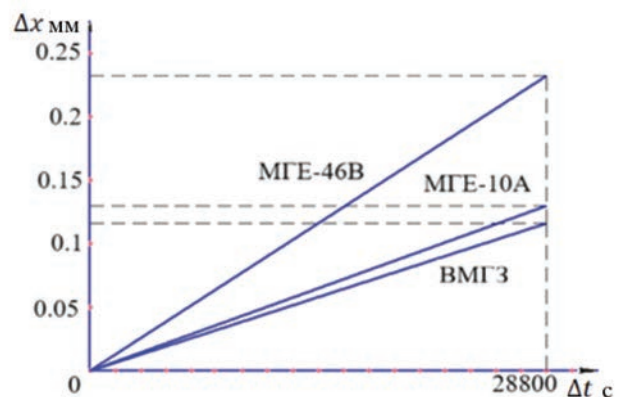


Рисунок 5 – Графік залежності Δx від Δt

Аналогічним способом визначено величину просідання Δx для трьох різних нещільностей з початковим розміром $H_1 = 0,00001$ м; $H_2 = 0,00002$ м; $H_3 = 0,00005$ м за короткий проміжок часу в 400 с для оливи ВМГЗ (рис. 6).

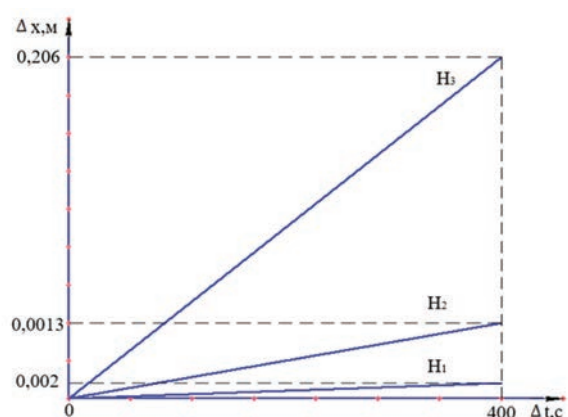


Рисунок 6 – Графік залежності Δx від Δt для різних нещільностей

Важливим для практики є визначення зміни гідравлічного коефіцієнта корис-

ної дії η зі зміною розміру нещільності. Зіставляючи величину втрат робочої рідини (8) з витратою рідини під час робочого ходу з швидкістю $v = 5$ м/с: $Q = 0,039$ м³/с, встановлено залежність між η та розміром нещільності, з якої отримано оцінку втрат ΔQ , яка знижує η на 1%, що вважається граничним рівнем втрати потужності через протікання рідини [Буренников, Немировський & Козлов, 2013]. Параметри втрат за такого граничного розміру нещільності:

$$H_c = 0,00057 \text{ м} = 0,57 \text{ мм};$$

$$Q = 3,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}; \quad \eta = 0,99.$$

За використання отриманих даних визначено (рис. 7) терміни заміни ущільнень за різних типів олив:

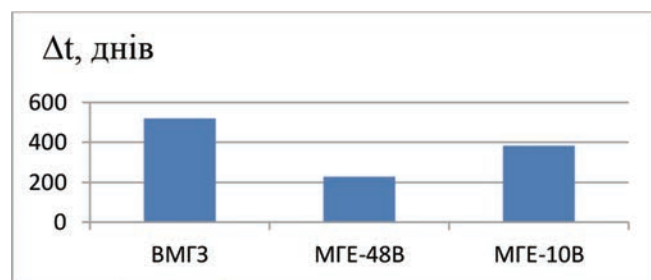


Рисунок 7 – Діаграма працездатності ущільнень

Обговорення. Тематика досліджень, викладених у цій статті має значне теоретичне підґрунтя, розроблене в Національному лісотехнічному університеті України, зокрема в роботах [Библюк та інш., 2013], [Мачуга, 2014], [Борис та ін., 2019], [Vybylyuk et al, 2019], [Мачуга, Сало, 2020] тощо. Серед робіт дослідників інших наукових шкіл відзначимо [Волянчук та ін., 2020], де охарактеризовано нестаціонарні процеси, що виникають під час роботи екскаватора, однак не розкриті аспекти, пов'язані з ризиками втрати стійкості. У роботах [Fargnoli, et al. 2018], [Cavallo et al., 2018] викладено результати дослідження людського фактора в оцінці ризиків під час роботи сільськогосподарської техніки: в людини різко падає здатність до оцінки ризиків під час довготривалої роботи та роботи в темну пору. Запровадження системи, здатної сигналізувати водієві про небезпеку ризику перекидання, пов'язаної з GPRS [Murphy, 1985], зумов-

лене невисокою точністю та необхідністю стабільного зв'язку з мережею Інтернет.

Систематизація сучасного стану в галузі матеріалів, які використовуються для ущільнень гідроприводів, наведено в [Skowrońska, 2021]. У роботі [Pan et al, 2021] зафіксовано, що сила тертя, яка створюється системою ущільнень під час руху штока і поршня, негативно впливає на положення і точність регулювання швидкості гідравлічних сервосистем. Проблема зменшення тертя в гідроприводі розглядається в [Owen, Croft, 2003], однак проблема зношування матеріалу ущільнювача не висвітлена.

Висновки. У роботі розширено підходи до прогнозування наслідків взаємодії мобільної сільськогосподарської та лісозаготівельної техніки з робочим середовищем для підвищення її експлуатаційної ефективності та екологічної сумісності.

Запропоновано розрахункові схеми та наведено формули визначення безпечних умов експлуатації – стійкості на схилі спеціалізованої машини, що виконує технологічні завдання за нестаціонарного (імпульсного) навантаження. Розглянуто дві можливості втрати стійкості – перекидання та бокове сковзання. Перша можливість характеризується лише силовими параметрами машини й технологічного навантаження. Друга можливість значною мірою залежить від ґрунтових умов. Установлено, що ризик бокового сковзання більший за ризик перекидання. Діапазон таких ризиків коливається в межах від 6,5° до 14,3° для перезволожених ґрунтів, від 17,5° до 24,1° для ґрунтів середньої вологості для обраної тестової машини – гусеничного екскаватора Volvo EC250DL, яка перебуває під дією ударного експлуатаційного навантаження.

Виконано розрахунок і період заміни ущільнень гідроманіпуляторів. Результати подано у вигляді графіків та діаграм. Установлено, що одновідсоткові гідравлічні втрати в гідроциліндрі зумовлені розширенням нещільності до товщини 0,57 мм. Найпридатнішою відносно стійкості до стирання ущільнення є оли-

ва ВМГЗ, яка забезпечує працездатність ушільнень у 520 робочих змін.

Отримані результати є важливими для практичного використання у ході визначення меж безпечної експлуатації мобільної машини на схилі з огляду на уникнення ризиків перекидання та сковзання. Забезпечення вчасного технічного сервісу гідроциліндрів дасть змогу уникнути непродуктивних втрат енергоносіїв через візуально невстановлюване зношення ушільнень.

Запропоновані методи досліджень потребують подальшої розробки для розширення дослідно-експериментальної бази з проведенням відповідних випробувань і впровадженням результатів у практику господарювання експлуатаційних підприємств галузі.

Перелік літератури

- Агейкин Я. С. (1972). Вездеходные и комбинированные движители. М. Машиностроение.
- Баер Г. (1968). Энергия, эксергия, анергия. В: В. М. Бродянский (изд.) Энергия, эксергия (с12-27). М.: Мир.
- Библюк Н. І. (2004). Лісотранспортні засоби: Теорія. Львів: Панорама.
- Библюк Н. І. & Мачуга О. С. (2009). Лісозаготівельні комбайни: особливості конструкції, функційні схеми, перспективи. Вестник НТУУ «КПІ». серия Машиностроение. 55. 235 – 241.
- Библюк Н. І., Мачуга О. С. & Бойко М. М. (2013). Особливості проектування дорожньо-будівельної та лісозаготівельної техніки для роботи на територіях з ухилом. Теорія і практика будівництва. 11. С. 17-21.
- Борис М. М., Мачуга О. С., Шевченко Н. В. & Библюк (2019). Науково-методичні підходи до обґрунтування енергоощадних та екологобезпечних параметрів лісових машин. Наукові праці Лісівничої академії наук України. 19. С. 201 – 210. <https://doi.org/10.15421/41191901>
- Буренников Ю. А., Немировський І. А. & Козлов Л. Г. (2013). Гідравліка, гідравлічні та пневматичні приводи. Вінниця: ВНТУ.
- Волянчук В., Міщук Д., & Горбатюк Є. (2020). Визначення інерційних навантажень поворотної стріли самохідного крана. Гірничі, будівельні дорожні та меліоративні машини. 96. 12-21. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2020.96.0201>.
- Гідравлічні оливи [Електронний ресурс]: Київ: ГО. (2010-2019). Режим доступу: www.btr.net.ua (дата звернення 15.05.2019). Назва з екрану.
- Гурей К. М. (2007). Дорожньо-будівельні машини. Львів: «Кальварія».
- Лебедев А. Т., Лебедев С. А. & Коробко А. І. (2022). Системний підхід до оцінювання експлуатаційних якостей сільськогосподарських тракторів. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Збірник наукових праць УкрНДІПВТ ім Л. Погорілого. 30 (44), 10-20. [http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2022-1-30\(44\)-1](http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2022-1-30(44)-1).
- Мачуга О. С. (2014). Особливості проектування лісозаготівельної техніки для роботи на територіях з ухилом. Математична модель. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. 6 (1049). С. 130-144.
- Мачуга О. С. (2019). Розвиток наукових засад енергетичного підходу у лісотехнічній освіті. Науковий вісник НЛТУ України. 29(10). С. 104–108. <https://doi.org/10.36930/40291021>
- Мачуга О. & Сало Я. (2020). Обґрунтування програми експлуатаційних випробувань стійкості лісової машини, що працює на ухилі. Transfer of Innovative Technologies 2020: Collection of Conference Materials: VI Int. Sci. and Pract. Conf., (KNUCA, Kyiv-Jiangsu-Zabrze, 20 – 21 May 2020). Kyiv: KNUCA. С. 77-80. <https://doi.org/10.32347/tit2020.conf.06>
- Товстий В. С. (2009). Військова наземна техніка. К.: Промінь.
- Трение, изнашивание и смазка (1978). Справочник: в 2-х кн. Кн.1. / И. В. Крагельский (ред). М.: Машиностроение.

Byblyuk N., Borys M., Mačuga O., Shevchenko N. (2019). Vedecko-metodický, teoretický a aplikovaný aspekty projektovania energie-ekonomický a environmentálne-bezpečné lesnícke stroje. In Mobilný energetický prostriedky – Hydraulika – Životný prostredie – Ergonomia mobilných strojov: Vedecky recenzovaný zborník. (pp. 33-42). Zvolen : TUZVO. (in Slovak).

Cavallo E., Gűrűsű S. & Murphy D. (2015). Perception of side rollover hazards in a Pennsylvania rural population while operating an all-terrain vehicle (ATV). Work. 51. <https://doi.org/10.3233/WOR-141864>.

Fargnoli M., Lombarbi M., Haber N. & Puri D. (2018). The Impact of Human Error in the Use of Agricultural Tractors: A Case Study Research in Vineyard Cultivation in Italy. Agriculture. 8(21). <https://doi.org/10.3390/agriculture8060082>.

Murphy D. J., Beppler D. C. & Sommer H. J. (1985). Tractor stability indicator. Appl. Ergon. 16. [https://doi.org/10.1016/0003-6870\(85\)90007-9](https://doi.org/10.1016/0003-6870(85)90007-9).

Owen W. S., Croft E. A. (2003). The Reduction of Stick-Slip Friction in Hydraulic Actuators. IEEE/ASME Trans. Mechatron. <https://doi.org/10.1109/TMECH.2003.816804>.

Owende P. M. O., Lyons J., Haarlaa R., Peltola A., Spinells R., Molano J., & Ward S. M. (2002). Operations protocol for Eco-efficient Wood Harvesting on Sensitive Sites. Project ECOWOOD. Contract No. QLK5-1999-00991.

Pan Q., Zeng Y., Li Y., Jiang X. & Huang M. (2021). Experimental investigation of friction behaviors for double-acting hydraulic actuators with different reciprocating seals. Tribol. Int. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106506>.

Skowrońska J., Kosucki A., Stawiński Ł. (2021). Overview of Materials Used for the Basic Elements of Hydraulic Actuators and Sealing Systems and Their Surfaces Modification Methods. Materials. <https://doi.org/10.3390/ma14061422>.

Terzaghi Lectures 1974 – 1982. (1982). Geotechnical Special Publication No.1. NY: ASCE.

References

Agejkin Ja. S. (1972). All-terrain wheeled and combined propellers (theory and calculation). Moscow: Mashynostroenie. (in Russian).

Baer G. (1968). Energy, exergy, anergy. In V. M. Brodyanskyi (Ed.). Energy and exergy (pp. 12-27). Moscow: Mir. (in Russian).

Boris M. M., Machuga O. S., Shevchenko N. W., & Byblyuk N. I. (2019). Scientific and methodological approaches to substantiation of energy saving and environmentally friendly parameters of forest machines. Scientific works of the Forestry Academy of Sciences of Ukraine. 19. 201-210. <https://doi.org/10.15421/41191901>. (in Ukrainian).

Burennikov Yu. A., Nemyrovskyi, I. A., & Kozlov. L. G. (2013). Hydraulics, hydraulic and pneumatic drives. Vinnytsia: VNTU. (in Ukraine).

Byblyuk N. (2004). Forest vehicles: Theory. Lviv: Panorama. (in Ukrainian).

Byblyuk N., & Machuga O. (2009). Forestry harvesters: design features, functional diagrams, prospects. Bulletin of the National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute». Mechanical engineering series, 55, 235-241. (in Ukrainian).

Byblyuk N. I., Machuga O. S., & Boyko M. M. (2013). Features of designing road-building and logging equipment for work in areas with a slope. Theory and practice of construction. 11. 17-21. (in Ukrainian).

Byblyuk N., Borys M., Mačuga O., Shevchenko N. (2019). Vedecko-metodický, teoretický a aplikovaný aspekty projektovania energie-ekonomický a environmentálne-bezpečné lesnícke stroje. In Mobilný energetický prostriedky – Hydraulika – Životný prostredie – Ergonomia mobilných strojov: Vedecky recenzovaný zborník. (pp. 33-42). Zvolen : TUZVO. (in Slovak).

Cavallo E., Gűrűsű S. & Murphy D. (2015). Perception of side rollover hazards in a Pennsylvania rural population while operating an all-terrain vehicle (ATV). Work. 51. <https://doi.org/10.3233/WOR-141864>.

Fargnoli M., Lombarbi M., Haber N. & Puri D. (2018). The Impact of Human Er-

ror in the Use of Agricultural Tractors: A Case Study Research in Vineyard Cultivation in Italy. *Agriculture*. 8(21). <https://doi.org/10.3390/agriculture8060082>.

Friction, wear and lubrication. (1978). In V. Kragelsky (Ed.). *Reference book: in 2 books. Book 1*. Moscow: Mechanical engineering. [in Russian].

Gurey K. M. (2007). *Road construction machines*. Lviv: Kalvariya. (in Ukrainian).

Hydraulic oils [online]. (cit. 2010-2019). Electronic data. Kyiv: GO. Access mode: www.btr.net.ua (access date 05/15/2019). Name from the screen. [in Ukrainian].

Lebedev A. T., Lebedev S. A., & Korobko A. I. (2022). A system approach for assessing performance in agricultural tractors. Technical and technological aspects of development and testing of new equipment and technologies for agriculture in Ukraine: Collection of scientific works L. Pogorilyy UkrNDIPVT, 30 (44), 10-20, [http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2022-1-30\(44\)-1](http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2022-1-30(44)-1). (in Ukrainian).

Machuga O. S. (2014). Features of designing logging equipment for work in areas with a slope: 1th part. *Bulletin of NTU «KhPI», Series: Mathematical modeling in engineering and technology*. 6 (1049). 130-144. (in Ukrainian).

Machuga, O. S. (2019). Energy approach scientific basis development in forestry education. *Scientific bulletin of NLTU of Ukraine*. 29 (10). 104–108. <https://doi.org/10.36930/40291021>. [in Ukrainian].

Machuga O. & Salo Ya. (2020). Substantiation of the program of operational tests of stability of the forest machine working on a slope. In *Transfer of Innovative Technologies: Collection of Conference Materials: VI Int. Sci. and Pract. Conf. Kyiv-Jiangsu-Zabrze*, 20 – 21 May 2020. pp. 77-80. <https://doi.org/10.32347/tit2020.conf.06>. (in Ukrainian).

Murphy D. J., Beppler D. C. & Sommer H. J. (1985). Tractor stability indicator. *Appl. Ergon.* 16. [https://doi.org/10.1016/0003-6870\(85\)90007-9](https://doi.org/10.1016/0003-6870(85)90007-9).

Owen W. S., Croft E. A. (2003). The Reduction of Stick-Slip Friction in Hydraulic Actuators. *IEEE/ASME Trans.*

Mechatron. <https://doi.org/10.1109/TMECH.2003.816804>.

Owende P. M. O., Lyons J., Haarlaa R., Peltola A., Spinells R., Molano J., & Ward S.M. (2002). Operations protocol for Eco-efficient Wood Harvesting on Sensitive Sites. Project ECOWOOD. Contract No. QLK5-1999-00991.

Pan Q., Zeng Y., Li Y., Jiang X. & Huang M. (2021). Experimental investigation of friction behaviors for double-acting hydraulic actuators with different reciprocating seals. *Tribol. Int.* <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106506>.

Skowrońska J., Kosucki A., Stawiński Ł. (2021). Overview of Materials Used for the Basic Elements of Hydraulic Actuators and Sealing Systems and Their Surfaces Modification Methods. *Materials*. <https://doi.org/10.3390/ma14061422>.

Terzaghi Lectures 1974 – 1982. (1982). *Geotechnical Special Publication No.1*. NY: ASCE.

Tovsty V. S. (2009). *Military ground equipment*. Kyiv: Promin. (in Ukrainian).

Volyanyuk V. O., Mischuk D. I., & Gorbatyuk, E. M. (2020). Determination of inertial loads of the rotary boom of a self-propelled crane. *Mining, construction, road and reclamation machines*. 96. 12-21. (in Ukrainian). <https://doi.org/10.32347/gbd-mm2020.96.0201>.

UDC 630*377.4:531.6

IMPROVEMENT OF THE DEFINITION CONDITIONS METHODS FOR THE MOBILE MACHINERY SAFE AND ENERGY-EFFICIENT OPERATION

Salo Ya.,

<https://orcid.org/0000-0002-6867-8120>, e-mail: yaroslavsalo13@gmail.com,

Dumich V.,

<https://orcid.org/0000-0002-6867-81203>, e-mail: dumych1963@ukr.net,

Lviv branch of L. Pogorilyy UkrNDIPVT

Machuga O., Dr. Tech. Sciences, Prof.

<https://orcid.org/0000-0002-9151-8854>, e-mail: oleg_mach@ukr.net

Lusta Yu., <https://orcid.org/0000-0001-8832-8710>

Shalapai V., <https://orcid.org/0000-0001-7558-3755>,

National Forestry University of Ukraine

Summary

The aim of the study. Expanding approaches to predicting the consequences of the interaction of mobile agricultural and logging equipment with the working environment in order to reduce operational risks and increase efficiency.

Research methods. The methodological basis of the work is the creation of adequate mathematical models of mobile machines with an asymmetrically located working body, which work on the territory with a slope and may be under the influence of a non-stationary load. Mathematical models cover the operation of the hydraulic drive of the working body of such machines. Mathematical analysis methods made it possible to obtain analytical research results. Two possible losses of stability are considered - overturning and lateral sliding during work with a non-stationary load on a flexible support surface. The safe value of the slope angle is determined by the minimum value of the two angles obtained. The work uses the methods of the energy approach, which made it possible to comprehensively assess the complex processes that occur during the operation of the working bodies hydraulic cylinder seals.

Research results. The method of establishing the conditions for the safe operation of mobile equipment on a sloped territory has been improved, covering the risks of its overturning and sideways sliding. It was established that the risk of slipping is more dangerous and depends significantly on ground conditions. The method allows you to outline the slope of the area of safe operation for the particular machine under consideration. The application of the method is illustrated for the Volvo EC250DL excavator, in particular it is established that the risks of slipping on over moistened soils can occur on slopes of 6.50 during shock loading of the working body. The paper presents the results of the wear process of hydraulic cylinder seals using different hydraulic oils. Based on these results, the seal replacement period for various operating conditions is predicted in order to ensure the specified efficiency of the hydraulic cylinder and the corresponding energy efficiency.

Conclusions. The obtained results are important for practical use in determining the limits of safe operation of a mobile machine on a slope in view of avoiding the risks of overturning and sliding. Providing timely technical service of hydraulic cylinders will make it possible to avoid unproductive losses of energy carriers due to visually undetectable wear of seals. The proposed research methods require further development in order to expand the research-experimental base with appropriate tests and implementation of the results in the management practice of the operating enterprises of the industry.

Keywords: operational risks, mathematical model, dangerous terrain slopes, hydraulic cylinder seals wear.