

УДК 624.132

*В.М. Смірнов, к. т. н., проф;  
В.П. Головань, к. т. н., доц. (КНУБА, Київ)*

## ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ, СИЛОВИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИНАМІЧНОГО БУРОВОГО ОБЛАДНАННЯ З ВІБРОЗБУДНИКОМ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ

*АНОТАЦІЯ. Наведені конструкція та особливості роботи обертача бурильного обладнання з планетарним віброзбудником крутильних коливань (які приводяться до дії одним двигуном) для розробки міцних ґрунтів.*

*Ключові слова: бур, обладнання, обертач, вібратор.*

*АННОТОЦИЯ. Представлены конструкция и особенности работы вращателя бурового оборудования с планетарным возбудителем крутильных колебаний (приводимых в действие одним двигателем) для разработки крепких грунтов.*

*Ключевые слова: бур, оборудование, вращатель, вибратор.*

*SUMMARY. A construction and features of work of vraschatelya of boring equipment is presented with the planetary exciter of turning vibrations (operated by one engine) for development of strong soils.*

*Key words: bore, equipment, vraschatel', vibrator.*

### Вступ

Підвищення ефективності розробки міцних ґрунтів при бурінні свердловин можна досягти за рахунок використання активних динамічних робочих органів, у яких руйнування ґрунту здійснюється імпульсним навантаженням, що створюється за допомогою вібраторів та вібромолотів. Ці бурові робочі органи мають ґрунторуйнівну частину, оснащену твердосплавними різцями. Для ефективного руйнування ґрунтів, особливо міцних, необхідно прикласти значне напірне (нормальне до траєкторії різання) зусилля, яке не може бути забезпечене існуючими мобільними бурильними машинами з невеликою масою. Тому використання динамічного бурового робочого органа сприяє руйнуванню ґрунту при одночасному обертанні бура і створенні додаткового імпульсного зусилля.

Швидкість буріння свердловин робочими органами обертової дії залежать від ряду факторів: міцності ґрунту, міцності матеріалу і конструкції різця, осьового та колового зусиль на бур, частоти його обертання та способу видалення зруйнованої породи.

Аналіз результатів попередніх досліджень свідчить про те, що зі збільшенням осьового навантаження, швидкість буріння

зростає, але при цьому слід враховувати конструкцію і міцність різців та фізико-механічні властивості порід.

### Мета і постановка задачі

Відомі розроблені раніше конструкції динамічних бурових робочих органів, в яких віброзбудником коливань є вібратор, жорстко з'єднаний через бурильну штангу з породоруйнуючим інструментом. Внаслідок значної частоти коливань, що передається інструменту, породи, які з ним контактують, переходять в рухомий стан, опір їх зсуву зменшується і інструмент під дією власної ваги занурюється. В іншому випадку – буровому інструменту через бурильну штангу передається змінне ударне навантаження від вібромолота, внаслідок чого інструмент руйнує породу і занурюється в неї. У вібромолотів з пружинною підвіскою ударної маси можливе регулювання зазору між корпусом вібратора – ударником і ковадлом за рахунок чого створюється оптимальний режим їх роботи [5].

Вібратори і вібромолоти для буріння свердловин в м'яких ґрунтах мають конструкцію, яка включає вали з дебалансами, що приводяться до дії електродвигунами або гідромоторами.

При бурінні свердловин великих діаметрів в міцних і мерзлих ґрунтах, де

слід використовувати кільцеві робочі органи, через велику масу робочого обладнання збільшується необхідна потужність і розміри вібропристроїв. Це приводить до підвищення енергоємності процесу буріння.

В роботі [4] наведена конструкція динамічного бурового робочого органа, в якій динамічне навантаження прикладається не до всього робочого органа, а тільки до його ґрунторуйнвної частини. Але у всіх випадках ці конструкції вібраторів і вібромолотів мають окремий привід (електродвигун або гідромотор), вали з дебалансами та трансмісію для передачі їм обертання і тому є досить складними у виготовленні та експлуатації.

В даній роботі пропонується нова конструкція динамічного кільцевого бурового обладнання з віброзбудником крутильних коливань. Обладнання приводиться до дії одним гідромотором від якого обертання передається дебалансам та через спеціальний планетарний механізм і вібромолот кільцевому буру.

### Виклад основного матеріалу

Схема динамічного кільцевого бурового обладнання з віброзбудником крутильних коливань приведена на рис. 1 та рис. 2.

Вібратор крутильних коливань складається з гідромотора ГМ; пружної муфти М; центрального рухомого колеса 1; планетарних зубчастих коліс 2; центрального нерухомого зубчастого колеса 3; планетарних зубчастих коліс 4, з'єднаних з зубчастими колесами 2; дебалансів Д, які закріплені на планетарних зубчастих колесах 2; водила Н; крутильного вібромолота ВМ, закріпленого через підшипники ковзання ПК на вихідному валу (водилу) вібратора і з'єднаного з кільцевим буром БК.

Пружна муфта М призначена для забезпечення можливості обертання центрального зубчастого колеса 1 та планетарних коліс 2 зі змінними кутовими швидкостями під дією дебалансів Д.

Коливання швидкості їх обертання передаються також водилу Н, з'єднаному з крутильним вібромолотом ВМ, від якого

пульсуюче навантаження передається кільцевому буру БК.

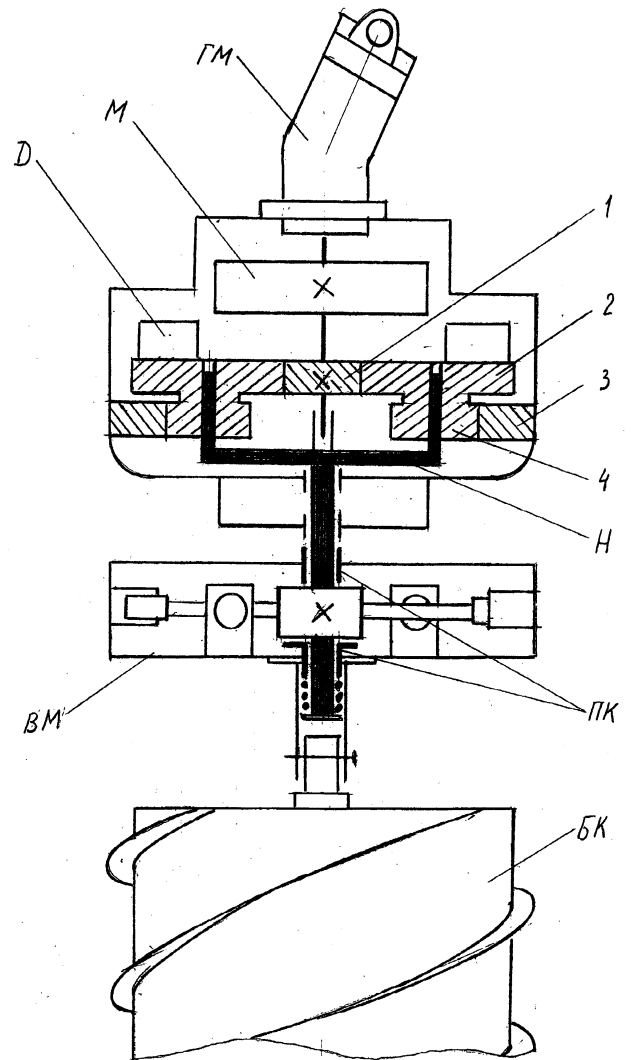


Рис. 1. Кінематична схема бурового обладнання з віброзбудником крутильних коливань:

- 1 – центральне рухоме зубчасте колесо;
- 2 – планетарне зубчасте колесо;
- 3 – центральне нерухоме зубчасте колесо;
- 4 – планетарне зубчасте колесо;
- Н – водило; ГМ – гідромотор;
- М – пружна муфта; Д – дебаланс;
- ВМ – крутильний вібромолот;
- ПК – підшипники ковзання;
- БК – бур кільцевий

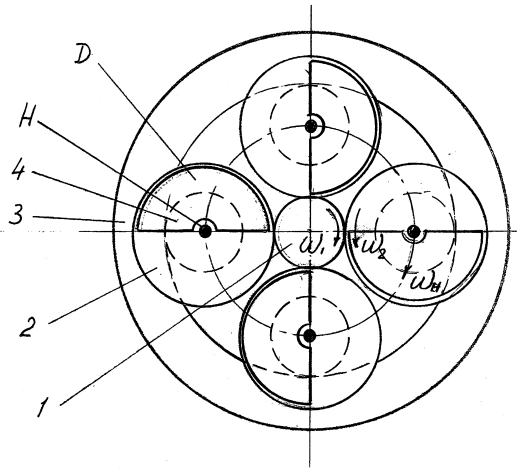


Рис. 2. Схема руху дебалансів:

- 1 – центральне рухоме зубчасте колесо;
- 2 – планетарне зубчасте колесо;
- 3 – центральне нерухоме зубчасте колесо;
- 4 – планетарне зубчасте колесо;
- H – водило; D – дебаланс

Пружна муфта (рис. 3) складається з двох рухомих муфт між якими вмонтовані циліндричні звиті пружини зжимання 1. Пружини закріплені з попереднім зжиманням на несучих сегментах 2, які можуть провертатись на пальцях 3. При передачі пульсуючого крутного моменту довжина частини пружин збільшується, а другої частини – зменшується. Пальці кріпляться з конічною посадкою поперемінно у ведучій та веденій напівмуфтах. При перевантаженні – пружини зжимаються повністю і муфта перетворюється на жорстку.

Для нормальної роботи планетарного редуктора необхідно забезпечити співвісність гідромотора з центральним рухомим колесом 1 (рис. 2). Це досягається (рис. 3) за допомогою центруючої втулки 4 та дворядного сферичного підшипника 5, через які з'єднуються дві напівмуфти. Наявність в цій конструкції пружної муфти на ведучій ланці та крутильного вібратора з пружними елементами на веденій, дає змогу центральному зубчастому колесу, планетарним колесам та водилу здійснювати коливальний обертовий рух. Отже, в цій конструкції дебалансний вібратор об'єднано з планетарним редуктором оберտальника бурового

робочого органа, які приводяться до дії одним гідромотором.

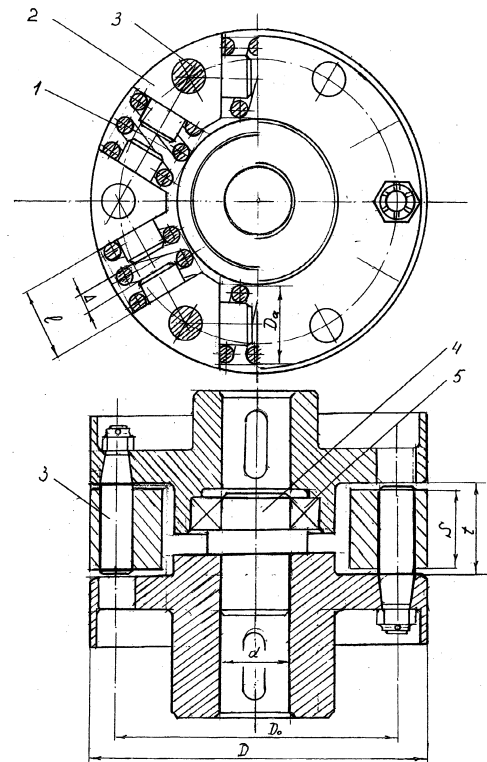


Рис. 3. Пружна муфта:

- 1 – циліндрична звитя пружина зжимання;
- 2 – несучий сегмент; 3 – палець;
- 4 – центруюча втулка;
- 5 – дворядний сферичний підшипник

Схема крутильного вібратора, призначеного для передавання на кільцевий буровий робочий орган крутного моменту та додаткового імпульсного навантаження, наведена на рис. 4.

Ударники вібратора 1 закріплені на важелях з'єднаних з водилом, від якого передається ударникам крутний момент та додаткове імпульсне навантаження. Ковадла 2 з'єднані з корпусом вібратора, до якого кріпиться кільцевий бур. Як і пружна муфта, що з'єднує трансмісію обертальника з гідромотором, крутильний вібратор оснащений пружинами 3, які забезпечують передачу через них крутного моменту на робочий орган та періодичного ударного навантаження при виборі зазору між ударником (молотом) та ковадлом. Регулювання зазору між ударником та ковадлом, який впливає на амплітуду ко-

ливань вібромолота ( $x_\delta^p$ ), здійснюється регулятором 4.

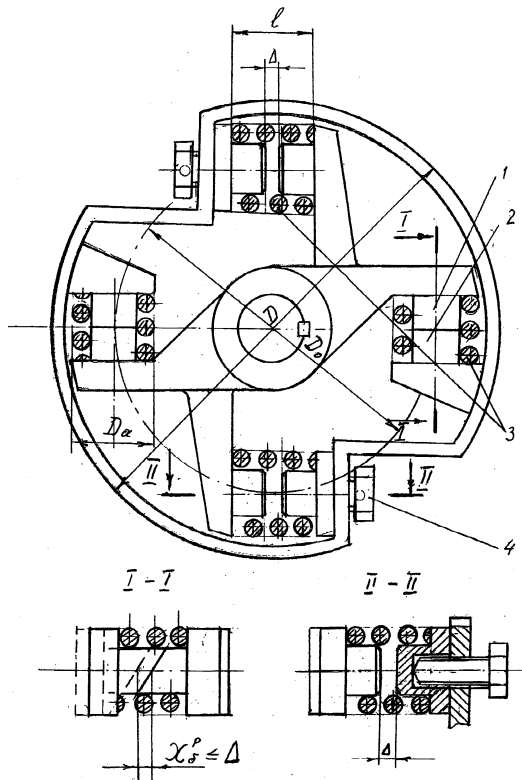


Рис. 4. Крутильний вібромолот:

- 1 – молот; 2 – ковадло;
- 3 – пружина зжимання;
- 4 – регулятор

Для визначення параметрів вібробудника слід задати величину імпульсної збуджуючої сили  $F_0$ , яка доповнює дотичне та напірне зусилля, забезпечуючи ефективний режим буріння. Загальний статичний момент дебалансів [5]

$$M_{CT} = m_0 r_0 = \frac{F_0}{\omega^2},$$

де  $m_0$  – маса дебалансів;  $r_0$  – ексцентриситет дебалансів;  $\omega$  – кутова швидкість обертання дебалансів.

Статичний момент маси одного дебалансу  $m_{01} r_{01} = \frac{m_0 r_0}{n_{об}}$ , де  $n_{об}$  – число дебалансів.

Потужність приводу вібробудника складається з потужності, яка витрачається на максимальні коливання  $N_k$  та потужності, що потрібна для подолання тертя в

підшипникових вузлах  $N_T$ . Для вібропристроїв зі спрямованими коливаннями, які працюють в зарезонансному режимі, потужність коливань визначається із залежності [5]

$$N_k = \frac{1}{4} F_0 X'_\sigma \omega,$$

де  $X'_\sigma$  – амплітуда пересувань вібропристрою.

Потужність вібробудника

$$N_G = \frac{N_k + N_T}{1000\eta},$$

де  $\eta$  – ККД передачі.

Згідно проведених раніше досліджень [3] сила руйнування ґрунту при динамічній (вібраційній) дії  $P_\gamma$  може розглядатись як сума збуджуючої сили привода динамічного пристрою  $Q$  та статичної сили, що створюється приводом робочого органа машини  $P_m$ ,

$$Q + P_m \approx P_\gamma,$$

де  $P_\gamma$  – сила опору ґрунту динамічному ріжучому елементу.

Ефективність процесу динамічного руйнування ґрунтів  $\delta_e$  пропонується оцінювати за величиною динамічного ефекту

$$\delta_e = 1 - P_m / P_\gamma.$$

Повна потужність приводу робочого органа динамічної дії бурильної машини  $N_p$  з врахуванням потужності, що передається обертальником бура  $N_0$  та потужності динамічного пристрою  $N_Q$ ,

$$N_p \geq N_0 + N_Q.$$

Особливості динамічного різання ґрунтів, розглянуті за основою теорії поширення хвиль деформацій, приведені в роботі [3].

Припускається, що при дії на ґрунт динамічного робочого органа об'єм і форма зруйнованої зони залежить як від його за-

глиблення, так і від імпульсу, що спричиняє залишкові деформації та від умов проходження цього імпульсу в ґрунті. В процесі динамічної дії на ґрунт його деформації відбуваються завдяки перетворенню кінетичної енергії робочого органа, яка супроводжується частковим її розсіюванням в середовищі.

Загальна енергія удару  $E_{y\delta}$ , що передається від робочого органа на ґрунт, витрачається на пружну деформацію ґрунту  $E_\delta$  і його руйнування  $E_p$ , тобто

$$E_{y\delta} = E_\delta + E_p.$$

Враховуючи параметри навантаження і характеристики ґрунту [3], одержимо

$$E_{y\delta} = 0,5Fl\gamma_{ep}\vartheta^2 + Fl \int_0^{\varepsilon_\delta} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon, \quad (1)$$

де  $F$  – площа контактної поверхні робочого органа;  $\sigma(\varepsilon)$  – нормальне напруження в ґрунті, яке залежить від відносної деформації  $\varepsilon$ ;  $\varepsilon_\delta$  – граничне значення відносної деформації  $\varepsilon$ ;  $\gamma_{ep}$  – зміна об'ємної маси ґрунту;  $l$  – довжина стисненої зони ґрунту попереду робочого органа, фронт якої переміщується зі швидкістю  $u$ .

Довжина стисненої зони

$$l = (u - \vartheta)t_{y\delta}, \quad (2)$$

де  $t_{y\delta}$  – тривалість ударного імпульсу, яка з врахуванням залежностей (1) і (2) для прямокутного та косокутного робочого органа буде

$$t_{y\delta} = \frac{2E_{y\delta} \cdot K_\alpha \cdot K_\gamma}{F(u - \vartheta)(\gamma_{ep}\vartheta^2 + 2\omega_\tau)} = \frac{2E_{y\delta} \cdot K_\alpha \cdot K_\gamma}{F(u - \vartheta)K_\delta}, \quad (3)$$

де  $K_\alpha$  – коефіцієнт, що враховує кут загострення робочого органа;  $K_\gamma$  – коефіцієнт, що враховує кут повороту ріжучої кромки ножа в плані;  $K_\delta$  – питомий опір ґрунту динамічному руйнуванню.

Із формули (3), враховуючи, що швидкість  $\vartheta < u$ , знаходимо величину за-

глиблення робочого органа в ґрунт  $\delta_\delta$  за час  $t_{y\delta}$  і силу опору динамічному руйнуванню  $P$ , тобто

$$\delta_\delta = \vartheta t_{y\delta} = \frac{2E_{y\delta}\vartheta K_\alpha K_\gamma}{FuK_\delta};$$

$$P = \frac{E_{y\delta}}{\delta_\delta} = \frac{uK_\delta F}{2\vartheta K_\alpha K_\gamma}.$$

Для визначення оптимальної величини кута нахилу  $\beta$  поверхні ковадла планетарного вібропристрою, який взаємодіє з буром, доповнюючи дотичні та нормальні (напірні) зусилля складовими збурюючої сили  $Q$ , важливо знати величини дотичної  $P$  та нормальної  $N$  повної сили різання.

Для простого гострого ножа за умов прямокутного різання нормальна сила  $N$  пов'язана з дотичною залежністю [4]

$$N = P \operatorname{ctg}(\delta + \mu),$$

де  $\delta$  – кут різання;  $\mu$  – кут тертя ґрунту об ніж.

Співвідношення нормальної та дотичної сил буде:

$$\frac{N}{P} = \operatorname{ctg}(\delta + \mu) = \operatorname{ctg}\beta.$$

Отже кут нахилу ударника 1 та ковадла 2 (рис. 5,а)

$$\beta' \leq (\delta + \mu).$$

За час роботи затупленими ножами необхідно врахувати додаткові сили різання  $P_{nl}$  та  $N_{nl}$ , які діють на кожний ніж робочого органа,

$$P_{nl} = p_{nl} \cdot L_{nl},$$

$$P_{nl} = \eta_{nl} \cdot m_{ce} \cdot h,$$

$$N_{nl} = P_{nl} \operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu),$$

де  $P_{nl}$  – сила для подолання додаткового опору ґрунту через затуплення інструмента, яка припадає на одиницю довжини ріжучої кромки;  $L_{nl}$  – довжина затупленої ріжучої кромки;  $\eta_{nl}$  – коефіці-

ент, що враховує відношення сил  $\frac{P_{nl}}{P_{cv}^{\delta=45^\circ}}$ ;

$N_{nl}$  – додаткова нормальна сила різання;  
 $\delta_1$  - кут різання задньою гранню.

Решта складових повної сили, що діє на ґрунт від площини зносу визначаються за методиками, що приведені в літературі [2].

Для визначення кута нахилу  $\beta$  площини ковадла динамічного пристрою під час роботи затупленими ножами за участю передньої грані, слід врахувати співвідношення сумарних нормальних  $N_\Sigma$  та дотичних  $P_\Sigma$  складових сил різання, що діють на передній грані та на площині затуплення (рис. 5,б)

$$\beta = \arctg \frac{N_\Sigma}{P_\Sigma};$$

де  $N_\Sigma : N \cdot N_{nl}$ ,  $P_\Sigma : P + P_{nl}$ .

Якщо збурююча сила  $Q$  діє горизонтально (рис. 5,а) і ударяє по похилій поверхні ковадла, слід врахувати кут тертя між ними  $\mu'$ . Тоді кут нахилу площини ковадла

$$\beta = \beta' + \mu'.$$

Затуплення ріжучої кромки ножа, яке приводить до створення на ньому площини зносу, викликає збільшення сили різання, а також впливає на оптимальний напрямок прикладання додаткового динамічного навантаження. Запропонований метод визначення кута нахилу ударної частини динамічного пристрою має особливе значення в бурових робочих органах з твердосплавними різцями, які з технологічних причин виготовляють з кутом загострення  $70^\circ \div 80^\circ$ , що приводить до збільшення кута різання і наявності великих виштовхуючих (нормальних) зусиль. Створення додаткових імпульсних зусиль на ріжучі елементи бурових робочих органів в

осьовому і дотичному напрямках (рис. 5,а) дозволить підвищити ефективність буріння, особливо в міцних і мерзлих ґрунтах, розширити межі застосування існуючих бурильних і бурильно-кранових машин в складних гірничо-геологічних умовах.

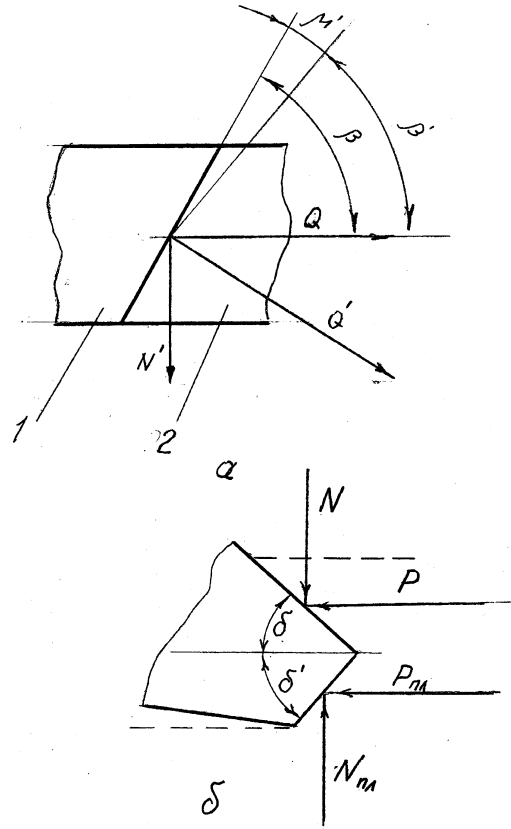


Рис. 5. Схема визначення кута  $\beta$  :  
 а – схема динамічного навантаження;  
 б – схема сил, що діють на ніж

При конструюванні пружних муфт та крутильних вібромолотів (рис. 3) рекомендується приймати:  $D_0 = 0,2 \cdot \sqrt[3]{T}$ , Н·м;  $D = 1,25D_0$ ;  $S = 1,15D_0$ ;  $t = 1,2D_0$ ;  $l = H_0 - \lambda_0$ ;  $\Delta = 0,5\lambda_{ep}$ , де  $T$  – розрахунковий крутний момент;  $D_a$  – зовнішній діаметр пружини;  $H_0$  – довжина пружини в ненавантаженому стані, мм;  $\lambda_0 = \lambda / 2$  – попередня деформація пружини, яка дорівнює половині загальної деформації під навантаженням, мм;  $\Delta$  – зазор між циліндричними напрямками в сегментах, який дорівнює амплітуді коливань вібромолота, мм;  $\Delta_{ep}$  – гранична деформація пружини, мм;  $D_0$  - діаметр розташування пальців, м.

Пружини розраховують за силою  $P_n$ , що діє на одну пружину та необхідній деформації зжимання  $\lambda$ ,

$$P_n = 2eT / (D_0 z); \lambda = \varphi D_0,$$

де  $z = n/2$  - кількість ведучих пальців на одній напівмуфті;  $n$  - загальна кількість пружин;  $e$  - коефіцієнт надійності ( $e = 1, 2 \dots 1, 4$ );  $\varphi$  - кут відносного повороту напівмуфти.

За силою  $P_n$  вибирають діаметр дроту, а за необхідною деформацією – число витків пружин.

### Висновки

1. Результати попередніх досліджень [4] процесу роботи машин з динамічними робочими органами дають змогу зробити висновок, що сумарна енергоємність процесу різання ґрунтів без врахування розсіювання енергії при вібраційному різанні приблизно дорівнює енергоємності процесу без вібрації. Із збільшенням міцності ґрунтів кількість енергії, що розсіяна при коливаннях, зменшується.

2. Великі навантаження на машину при розробці міцних ґрунтів, не дозволяють використовувати робочі органи статичної дії. Тому використання динамічних бурових робочих органів дозволяє підвищити швидкість буріння, а також виконувати буріння свердловин в ґрунтах підвищеної міцності, що значно розширює можливості використання бурильних машин з обмеженою потужністю і масою.

### Література

1. Смирнов В.Н. Повышение эффективности рабочих органов землеройных машин. Мин. Образования Украины. Киевский инж.-строит. ин-т.– Киев.: «Полиэкс», 1993.
2. Ветров Ю.А., Баладинский В.Л. Машины для специальных земляных работ. Учебное пособие для ВУЗов. – Киев. Вища школа. Головное изд-во. 1989.
3. Баладинский В.Л. Динамическое разрушение грунтов.– К.: изд-во КГУ. 1971.
4. Смирнов В.М., Головань В.П., Потебенько Д.В. Кільцеві бурові робочі органи з косокутними ріжучими елементами. Зб. «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини». №66 К. 2005.
5. Смирнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Визначення параметрів динамічних робочих органів бурильних машин. Зб. «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини» " № 57. 2001 р.

Рецензент: Л.Є. Пелевін, к.т.н., проф (КНУБА)

Отримано: 30.03.2009 р.