

Землерийні, дорожні та меліоративні машини

УДК 624.132

В.М. Смірнов, к. т. н., проф;
В.П. Головань, к. т. н., доцент;
О.П. Конопат, студент (КНУБА, Київ)

РОЗРОБКА ТА ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ СПЕЦІАЛЬНОГО БУРИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РОБОТИ В СКЛАДНИХ ГРУНТАХ

АННОТАЦІЯ В статті наведено результати досліджень по створенню робочих органів бурильних машин для буріння свердловин в складних ґрунтах. Запропонована конструкція ґрунторуйнівної частини - спірального бура оснащеного косокутними або двогранными різцями та подані рекомендації по визначенню параметрів розвантажувального пристрою та шнека ківшового бура. Ключові слова: бур, свердловина, різці, шнек.

АННОТАЦИЯ В статье приведены результаты исследований по созданию рабочих органов бурильных машин для бурения скважин в сложных грунтах. Предложена конструкция ґрунторазрушающей части – спирального бура оснащенного косоугольными или двухгранными резаками и даны рекомендации по определению параметров разгрузочного устройства и шнека ковшового бура. Ключевые слова: бур, скважина, резы, шнек.

SUMMARY In the article the results of researches are resulted on creation of workings organs of бурильных machines for well-drilling in difficult soils. The construction of ґрунторазрушающей part is offered is a спирального borax of osnaschenogo by oblique-angled or dihedral chisels and provide recommendations on determination of parameters of unloader and shneka of scoop bore. Key words: bore, mining hole, chisels, shnek.

Вступ

В сучасному будівельному виробництві для буріння свердловин при спорудженні пальових фундаментів та ліній електромереж в різних ґрунтах широко застосовують бурильні і бурильно-кранові машини, оснащені різцевими робочими органами.

На основі раніше проведених досліджень процесу буріння свердловин в складних гірничо-геологічних умовах розроблено ряд конструкцій високоефективних робочих органів оснащених твердосплавними різцями.

Для буріння свердловин в міцних ґрунтах широко застосовуються плосколопатеві бури діаметром 376 мм [1] суцільного буріння; свердловин діаметром 376-750 мм – спіральні бури, а для буріння свердловин більших діаметрів доцільно застосовувати кільцеве буріння, що дозволяє значно зменшити площу руйнування ґрунту і, відповідно, збільшити діаметр свердловин.

Наведені конструкції бурів призначені для руйнування ґрунту в свердловині за допомогою різців, а для забезпечення

транспортування зруйнованого ґрунту на поверхню вони поєднуються зі шнеками та іншими транспортуючими пристроями.

Мета досліджень

Для буріння свердловин у складних гірничо-геологічних умовах, наприклад в малозв'язних ґрунтах таких як: цементований щебінь, галечник, піщані та дрібношарові породи (які не забезпечують створення стійких стінок свердловин) пропонується використання спеціальних ківшових бурів, оснащених накопичувачем для завантаження зруйнованого при бурінні ґрунту з подальшим його підйомом із свердловини та наступним розвантаженням.

Виклад основного матеріалу

Схема ківшового бура для буріння свердловин діаметром 400...1000 мм, обладнаного ґрунторуйнівною частиною, накопичувачем із завантажувальним шнеком та відцентровим розвантажувальним пристроєм [2], показана на рис.1.

Бур складається з порожнистого циліндричного корпусу 1 (накопичувача), оснащеного на зовнішній поверхні шнеком 2, призначеного для перевантаження зруйнованого ґрунторуйнівною частиною 3 ґрунту із забою в накопичувач.

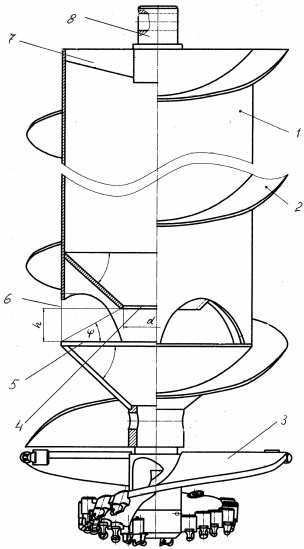


Рис. 1. Схема ківшового бура з відцентровим розвантаженням накопичувача

В нижній частині накопичувача розташований розвантажувальний пристрій, що включає конусне днище бункера накопичувача з отвором 4, розвантажувальний диск 5 та бокові розвантажувальні отвори 6.

У верхній частині циліндричного корпусу бура закріплена траверса 7 з хвостовиком 8 для з'єднання бура з бурильною штангою машини.

Підвищення ефективності роботи бурильних машин досягається як за рахунок розробки нових більш ефективних робочих органів, так і вибору їхніх основних технічних параметрів та виду різальних елементів. Найбільше поширення в бурових робочих органах одержали різці з прямокутним, трикутним і напівкруглим контуром різальної кромки.

Проведені раніше дослідження процесу різання ґрунтів показують, що одним із способів зниження його енергоємності є використання різців косокутного різання [3].

Отже, зменшення опору руйнування ґрунту досягається за рахунок використан-

ня косокутних та двограних різальних елементів. За рахунок раціонального розташування і зміни кількості різців на різних лініях різання бура досягається підвищення їх стійкості [4].

Схема запропонованої конструкції ґрунторуйнівної частини ківшового бура подана на рис. 2. Ґрунторуйнівна частина даного бура є вдосконалений спеціальний бур, що складається з двох спіральних лопатей, оснащених твердосплавними косокутними або двограними різцями для руйнування ґрунту. За допомогою лопатей ґрунт також подається на шнек, що розташований зовні накопичувача ківшового бура.

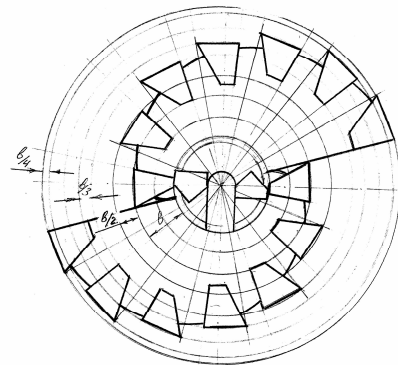


Рис. 2. Схема розташування косокутних різців на спіральному бурі

Спіральний бур, як і лопатевий [4], має кілька ліній різання, розташованих на концентричних колах відносно його центра. Їхня кількість визначається шириною різців b , яка в свою чергу, приймається залежно від ґрунтових умов, діаметра бура і швидкості його вертикальної подачі.

Умови роботи різців на різній відстані від центра бура залежать від схеми їх розташування на різних лініях різання. Крім того, зі збільшенням радіусів руху різців відносно центра бура, збільшується їхня швидкість.

Тому для узгодження продуктивності різання ґрунту кожним різцем доцільним є збільшення їхніх кількостей на лініях різання, розташованих далі від центра бура. Принцип розташування двограних різців на лопатях спірального бура показаний на рис 2.

Для створення попереднього центрального заглиблення в центральній частині

спірального бура, як і в лопатевого [4], встановлено забурник з кернозломним отвором за допомогою якого зруйнований забурником ґрунт та центральний керн видається на лопаті бура, що дозволяє зменшити загальний опір ґрунту при бурінні свердловини.

Для вибору раціональної схеми розташування різців та визначення основних конструктивних параметрів спірального бура, необхідно виконати відповідні розрахунки.

Для забезпечення роботоздатності і стійкості різців необхідно виходити із максимально допустимого навантаження P_{\max} , яке здатне діяти на них під час буріння ґрунтів певної міцності,

$$P_i \leq P_{\max},$$

де P_i - навантаження на i -й різець.

Величина максимального навантаження на різець, в першу чергу, визначається за даною шириною різця і міцністю ґрунту та максимальною глибиною різання. При виборі величини глибини різання слід також враховувати міцність різців та їх зносостійкість.

В свою чергу, зносостійкість різців залежить також від інших діючих факторів, в тому числі потужності буріння кожним різцем окремо, тобто

$$N'_i = P_i \cdot V_i,$$

де V_i - швидкість руху різця на i -й лінії різання.

Тому величина максимального навантаження на різець визначається також потужністю

$$P_{\max} \leq \frac{N'_i}{V_i}.$$

Кількість ліній різання n на бурі може бути визначена залежністю

$$n = \frac{R - r}{b},$$

де R - радіус бура; r - радіус забурника; b - ширина різця.

Число різців на i -й лінії різання

$$i_i = i_1 \frac{R_i}{R_1} = \frac{N_i}{N'_i},$$

де i_1 - число різців 1 -ї лінії різання;

R_i - радіус i - лінії різання; R_1 - радіус 1 -ї лінії різання; $N_i = \frac{N}{n}$ - потужність буріння на i -й лінії різання.

Аналогічно, глибина різання кожним i -м різцем

$$h_i = h_1 \frac{R_i}{R_1},$$

де h_1 - глибина різання різцями першої лінії різання (яка приймається із умов міцності різця і ґрунту, що розробляється).

Метод розрахунку сил косокутного різання ґрунтів та сил різання двогранним ножом наведено в [3].

При проектуванні ківшового бура, крім визначення конструктивних параметрів різальної частини призначеної для руйнування ґрунтів у забої, необхідно також виконати розрахунки транспортуючої та розвантажувальної частин, призначених для видалення зруйнованого ґрунту із свердловини на поверхню. До неї входять: бункер - накопичувач з конусним днищем і випускним отвором в нижній його частині; тарілчастий розвантажувач відцентрової дії з круглим столом-диском та боковими отворами для розвантаження розбуреного ґрунту; шнек, закріплений на зовнішній поверхні циліндричного корпусу накопичувача і призначений для перевантаження зруйнованого різальною частиною ґрунту в накопичувач.

Схема дискового розвантажувального пристрою відцентрової дії, що розташований під випускним отвором бункера-накопичувача, показана на рис. 3.

Розвантажувальний стіл-диск 1 діаметром D , що відповідає діаметру бункера-накопичувача, встановлюється під випускним отвором бункера діаметром d на відстані від нього h_0 так, щоб ґрунт, що висипається із отвора на диск, у статичному стані займав положення під кутом природнього ухилу φ . Отже, при визначенні діаметрів D і d та відстані h_0 необхідно виконати умову

$$\frac{h_0}{0,5(D - d)} \leq \operatorname{tg} \varphi.$$

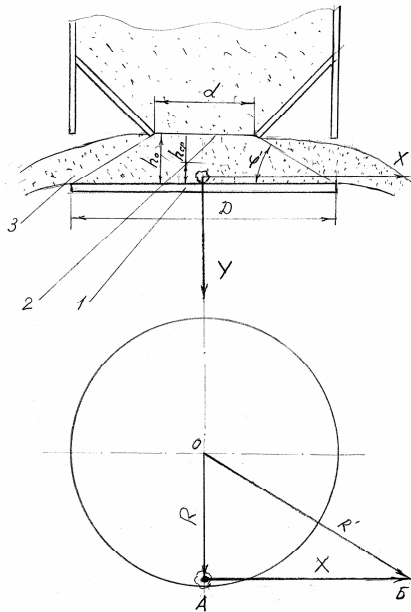


Рис. 3. Схема дискового розвантажувального пристрою відцентрової дії

Для розвантаження накопичувача буру після видалення його із свердловини надається прискорене обертання. Грунт, що знаходиться на диску, за рахунок відцентрових сил скидається по колу через бокові отвори 3 в корпусі бура. На місце розвантаженого ґрунту через випускний отвір 2 висипається ґрунт із бункера - накопичувача до його повного розвантаження.

Мінімальну величину площі розвантажувального отвору бункера-накопичувача за умови гідравлічного способу висипання розбуреного ґрунту, можемо визначити за формулою [2]

$$F = 6,25(a_c + 0,08)^2 \operatorname{tg}^2 \rho = \frac{\pi d^2}{4},$$

де a_c - середній розмір куска ґрунту;

ρ - кут внутрішнього тертя.

Так як площа F пов'язана з діаметром випускного отвору залежністю

$$F = \frac{\pi d^2}{4},$$

можемо визначити мінімальну величину діаметра

$$d = 2\sqrt{\frac{F}{\pi}}.$$

Для ефективної роботи розвантажувального пристрою необхідне узгодження продуктивності випускного отвору бункера-накопичувача Π_g та продуктивності ди-

скового відцентрового розвантажувача Π_d при робочій частоті його обертання, тобто

$$\Pi_d \geq \Pi_g = 3,6F_0V,$$

F_0 - площа потоку зруйнованого ґрунту при його розвантаженні, що відповідає площі бокових отворів, V - швидкість розкидання часток ґрунту під час дії відцентрових сил при обертанні бура.

Так як ґрунт на розвантажувальному диску займає положення під кутом природнього ухилу ϕ (рис.3), який може зменшуватись під час обертання бура (в умовах руху), то радіус відриву ґрунту від диска, а отже і швидкість руху часток не однакові і залежать від висоти шару на розвантажувальному диску.

Нехтуючи впливом сил тертя між частинами ґрунту, визначимо середнє значення колової швидкості часток ґрунту з врахуванням кута природнього ухилу в умовах руху

$$V_k = \frac{\pi R_{cp} h}{30},$$

$$R_{cp} = R \left(1 - \frac{\sin \phi'}{2}\right),$$

де R_{cp} - середнє значення радіуса відриву ґрунту, n - частота обертання бура з розвантажувальним пристроєм, R - радіус розвантажувального диска, ϕ' - кут природнього ухилу ґрунту в умовах руху (для сипких матеріалів $\phi' \approx 26^\circ$).

Частота обертів ківшового бура з розвантажувальним диском для відцентрового розвантажування визначається із умови, при якій забезпечується скидання часток ґрунту з нього по колу під дією відцентрової сили [5],

$$mgf < mR_{cp} \left(\frac{\pi n_{\min}}{30}\right)^2,$$

де m - маса частки ґрунту; f - коефіцієнт тертя ґрунту по диску; g - прискорення вільного падіння.

Із приведеного виразу визначимо мінімальну частоту бура для розвантаження бункера-накопичувача

$$n_{\min} > \frac{30\sqrt{mfg}}{\pi\sqrt{mR_{cp}}},$$

або

$$n > 30 \sqrt{\frac{f}{R_{cp}}}$$

Для визначення геометричних та кінематичних параметрів розвантажувального пристрою бункера-накопичувача необхідно знати траєкторію вільного падіння ґрунту з розвантажувального диска спричиненого відцентровими силами та обертанням бура.

Вільне падіння частки ґрунту проходить по параболі рівняння якої, нехтуючи опором повітря, в системі координат ХУ (Рис.3) знаходимо із виразів [5]

$$X = V_k t; \quad Y = \frac{gt^2}{2},$$

звідки

$$Y = \frac{g}{2V_k^2} X^2,$$

де V_k - колова швидкість руху частки ґрунту по дотичній до диска; t - час руху.

Для часток ґрунту, розташованих на поверхні шару товщиною h_0 , в середньому шарі ґрунту на висоті h_{cp} та на поверхні розвантажувального диска ($h = 0$), з врахуванням кута природного ухилу в умовах руху ϕ' - визначені положення точок відриву і швидкості руху ґрунту V_k на відповідних радіусах R (Рис3).

Скориставшись рівнянням, одержимо графіки руху часток ґрунту під час розвантаження бункера-накопичувача на різних висотах шару h і радіусах R , що приведені на рис.4.

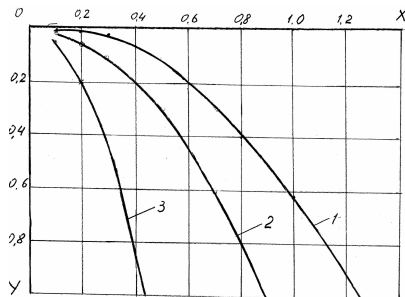


Рис.4. Графіки руху часток ґрунту під час розвантаження бункера-накопичувача за різною висотою шару: 1 – $h = 0$, $R = 0,45$ м; 2 – $h = h_{cp}$, $R = 0,3$ м; 3 – $h = h_0$, $R = 0,15$ м.

Для визначення залежності радіуса розвантаження ґрунту – його відстані від центра диска R' за різних висот Y падіння часток, скористаємось трикутником АОБ (рис.3)

$$R' = \sqrt{R^2 + X^2}$$

Для прикладу виконані розрахунки та побудовані графіки залежності радіуса розвантаження R' від висоти Y для різних шарів ґрунту, розташованого на розвантажувальному диску (рис. 5).

Розрахунки виконані для ківшового бура діаметром 1000 мм, діаметра розвантажувального отвору бункера накопичувача $d = 300$ мм, діаметра розвантажувального диска $D = 900$ мм, при швидкості обертання бура $n = 60$ хв⁻¹.

За допомогою графіків стає можливим визначення оптимального режиму розвантаження, вибору основних параметрів відцентрового розвантажувального пристрою.

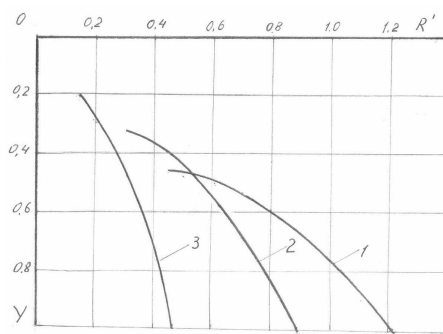


Рис.5. Графіки залежності радіуса R' розвантаження від висоти (Y) в різних шарах ґрунту:

1 – $h = 0$, $R = 0,45$ м; 2 – $h = h_{cp}$, $R = 0,3$ м;

3 – $h = h_0$, $R = 0,15$ м.

Для ефективної сумісної роботи ґрунторуйнівної частини ківшового бура і транспоруючого шнека, призначеного для завантаження розбурилим ґрунтом бункера - накопичувача, необхідно забезпечити виконання умови

$$P_{ш} \geq P_{с.в.},$$

де $P_{ш}$ - продуктивність шнека; $P_{с.в.}$ - продуктивність розробки забою свердловини ґрунторуйнівним вінцем.

Тому необхідно визначити продуктивність транспортування ґрунту шнеком [3]

$$P_{ш} = 30K_n \left(\frac{D^2}{2} - \frac{d^2}{2} \right) S \theta \varphi_3 w,$$

де K_n - коефіцієнт просипання ґрунту; D - зовнішній діаметр шнека; d - внутрішній діаметр шнека; S - крок витків шнека; θ - кут підйому шнека; φ_3 - коефіцієнт заповнення витка шнека.

Крім того, для забезпечення руху часток ґрунту вгору по поверхні шнека, необхідно, щоб частота обертання бура n була більшою критичної частоти обертання $n_{кр}$.

Критичне число обертів бура зі шнеком [6] визначається

$$n_{кр} = 42,18 \sqrt{\frac{tg^2 \alpha + f_{\delta}}{d_c f_{вн} (1 + tg \alpha \cdot f_{\delta})}},$$

де α - кут підйому витків шнека; f_{δ} - коефіцієнт тертя зруйнованого ґрунту по буру; d_c - середній діаметр шнекової спіралі; $f_{вн}$ - коефіцієнт внутрішнього тертя зруйнованого ґрунту.

При недостатній продуктивності шнека можливе зниження ефективності заповнення бункера-накопичувача ківшового бура, ущільнення ґрунту на шнековій спіралі та в забої. Це приводить до збільшення опору буріння та підвищення зношування ґрунторуйнівної частини і конструкцій бура.

Отже для забезпечення нормальної роботи шнека необхідно визначити його основні параметри – ширину і кількість витків, кут їх підйому та мінімальну частоту обертання.

Висновок

Розроблена методика визначення основних параметрів ківшового бура призначеного для роботи в складних гірничо-геологічних умовах, в яких шнекові робочі органи не забезпечують достатню ефективність транспортування зруйнованого ґрунторуйнівною частиною ґрунту на поверхню свердловини.

Вдосконалена ґрунторуйнівна частина спірального бура, який для підвищення ефективності буріння оснащується косокутними або двограними різцями, розташованими в кілька ліній різання. Для узгодження продуктивності різання ґрунту ко-

жним різцем окремо, їх кількість на лініях різання збільшується пропорційно радіусам різання. Описаний спіральний бур може застосовуватись як ґрунторуйнівна частина ківшового бура, а також для роботи зі шнеком.

Приведені графіки та рекомендації по вибору параметрів відцентрового дискового розвантажувального пристрою ківшового бура. Використання приведених конструкцій бурових робочих органів дає змогу зменшити енергоємність та підвищити продуктивність буріння.

Література

1. *Смірнов В.М., Головань В.П. Вольтерс О.Ю.* Високоефективні робочі органи бурильних машин. Зб. наукових статей. Вип.2 К. МНС України. КНУБА.1999.
2. *Головань В.П., Вольтерс О.Ю.* Розробка і експериментальні дослідження нової конструкції ковшового бура з відцентровим розвантажуванням накопичувача. ГБДМ № 55. 2000.
3. *Смірнов В.М.* Основи теорії різання ґрунтів просторовоорієнтованими ножами робочих органів землерійних машин: Монографія. – К.: «МП Леся», 2009 -260 с.
4. *Смірнов В.М., Головань В.П.* Лопатевий буровий робочий орган з косокутними різальними елементами. ГБДМ № 72. 2008
5. *Спиваковский А.О., Дьячков В.К.* Транспортирующие машины. М. «Машиностроение» . 1983.
6. *Ветров Ю.А, Баладинский В.Л.* Машины для специальных земляных работ. Киев. Вища школа. 1980.

Рецензент; Л.Є. Пелевін, к.т.н., професор (КНУБА, Київ)

Отримано: 21.03.2011 р.