

4. Баладінський В.Л., Сукач М.К. Подводные строительные работы: Учеб. пособ. для вузов.– К.: ИСМО, 1999.– 224 с.
5. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами.– М.: Машиностроение, 1971.– 357 с.
6. Вольтерс А.Ю., Шемет И.А. Особенности закритического резания грунта: Респ. межвед. науч.-техн. сб.– К.: КИСИ, 1986.– Вип. 39.– С.59-62.
7. Сукач М.К. Модельные испытания агрегата сбора глубоководных ископаемых // Тр. Междунар. науч.-техн. конф. “Проблемы механики горно-металлургического комплекса”.– Сб. науч. тр. НГАУ.– № 13.– Т. 3.– Днепропетровск: НГУ.– 2002.– С. 112-116.

УДК 622.647.4

А.П. Дворніченко КДТУ, Кіровоград,  
М.К. Сукач, д-р техн. наук, професор КНУБА

## ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РОБОТИ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКОВОГО КІЛЬЦЕВОГО БУРА

Для визначення оптимального режиму роботи шнекового кільцевого бура та його раціональних параметрів необхідно вибрати критерій оптимізації. Критеріями, що оцінюють режим роботи та конструкцію бура, є максимальна продуктивність утворення свердловини; мінімальна вартість робочого органа; максимальне значення швидкості подачі та частоти його обертання; мінімальне осьове зусилля та обертовий момент; діапазон розроблюваних робочим органом ґрунтів та порід; надійність та довговічність шнекового кільцевого робочого органа; мінімальна металоємність; мінімальні витрати енергії на розробку свердловини; мінімальна вартість утворення свердловини та ін.

1. Оптимізувати режим роботи та конструкцію робочого органа за всіма переліченими критеріями неможливо, оскільки не всі вони мають екстремум в межах зміни режиму роботи та конструктивних параметрів (наприклад довговічність, надійність). Крім того, режим роботи і конструктивні параметри, вибрані за одним із критеріїв, можуть не відповідати іншим критеріям або знаходиться в інших діапазонах. Тому для оптимізації робочих і конструктивних параметрів кільцевого бура приймають узагальнений економічний критерій – *питомі зведені витрати* [1], тобто витрати, що припадають на розробку 1 м<sup>3</sup> свердловини, грн/м<sup>3</sup>:

$$Z_{п.зв} = C_{п} + KE_{н}/A,$$

де  $C_{п}$  – вартість розробки 1 м<sup>3</sup> ґрунту свердловини, грн/м<sup>3</sup>;  $K$  – загальний об'єм капіталовкладень або балансово-розрахункова вартість машини, грн.;  $A$  – річний об'єм розроблюваних машиною свердловин, м<sup>3</sup>;  $E_{н}$  – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капіталовкладень. Значення величин  $K$ ,  $A$ , та  $E_{н}$  у формулі зведених питомих витрат не залежать від конструктивних параметрів та режиму роботи виконавчого бура.

Вартість розробки 1 м<sup>3</sup> ґрунту свердловини знаходимо за наступною залежністю, грн/м<sup>3</sup>:

$$C_{п} = (C_{од} + G + C_{з} + C_{р})/A + C_{пм},$$

де  $C_{од}$  – одноразові витрати, грн.;  $G$  – річна норма амортизаційних відрахувань, грн.;  $C_{з}$  – зарплата обслуговуючого персоналу, грн.;  $C_{р}$  – вартість ремонтних робіт; грн.;  $C_{пм}$  – вартість паливно-мастильних матеріалів, що припадають на розробку 1 м<sup>3</sup> свердловини, грн/м<sup>3</sup>.

Всі величини у формулі для розрахунку  $C_{п}$  за виключенням  $C_{пм}$  не пов'язані з конструкцією та режимом роботи шнекового кільцевого робочого органа. Вибір



оптимальних режимів роботи та раціональних конструктивних параметрів може забезпечити зменшення витрат палива і тим самим знизити вартість розробки свердловини. Вартість паливно-мастильних матеріалів, що припадають на розробку одиниці об'єму свердловини, знаходять за формулою, грн.:

$$C_{\text{пм}} = C_{\text{пер}} + C_0 + C_{\text{ус}} + C_{\text{ут}} + C_{\text{м}},$$

де  $C_{\text{пер}}$  та  $C_0$  – вартість палива, необхідного відповідно на переміщення машини до місця роботи та назад, переїзд машини з одного об'єкта на інший, грн.;  $C_{\text{у}}$  та  $C_{\text{ут}}$  – вартість палива, що витрачається, відповідно для установки обладнання в робоче положення і в транспортне та на процес утворення свердловини, грн.;  $C_{\text{м}}$  – вартість мастильних матеріалів, грн.

Величини, що входять у формулу для розрахунку  $C_{\text{пм}}$ , віднесені до  $1 \text{ м}^3$  розроблюваного ґрунту. Конструкція бура та режим роботи суттєво впливають на вартість палива  $C_{\text{ут}}$ , яке витрачається в процесі утворення свердловини. Інші величини, що входять у цю формулу, залежать тільки від річного об'єму робіт  $A$ .

Вартість палива для проходки  $1 \text{ м}^3$  свердловини, визначається залежністю, грн/м<sup>3</sup>:

$$C_{\text{ут}} = q_{\text{п}} N / P_{\text{пр}} = q_{\text{т}} E_{\text{п}},$$

де  $q_{\text{п}}$ ,  $q_{\text{т}}$  – вартість палива, що витрачається відповідно для утворення свердловини і транспортування зруйнованого ґрунту, грн/Дж;  $N$  – потужність, необхідна для утворення свердловини;  $P_{\text{пр}}$ ,  $E_{\text{п}}$  – відповідно продуктивність, м<sup>3</sup>/с, і питома енергоємність, Дж/м<sup>3</sup>, проходки свердловини. Зменшуючи  $E_{\text{п}}$ , можна зменшити вартість процесу утворення свердловини і приведені витрати на її розробку.

Процес утворення свердловини кільцевим робочим органом складається із проходки кільцевої щілини в масиві з одночасним видаленням продуктів руйнування шнековим транспортером; відриву керна; видалення його із свердловини; вивантаження керна із корпусу шнекового кільцевого робочого органа та наступного опускання бура у свердловину. Отже, питома енергоємність процесу утворення свердловини, Дж/м<sup>3</sup>:

$$E_{\text{п}} = E_{\text{пр}} + E_{\text{від}} + E_{\text{вид}} + E_{\text{в}} + E_{\text{оп}},$$

де  $E_{\text{пр}}$ ,  $E_{\text{від}}$ ,  $E_{\text{вид}}$ ,  $E_{\text{в}}$ ,  $E_{\text{оп}}$  – енергоємність відповідно проходки кільцевої щілини, відриву керна, видалення його із свердловини, вивантаження керна, опускання бура.

Значення величин  $E_{\text{від}}$ ,  $E_{\text{вид}}$ ,  $E_{\text{в}}$ ,  $E_{\text{оп}}$  не пов'язані з параметрами роботи та конструкцією шнекового кільцевого робочого органа. Тому оптимізація процесу утворення свердловин та конструктивних параметрів бура зводиться до оптимізації процесу проходки кільцевої щілини, енергоємність якої визначають за формулою, Дж/м<sup>3</sup>:

$$E_{\text{пр}} = E_{\text{р}} + E_{\text{т}},$$

де  $E_{\text{р}}$  – енергоємність розробки ґрунту в кільцевій щілині та переміщення тіла волочиння в призабойній зоні, грн/м<sup>3</sup>;  $E_{\text{т}}$  – енергоємність транспортування зруйнованого ґрунту кільцевим шнеком, Дж/м<sup>3</sup>.

Досвід, накопичений в процесі випробувань кільцевих бурів, показує, що енергоємність розробки ґрунту в кільцевій щілині складає 70...90 % енергоємності проходки свердловини (більші значення відповідають більш міцним ґрунтам та породам). Енергоємність утворення кільцевої щілини, Дж/м<sup>3</sup>:

$$E_{\text{р}} = \frac{N_{\text{р}}}{P_{\text{р}}} = \frac{(M_{\text{р}} + M_{\text{п}}) \omega_{\text{ш}} + Qv}{P_{\text{р}}}, \quad (1)$$

де  $N_{\text{р}}$  – потужність, що витрачається на руйнування забою та переміщення призми волочиння, Вт;  $P_{\text{р}}$  – продуктивність руйнування забою, м<sup>3</sup>/с;  $M_{\text{р}}$  – момент опору руйнуванню ґрунту у призабойній зоні, Н·м;  $M_{\text{п}}$  – момент опору переміщенню ґрунту у призабойній зоні, Н·м;  $\omega_{\text{ш}}$  – кутова швидкість обертання робочого органа, рад/с;  $Q$  – напірне зусилля, що передається на робочий орган, Н;  $v$  – швидкість подачі робочого органа у забій, м/с.

Аналіз залежності (1) свідчить, що енергоємність  $E_{\text{р}}$  залежить від режиму роботи бура, який визначається величинами  $Q$  та  $\omega_{\text{ш}}$ . Всі інші параметри, з яких складається ця

залежність, є функціями від напірного зусилля  $Q$  та кутової швидкості  $\omega_{\text{ш}}$ . Режим роботи, який забезпечує мінімальне значення  $E_p$ , є оптимальним, оскільки він забезпечує мінімум зведених витрат на утворення свердловини. Тому за критерій оптимізації режиму утворення свердловини приймають питому енергоємність розробки ґрунту в кільцевій щілині та переміщення тіла волочиння у призабойній зоні.

2. Оскільки режим роботи кільцевого бура визначається умовою забезпечення мінімальної енергоємності процесу руйнування ґрунту в кільцевій щілині, *оптимальні конструктивні параметри* кільцевого шнека вибирають після оптимізації режиму роботи шнекового кільцевого робочого органа за відомими кутовою швидкістю його обертання  $\omega_{\text{ш}}$  та швидкістю подачі у забій  $v$ . До конструктивних параметрів шнека відносяться його ширина  $n$ ; зовнішній радіус  $R_2$ ; кут підйому гвинтової поверхні на радіусі свердловини  $\alpha$ , крок шнека  $H$ . Величина  $R_2$  залежить від розміру створюваної кільцевим робочим органом свердловини. Ширина кільцевого шнека  $n$  визначається за умови запобігання на ньому процесу ущільнення ґрунту. Отже, необхідно знайти тільки оптимальне значення кроку гвинтової поверхні або кут підйому гвинтової поверхні на радіусі свердловини  $\alpha$ .

Оптимальним є таке значення кута  $\alpha$ , при якому забезпечується мінімальна енергоємність транспортування зруйнованого ґрунту із кільцевої щілини, Дж/м<sup>3</sup>:

$$E_T = N_{\text{тр}} / \Pi_p, \quad (2)$$

де  $N_{\text{тр}}$  – потужність, що витрачається на транспортування ґрунту.

Згідно з роботою [2], величина  $N_{\text{тр}}$  визначається залежністю

$$N_{\text{тр}} = \omega_{\text{ш}} f_c R_2 \gamma \pi l h \left[ h \xi g R_2 + \frac{2}{3} \omega_m^2 (R_2^3 - R_1^3) \right] / H, \quad (3)$$

де  $\omega_{\text{ш}}$  – кутова швидкість обертання шнека, рад/с;  $f_c$  – коефіцієнт тертя ґрунту по стінці свердловини;  $\gamma$  – густина матеріалу, кг/м<sup>3</sup>;  $l$  – довжина шнека, м;  $h$  – висота шару зруйнованого ґрунту, м;  $\xi$  – коефіцієнт бокового тиску;  $\omega_m$  – кутова швидкість обертання матеріалу відносно стінки свердловини, рад/с;  $R_1$  – радіус вала шнека.

Продуктивність руйнування забою, м<sup>3</sup>/с:

$$\Pi_p = \frac{1}{2} \omega_{\text{ш}} S k_p (R_2^2 - R_k^2), \quad (4)$$

де  $S$  – вертикальна подача робочого органа за один оберт, м/об;  $k_p$  – коефіцієнт розпушення ґрунту;  $R_k$  – радіус керна, утворюваного в процесі проходки свердловини шнековим кільцевим буром, м.

Після підстановки із формул (3), (4) відповідних величин вираз (2) набуде вигляду, Дж/м<sup>3</sup>:

$$E_T = \frac{f_c R_2 \gamma \pi l h \left( 2h \xi g R_2 + \frac{4}{3} \omega_m^2 (R_2^3 - R_1^3) \right)}{H S k_p (R_2^2 - R_k^2)}. \quad (5)$$

Скоротивши у рівнянні (5) постійні величини, одержимо цільову функцію для визначення оптимального значення кута підйому гвинтової лінії  $\alpha$ :

$$\Phi = h \xi g R_2 + \frac{2}{3} \omega_m^2 (R_2^3 - R_1^3) \rightarrow \min. \quad (6)$$

Цільова функція (6) містить невідомі величини  $h$  та  $\omega_m$ , які залежать від значення  $\alpha$ . Перемінні  $h$ ,  $\omega_m$ , та  $\alpha$  пов'язані одне з одним залежностями, які не дозволяють отримати цільову функцію у вигляді  $\Phi = f(\alpha)$ . Тому для знаходження оптимального значення  $\alpha$  розв'язують, крім рівнянь (4) і (6), одержану авторами систему [2], яка встановлює взаємозв'язок між вказаними невідомими:

$$\left\{ \begin{aligned} & g \left\{ \frac{\xi R_1^2 h}{\cos \alpha_1} + f_c (R_2^2 - R_1^2) R_{\text{ш}} \sin(\alpha + \beta) + f_c \left[ \xi g R_2 h + \frac{2}{3} \omega_m^2 (R_2^3 - R_1^3) \right] \right\} \times \\ & \times \left[ \frac{R_{\text{ш}} \sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha_{\text{ш}}} + \frac{R_2}{\omega_0 f_{\text{ш}}} \left( \frac{\omega_{\text{ш}}}{\cos \beta} - \omega_m \right) \right] = 0; \\ & \omega_{\text{ш}} = \omega_m + \omega_0; \quad \beta = \arctg \left[ \left( \frac{\omega_{\text{ш}}}{\omega_m} - 1 \right) \operatorname{tg} \alpha \right]; \\ & \omega_0 h (R_2^2 - R_1^2) - \omega_{\text{ш}} H \Delta r (2R_2 - \Delta r) - \omega_{\text{ш}} S k_p (R_2^2 - R_1^2) = 0. \end{aligned} \right. \quad (7)$$

де  $\alpha$ ,  $\alpha_1$  – кути підйому гвинтової поверхні шнека на радіусах відповідно стінки свердловини та вала шнека, рад.;  $\beta$  – кут підйому гвинтової лінії шнека, яку описує транспортований матеріал на радіусі  $R_{\text{ш}}$  при переміщенні відносно стінки свердловини;  $\omega_0$  – кутова швидкість обертання матеріалу відносно шнека, рад/с;  $f_{\text{ш}}$  – коефіцієнт тертя ґрунту по поверхні шнека;  $\Delta r$  – величина зазору між стінкою свердловини та шнеком, м.

Задачу вирішено у віртуальному експерименті за допомогою комп'ютерної програми, складеної в системі Mathcad 2000 PRO. Цільова функція  $\Phi = f(\alpha)$  має глобальний екстремум в області дійсних значень кута  $\alpha$ , отже її можна прийняти для визначення оптимальних параметрів кільцевого шнека, що забезпечує видалення зруйнованого ґрунту із свердловини з мінімальною енергоємністю.

3. Відомо, що оцінювати ефективність роботи кільцевого шнека за питомою енергоємністю видалення ґрунту із свердловини досить складно, тому запропоновано інший критерій оптимізації його параметрів – *коефіцієнт заповнення шнека*:  $k_3 = h/H$ . За допомогою системи рівнянь (4), (5), (7) розраховані значення  $E_T$  та  $k_3$  для різних кутів підйому гвинтової лінії  $\alpha$  та побудовано їх функціональні залежності; із рис. 1 видно, що екстремуми обох функцій співпадають. Тобто критерієм оптимізації шнекових кільцевих бурів може бути як енергоємність транспортування ґрунту із свердловини, так і коефіцієнт заповнення шнеку. Оскільки розрахунок оптимального значення кута підйому шнека  $\alpha$  за мінімумом  $k_3$  простіший порівняно з розрахунком за мінімальним значенням  $E_T$ , в подальшому параметри кільцевого шнека оптимізували за коефіцієнтом його заповнення, що гарантує видалення зруйнованого ґрунту із свердловини з мінімальною енергоємністю.

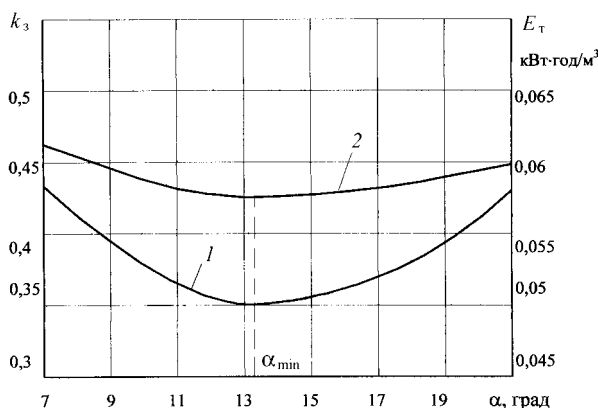


Рис. 1. Залежності питомої енергоємності транспортування  $E_T$  (1) та коефіцієнта заповнення шнека  $k_3$  (2) від кута підйому гвинтової лінії  $\alpha$

Як показано раніше, одним з критеріїв оптимізації режиму роботи шнекового кільцевого бура є мінімум питомої енергії руйнування різцями ґрунту у свердловині. Режим роботи шнекового кільцевого бура обумовлений напірним зусиллям  $Q$  та швидкістю його обертання  $\omega_{\text{ш}}$ . Швидкість подачі шнекового кільцевого робочого органу у забій  $v$  та момент опору руйнуванню ґрунту в свердловині  $M_p$  є функцією  $Q$  та  $\omega_{\text{ш}}$ .

Тобто, для забезпечення оптимального режиму роботи необхідне визначення напірного зусилля та обертового моменту на кільцевому органі, при яких досягається мінімальна енергоємність процесу руйнування

ґрунту у свердловині. Енергоємність руйнування ґрунту в кільцевій свердловині зменшується зі збільшенням напірного зусилля, оскільки для машин зі шнековим робочим

органом глибина різання, яка реалізується в процесі руйнування різцями бура міцних ґрунтів і порід, у декілька разів менша критичної.

Зі збільшенням напірного зусилля, що діє на інструмент, зростає товщина зрізаного шару породи. При цьому розміри частинок утвореного ґрунту (штибу) тим більші, чим вище це зусилля і, отже, менше енергії витрачається на подрібнення ґрунту. Максимальне зусилля на різець обмежується його міцністю або можливостями машини по забезпеченню необхідного напірного зусилля. Тому напірне зусилля на кільцевий робочий орган необхідно вибирати таким, щоб забезпечити навантаження на кожний різець якомога порівняне або близьке до проектного.

4. Аналіз досліджень, присвячених руйнуванню ґрунтів у будівництві, і досвід експлуатації шнекових робочих органів з різцями для проходки свердловин великого діаметра показує, що енергоємність процесу майже не залежить від швидкості обертання шнека бурових машин [3, 4]. Особливо це стосується роботи в міцних породах, для руйнування яких створюють шнекові кільцеві робочі органи. Збільшення енергоємності руйнування забою свердловини спостерігається у тому випадку, коли швидкість обертання бура перевищує колову швидкість руху найбільш віддаленого від осі обертання бура різця відносно забою, тобто  $v_{\text{л}} = 2,5 \dots 2,7$  м/с. Тому при проектуванні машин для утворення свердловин великого діаметру шнековим робочим органом з різцевим породоруйнуючим інструментом приймають кутову швидкість обертання робочого органу  $\omega_{\text{ш}} \leq 2,5/R_c$ , рад/с, де  $R_c$  – радіус свердловини, м.

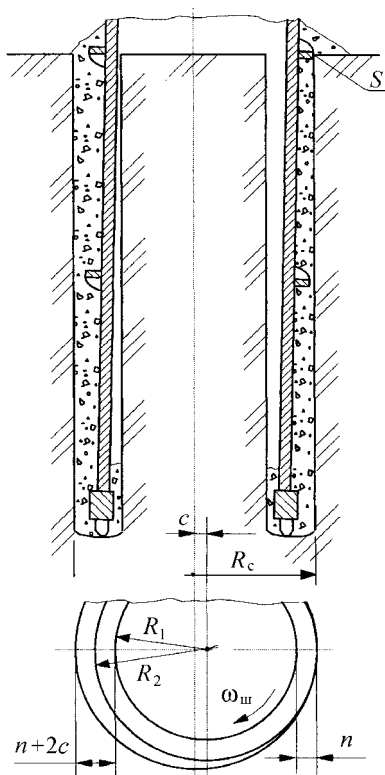


Рис. 2. Схема утворення свердловини та видалення зруйнованого ґрунту шнеком кільцевого бура:  $S$  – точка контакту шнека зі стінкою свердловини;  $c$  – ексцентриситет центрів кіл свердловини і бура

Максимальна швидкість обертання бура обмежується не тільки мінімальною енергоємністю процесу руйнування забою, але й максимально допустимою температурою ріжучої частини робочого органу. У процесі руйнування ґрунтів та порід міцністю вище IV категорії на допустиму швидкість руху різця відносно забою суттєво впливає нагрівання породоруйнуючої вставки. Це відбувається через тертя ріжучої частини по поверхні забою при недостатньо ефективному тепловідводі. Коли температура вставки досягає критичного значення, матеріал, із якого вона виготовлена, втрачає міцність і подальша робота різця швидко призводить до зношування. На поверхні вставки з'являються сліди перегріву – почорніння навколо плями її контакту з породою.

Для різців з вольфрамо-кобальтовою вставкою встановлено, що її перегрів та інтенсивний знос при розрахунковому напірному зусиллі починається при русі різця зі швидкістю понад  $v_{\text{л}} = 1,7$  м/с. Перевищення цієї швидкості на 30 % призводить до збільшення інтенсивності зносу в 3...5 разів у порівнянні зі зносом без перегріву різця. Більша інтенсивність зносу відповідає міцнішим породам, менша – відповідно слабшим. Тому руйнування порід міцністю вище IV категорії кільцевим буром з різцями, що мають вольфрамо-кобальтову вставку, максимальна кутова швидкість обертання не повинна перевищувати  $\omega_{\text{ш}} = 1,7/R_c$ , рад/с.

До конструктивних параметрів кільцевого бура з шнековим транспортером продуктів руйнування відносяться діаметр бура  $D$ ; ширина кільцевої щілини  $(n+2c)$ , що утворюється робочим





органом; ширина шнека  $n$ ; кількість різців  $N$  та їх взаємне розташування; крок шнека  $H$  або кут підйому гвинтової поверхні  $\alpha$  на деякому радіусі  $r$ ; кількість відхиляючих лопаток  $N'$  (рис. 2).

Діаметр бура обумовлюється розміром утворюваної свердловини. Ширину шнека визначають за умови *запобігання ущільнення ґрунту на шнеку* та корпусі бура [2]:

$$k_y \geq \frac{(n+2c)(2r+2c+n)}{n(2r+n)}. \quad (8)$$

Вирішенням квадратного рівняння (8) типа  $an^2 + bn + d = 0$ , в якому позначено  $a = (1 - k_y)$ ;  $b = (2r + 4c - 2rk_y)$ ;  $d = (2cr + 4c^2)$ , одержано мінімально допустиму ширину шнека кільцевого бура при відсутності ущільнення ґрунту на гвинтовій поверхні, м:

$$n = \frac{rk_y - r - 2c - \sqrt{(rk_y - r - 2c)^2 - 4c(1 - k_y)(r + c)}}{1 - k_y}. \quad (9)$$

Якщо висота шару ґрунту на гвинтовій поверхні  $h$  більше ніж крок шнека  $H$  при розрахунку його продуктивності, ширину шнека  $n$  необхідно збільшити до виконання умови  $h < H$ . Ширину кільцевої щілини  $c$ , утвореної робочим органом, знаходять за відомими ширині шнека, товщині стінки корпусу, зазорам між корпусом та керном, а також між шнеком та стінкою свердловини.

Напірне зусилля на кожному різці не повинно перевищувати проектне навантаження, тому кількість різців  $N = Q_{\max} / Q_p$  округлюють до цілого парного числа в більшу сторону; тут  $Q_{\max}$  – максимальне напірне зусилля машини, Н;  $Q_p$  – максимальне напірне зусилля, на яке розраховано різець, Н. Різучі елементи розстановляють так, щоб забезпечити напівблоково-ване різання ґрунту, тобто зі зміщенням лінії різання кожного з них для досягнення більш ефективного руйнування кільцевого забою свердловини.

В нижній частині робочого органу встановлюють лопатки для відхилення потоку зруйнованого ґрунту від керну до шнека і більш зручного виходу ґрунту на шнек. Кількість лопаток  $N'$  обумовлена кількістю заходів шнека: для двохзахідного шнека беруть дві відхиляючі лопатки. Їх розміщують під кутом  $45^\circ$  до площини, що проходить через поздовжню вісь шнекового кільцевого робочого органу та точку перетину відхиляючих лопаток з корпусом.

Крок шнека  $H$  (або кут підйому гвинтової поверхні  $\alpha$ ) на деякому радіусі вибирають за мінімальним значенням коефіцієнта заповнення шнека  $k_3$  і відомою подачею  $v$  та швидкістю обертання  $\omega_{\text{ш}}$  шнекового кільцевого робочого органу.

Оскільки шнек забезпечує видалення ґрунту в процесі розробки, його продуктивність дорівнює продуктивності руйнування породи в кільцевому забої:  $\Pi_{\text{ш}} = \Pi_p$ . Підставляючи сюди відповідні значення із рівнянь (4) і (7), маємо:

$$\frac{\gamma}{2} [\omega_o h (R_2^2 - R_1^2) - \omega_{\text{ш}} H \Delta r (2R_2 - \Delta r)] = \frac{\gamma}{2} \omega_{\text{ш}} S K_p (R_2^2 - R_k^2).$$

Після спрощення цього виразу, одержимо рівняння, яке пов'язує продуктивність руйнування забою з параметрами транспортування матеріалу по шнеку:

$$\omega_o h (R_2^2 - R_1^2) - \omega_{\text{ш}} H \Delta r (2R_2 - \Delta r) - \omega_{\text{ш}} S K_p (R_2^2 - R_k^2) = 0. \quad (10)$$

Розв'язуючи сумісно систему рівнянь (6), (7), (10), знаходять значення кута підйому гвинтової лінії шнека  $\alpha$ .

Таким чином, виходячи із умови забезпечення мінімуму питомих зведених витрат на утворення свердловини, визначають оптимальний режим роботи та конструктивні і кінематичні параметри кільцевого бура з шнековим транспортером продуктів руйнування.

### Висновки

1. В якості критерію оптимізації режиму роботи кільцевого бура вибрана питома енергоємність руйнування ґрунту в кільцевому забої та переміщення матеріалу в забойній

зоні, критерієм оптимізації конструктивних параметрів шнека є мінімум коефіцієнта заповнення забою, при якому питома енергоємність транспортування ґрунту із свердловини мінімальна.

2. Встановлено максимальну допустиму швидкість обертання шнекового кільцевого робочого органа, яка забезпечує надійну роботу ріжучої твердосплавної вставки без перегріву, що запобігає її інтенсивному зносу. Визначені оптимальні значення напірного зусилля та швидкості обертання бура, а також кроку гвинтової поверхні.

3. На основі аналізу схеми роботи кільцевого бура запропоновано залежність, яка визначає мінімально допустиму ширину кільцевого шнека, виходячи із умови запобігання процесу ущільнення транспортованого ґрунту. Аналітичні залежності дозволяють розрахувати висоту шару ґрунту, який переміщується по гвинтовій поверхні шнека.

4. Результати, що отримані в ході аналітичного дослідження роботи вертикального кільцевого шнека, дійсні і для звичайних вертикальних шнеків, ширина яких співрозмірна з кроком гвинтової поверхні.

### *Література*

1. *Канторер С.Е.* Расчеты экономической эффективности машин в строительстве.– М.: Высш. шк., 1977. – 367 с.
2. *Сукач М.К., Дворніченко А.П.* Закономірності транспортування ґрунту вертикальним шнеком кільцевого бура // *Гірн., буд., дор. та меліорат. машини: Всеукр. міжвід. наук.-техн. зб.*– К.: КНУБА, 2003.– Вип. 61.– С.90-100.
3. *Ветров Ю.А.* Резание ґрунтов землеройными машинами.– М.: Машиностроение, 1971. – 357 с.
4. *Терехин Е.П.* Выбор основных параметров керна бура при бурении скважин большого диаметра под буронабивные сваи: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.04.– Л., 1983.– 17 с.