

**Техніка для земляних та дорожніх робіт**

УДК 624.132

*В.М. Смірнов, канд. техн. наук, професор КНУБА**В.П. Головань, канд. техн. наук, доцент КНУБА***МОДЕРНІЗОВАНИЙ ЛОПАТЕВИЙ РОБОЧИЙ  
ОРГАН ДЛЯ БУРІННЯ МІЦНИХ ҐРУНТІВ**

Для підвищення ефективності роботи бурильних машин при бурінні міцних ґрунтів необхідно проведення аналізу різних конструкцій та розроблення нових більш вдосконалених робочих органів, які забезпечують зменшення енергоємності руйнування ґрунту, підвищення продуктивності процесу буріння та стійкості різців. При бурінні свердловин діаметром до 400 мм доцільно використовувати бурильні машини зі шнековими робочими органами суцільного руйнування забою, оснащеними різцями з твердосплавними вставками з їх раціональним геометричним розташуванням. Такі робочі органи на відміну від кільцевих характеризуються тим що швидкості руху різців в забої по величині мають велику розбіжність і визначаються відстанню від центра бура до їх ліній різання. Отже врахування та корегування швидкості різання кожним різцем робочого органу може суттєво вплинути на енергоємність процесу руйнування ґрунту в забої та стійкість різців.

Проведеними раніше дослідженнями [1, 2] встановлено, що при швидкостях менших 2 м/с сила різання практично не змінюється. Однак при швидкостях вище 5 м/с опір ґрунту різко зростає і це збільшення повинно прийматись до уваги при конструюванні машин.

В той же час для ефективної роботи бурильних машин обертового буріння із шнеками велике значення має критична частота обертів бурової штанги, нижче якої транспортування бурового дріб'язку стає неможливим.

Критичну частоту обертів пропонується визначити по формулі [3]

$$n_{кр} = 42,18 \sqrt{\frac{tg^2 \alpha + f_0}{d_c f_e (1 + tg \alpha f_e)}} \text{ хв.}^{-1}$$

де  $\alpha$  - кут підйому гвинтової лінії шнека, град.;  $f_0$  - коефіцієнт тертя бурового дріб'язку об бур;  $d_c$  - середній діаметр шнекової спіралі, м;  $f_e$  - коефіцієнт внутрішнього тертя бурового дріб'язку.

При розрахунку продуктивності та швидкості буріння, а також при виборі режиму буріння – осьового зусилля та швидкості обертання бура, користуються даними практики та експериментів.

Корисними для практики можуть бути графіки залежності швидкості буріння та витрат потужності від осьового зусилля, а також від швидкості обертання при бурінні пісчаника (по даним Дон УГІ) [3], приведені на рис. 1.

Із графіків видно, що швидкість буріння підвищується зі збільшенням частоти обертів, але до певного значення. Так, максимальна швидкість буріння одержана при частоті обертання  $n = 250-300 \text{ хв}^{-1}$ ; та при осьовому зусиллі 8300 н. При меншій частоті обертів швидкість буріння та енергетичні витрати зменшуються, а при більшій (більше  $300 \text{ хв}^{-1}$ ) швидкість буріння зменшуються, а енергетичні витрати збільшуються.

В дослідженнях Ю.О. Ветрова [4] приводиться висновок, що опір ґрунту із збільшенням швидкості різання збільшується не тільки внаслідок витрат енергії на придання руху кускам ґрунту, що відділяються, але і від фізичних факторів, що впливають на критичну швидкість різання. Змінюється характер руйнування ґрунту, в якому



переважним стає крихке руйнування, що супроводжується інтенсивним подрібненням ґрунту.

Якщо проаналізувати результати дослідження залежності опору ґрунту від швидкості різання різними вченими, бачимо, що вони суттєво залежать від конкретних умов та міцності порід. Тому для ефективної роботи різців бурового робочого органу важливо, щоб навантаження на них та швидкість, а отже і продуктивність різання кожним різцем були відносно рівномірними.

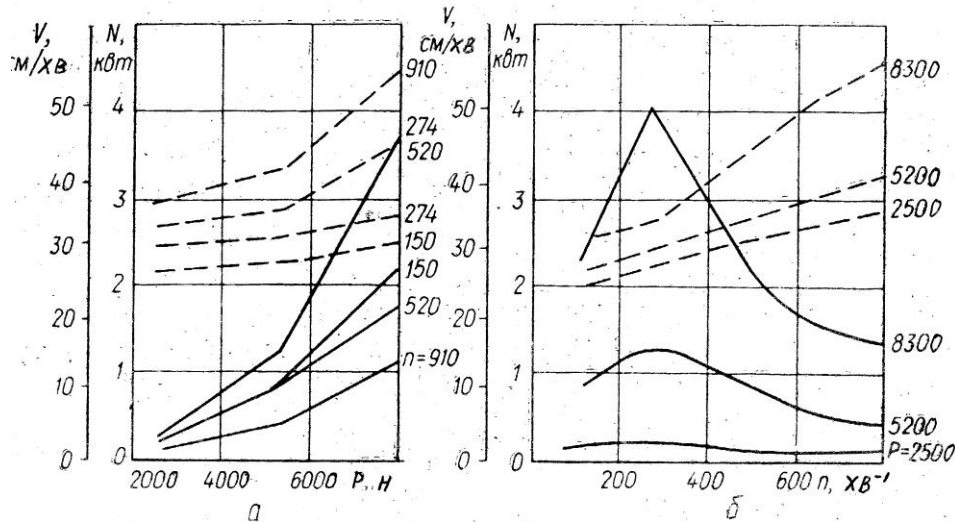


Рисунок 1. Графіки залежності швидкості буріння (суцільна лінія) та витрат потужності (пунктирна лінія): а – від величини осьового тиску  $P$ ; б – від швидкості буріння  $V$ .

Для лопатевого бура суцільного буріння різці на лопатях розташовуються в кількох ліній різання по концентричних колах відносно його центра. Тому шлях, що проходить кожен різець по відповідній лінії різання за час одного оберту бура і його швидкість неоднакові і збільшуються в залежності від радіуса (діаметра) обертання.

Швидкість кожного різця визначається залежністю

$$V_i = \omega r_i = \pi d_i n / 60,$$

де  $\omega$ ,  $n$  - кутова швидкість та частота обертання бура;  $r_i$ ,  $d_i$  - радіус та діаметр ліній різання, відповідно.

Якщо поділити умовно радіус лопатевого бура на чотири рівних частини (чотири лінії різання) (рис. 2, а), при його обертанні з кутовою швидкістю  $\omega$  одержимо картину швидкостей для кожної лінії різання, з якої видно, що швидкість лінійно збільшується від  $V_0 = 0$  до  $V_4 = \max$ .

Очевидно, що для кращого розподілу продуктивності буріння між різцями, що розташовані на всіх лініях різання бура доцільно виділити його середню частину та збільшити її швидкість обертання. Зберігши умовний розподіл радіуса бура на чотири частини, одержимо картину швидкостей, показану на рис. 2, б. Тут прийняті такі позначення:  $d_1$  - діаметр внутрішньої частини бура,  $d_{1c}$  - діаметр її середньої лінії різання;  $d_2$  - діаметр зовнішньої частини;  $d_{2c}$  - діаметр її середньої лінії різання;  $V_{c1}$  - середня швидкість внутрішньої частини бура;  $V_{c2}$  - середня швидкість зовнішньої частини бура.

Із прийнятої схеми запишемо співвідношення середніх розмірів лопатей бура

$$d_{2c} / d_{1c} = 3.$$

З деяким припущенням за оптимальний режим роботи розділеної конструкції бура можна прийняти умову, коли середні швидкості обертання їх лопатей рівні (Рис. 2, б)

$$V_{1c} \approx V_{2c},$$

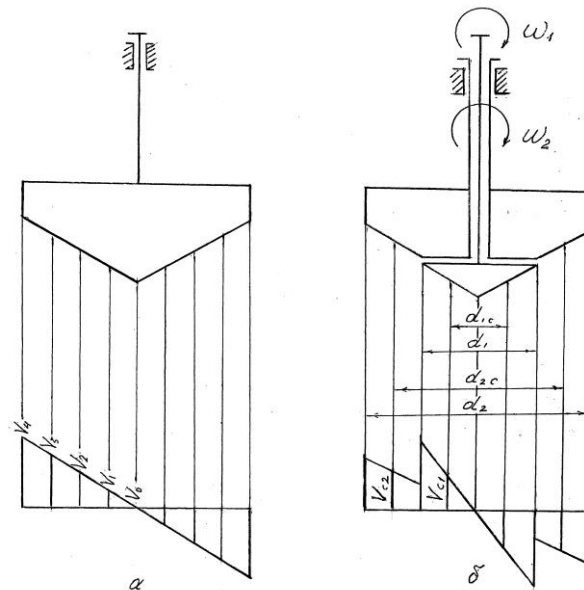


Рисунок 2. Картини швидкостей лопатевих робочих органів:  
а – суцільного; б – з роздільним обертанням лопатей.

або

$$\pi d_1 n_1 / 60 = \pi d_{2c} n_2 / 60.$$

Враховуючи співвідношення середніх величин діаметрів лопатей зовнішньої внутрішньої частини складеного бура, одержимо необхідне передаточне число

$$i = d_{2c} / d_{1c} = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 = 3,$$

та частота обертання

$$n_1 = 60V_{c1} / \pi d_{c1},$$

$$n_2 = 60V_{c2} / \pi d_{c2}.$$

Визначення кількості ліній різання різцями на лопатях бура та основних геометричних параметрів процесу згідно схеми забою, приведеної на рис. 3, проводимо за залежностями [5]

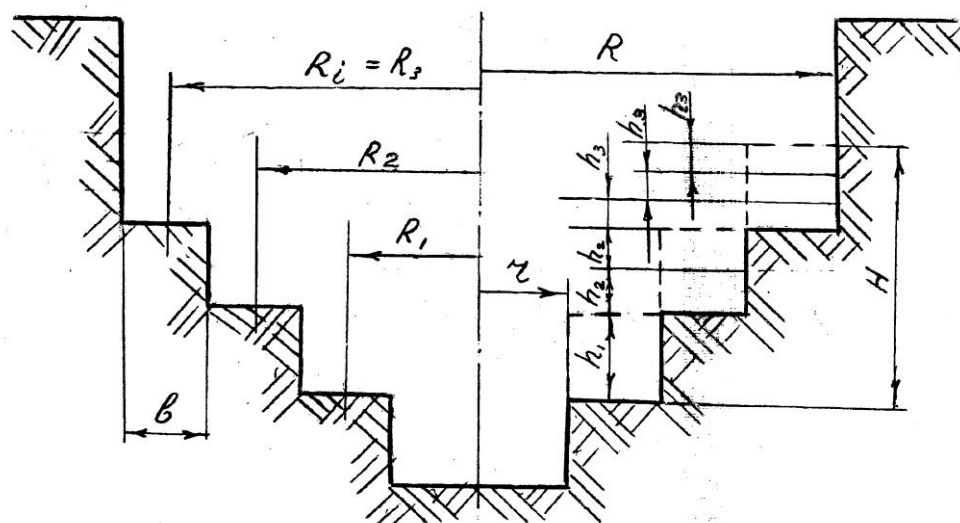


Рисунок 3. Схема забою.

- число ліній різання  $h = (R - r) / b$ ,

- де  $R$  - радіус бура,  $r$  - радіус забурника,  $b$  - ширина різця;  
- глибина різання передніми різцями першої лінії різання

$$h_1 = H/h \cdot z,$$

де  $H = 2\pi r t g \alpha$  - подача бура за один оберт,  $t g \alpha = V_N / V_\omega$ ,  $V_N$  - швидкість вертикальної подачі бура,  $V_\omega$  - швидкість обертання бура,  $z$  - число лопатей,  $h$  - максимальна глибина різання одним різцем;

- число різців  $i$ -ї лінії різання

$$I_1 = I_1 R_i / R_1,$$

де  $I_1 = H/h_1$  - число різців в 1-й лінії різання,  $R_i$  - радіус  $i$ -ї лінії різання,  $R_1$  - радіус 1-ї лінії різання;

- глибина різання кожного  $i$ -го різця

$$h_i = h_1 R_i / R.$$

Приведені залежності для визначення кількості ліній різання та основних геометричних параметрів забою слід використовувати, на відміну від суцільної конструкції бурильного робочого органу, окремо для кожної складеної обертової частини, узгодивши початкові вихідні параметри по передаточному числу – частотам їх обертання.

При збільшенні частоти обертання центральної складової частини бура відповідно маємо зменшення товщини зрізу кожним різцем, що покращує умови її роботи. Разом з тим, із досвіду експлуатації лопатевих бурів обладнаних різцями з твердосплавними вставками при бурінні міцних ґрунтів відомо, що випадки поломки різців відбуваються частіше на лініях різання, розташованих в центральній частині бура. Це явище можна пояснити тим, що швидкість руху різців в середній частині бура є недостатньою для видалення зруйнованого різцями ґрунту, виникає його зпресовування (заштибовка), що призводить до підвищення опору просуванню різців в забої.

Крім того зменшення крутного моменту на швидкохідному валі планетарного редуктора, що обертає середню частину складеного бура, комплексується відповідним зменшенням товщини зрізу ґрунту різцями, що відбувається за рахунок збільшення швидкості їх руху по лінії різання. Продуктивність буріння при цьому – швидкість заглиблення обох складених частин бура в ґрунт, буде однаковою.

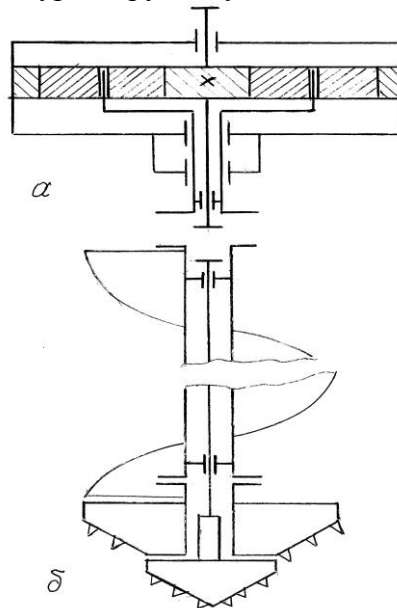


Рисунок 4. Схема лопатєвого складеного бурильного обладнання:  
 $a$  – схема планетарного оберտальника;  $b$  – схема бура із штангою і шнеком.

Принципіальна схема можливої конструкції лопатевого складеного бурильного обладнання приведена на рис.4а, б. Для забезпечення роздільного обертання центральної та зовнішньої частини бура доцільно використання обертальника з планетарним механізмом, в якому вихідними є два сувісно розташовані вала, один з яких (швидкохідний) з'єднаний з центральним рухомим зубчастим колесом, а другий вихідний полий вал – з водилом (рис. 4,а). Обертання вхідного вала планетарного редуктора може здійснюватись гідро, або електромотором.

Для передачі обертання на внутрішню та зовнішню частину складеного бура можливо використання подвійної бурової штанги із шнеком, яка складається із зовнішньої та внутрішньої частини, з'єднаних між собою через підшипники (рис.4.б).

Приведені рекомендації по розробці нових робочих органів суцільного буріння свердловин ґрунту на використанні конструкцій з розділеним обертанням складених частин з рівними середніми швидкостями. Це дає змогу здійснити вибір оптимальних величин швидкостей різання різцями робочого органу, що не можливо при великій їх різниці на лопатях бура суцільної конструкції.

Регулювання продуктивності різців, що виконується за рахунок вибору їх кількості на лініях різання та покращення умов роботи різців в середній частині бура за рахунок збільшення їх швидкості дозволить зменшити енергоємність процесу буріння, підвищити стійкість різців, та продуктивність буріння.

#### *Література*

1. Ветров Ю.А. Сопротивление грунтов резанию. Изд-во Киевского ун-та, 1962.
2. Станевский В.П. Исследование процесса резания грунтов при различных скоростях. В сб. горные, строительные и дорожные машины, К. «Техника», 1966, вып.4.
3. Ветров Ю.А., Баладинский В.Л., Баранников В.Ф., Кукса В.П. Разрушение прочных грунтов. Киев, «Будівельник», 1972.
4. Ветров Ю.А. Резание грунтов знемлеройными машинами. М., «Машиностроение», 1971.
5. Смірнов В.М., Головань В.П. Лопатевий буровий робочий орган з косокутними різальними елементами. ГБДМ, № 72, 2008.