

МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ОСНОВНИХ ТИПІВ ВИСОКОШВИДКІСНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

Анатолій Фомін, Олександр Костенюк,
Олександр Тетерятник, Галина Боковня

Київський національний університет будівництва і архітектури,
03037, пр-т Повітрофлотський 31, Київ, Україна, e-mail: teteryatnik@ua.fm

METHODS OF CALCULATING THE BASIC TYPES OF HIGH-SPEED JOB

Anatoly Fomin, Aleksandr Kostenyuk, Aleksandr Teteryatnik, Galina Bokovnyua

Kyiv National University of Construction and Architecture

АНОТАЦІЯ. Розглядаються основні тенденції розвитку сучасних високошвидкісних робочих органів. Проаналізовані найпоширеніші шляхи розвитку сучасної будівельної та землерийної техніки як у світі, так і в Україні. Представлені найвідоміші конструкції динамічних робочих органів, що були розроблені на базі колишнього КІБІ та конструкції нових робочих органів, що розроблялися протягом останніх років. Наведені методики розрахунку кінематичних, силових та експлуатаційних параметрів представлених робочих органів.

Ключові слова: дисковий робочий орган, кільцевий робочий орган, роторний робочий орган, конусна фреза, сила різання, енергоємність різання, питома продуктивність.

АННОТАЦИЯ. Рассматриваются основные тенденции развития современных высокоскоростных рабочих органов. Проанализированы наиболее распространенные пути развития современной строительной и землеройной техники как в мире, так и в Украине. Представлены наиболее известные конструкции динамических рабочих органов, которые были разработаны на базе бывшего КИСИ та конструкции новых рабочих органов, которые разрабатывались на протяжении последних лет. Приведены методики расчетов кинематических, силовых и эксплуатационных параметров представленных рабочих органов.

Ключевые слова: дисковий робочий орган, кольцевий робочий орган, роторний робочий орган, конусная фреза, сила резания, энергоемность резания,

SUMMARY. Purpose. comparison of design features and methods of determination of key parameters of dynamic operating devices, which were designed and developed at the Kiev National University of Construction and Architecture at the Department of Construction Machinery them. Y.A. Vetrova. **Findings.** were considered methods of calculating the basic parameters of high-speed job that tested at the Department of Construction Machinery them. Y.A. Vetrova and used in teaching students at the leading universities of the country. **Research limitations/implications.** derived techniques allow knowing the working conditions and working process to calculate power parameters of the machine, which aggregated of represented high-speed operating devices. **Originality/value.** object of future research is to determine the optimal location of the cutting patterns and throwing items on the working surfaces of the operating devices.

Key words: dynamic operating devices, working process, power parameters, cutting patterns, working surfaces, cone mills.

Подано 10.06.2013; прийнято 18.06.2013

ВСТУП

Одним із пріоритетних напрямків розвитку сучасної інженерної школи в Україні є розробка та створення нових робочих органів, принципом дії яких є динамічне руйнування ґрунтів. Такі робочі органи мають значно меншу енергоємність та вищу питому продуктивність по відношенню до звичайного статичного робочого обладнання.

Але деякі труднощі, пов'язані із відповідним "ускладненням" методики розрахунку динамічних робочих органів та особливості маркетингової та ринкової політики у світі, призвели до того, що майже всі світові лідери в машинобудівній галузі пішли іншим шляхом розвитку будівельної техніки. Це

шлях збільшення номенклатури будівельної техніки, що випускається, "подрібнення" розмірних груп будівельних машин та розширення змінного робочого обладнання, яке використовується на базовій машині. Проте принцип взаємодії цього обладнання із ґрунтовим масивом так і залишається статичним.

Ця тенденція, що переважає в світі, свідчить про підміну в світових інженерних школах наукової складової на прагматично-економічну складову, що деякою мірою є позитивним, враховуючи тісний зв'язок науки та виробництва. Але, одночасно, ця тенденція має і значну частку негативу, став-

лячи науку в жорстку залежність від виробничої сфери.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Ціль роботи – порівняння конструктивних особливостей та визначення методики розрахунку основних параметрів динамічних робочих органів, що були розроблені та розроблюються в Київському національному університеті будівництва і архітектури на кафедрі будівельних машин ім. Ю.О. Ветрова.

Задачею даного дослідження є визначення кінематичних, силових та експлуатаційних параметрів взаємодії динамічних робочих органів із ґрунтовим масивом.

ВИКЛАД МАТЕРІАЛУ

Важке машинобудування, зокрема виробництво машин для земляних робіт, – це галузь народного господарства, впровадження в якій передових розробок науки проходить дуже повільно. Це пов'язане з тим, що впровадження нових машин та, навіть, нових робочих органів землерийних машин, призведе до значних змін в технологічних та виробничих ланцюжках, що, в свою чергу, збільшить витрати на випробування та переобладнання виробничих потужностей в декілька разів. В умовах світової кризи країни, що розвиваються, можуть дозволити собі такий крок тільки за умови довготривалої підтримки відповідних заходів на рівні держави.

Крім того, значний вплив на формування технічних наукових шкіл у розвинених країнах світу мають компанії-виробники цієї самої техніки, які, в свою чергу, в своїй більшості є приватними, що призводить до прагматичного підходу при навчанні майбутніх інженерів та наукових співробітників. Тобто вищим навчальним закладом випускається вузькоспеціалізований інженер, який саме на даний час потрібен на виробництві і може якнайшвидше приступити до виконання своєї роботи. З одного боку це є перевагою європейської вищої школи, але одночасно це є і її недоліком, бо основна маса наукових досліджень спрямована, в першу чергу, на збільшення прибутку, а

вже в другу чергу, на створення нових робочих органів та обладнання.

За час свого існування радянська наукова школа (а після цього наукові школи країн СНД) надала значний поштовх у розробці наукового обґрунтування та створенні передових теорій робочих процесів землерийної техніки. Розроблена доктором технічних наук, професором Баладінським В.Л. теорія динамічного руйнування ґрунтів надала можливість розробки значної кількості динамічного обладнання для ґрунторозробних машин [1-3].

Велика кількість динамічного робочого обладнання безперервної дії, яке має невелику енергоємність, було розроблено та запатентовано в КНУБА (колишній КІБІ). Це робоче обладнання базується на наступних, вже достатньо відомих, принципах роботи землерийної техніки, а саме: формування орієнтованих високих швидкостей навантажування; перерозподіл енергетичного потоку; формування перед робочим органом ослаблених зон за рахунок накопичення втомних деформацій при багатоциклічних навантаженнях; руйнування ґрунту способом відривання; вирізання елемента масиву без його повного руйнування; поєднання в одному робочому органі функцій руйнування ґрунту і його транспортування. Ці принципи дозволяють створити зразки машин з питомою продуктивністю $18...20\text{ м}^3/\text{год}$ на 1 кВт потужності, тоді як у найкращих зарубіжних машинах цей показник не перевищує $4...5\text{ м}^3/\text{год}$ на 1 кВт .

На основі цих принципів було розроблено конструкції та методики розрахунку чотирьох робочих органів динамічної дії. Далі розглянемо кожен з них.

1. Дисківий робочий орган.

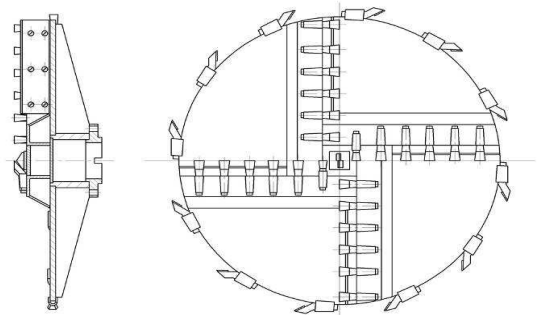


Рис. 1. Дисківий робочий орган

Fig. 1. Disk effector

Цей робочий орган (рис. 1) за рахунок розташування його на навісці базової машини (рис. 2) формує забій таким чином, що він знаходиться над робочою поверхнею диска. Завдяки цьому відбувається ослаблення масиву за рахунок сил тяжіння ґрунту. Крім того, ґрунт над робочим органом постійно знаходиться під дією хвиль напружень, що створюються внаслідок високої швидкості обертання диска, тому в масиві формуються втомні деформації. Все це значно знижує енергоємність розробки ґрунтового масиву.

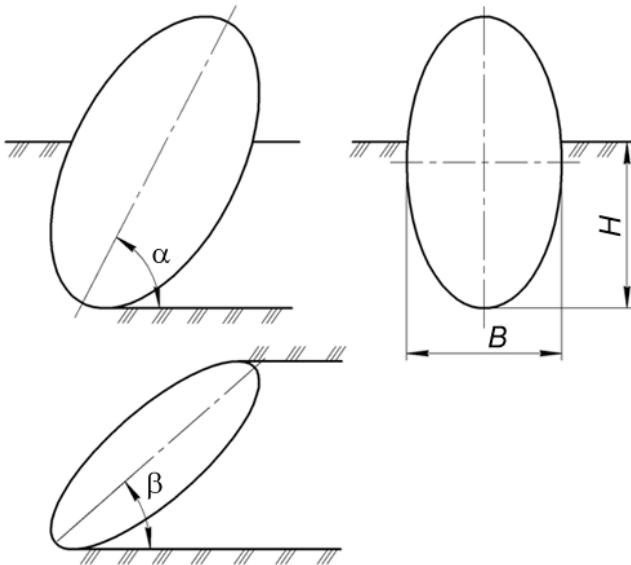


Рис. 2. Схема розташування робочого органа дискового типу в забої

Fig. 2. Location of the operating device disk type in the mine

Методика розрахунку параметрів робочого органа дискового типу.

За методикою розрахунку визначається:

1.1. Кут повороту β робочого органа у горизонтальній площині відносно поздовжньої осьової площини базової машини

$$\beta = \arcsin \frac{B}{2 \left(\frac{H}{\sin \alpha} - R \right) \operatorname{ctg} \left[\arcsin \left(\frac{H}{R \sin \alpha} - 1 \right) \right]}$$

де H – глибина траншеї; R – радіус робочого органа; α – кут повороту робочого органа у вертикальній площині.

1.2. Швидкість подачі V_{Π} робочого органа за потрібної продуктивності машини

$$V_{\Pi} = \frac{\Pi_{\text{год}}}{3600}$$

1.3. Кутова швидкість обертання робочого органа

$$\omega = \frac{V}{R}$$

1.4. Центральний кут φ між двома різальними елементами в лінії різання (лінію різання складають різальні елементи, що знаходяться на однаковій відстані від осі обертання)

$$\varphi = \frac{2\pi}{n}$$

де n – кількість різальних елементів в лінії різання (приймаємо $n = 4 \dots 6$).

1.5. Максимальна глибина (подачу на різальний елемент) різання різальними елементами робочого органа

$$h = \frac{\varphi V_{\Pi}}{\omega}$$

1.6. Середня глибина різання групою різальних елементів, що знаходяться на одному радіусі

$$\bar{h}_e = k_{\varphi_p} h \sin \alpha \sin \beta,$$

де k_{φ_p} – коефіцієнт залежності глибини різання від кута різання φ_p (кута повороту різальних елементів в забої, відраховуючи від нижньої точки). Для випадку, коли $\beta = 25 \dots 45^\circ$ і $\alpha = 50 \dots 65^\circ$, $k_{\varphi_p} = 1,14 \dots 1,16$.

1.7. Середня площа контакту різального елемента з ґрунтом

$$S = k_h \bar{h}_e b,$$

де k_h – коефіцієнт глибини різання (відношення висоти контакту різального елемента з ґрунтом до глибини різання) $k_h = 0,38 \dots 0,69$ [4]; b – ширина різальних елементів.

1.8. Сумарна ширина всіх різальних елементів, що розташовані на радіусі, виходячи з того, що ширина прорізу більше за ширину різального елемента, тобто відношення сумарної ширини різальних елементів, які розташовані на радіусі диска, до величини цього радіуса (характеризується коефіцієнтом зрізу $k_3 = 0,25 \dots 0,45$)

$$\sum b = R k_3$$

1.9. *Ширина різального елемента*, приймаючи число різальних елементів, що розташовані на радіусі n_3 ,

$$b = \frac{\sum b}{n_3}.$$

1.10. *Максимальна дотична сила різання*, що діє на різальний елемент за формулою [5]

$$P_{\text{дот}_e} = \frac{Uk_d S}{2Vk_\alpha},$$

де U – швидкість розповсюдження поздовжніх хвиль деформацій:

$$U = \sqrt{\frac{E(1-\mu)}{\rho(1+\mu)(1-2\mu)}},$$

тут E – динамічний модуль пружності; μ – коефіцієнт Пуассона; ρ – щільність ґрунту; k_d – питомий опір ґрунту динамічному руйнуванню

$$k_d = \rho V^2 + \sigma \varepsilon,$$

тут σ – межа динамічної міцності на стиснення ґрунту, що руйнується; ε – відносна динамічна деформація; V – швидкість взаємодії різальних елементів з ґрунтом (визначається для центральної точки різального елемента); k_α – коефіцієнт загострення різального елемента [5].

Визначивши значення параметрів за наведеними в цьому пункті формулами, знаходимо максимальну дотичну силу різання для кожного зуба.

1.11. *Сумарна дотична сила різання* робочого органа

$$P_{\text{ор}} = \sum_{i=1}^k P_i,$$

де k – число всіх елементів на робочому органі (вважається, що всі елементи знаходяться в роботі).

1.12. *Потужність різання* за формулою

$$P = T\omega,$$

де T – крутний момент від сумарної дотичної сили $P_{\text{ор}}$,

$$T = \sum_{i=1}^k P_{\text{ор}_i} R_i,$$

де R_i – радіус розташування центра i -го різального елемента.

1.13. *Енергоємність різання*

$$e = \frac{A}{V_{\text{гр}}} = \frac{Pt}{S_T V_{\text{пт}}} = \frac{P}{S_T V_{\text{пт}}} = \frac{P}{\Pi_T},$$

де A – робота руйнування; t – час, за який виконується ця робота; $V_{\text{гр}}$ – об'єм зруйнованого ґрунту; S_T – величина площі поперечного перерізу траншеї, $S_T = BH$; Π_T – продуктивність:

$$\Pi_T = S_T V_{\text{пт}}.$$

1.14. *Питома продуктивність*

$$\Pi_{\text{пит}} = \frac{\Pi_T}{P}.$$

2. Роторний робочий орган

Ще одним із розроблених динамічних робочих органів є робочий орган роторного типу (рис. 3).

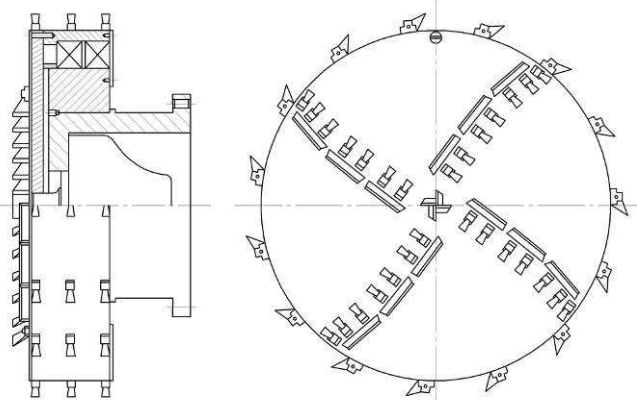


Рис. 3. Роторний робочий орган

Fig. 3. Rotor effector

Використання у його роботі принципу поєднання розробки та транспортування ґрунту дає змогу значно спростити конструкцію як самого робочого органа, так і його приводу. Спрощення конструкції дозволяє зменшити металоємність цього робочого органа та створює умови використання в якості базової машини трактора нижчого тягового класу. Ширина траншеї при роботі роторного робочого органа регулюється за рахунок повороту його на кут β відносно поздовжньої вісі базової машини (рис. 4).

Методика розрахунку параметрів робочого органа роторного типу.

За методикою розрахунку визначається:

2.1. *Кут повороту β* робочого органа у горизонтальній площині відносно повздов-

жньої осьової площини базової машини, виходячи з габаритних розмірів траншеї (рис. 4):

$$B = 2(H - R) \operatorname{ctg} \gamma \sin \beta + B_p \cos \beta,$$

$$\beta_{1,2} = \arcsin \frac{B \Delta \pm \sqrt{B^2 \Delta^2 - (\Delta^2 + 0,25 B_p^2)(B^2 - B_p^2)}}{2 \Delta^2 + 0,5 B_p^2},$$

де $\gamma = \arcsin \left(\frac{H}{R} - 1 \right)$, $\Delta = (H - R) \operatorname{ctg} \gamma$.

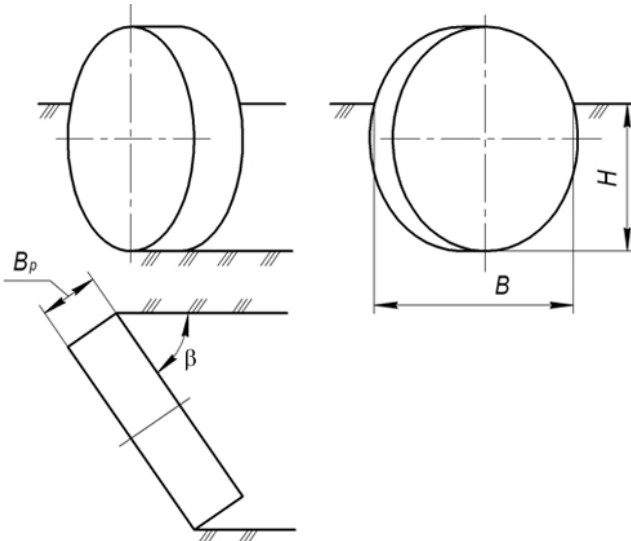


Рис. 4. Схема розташування робочого органа роторного типу в забої

Fig. 4. Location of the operating device rotor type in the mine

2.2. Швидкість подачі $V_{\text{п}}$ робочого органа з потрібної продуктивності машини

$$V_{\text{п}} = \frac{\Pi_{\text{год}}}{3600}.$$

2.3. Кутова швидкість обертання робочого органа

$$\omega = \frac{V}{R}.$$

2.4. Центральний кут φ між двома різальними елементами в лінії різання

$$\varphi = \frac{2\pi}{n},$$

де кількість різальних елементів в лінії різання приймаємо $n = 4 \dots 6$.

2.5. Максимальна глибина (подачу на різальний елемент) різання різальними елементами робочого органа

$$h = \frac{\varphi V_{\text{п}}}{\omega}.$$

2.6. Середня глибина різання групою різальних елементів, що знаходяться на одному радіусі,

$$\bar{h}_e = k_{\varphi p} h \sin \beta.$$

Для випадку $\alpha = 90^\circ$ і $\beta = 25 \dots 45^\circ$ $k_{\varphi p} = 1,2 \dots 1,14$.

2.7. Середня глибина різання групою різальних елементів, що розташовані по ширині ротора

$$\bar{h}_{ep} = k_{\varphi p} h \cos \beta.$$

2.8. Середня площа контакту різального елемента з ґрунтом: на торцевій частині

$$S = k_h \bar{h}_e b,$$

на боковій частині

$$S = k_h \bar{h}_{ep} b.$$

2.9. Сумарна ширина всіх різальних елементів:

на торцевій частині

$$\sum b_T = R k_3,$$

на боковій частині

$$\sum b_{\text{б}} = B_p k_3.$$

2.10. Число різальних елементів, що розташовані на радіусі позначимо як n_3 , а число різальних елементів, що розташовані на боковій частині отримаємо:

$$n_{\text{б}} = n_3 \frac{B_p}{R}.$$

2.11. Ширина різального елемента на торцевій частині

$$b_T = \frac{\sum b_T}{n_3},$$

на боковій частині

$$b_{\text{б}} = \frac{\sum b_{\text{б}}}{n_{\text{б}}}.$$

2.12. Максимальна дотична силу різання, що діє на різальний елемент,

$$P_{\text{дот}_e} = \frac{U k_d S}{2 V k_{\alpha}}.$$

2.13. Сумарна дотична сили різання робочим органом:

на торцевій частині

$$P_{\text{оп}}^T = \sum_{i=1}^{k_T} P_{Ti},$$

на боковій частині

$$P_{ор}^б = \sum_{i=1}^{к_б} P_{бi},$$

де $к_т$ і $к_б$ – число різальних елементів відповідно на торцевій частині і на половині бокової частині.

2.14. Потужність різання

$$P = T\omega,$$

де T – крутний момент:

$$T = \sum_{i=1}^к P_{ор_i} R_i + P_{ор}^б R.$$

2.15. Енергоємність різання

$$e = \frac{A}{V_{гр}} = \frac{Pt}{S_т V_{пt}} = \frac{P}{S_т V_{п}} = \frac{P}{\Pi_т}.$$

2.16. Питома продуктивність

$$\Pi_{пит} = \frac{\Pi_т}{P}.$$

3. Кільцевий робочий орган

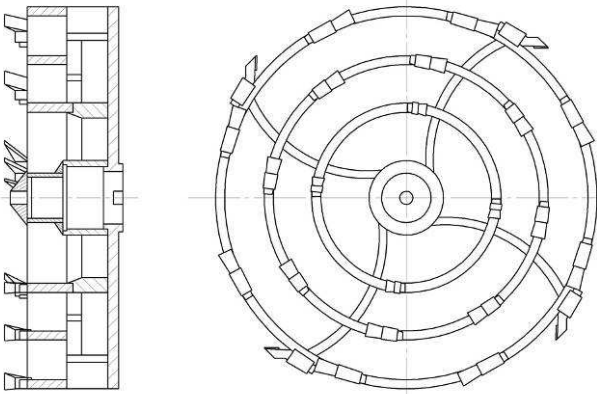


Рис. 5. Кільцевий робочий орган

Fig. 5. Ring effector

Наступною конструкцією з представлених динамічних робочих органів є робочий орган кільцевого типу (рис. 5). Його особливістю є принцип зменшення енергоємності руйнування ґрунту за рахунок вирізання елементів масиву. Завдяки розташуванню ріжучих елементів за концентричними колами та на боковій поверхні робочого органа, руйнування частини масиву відбувається саме ріжучими елементами. Частина масиву, що знаходиться в проміжках, руйнується сколювачами та завдяки напругам, які утворюються від накладання хвиль деформації, які виникають при зануренні зубців в масив з високою швидкістю (рис 6)

Методика розрахунку параметрів робочого органа кільцевого типу.

За методикою розрахунку визначається:

3.1. Кутова швидкість обертання робочого органа

$$\omega = \frac{V}{R}.$$

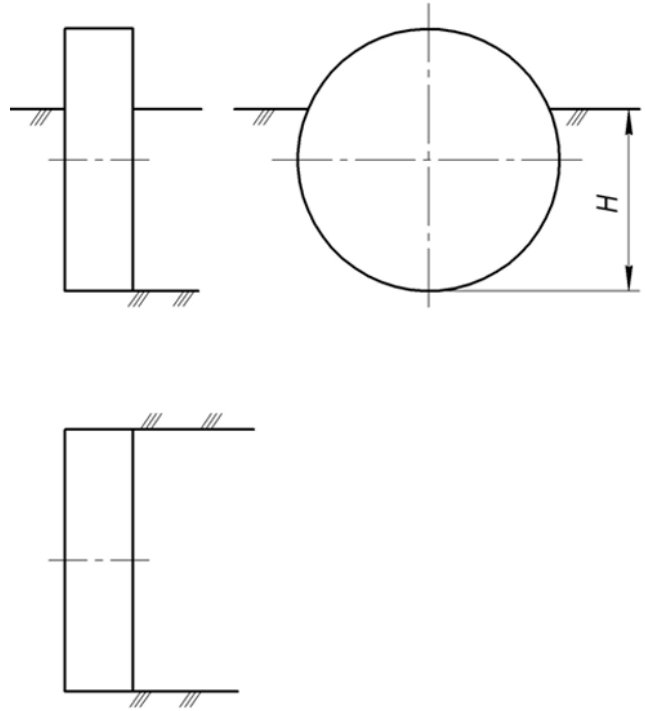


Рис. 6. Схема розташування робочого органа кільцевого типу в забої

Fig. 6. Location of the operating device ring type in the mine

3.2. Подача на різальний елемент у напрямку швидкості подачі $V_{п}$

$$l = \frac{V_{п}\phi}{\omega}.$$

3.3. Центральний кут ϕ між двома різальними елементами в лінії різання

$$\phi = \frac{2\pi}{n},$$

де кількість різальних елементів в лінії різання приймаємо $n = 4...6$ (рис. 5).

3.4. Середня глибина різання різальними елементами

$$h_c = \frac{V_{п}\phi}{\omega} \cos\left(\arctg \frac{V_{п}}{\omega R_c}\right),$$

де R_c – середній радіус розташування різального елемента.

3.5. *Середня площа контакту* різального елемента з ґрунтом

$$S = k_h h_c b.$$

3.6. *Сумарна ширина всіх різальних елементів*, що розташовані на радіусі

$$b_c = Rk_3.$$

3.7. *Ширина різального елемента*, приймаючи число різальних елементів, які розташовані на радіусі n_3 ,

$$b = \frac{b_c}{n_3}.$$

3.8. *Максимальна дотична сила різання*, що діє на різальний елемент,

$$P_{\text{дот}_e} = \frac{Uk_d S}{2Vk_\alpha}.$$

3.9. *Сумарна дотична сила різання* робочого органа

$$P_{\text{ор}} = \sum_{i=1}^k P_i.$$

3.10. *Потужність різання*

$$P = T\omega,$$

тут T – крутний момент від сумарної дотичної сили $P_{\text{ор}}$:

$$T = \sum_{i=1}^k P_{\text{ор}_i} R_i.$$

3.11. *Енергоємність різання*

$$e = \frac{A}{V_{\text{гр}}} = \frac{Pt}{S_T V_{\text{п}} t} = \frac{P}{S_T V_{\text{п}}} = \frac{P}{\Pi_T},$$

3.12. *Питома продуктивність*

$$\Pi_{\text{пит}} = \frac{\Pi_T}{P}.$$

4. Конусна фреза

Ще однією конструкцією динамічного робочого органа є конусна фреза (рис. 7) Конусна фреза поєднує в своїй конструкції декілька принципів динамічного руйнування, такі як: вирізання елемента масиву без його повного руйнування (за рахунок розташування різально-метальних елементів по концентричних колах); поєднання в одному робочому органі функцій руйнування та транспортування ґрунту (за рахунок просторової орієнтації різально-метальних елементів); самообвалення ґрунту (за рахунок конусної форми робочого органа та втомних деформацій, що виникають під ді-

єю хвиль напружень від дії на масив підрізної кромки та різально-метальних елементів).

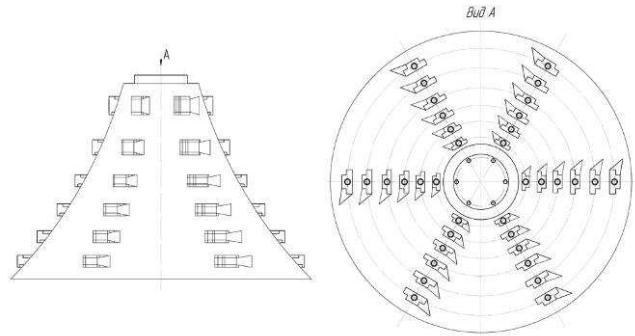


Рис. 7. Конусна фреза

Fig. 7. Cone mills

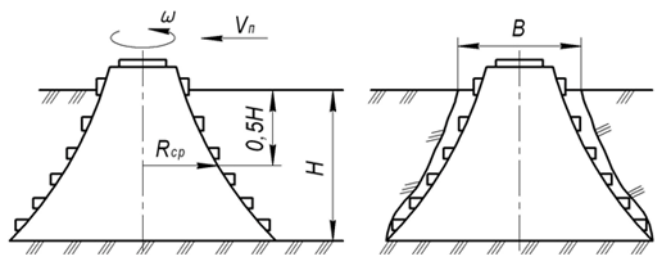


Рис. 8. Схема розташування конусної фрези в забої

Fig. 8. Location of cone milling in the mine

Методика розрахунку параметрів конусної фрези.

За методикою розрахунку визначається:

4.1. *Швидкість подачі* $V_{\text{п}}$ робочого органа

$$V_{\text{п}} = \frac{\Pi_{\text{год}}}{3600}.$$

4.2. *Кутова швидкість обертання* робочого органа

$$\omega = \frac{V}{R_{\text{cp}}},$$

де R_{cp} – середній радіус робочого органа.

4.3. *Кількість ліній різання* (лінії різання складають різальні елементи, що знаходяться на однаковій відстані від осі обертання) з виразу

$$z = \frac{H}{(3\dots 5)b},$$

де b – ширина різальних елементів.

4.4. *Середня потужність*, яка необхідна для руйнування ґрунту різальними елементами в j -й лінії різання за методикою [4],

$$P_{cpj} = \frac{Uk_{dj} bV_{п}k_3}{\omega k_{\alpha}}$$

В цій формулі складова k_{dj} знаходиться для кожної лінії різання окремо.

4.5. *Сумарна потужність різання робочим органом*

$$P = \sum_{i=1}^z P_{cpj}$$

4.6. *Максимальна дотична силу різання, що діє на різальний елемент в j-й лінії різання,*

$$P_{mj} = \frac{Uk_{dj} b\phi V_{п}k_3}{2\omega^2 R_j k_{\alpha}}$$

Тут параметр ϕ знаходимо аналогічно пункту 1.4.

4.7. *Енергоємність різання*

$$e = \frac{A}{V_{гр}} = \frac{Pt}{S_T V_{п} t} = \frac{P}{S_T V_{п}} = \frac{P}{\Pi_T}$$

4.8. *Питома продуктивність*

$$\Pi_{пит} = \frac{\Pi_T}{P}$$

ВИСНОВКИ

На основі теорії динамічного руйнування ґрунтів, створеної на кафедрі будівельних машин КНУБА, розроблено методики для розрахунку параметрів робочих процесів високошвидкісних траншеєкопачів безперервної дії з робочими органами дискового, роторного і кільцевого типів та конусною фрезою. Розроблені методики дозволяють визначити геометричні, кінематичні, силові та енергетичні параметри режимів роботи машин вказаних типів.

Отримані аналітичні залежності для опису процесів взаємодії різальних елементів траншеєкопачів з робочим середовищем враховують фізичні параметри робочого середовища, що дозволяє значно підвищити точність розрахунку режимних параметрів траншеєкопачів.

Задачею подальших досліджень є визначення закономірностей оптимального розташування різальних та металевих елементів на робочих поверхнях представлених робочих органів.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Тетерятник О.А.** Перспективні робочі органи динамічної дії для створення траншей 36. "Вісник ХНАДУ", вип.29. ХНАДУ. Харків, 2005, с. 205-208
2. **Горбатюк Є.В., Москотін Д.О.** Огляд та аналіз існуючих конструкцій землерийних машин динамічної дії. К.: ГБДММ № 68. 2006.– с. 54-62.
3. **Горбатюк Є.В., Тетерятник О.А.** Високо-ефективні малогабаритні машини для земляних робіт з високошвидкісними робочими органами. К.: ГБДММ № 69. 2007.– с. 71-75.
4. **Пелевін Л.Є., Фомін А.В., Костенюк О.О., Боковня Г.І.** Робочі процеси землерийної техніки: Навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2006. - 172 с.
5. **Ветров Ю.А., Баладинский В.Л.** Машины для специальных земляных работ: Учебное пособие для вузов. – Киев: Вища школа, 1980. - 192 с.

REFERENCES

1. **Tetryatnik A.A., 2005.** Perspektivni robochi organy dinamichnoi diyi dlya stvorenya transey [Perspective dynamic of operating devices to create trenches]. Visnyk HNADU [Journal HNADU], vol. 29, 205-208
2. **Gorbatyuk E.V., Moskotin D.O., 2006.** Oglyad ta analiz isnuyuchih konstruktсий zemleriynih mashin dinamichnoyi diyi [Review and analysis of existing structures earthmover dynamic performance]. Journal GBDMM no.68, 54-62.
3. **Gorbatyuk E.V., Tetryatnik A.A., 2007.** Visokoefektivni malogabaritni mashiny dlya zemlyanih robit z visokoshvydkisnimi robochimi organami [Highly compact machine with high-speed excavation effectors]. Journal GBDMM, no. 69, 71-75.
4. **Pelevin L.E., Fomin A.V., Kostenyuk O.O., Bokovnya G.I., 2006.** Robochi protsesy zemleriynoi tehniki. Navchalny posibnik [Workflows earth-moving machinery: Manual]. Kyiv, KNUCA Publ., 172.
5. **Vetrov Y.A., Baladinsky V.L., 1980.** Mashiny dlya spetsialnih zemlyanih robit [Machines for special excavation]. Kyiv, Vysha shkola Publ., 192.