

УДК 621.879.4

## ВИЗНАЧЕННЯ ПОПРАВОЧНИХ КОЕФІЦІЄНТІВ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ СКЛАДОВИХ СИЛ КОΠΑННЯ ҐРУНТУ УНІВЕРСАЛЬНОЮ ЗЕМЛЕРИЙНОЮ МАШИНОЮ

КОВАЛЬ А. Б., *к.т.н.*

Національний транспортний університет, вул. Суворова, 1, 01010, м. Київ, Україна, тел: +38 (044) 280-97-73, email: kandr@i.ua, ORCID ID: 0000-0003-1295-8200.

**Анотація. Постановка проблеми.** Розширення технічних і технологічних можливостей і царин використання екскаваторів поздовжнього копання є актуальним та економічно доцільним, до того ж існує потреба у створенні машин подвійного призначення для виконання земляних робіт в цивільному будівництві та для фортифікаційного облаштування позицій військ. Логічною є постановка задачі створення машин принципово нової конструкції, що використовувались би для риття траншей змінної ширини, причому як у не мерзлих, так і у мерзлих ґрунтах без переналадження робочого обладнання. Відомі конструкції траншейних екскаваторів вітчизняного та зарубіжного виробництва є вузькоспеціалізованими машинами, що обмежує царину їх використання порівняно з однокішчевими екскаваторами. Огляд опублікованих результатів досліджень землерийних машин безперервної дії показує, що робочі процеси УЗМ майже не досліджувались. **Мета.** На підставі порівняння аналітичних розрахунків та результатів експериментальних досліджень фізичної моделі роторного робочого обладнання універсальної землерийної машини встановити величину поправочних коефіцієнтів для розрахунку складових головного вектора сил копання ґрунту роторним робочим органом УЗМ. **Висновок.** Встановлено величину поправочних коефіцієнтів для розрахунку складових головного вектора сил копання ґрунту роторним робочим органом універсальної землерийної машини, які можливо використовувати під час проектних розрахунків робочого обладнання.

*Ключові слова:* землерийна машина, робочий орган, ротор, ґрунт, копання, коефіцієнт.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОПРАВОЧНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ДЛЯ РАСЧЕТА СОСТАВЛЯЮЩИХ СИЛ КОПАНИЯ ГРУНТА УНИВЕРСАЛЬНОЮ ЗЕМЛЕРОЙНОЮ МАШИНОЮ

КОВАЛЬ А. Б., *к.т.н.*

Національний транспортний університет, ул. Суворова, 1, 01010, г. Киев, Украина, тел: +38 (044) 280-97-73, email: kandr@i.ua, ORCID ID: 0000-0003-1295-8200.

**Аннотация. Постановка проблемы.** Расширение технических и технологических возможностей и сфер использования экскаваторов продольного копания актуально и экономически обосновано, к тому же существует необходимость создания машин двойного назначения для выполнения земляных работ в гражданском строительстве и для фортификационного обустройства позиций войск. Логичной представляется постановка задачи создания машин принципиально новой конструкции, которые могут использоваться для рытья траншей разной ширины, причем как в не мерзлых, так и в мерзлых ґрунтах без перенастройки рабочего оборудования. Известные конструкции траншейных экскаваторов отечественного и зарубежного изготовления являются узкоспециализированными машинами, что ограничивает сферу их использования по сравнению с однокоровыми экскаваторами. Обзор опубликованных результатов исследований землерийных машин непрерывного действия показываем, что рабочие процессы универсальных землерийных машин почти не исследовались. **Цель.** На основе сравнения аналитических расчетов и результатов экспериментальных исследований физической модели роторного рабочего оборудования универсальной землерийной машины установить величины поправочных коэффициентов для расчета составляющих главного вектора сил копания ґрунта роторным рабочим органом универсальной землерийной машины. **Вывод.** Установлены величины поправочных коэффициентов для расчета составляющих главного вектора сил копания ґрунта роторным рабочим органом универсальной землерийной машины, которые можно использовать для проектных расчетов рабочего оборудования.

*Ключевые слова:* землерийная машина, рабочий орган, ротор, ґрунт, копанье, коэффициент.

## DETERMINATION OF THE CORRECTION FACTOR FOR COMPUTATION OF THE SOIL-DIGGING FORCE'S COMPONENT BY THE MULTIPURPOSE GROUND-DIGGING MACHINE

KOVAL A. B., *Ph. D.*

National transport university, Suvorova st., 1, 01010, Kiev, Ukraine, tel: +38 (044) 280-97-73, email: kandr@i.ua, ORCID ID: 0000-0003-1295-8200.

**Summary. Raising of problem.** Expansion of technical and technological capabilities and scopes of using of longitudinal digging excavators are relevant and economically feasible. There is a need for creating of double appointment machines for performing excavation in civil engineering and for fortification arrangement of positions of troops. Formulation of the task of creating of radically new construction machines is logical. These machines could be used for digging the variable width trenches in frozen and not frozen soil without the changeovers of working equipment. Known constructions of trench excavators of native and foreign production are highly focused machines. That's why the scope of using of trench excavators is limited in comparing with single-bucket excavators. Review of published results of researching of continuous action ground-digging machines shows that working processes of multipurpose ground-digging machines weren't almost been researched. **Object.** On the basis of comparing of the analytical calculations and the experimental research results of the MGDM's rotor working equipment's physical model establish the value of the correction factors for the calculation of main vector's components of soil-digging forces by rotor working body of the multipurpose ground-digging machine. **Conclusion.** The value of the correction factors for the calculation of the main vector's components of soil-digging forces by rotor working body of the multipurpose ground-digging machine that could be used during the design calculations of the working equipment are established.

*Keywords:* ground-digging machine, working body, rotor, soil, digging, factor.

**Постановка проблеми.** Об'єктивна тенденція до універсалізації та скорочення типорозмірів існуючих та знову розроблюваних конструкцій машин висуває питання створення землерийних машин безперервної дії, здатних виконувати широкий спектр земляних робіт – відкопувати без переналадки траншеї та котловани різної ширини та глибини. Тому логічною є постановка задачі створення машин принципово нової конструкції, що використовувались би для риття як вузьких, так і широких траншей, причому як у не мерзлих, так і у мерзлих ґрунтах без переналагодження робочого обладнання. Універсальні землерийні машини (УЗМ) мають перспективи з огляду на їх подвійне призначення: як для використання в цивільному будівництві, так і для військових потреб фортифікаційного облаштування позицій військ та укрить для військової техніки.

**Аналіз публікацій.** Основними напрямками досліджень екскаваторів безперервної дії останнім часом стають дослідження з удосконалення безквішцевих роторних [3] ланцюгових робочих органів [8], визначення раціональних режимів роботи траншейних екскаваторів із фрезерно-роторними робочими органами [6]. Обґрунтуванню конструкції фрезерної машини для зняття забрудненого шару ґрунту присвячено роботу [1]. Дослідження закономірностей розробки ґрунту застосуванням високошвидкісних робочих органів [2] відносяться до робочих органів із торцевою фрезою та співвісним із нею металником. Водночас майже немає

досліджень зі створення УЗМ із роторним робочим органом, який працює у режимі віяльно-поступальної подачі робочого органа на забій.

Експериментально встановлено [7], що за бічної подачі перед робочим органом УЗМ утворюється призма волочіння ґрунту в наслідок чого має місце збільшення кількості залишкового ґрунту на дні відкопаної виїмки, максимальний об'єм залишкового ґрунту може досягати 15-17 % з об'єму виїмки. Робочий процес УЗМ саме цим істотно відрізняється від робочого процесу роторних карерних екскаваторів. Утворення призми волочіння є негативним моментом, адже призводить до значного збільшення силового навантаження робочого органа, причому величину цього збільшення (порівняно з розрахунковим) можна встановити лише експериментально.

**Мета роботи.** На підставі порівняння аналітичних розрахунків та результатів експериментальних досліджень фізичної моделі роторного робочого обладнання універсальної землерийної машини встановити величину поправочних коефіцієнтів для розрахунку складових головного вектора сил копання ґрунту робочим органом УЗМ.

**Виклад матеріалу.** З огляду на результати раніше виконаних досліджень та оцінку стану дорожнього машинобудування України як галузі у цілому, можна стверджувати, що створення високопродуктивної УЗМ раціональної конструкції є вчасним і необхідним. Як вихідні позиції подальших досліджень у напрямку створення УЗМ необхідно

прийняти таке: як робочий орган УЗМ використовується ківшевий ротор із відцентровим розвантаженням ківшів, як евакуатор ґрунту – лопатевий роторний металник, підвіска робочого обладнання на тягачі двошарнірна, дволанкова, з гідравлічним приводом бічного переміщення кожної ланки [5].

Коректність викладеного вище підтверджується і тим, що у роторних траншейних машин розподіл потужності двигуна між роботою копання, підняття ґрунту та переміщення машини є сприятливішим, ніж у ланцюгових. На роботу копання у них витрачається 67-81 % потужності проти 31-66 % у ланцюгових машин [4].

Крайні положення робочого органа у забої відносно поздовжньої вісі машини при копанні ґрунту показано на рисунку 1. З урахуванням циклічності переміщення робочого органа одне з цих положень ( $K$ ) прийнято за початкове (вихідне), друге ( $K'$ ) – за кінцеве для одного робочого напівциклу.

Вихідними параметрами приймаємо: лінійні розміри всіх ланок робочого обладнання, ширину розроблюваної виїмки  $B$ , швидкості висування штоків гідроциліндрів  $V_{uu}$  і  $V'_{uu}$  приводів повороту ланок підвіски робочого органа, швидкості поздовжньої подачі машини  $V_n$ , різання ґрунту  $V_p$ , тривалість напівциклів бічного переміщення проміжної рами  $t_1$  (ланка 1) і рами ротора  $t_2$  (ланка 2).

Дволанкова компоновальна схема підвіски робочого обладнання на тягачі з індивідуальним приводом повороту кожної ланки (рис. 1) дозволяє здійснювати бічні переміщення однієї з ланок при вимкненому приводі переміщення іншої ланки. (Далі будемо називати це доворотом проміжної рами.)

Для визначення силового навантаження робочого обладнання УЗМ рух проміжної рами (ланка 1) у системі координат  $XOY$  розглядається за умови, що центр координат (точка  $O$ ) є нерухомим відносно корми машини. Рух рами ротора (ланка 2) розглядається у системі координат  $X_1O_1Y_1$  за

умови, що вона є нерухомою відносно проміжної рами, а центр повороту (координат) – шарнір  $O$  рами ротора.

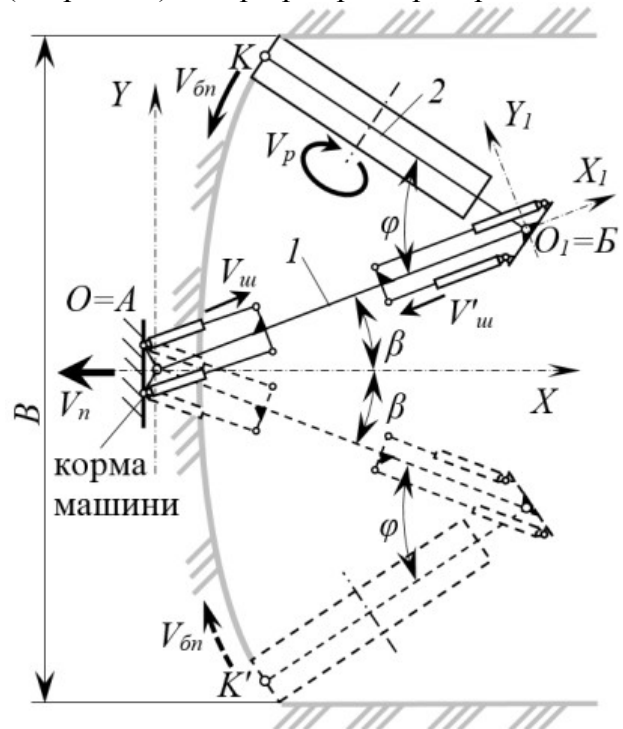


Рис. 1. Кінематична схема переміщення ланок робочого органа.

Абсолютне значення лінійної швидкості  $V$  ріжучих периметрів ківшів ротора, що знаходяться на рівні вісі його обертання (точка  $K$ ), в системі координат нерухомій відносно ґрунту визначається:

$$V = \sqrt{V_i^2 + V_K^2 + 2 \cdot V_i \times \times V_K \cdot \sin(\varphi - \beta - \rho)}, \quad (1)$$

де  $V_K$  – швидкість точки  $K$  відносно шарніра  $A$ .

Проекції лінійної швидкості  $V$  точки  $K$  на горизонталь, що проходить через вісь обертання ротора та співпадає за напрямком із поздовжньою віссю його рами, а також на пряму, перпендикулярну площині диска ротора в точці  $K$ :

$$\begin{aligned} V_\tau &= V \cdot \sin(\rho - \eta), \\ V_N &= V \cdot \cos(\rho - \eta), \end{aligned} \quad (2)$$

де  $\rho$  і  $\eta$  кути між векторами швидкостей  $V_{O1K}$  і  $V_K$  та  $V$  і  $V_K$  відповідно;

$V_{O1K}$  – швидкість точки  $K$  в системі координат  $X_1O_1Y_1$ .

При копанні ґрунту ротор розробляє стружку лобовою та бічною гранями ріжучого периметра кожного ківша. Необхідною умовою роботи лобової грані є наявність швидкості  $V_\tau$ , спрямованої вздовж осі координат  $O_2X_2$  у бік забою та виконання нерівності:

$$\pi < \rho - \eta < 2\pi. \quad (3)$$

При лобовому копанні ґрунту ротором сумарна дотична складова сил копання:

$$P'_{01} = \sum_{i=1}^n P'_{01i} = b_\delta \cdot \frac{V_\tau}{V_p} \cdot T \times \sum_{i=1}^n k_i \cdot \cos (\xi \cdot (i-1) - \sigma), \quad (4)$$

де  $n$  – максимальна кількість ківшів, що одночасно знаходиться у забої,

$\xi$  – кутовий крок установки ківшів на роторі,

$\sigma$  – кутове перевищення рівня поверхні ґрунту над віссю обертання ротора.

При копанні ґрунту боковими гранями ківшів ротора сумарна дотична складова сил копання визначається:

$$P''_{01} = \sum_{i=1}^n P''_{01i} = k \cdot \frac{V_N}{V_p} \cdot T \cdot V_i \cdot t \cdot \cos (\varphi - \beta) \times \sum_{i=1}^n \cos [\xi \cdot (i-1) - \sigma]. \quad (5)$$

Сумарна дотична сила на роторі:

$$P_{01} = P'_{01} + P''_{01}. \quad (6)$$

Рівнодіючу силу копання ґрунту розкладемо на горизонтальну та вертикальну складові. Горизонтальна складова  $P^*_{02}$  визначається згідно із залежністю:

$$P^*_{02} = \sum_{i=1}^n P_{01i} \cdot \sin [\xi \cdot (i-1) - \sigma] + \sum_{i=1}^n P_{02i} \cdot \cos [\xi \cdot (i-1) - \sigma], \quad (7)$$

а вертикальна:

$$P_{01}^{*'} = \sum_{i=1}^n P_{01i} \cdot \cos [\xi \cdot (i-1) - \sigma] - \sum_{i=1}^n P_{02i} \cdot \sin [\xi \cdot (i-1) - \sigma]. \quad (8)$$

Крім сил копання ґрунту на ротор діють сили тертя транспортованого ґрунту по поверхні забою та по поверхні захисного кожуха, а також відцентрова сила, що діє на елементи конструкції робочого органа.

Горизонтальна і вертикальна складові відцентрової сили визначаються:

$$F_2 = -\frac{V_p^2}{R} \times \left( \left( \sum_{i=1}^{n''} m'_i \cdot \cos (\xi \cdot i - \sigma) \right) + \left( \sum_{i=1}^{n'} m'_i \cdot \cos (\xi \cdot i - \sigma) \right) \right); \quad (9)$$

$$F_\sigma = -\frac{V_p^2}{R} \times \left( \left( \sum_{i=1}^{n''} m'_i \cdot \sin [\xi \cdot (i-1) - \sigma] \right) + \left( \sum_{i=1}^{n'} m'_i \cdot \sin [\xi \cdot (i-1) - \sigma] \right) \right), \quad (10)$$

де  $m'_i$  – маса ґрунту в ківші, який знаходиться в зоні ріжучого периметра ковша,

$n'$  та  $n''$  – кількість ківшів, що одночасно знаходяться в забої та під зачисним кожухом відповідно.

Силу тертя ґрунту, що транспортується, спрямовано по дотичній до траєкторії переміщення, визначається вона як  $P_{mpi} = f_2 \cdot F_i$  для ківшів, які знаходяться у забої, та  $P_{mpi} = f_1 \cdot F_i$  для ківшів, які знаходяться в зоні захисного кожуха. Коефіцієнти зовнішнього та внутрішнього тертя ґрунту –  $f_1$  і  $f_2$ . Отже, горизонтальна та вертикальна складові сил тертя визначаються:

$$P_{z.mp} = \frac{V_p^2}{R} \times \left[ \left( f_1 \cdot \sum_{i=1}^n m_i'' \cdot \sin [\xi \cdot (i-1) - \sigma] \right) + \left( f_2 \cdot \sum_{i=1}^n m_i'' \cdot \sin (\xi \cdot i - \sigma) \right) \right]; \quad (11)$$

$$P_{v.mp} = \frac{V_p^2}{R} \times \left[ \left( f_1 \cdot \sum_{i=1}^n m_i'' \cdot \cos [\xi \cdot (i-1) - \sigma] \right) + \left( f_2 \cdot \sum_{i=1}^n m_i'' \cdot \cos (\xi \cdot i - \sigma) \right) \right], \quad (12)$$

де  $m_i''$  – маса ґрунту, що знаходиться у відкритому просторі  $i$ -того ківша.

Сумарні вертикальні та горизонтальні навантаження на ротор у процесі копання й транспортування ґрунту в забої визначаються згідно із залежностями:

$$\begin{aligned} P_{01}^* &= (P_{01}^{*'} + F_B + P_{B.тр}) \cdot \psi_1; \\ P_{02}^* &= (P_{02}^{*'} + F_G + P_{G.тр}) \cdot \psi_2; \\ P_{03} &= P_{01}'' \cdot \psi_3, \end{aligned} \quad (13)$$

де  $\psi_1$ ,  $\psi_2$  та  $\psi_3$  – емпіричні поправочні коефіцієнти фактичного збільшення величин вертикальних, горизонтальних і бічних навантажень на ротор порівняно з розрахунковими, значення яких встановлено експериментально.

Експериментальним шляхом встановлено також, що величина вертикальних сил на роторі, за час напівциклу, змінюється за параболічним законом. Отриману закономірність зміни вертикальних сил обумовлено комплексною зміною сил копання, тертя ґрунту об поверхню забою, тяжіння ґрунту в ківшах ротора залежно від кінематичних параметрів робочого процесу.

На режимах роботи без довороту проміжної рами (рис. 2 а) вертикальні навантаження робочого органа на початку напівциклу збільшуються рівномірно, що обумовлено рівномірним збільшенням

ширини стружки, яка зрізується ріжучими кромками ківшів та наявністю призми ґрунту, що формується перед ротором за його бічного переміщення. Об'єм призми збільшується при підході ротора до стінки забою, де зрештою ґрунт забирається ківшами, збільшуючи навантаження на його приводі. Максимальне значення  $P_e = 45$  кН має місце в режимі максимальної продуктивності при швидкості різання  $V_p = 6$  м/с. Емпіричний коефіцієнт  $\psi_2$  збільшення реальної вертикальної сили порівняно з розрахунковим не є постійним і змінюється від значень 0,65...0,75 у другій і третій чвертях напівциклу, до 1,7...1,8 у четвертій. Збільшення швидкості різання на 30...33 % дозволяє зменшити максимальне значення вертикальної сили до  $P_e = 27$  кН, тобто на 40 %.

Коефіцієнт  $\psi_2$  на цьому режимі змінюється від значень 0,7...0,8 у другій і третій чвертях напівциклу до 1,3...1,6 у четвертій (рис. 7 в). При роботі з доворотом проміжної рами ( $t_3 = 1,1$  с,) на режимі максимальної продуктивності при  $V_p = 6$  м/с і  $V_{б.н} = 0,7$  м/с максимальне значення вертикальної сили на роторі досягає  $P_e = 39$  кН. Величина поправочного коефіцієнта на цьому режимі коливається від 1,5...1,8 у третій чверті напівциклу до 1,9...2,25 під час затримки повороту рами ротора.

Сила тяги на переміщення ротора в забої обумовлюється тими ж чинниками, що й вертикальна сила. У початковий момент напівциклу, при віддаленні ротора від бічної стінки ґрунтової виїмки,  $V_r$  направлена від забою, і, як наслідок, складову сил копання від поздовжнього переміщення ротора направлено проти напрямку руху машини. Це, разом з наявністю інерційних навантажень, призводить до виникнення на роторі сили тяги, що направлена по напрямку руху машини, величина якої досягає  $P_r = 20$  кН (рис. 3 а). З початком бічного різання ґрунту сила тяги на роторі міняє напрямок дії. У режимі максимальної продуктивності без довороту проміжної рами, максимальне значення сили тяги складає  $P_r = 48$  кН.

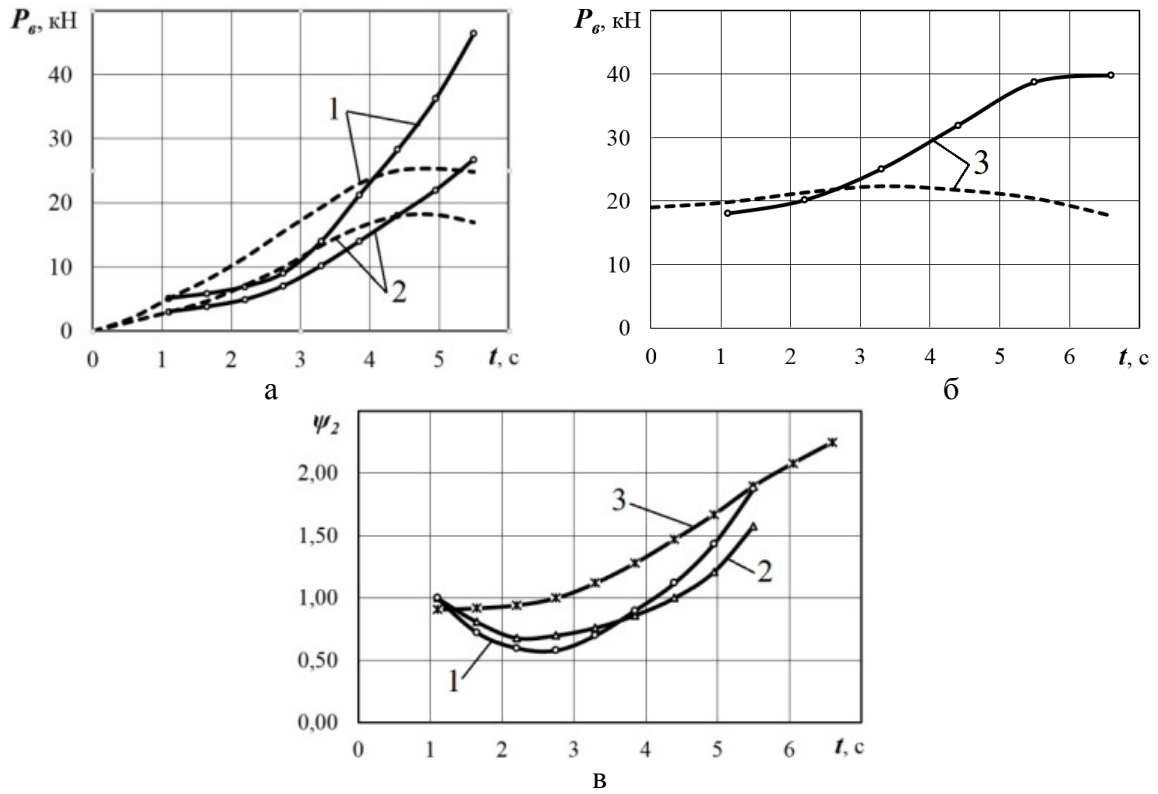


Рис. 2. Вертикальна сила на роторі:

а, б – зміна за час напівциклу; в – зміна емпіричного коефіцієнта  $\psi_2$  за час напівциклу; 1 –  $V_n = 104$  м/год.,  $V_p = 6$  м/с,  $t_3 = 0$  с;  
 2 –  $V_n = 104$  м/год.,  $V_p = 9$  м/с,  $t_3 = 0$  с; 3 –  $V_n = 104$  м/год.,  $V_p = 6$  м/с,  $t_3 = 1,1$  с;  
 ————— експериментальні залежності; ..... теоретичні залежності

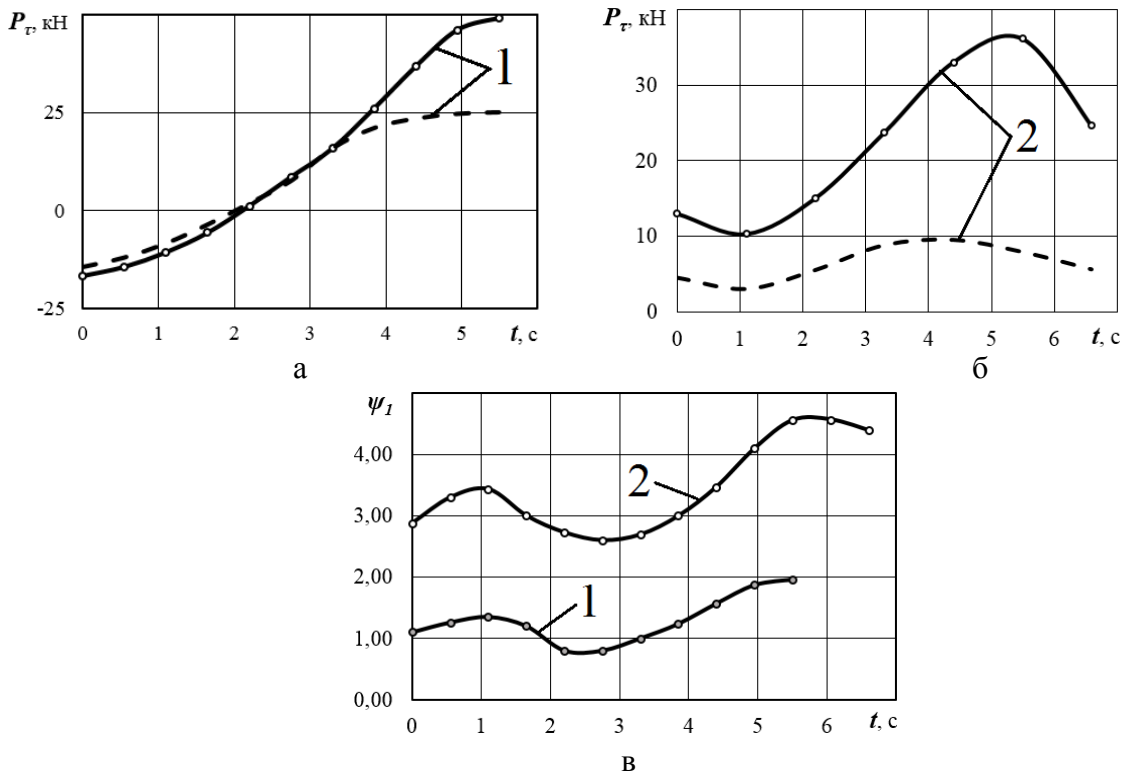


Рис. 3. Сила тяги на роторі:

а, б – зміна за час напівциклу; в – зміна емпіричного коефіцієнта  $\psi_1$  за час напівциклу; 1 –  $V_n = 104$  м/год.,  $V_p = 6$  м/с,  $t_3 = 0$  с;  
 2 –  $V_n = 104$  м/год.,  $V_p = 9$  м/с,  $t_3 = 0$  с; ————— експериментальні залежності; ..... теоретичні залежності.

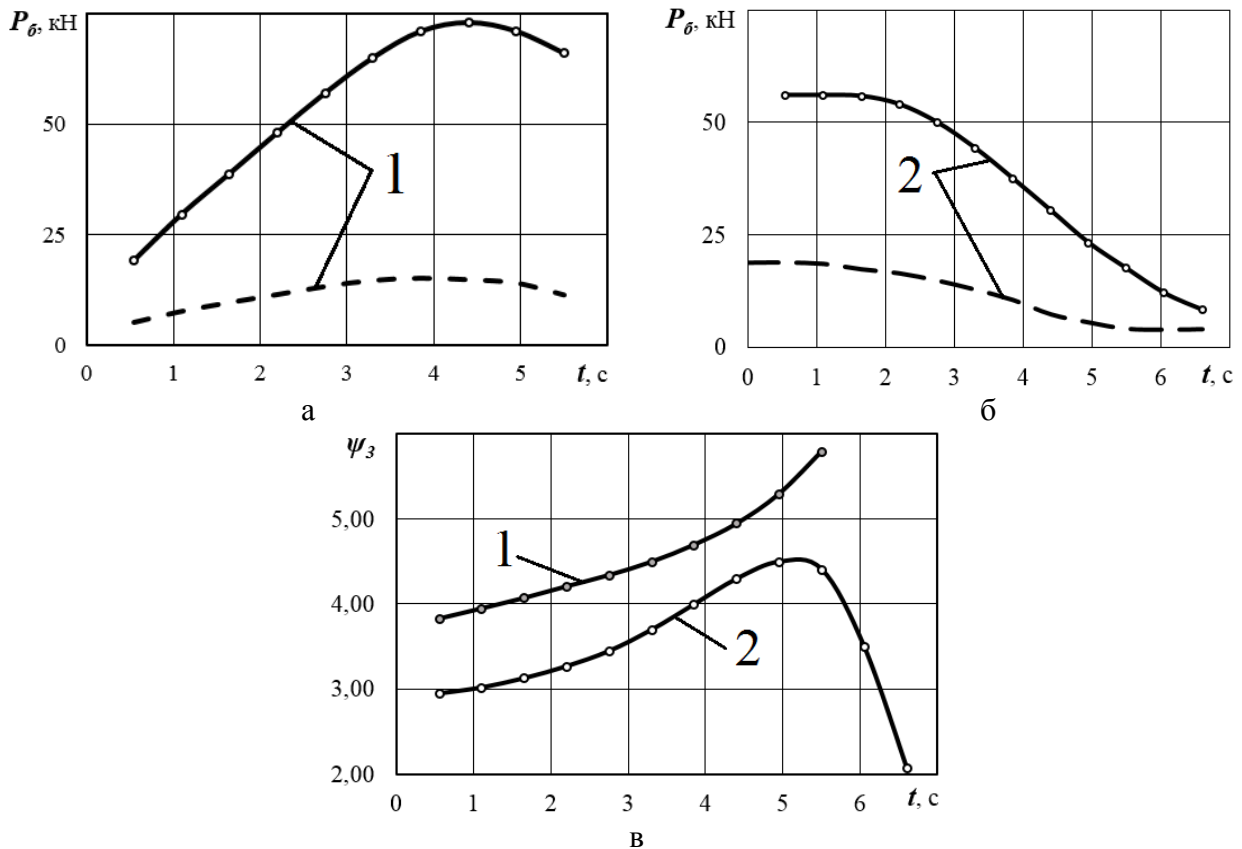


Рис. 4. Бічна сила на роторі:  
 а, б – зміна за час напівциклу; в – зміна емпіричного коефіцієнта  $\psi_3$  за час напівциклу;  
 1 –  $V_n = 104$  м/год.,  $V_p = 6$  м/с,  $t_3 = 0$  с; 2 –  $V_n = 104$  м/год.,  $V_p = 9$  м/с,  $t_3 = 0$  с;  
 ————— експериментальні залежності; ..... теоретичні залежності.

При довороті проміжної рами ( $t_3 = 1,1$  с), за всіх інших рівних умов, максимальне значення сили тяги на переміщення ротора має місце біля бічних стінок забою перед доворотом проміжної рами та досягає величини  $P_{\tau} = 35$  кН (рис. 3 б). Це на 36 % менше, ніж у режимі роботи без довороту. Коефіцієнт варіації величини сили тяги за час напівциклу при цьому складає 4,3. Збільшення розрахункових значень сили тяги порівняно з експериментальними враховується поправочним коефіцієнтом  $\psi_1$ . Значення цього коефіцієнта не є постійним за час циклу. Так, для режиму без довороту проміжної рами (рис. 3 в) його значення змінюється від 0,9...1,1 у перших двох третинах напівциклу і до 1,3...1,5 наприкінці напівциклу. Для режиму з доворотом проміжної рами коефіцієнт  $\psi_1$  змінюється від  $\psi_1 = 2,6$  на початку напівциклу та до  $\psi_1 = 4,8$  наприкінці.

Бічні навантаження на роторі визначаються переважно величиною нормальних складових сили копання ґрунту

бічними гранями ріжучих елементів ковшів та розраховуються як частина дотичної складової сили копання через коефіцієнт  $\psi_3$ , величина якого залежить як від кінематичних параметрів процесу копання ґрунту, так і від конструкції ріжучих елементів ковшів. Відома інформація про величину коефіцієнта  $\psi_3$  не може бути використана для розрахунку сил опору бічному переміщенню робочого органа УЗМ, оскільки результати відомих досліджень стосуються кар'єрних екскаваторів, робочі органи яких працюють у принципово інших умовах. На рисунку 4 (а, б) розрахункові залежності зміни  $P_{\delta}$  за час напівциклу наведено для  $\psi_3 = 1$ . Експериментально визначені величини сил опору бічному переміщенню ротора УЗМ у забої для режиму роботи зі швидкістю різання  $V_p = 9$  м/с суттєво відрізняються від розрахункових, проте впродовж напівциклу характер зміни розрахункових та експериментальних даних є однаковим (рис. 9 а). За результатами виконаних

досліджень, з урахуванням особливостей робочих процесів УЗМ, можна рекомендувати для виконання розрахунків користуватися емпіричним коефіцієнтом  $\psi_3 = 4,7 \dots 5,9$ . У режимі роботи з доворотом проміжної рами (рис. 4 б) значення коефіцієнта  $\psi_3$ , за якого співпадають розрахункові й експериментальні значення бічної сили, коливається в межах 3,0...4,5.

За результатами експериментальних досліджень РО встановлено, що його максимальне силове навантаження має місце наприкінці кожного напівциклу.

**Висновок.** Встановлено величини поправочних коефіцієнтів для розрахунку складових головного вектора сил копання ґрунту роторним робочим органом УЗМ.

### ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Акинин Р.Б. Обоснование конструкции и расчета параметров машины для снятия загрязненного слоя грунта: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Акинин Роман Борисович ; Научн.-исслед. ин-т трансп. стр-ва. – М., 2003. – 22 с.
2. Горбатюк Є В. Створення робочого органу землерийної машини з орієнтованими потоками виносу ґрунту. ; автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук за спец. 05.05.04 «Машини для земляних та дорожніх робіт» / Горбатюк Євген Володимирович ; ПДАБА. – Дніпропетровськ, 2006. – 18 с.
3. Коваль А.Б. Фізичні особливості формування навантажень на робочих органах універсальних землерийних маши / А.Б. Коваль // Сб. научн. тр. Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. – Днепропетровск : ГВУЗ "ПГАСА", 2014. – Вып. № 792. – С. 125–132.
4. Домбровский Н.Г. Экскаваторы. – М. : Машиностроение, 1969. – 174 с.
5. Дмитриченко М.Ф. Траншейні экскаватори з безківшевими роторними робочими органами: перспективи створення та використання / М.Ф. Дмитриченко, В.Д. Мусійко, М.О. Білякович, М.П. Кузьмінець // Винахідник і раціоналізатор. Наука і техніка. – К., 2015. – № 1. – С. 10-13.
6. Кокоуров Д.В. Определение рациональных режимов работы траншейных экскаваторов с фрезерно-роторным рабочим органом. : автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Кокоуров Дмитрий Владимирович ; Иркутский. гос. техн. ун-т. – Иркутск, 2004. – 22 с.
7. Определение оптимальных кинематических параметров рабочего процесса и компоновочного решения универсальной роторной землеройной машины. Отчет о НИР / Киев. автом.-дор. ин-т. – № ГР 01.86.0017418; Инв. № 02880051223. – К., 1987. – 196 с.
8. Школьный А.Н. Обоснование выбора конструктивных и технологических параметров исполнительного органа бесковшовых цепных траншеекопателей: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Школьный Александр Николаевич; Томский гос. архитектур.-строит. ун-т. – Томск, 2006. – 23 с.

### REFERENCES

1. Akinin R.B. *Obosnovanie konstruksii i rascheta parametrov mashiny dlya snyatiya zagryaznennogo sloya grunta* : [Justification of design and calculation of parameters of the machine for removing the contaminated soil layer] Avtoreferat dissertatsii kandidata tekhnicheskikh nauk [Dissertation of the candidate of technical sciences]. Moscow. NIITS. 2003, 22 p. (in Russian).
2. Horbatuk E. V. *Stvorennia robochoho organu zemleryinoi mashyny z orientovanyimi potokamy vynosu gruntu* [Creating of the working body of ground-digging machine with oriented streams of soil removal. Avtoreferat dissertatsii kandidata tekhnicheskikh nauk [Dissertation of the candidate of technical sciences]. Dnipropetrovsk. PDABA. 2006.– 18 p. (in Ukrainian).
3. Koval A.B. *Fizychni osoblyvosti formuvannia navantazhen na robochykh orhanakh universalnykh zemleruinykh mashyn*. [Physical features of loads` modeling on the working bodies of multipurpose ground-digging machine]. Stoitelstvo. Materialovedenie. Mashinostroenie. Intensifikatsiya ravochikh protsesov stroitelnykh i dorozhnykh mashyn. Seriya: Podymno-transportnye, stroitelnye i dorozhnye mashyny i oborudovanie - Building. Materials Science. Mechanical Engineering. Intensification of work processes of building and road machines. Series: Hoisting, building and road machines and equipment. Dnepropetrovsk 20014. pp. 125-132. (in Ukrainian).



4. Dombrovskiy N.G. *Ekskavatory* [Excavators]. Moscow. Mechanical engineering publ., 1969. – 174 p. (in Russian).
5. Dmytrychenko M.F., Musiiko V.D., Biliakovych M.O. Kuzminets M.P. *Transheini ekskavatory z bezkivshyvymy rotornymy robochymy orhanamy: perspektyvy stvorennia ta vykorystannia* [Trench excavators with bucketless rotor unit : Prospects for creating and using] *Vynakhidnyk i ratsionalizator. Nauka i tekhnika – Inventor and Inventor. Science and Technology*. Kyiv, 2015. Vol. 1. – p.10-13. (in Ukrainian).
6. Kokurov D.V. *Opredelenie ratsionalnykh rezhimov raboty transheynykh ekskavatorov s frezerno-rotornym rabochim organom* [Determining the rational working modes of trenchers with rotary milling working body] *Avtoreferat dissertatsii kandidata tekhnicheskikh nauk*. [Dissertation of the candidate of technical sciences]. Irkutsk. SGTU. 2004, 22 p. (in Russian).
7. *Opredelenie optimalnykh kinematicheskikh parametrov rabocheho protsesa i komponovochnogo resheniya universalnoy rotornoy zemleroynoy mashyny* [Determination of the optimal kinematic parameters of the working process and the layout decision of the universal rotary ground-digging machine]. *Otchet o NIR* [Research Report] Kiev, KADI, 1987. – 196 p. (in Russian).
8. Shkolnyy A.N. *Obosnovanie vybora konstruktivnykh i tekhnologicheskikh parametrov ispolnitelnogo organa beskovshovykh tsepykh transheekopateley* [Justification of the choice of structural and technological parameters of the executive body of bucketless chain trenchers] *Avtoreferat dissertatsii kandidata tekhnicheskikh nauk* [Dissertation of the candidate of technical sciences]. Tomsk. TGASY. 2006, 23 p. (in Russian).