

УДК 622.23.054

Д. О. ДОВГАЛЬ (канд. техн. наук, доцент)

Донецький національний технічний університет, м. Красноармійськ

СТРУКТУРНА СИСТЕМАТИЗАЦІЯ БУРОВИХ ВИКОНАВЧИХ ОРГАНІВ ТУНЕЛЕПРОХІДНИЦЬКИХ МАШИН СУЦІЛЬНОГО РУЙНУВАННЯ

Стаття присвячена питанню наукового обґрунтування систематизації бурових виконавчих органів тунелепрохідницьких машин суцільного руйнування. Наведені можливі варіанти конструктивних схем бурового виконавчого органу та відповідні їм рівняння руху ріжучого інструменту. Визначено набір та граничні значення параметрів загального випадку бурового виконавчого органу, що призводять до виникнення розглянутих конструктивних схем. Розроблено класифікаційну структуру, що являє собою систематизацію усіх можливих конструктивних схем бурового виконавчого органу.

Ключові слова: тунелепрохідницька машина, виконавчий орган, робочий диск, ріжучий інструмент, конструктивна схема, класифікаційна структура

Постановка проблеми

Породоруйнівальні машини (ПРМ) – це клас гірничих машин, основним призначенням яких є механічне руйнування гірничих порід та корисних копалин. ПРМ, що виконують функцію відокремлення гірничої маси від масиву, її навантаження, зведення кріпі та інші допоміжні операції, безпосередньо у вибої, називаються тунелепрохідницькими машинами (ТПМ) або тунелепрохідницькими комплексами (ТПК). До них належать прохідницькі комбайни, механізовані прохідницькі щити, тунельні комплекси.

При всьому розмаїтті призначення та конструкцій ТПМ їх поєднує загальний об'єкт руйнування: породи та корисні копалини, процес руйнування яких може розглядатися як багатофакторна складна система [1]. У різних ТПМ реалізуються у тій чи іншій мірі усі відомі різновиди механічного руйнування: різання, розчавлювання, удар і стирання. Для усіх цих різновидів способів руйнування характерні дві фундаментальних ознаки: циклічність і стохастичний характер. Ці ознаки багато в чому визначають динамічний характер навантажень, що зазнають машини [2]. Тому для всіх ТПМ є актуальними питання оптимізації їх динамічних властивостей та зменшення динамічних навантажень, від чого безпосередньо залежить енергоємність процесу та витрати ріжучого інструменту. Досягти заданої мети можливо різними засобами, як за рахунок підвищення енергооснащеності виконавчих механізмів, так і шляхом раціоналізації існуючих та винайдення нових конструкцій виконавчих органів.

На сьогодні існує велике розмаїття виконавчих органів, що знайшли застосування на ТПМ. Дослідженню та визначенню раціональних параметрів різних конструктивних схем виконавчих органів присвячено багато робіт. Однак узагальнених наукових досліджень у цій галузі не проводилося. Відомі розрахункові залежності і методики для визначення раціональних параметрів існуючих конструкцій справедливі лише для тих конструктивних схем, стосовно до яких вони отримані і не розповсюджуються на інші. При цьому, зазвичай ці залежності є емпіричними, або такими, що отримані зі значними спрощеннями, тобто без урахування деяких параметрів.

Отже, задача узагальнення існуючих та теоретично можливих (не реалізованих на сьогодні) конструктивних схем з метою подальшого дослідження, удосконалення та отримання узагальнених залежностей для визначення раціональних конструктивних і режимних параметрів є актуальною.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

У вітчизняній і зарубіжній літературі [3-8] прийнята класична класифікація прохідницьких машин, яка ґрунтується на конструктивному виконанні їх робочого органу, основною класифікаційною ознакою яких є спосіб обробки вибою.

Усі застосовувані в даний час прохідницькі машини для проведення гірничих виробок поділяють на дві групи:

- *бурової дії* (одночасна фронтальна обробка всієї поверхні вибою);

- *вибіркової дії* (селективна виїмка гірничої маси, послідовною обробкою тільки частини вибою).

В межах груп існують класифікації, в основу яких покладені різні ознаки: призначення, область застосування, конструктивні особливості тощо, але все це розглядається стосовно до існуючих конструкцій. Базисна ж, або узагальнена модель, у цих класифікаціях відсутня. У роботі [9] зроблена спроба створити таку узагальнену модель, із якої б витікали усі існуючі і теоретично та конструктивно можливі (не реалізовані на сьогодні) варіанти конструкцій бурового виконавчого органу.

Виконавчі органи обох груп мають як певні переваги так і недоліки. Однак, для проведення протяжних тунелів і виробок великих перерізів, видобування корисних копалин на родовищах зі значною потужністю пластів (> 2 м), на сьогодні, в Україні та за кордоном, як правило, використовують прохідницькі машини бурової дії. Це обумовлено тим, що бурові виконавчі органи (БВО) суцільного руйнування мають: значно більшу продуктивність; можливість проведення виробок по міцних і абразивних породах з великим діапазоном міцності (до 150 МПа та більше); відсутній перебір гірничої маси по контуру виробки, що забезпечує високу якість гірничої виробки, що проводиться, за критерієм точності профілю і паралельності бокової поверхні виробки до її осі; отримання виробки правильної форми (круглої або аркової), що задовольняє вимогам будівництва тунелів; можливість ефективної боротьби з пилом тощо. Але група виконавчих органів бурової дії потребує більшого вивчення аніж це є на сьогодні, а для цього необхідно, перш за все, визначити і систематизувати усі можливі конструктивні схеми, що входять, або можуть входити до цієї групи.

Мета і завдання

Метою виконання даної роботи є наукове обґрунтування класифікаційної структури виконавчих органів ТПМ. Для досягнення поставленої мети необхідно проаналізувати узагальнену модель БВО на предмет визначення її узагальнюючих параметрів та їх значень, що обумовлюють виникнення часткових випадків, тобто окремих конструктивних схем БВО.

Основний зміст та результати роботи

В основу узагальненої моделі бурового виконавчого органу ТПМ, розробленої в роботі [9], покладений довільно зорієнтований рухомий робочий диск, що обертається, радіусу r , з розташованою на ньому системою ріжучих інструментів (на схемі інструменти умовно позначені точками $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$) (рис. 1). Диск здійснює обертальний рух у просторі навколо своєї осі (відносний рух) з кутовою швидкістю ω_{o1} та може бути розташований у довільній площині. Одночасно диск здійснює обертальний переносний рух навколо центральної осі (поздовжньої осі виробки) на відстані R від неї з кутовою швидкістю ω_o . Крім того, диска має можливість здійснювати другий переносний обертальний рух з кутовою швидкістю ω_{o2} навколо іншої своєї осі, положення якої визначається конструктивними параметрами розташування диску. Четвертою складовою руху диску або ріжучого інструменту, розташованого на ньому, є поступальний рух уздовж осі виробки на вибір зі швидкістю v_n , завдяки якому, центр диску рухається по циліндричній гвинтовій траєкторії. Складаючись геометрично, ці складові руху утворюють, так званий, планетарний рух ріжучого інструмента, а оскільки площина обертання диску може займати довільне положення у просторі, така модель узагальнює усі існуючі конструктивні схеми бурового виконавчого органу ТПМ. Окрім існуючих, із запропонованої моделі витікають і конструктивні схеми, які на сьогодні не реалізовані в жодній конструкції виконавчого органу ТПМ, а отже і не досліджувані. Конструктивні схеми з кількістю обертальних рухів більше трьох розглядати не має сенсу, адже реалізувати їх конструктивно навряд чи можливо з багатьох причин.

Розглянемо конструктивні і кінематичні параметри, які притаманні узагальненій схемі БВО, зображеної на рис. 1. Зі схеми видно, що у прийнятій системі координат $OXYZ$ диск спочатку знаходився у початковому положенні (центр у точці O_0), а потім перемістився в інше (центр у точці O_1), що є проміжним. У цьому положенні і розглянемо усі можливі варіанти його орієнтації у просторі. При такій схемі, мають місце наступні конструктивні параметри БВО:

R – відстань від центру обертання диску до поздовжньої осі виробки;

r – радіус диска (відстань від осі обертання диску до різальної крайки робочого інструмента);

α – кут між площиною диска і вертикальною площиною XOZ у початковому положенні (для схем з трьома обертальними рухами цей кут є змінним, тобто параметр перетворюється з конструктивного на кінематичний);

β – кут між площиною диска і вертикальною площиною YOZ у початковому положенні (для схем з трьома обертальними рухами цей кут є змінним, тобто параметр перетворюється з конструктивного на кінематичний);

ψ – кут між сусідніми ріжучими інструментами на диску.

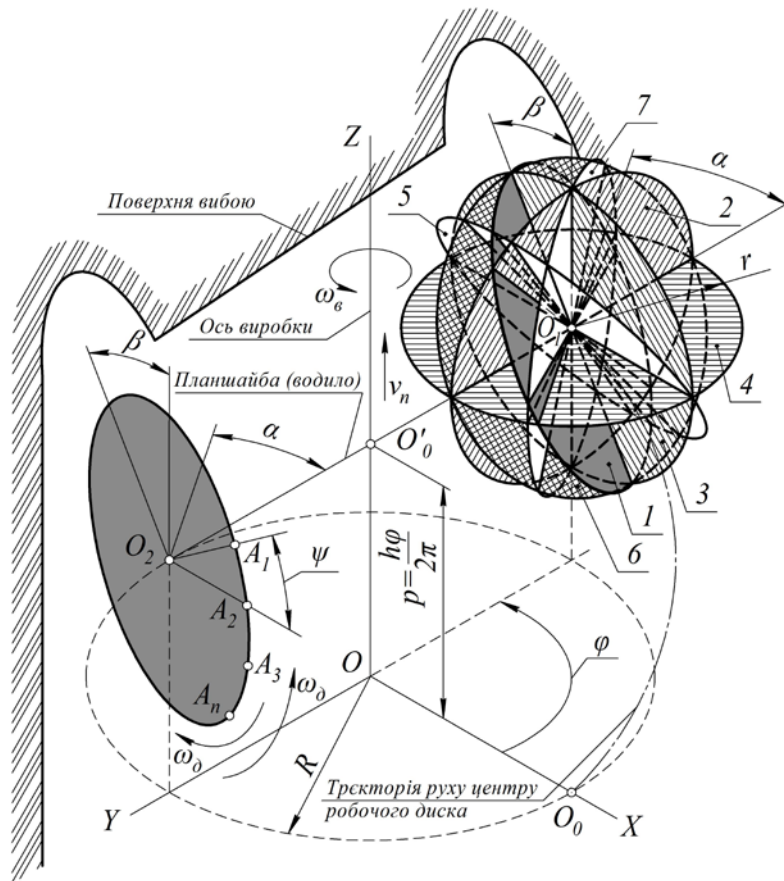


Рис. 1. Узагальнена схема бурового виконавчого органу

При розгляданні окремих випадків БВО параметри R і r доцільно зв'язати співвідношенням: $k = R/r$.

Набір кінематичних (режимних) параметрів загального випадку БВО наступний:

$\omega_{\delta 1}$, $\omega_{\delta 2}$, ω_δ – відповідно кутові швидкості обертання ріжучого інструмента, розташованого на диску, у відносному та переносних рухах (співвідношення між ними прийнято виражати передавальними числами, які дорівнюють: для схем з двома обертальними рухами – $i = \omega_{\delta 1} / \omega_{\delta 2}$, для схем з трьома обертальними рухами – $i_1 = \omega_{\delta 1} / \omega_\delta$, $i_2 = \omega_{\delta 2} / \omega_{\delta 1}$);

φ – кут повороту центру диска у переносному русі навколо осі виробки від початкового положення, прийнятого за нульове (пов'язаний із кутом повороту інструмента у площині диска відносно його центру залежністю $\theta = \varphi i + \psi$, де θ – кут повороту різального інструмента у площині диска від початкового положення);

h – величина подачі виконавчого органу на вибій за один його повний оберт уздовж осі виробки.

Для наочності, той самий диск, площина обертання якого знаходиться у загальному положенні щодо прийнятої системи координат, показано окремо, в іншому проміжному положенні (центр у точці O_2).

Для розглянутої моделі в роботі [9] були отримані точні загальні рівняння руху ріжучого інструмента в залежності від конструктивних та кінематичних параметрів виконавчого органу, які мають вигляд:

$$\begin{aligned}x &= R \cdot \cos \varphi + r(\cos(\varphi i + \psi) \cdot \cos(\varphi + \alpha) \mp \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin \beta \cdot \sin(\varphi + \alpha)); \\y &= R \cdot \sin \varphi + r(\cos(\varphi i + \psi) \cdot \sin(\varphi + \alpha) \pm \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin \beta \cdot \cos(\varphi + \alpha)); \\z &= \frac{h}{2\pi} \varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \cos \beta,\end{aligned}\quad (1)$$

Як показали раніше виконані дослідження [10-13] напрям обертання дисків і планшайби (води́ла) істотним чином позначається на характері взаємодії ріжучого інструмента з масивом. Отже, зазначимо, що запропонована модель передбачає дві можливі схеми роботи БВО – додавальну та різницеву [9]. Якщо обертання інструменту у відносному та переносному обертальних рухах одночасно здійснюється проти годинникової стрілки (у відносному, якщо дивитися на диск у його початковому положенні з боку осі Y , та у переносному – з боку вибою) – то має місце додавальна схема роботи (їй відповідають верхні знаки перед членами рівнянь (1)). Якщо ж напрямок обертання диску змінити на зворотній, не змінюючи напрямку переносного обертання, то, відповідно, зміниться знак кута $\varphi i + \psi$, що у свою чергу викличе зміну знаку перед окремими членами рівнянь (1). Така схема роботи виконавчого органу називається різницевою (їй відповідають нижні знаки перед членами рівнянь(1)).

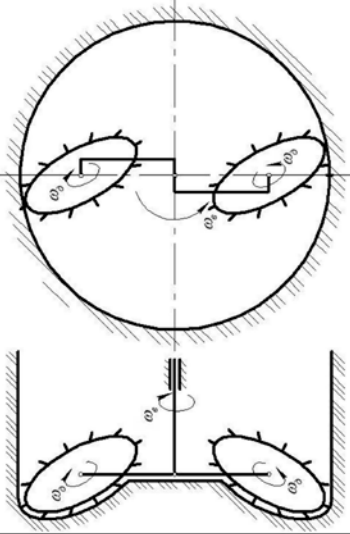
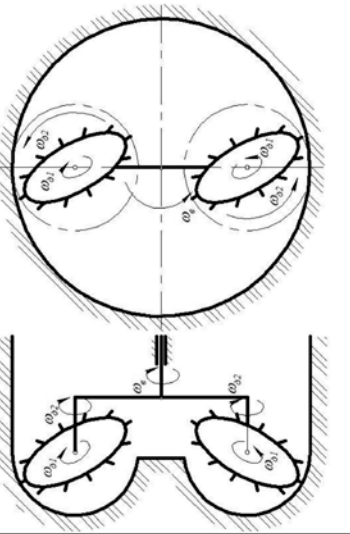
Отже, очевидно, що на вигляд конкретних конструктивних схем, що впливають із розглянутої моделі, можуть впливати як конструктивні так і кінематичні параметри. При цьому, як показав аналіз загальної схеми, узагальнюючими параметрами є кути α і β , значення співвідношення $k = R / r$ та передавальні числа – i (або i_1, i_2). Тобто, підставляючи окремі значення цих параметрів у рівняння (1) отримаємо усі випадки існуючих конструктивних схем БВО, а також такі, що на сьогодні не реалізовані, але конструктивно можливі.

Далі розглянемо, при яких значеннях узагальнюючих параметрів, з'являються окремі випадки БВО суцільного руйнування. Отримані результати наведені у табл. 1.

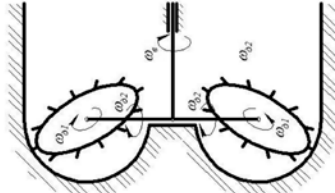
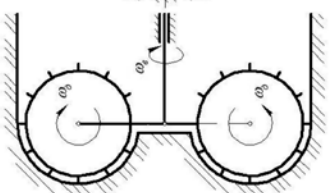
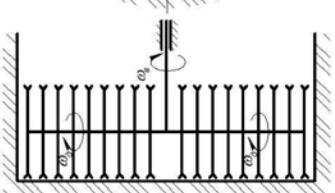
Аналізуючи отримані окремі випадки, слід зазначити, що з кожної наведеної принципової схеми можуть витікати її модифікації. Що стосується роторних виконавчих органів, то тут можливі варіанти однопланшайбових (однороторних), співвісно-планшайбових, паралельноосових, буросколювальних (працюють за схемою прорізання концентричних щілин у масиві з подальшим руйнування міжщільних ціликів спеціальними сколювачами) тощо. Із планетарних схем БВО також можуть впливати різні модифікації, що відрізняються кількістю планшайб (водил) та встановлених на них дисків, напрямом їх обертання, можливістю повної обробки поверхні вибою робочими дисками або часткової (конструкції з забурювальником). Деякі з цих конструктивних схем відомі [14, 15], але на практиці реалізована лише їх мала частка, відповідно вони і вважаються достатньо дослідженими. Інші не досліджувалися взагалі, а отже ні їх переваги ні недоліки, на сьогодні, невідомі. При всьому розмаїтті модифікацій розглянутих конструктивних схем, їх поєднує одне – одиничний інструмент у всіх випадках рухається по одній траєкторії, рівняння якої відповідають базовій схемі. Отже, дослідження та раціоналізацію усіх можливих варіантів конструктивних схем можна здійснювати на основі узагальненої моделі, розробленої у роботі [9].

Слід зазначити і той момент, що в деяких конструктивних схемах БВО реалізується безперервний режим роботи інструменту, а в інших – переривчастий. Тобто, у першому випадку має місце постійний контакт одночасно усіх ріжучих інструментів з поверхнею вибою, а у другому – процес руйнування гірничого масиву чергується з виходами інструменту із контакту з матеріалом, що руйнується, протягом яких інструмент охолоджується. Ця особливість деяких конструктивних схем, на наш погляд, також повинна знайти відображення у класифікаційній структурі БВО.

Таблиця 1. Конструктивні схеми БВО суцільного руйнування

№ з/п	№ полож. диску на схемі (рис. 1)	Схема	Назва	Значення параметрів				Рівняння траєкторії руху інструменту	Примітка
				k	a	β	i		
1	1		Загальний випадок БВО	> 0	(0; 90°)	(0; 90°)	0 <	10	Схема конструктивно не реалізована
2	1		Планетарний α-торопідально-гвинтовий (робоча назва)	> 0	φ · i2	(0; 90°)	0 <	Схема конструктивно не реалізована	

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3	1		<p>Планетарний В-торопідально-гвинтовий (робоча назва)</p>	> 0	(0; 90°)	$\varphi \cdot i_2$	0 <	$x = R \cdot \cos \varphi + r \cdot (\cos(\varphi i_1 + \psi) \cdot \cos(\varphi + \alpha) \mp \sin(\varphi i_1 + \psi) \cdot \sin(\varphi i_2) \cdot \sin(\varphi + \alpha))$ $y = R \cdot \sin \varphi + r \cdot (\cos(\varphi i_1 + \psi) \cdot \sin(\varphi + \alpha) \pm \sin(\varphi i_1 + \psi) \cdot \sin(\varphi i_2) \cdot \cos(\varphi + \alpha))$ $z = \frac{h}{2\pi} \varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i_1 + \psi) \cdot \cos(\varphi i_2)$ <p>де i_1, i_2 – передавальні числа відповідно для 1-го та 2-го переносних обертань диска</p>	Схема конструктивно не реалізована
4	2		Планетарно-торовий	< 0	0	0	0 <	$x = (R + r \cdot \cos(\varphi i + \psi)) \cos \varphi$ $y = (R + r \cdot \cos(\varphi i + \psi)) \sin \varphi$ $z = \frac{h}{2\pi} \varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi)$	
5	3		Планетарно-кільцевий	< 0	90°	0	0 <	$x = R \cdot \cos \varphi - r \cdot \sin \varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi)$ $x = R \cdot \sin \varphi + r \cdot \cos \varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi)$ $z = \frac{h}{2\pi} \varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi)$	Потребує одночасного встановлення кількох дисків

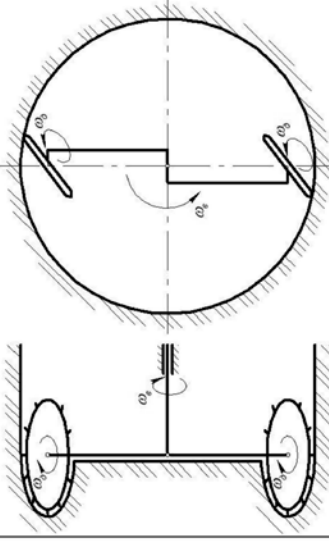
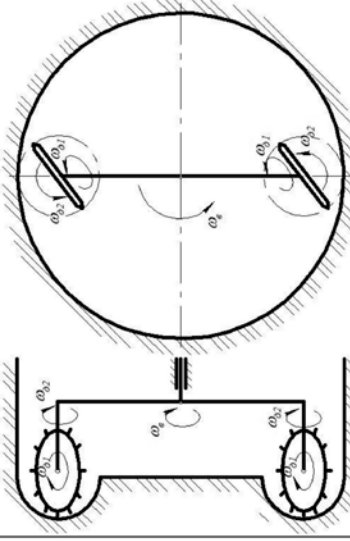
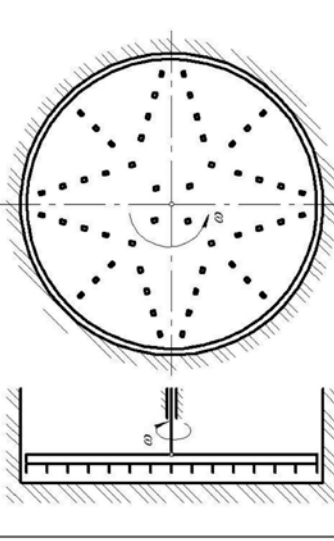
Продовження табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
6	4		Плоско-планетарний	< 0	0	0	0 <	$x = R \cdot \cos \varphi + r(\cos \varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi) \mp \sin \varphi \cdot \sin(\varphi i + \psi))$ $y = R \cdot \sin \varphi + r(\sin \varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi) \pm \cos \varphi \cdot \sin(\varphi i + \psi))$ $z = \frac{h}{2\pi} \varphi$	
7	5		Планетарно-ортоферичний	< 0	90°	(0; 90°)	0 <	$x = R \cdot \cos \varphi - r(\sin \varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi) \pm \cos \varphi \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin \beta)$ $y = R \cdot \sin \varphi + r(\cos \varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi) \mp \sin \varphi \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin \beta)$ $z = \frac{h}{2\pi} \varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \cos \beta$	
8	3		Планетарно-сферичний (робоча назва)	0 (R = 0)	0	0	0 >	$x = r \cdot \cos(\varphi i + \psi) \cos \varphi$ $y = r \cdot \cos(\varphi i + \psi) \sin \varphi$ $z = \frac{h}{2\pi} \varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi)$	Схема конструйована не реалізована

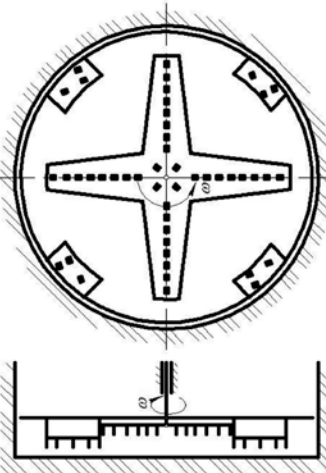
Продовження табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
9	6		Планетарний сферично-конусний (робоча назва)	0 (R = 0)	0	(0; 90°)	> 0	$x = r(\cos \varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi) \mp \sin \varphi \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin \beta)$ $y = r(\sin \varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi) \pm \cos \varphi \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin \beta)$ $z = \frac{h}{2\pi} \varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cos \beta$	Схема конструктивно не реалізована
10	6		Планетарний Р-тородальний (робоча назва)	> 0	0	(0; 90°)	> 0	$x = R \cdot \cos \varphi + r(\cos \varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi) \mp \sin \varphi \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin \beta)$ $y = R \cdot \sin \varphi + r(\sin \varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi) \pm \cos \varphi \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin \beta)$ $z = \frac{h}{2\pi} \varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cos \beta$	Схема конструктивно не реалізована
11	6		Планетарний Р-торо-гвинтовий (робоча назва)	> 0	0	φi_2	> 0	$x = R \cdot \cos \varphi + r(\cos \varphi \cdot \cos(\varphi i_1 + \psi) \mp \sin \varphi \cdot \sin(\varphi i_1 + \psi) \cdot \sin \varphi i_2)$ $y = R \cdot \sin \varphi + r(\sin \varphi \cdot \cos(\varphi i_1 + \psi) \pm \cos \varphi \cdot \sin(\varphi i_1 + \psi) \cdot \sin \varphi i_2)$ $z = \frac{h}{2\pi} \varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i_1 + \psi) \cos \varphi i_2$	Схема конструктивно не реалізована де i_1, i_2 – передавальні числа відповідно для 1-го та 2-го переносних обертань диска

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
12	7		Планетарний α-оройдальний (робоча назва)	> 0	(0; 90°)	0	> 0	$x = R \cdot \cos \varphi + r \cdot \cos(\varphi + \alpha) \cdot \cos(\varphi i + \psi)$ $x = R \cdot \sin \varphi + r \cdot \sin(\varphi + \alpha) \cdot \cos(\varphi i + \psi)$ $z = \frac{h}{2\pi} \varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi)$	
13	7		Планетарний α-торо-гвинтовий (робоча назва)	> 0	$\varphi \cdot i_2$	0	> 0	$x = R \cdot \cos \varphi + r \cdot \cos(\varphi + \varphi i_2) \cdot \cos(\varphi i_1 + \psi)$ $x = R \cdot \sin \varphi + r \cdot \sin(\varphi + \varphi i_2) \cdot \cos(\varphi i_1 + \psi)$ $z = \frac{h}{2\pi} \varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi)$	Схема конструктивно не реалізована
14	4		Роторний одноплоский-ний	0 (R = 0)	0	90°	0 (ω _г = 0)	$x = r_i \cos(\varphi \pm \psi)$ $y = r_i \sin(\varphi \pm \psi)$ $z = \frac{h}{2\pi} \varphi$	де r_i – радіус кола обертання i -того інструмента на диску

Закінчення табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	4		Роторний багатоплощинний	0 (R = 0)	0	90°	0 (ω _α = 0)	$x = r_1 \cos(\varphi \pm \psi)$ $y = r_1 \sin(\varphi \pm \psi)$ $z = a + \frac{h}{2\pi} \varphi$	де a – відстань між площинами обробки сусідніх паралельних дисків (для кожного диску має бути окремий набір рівнянь)

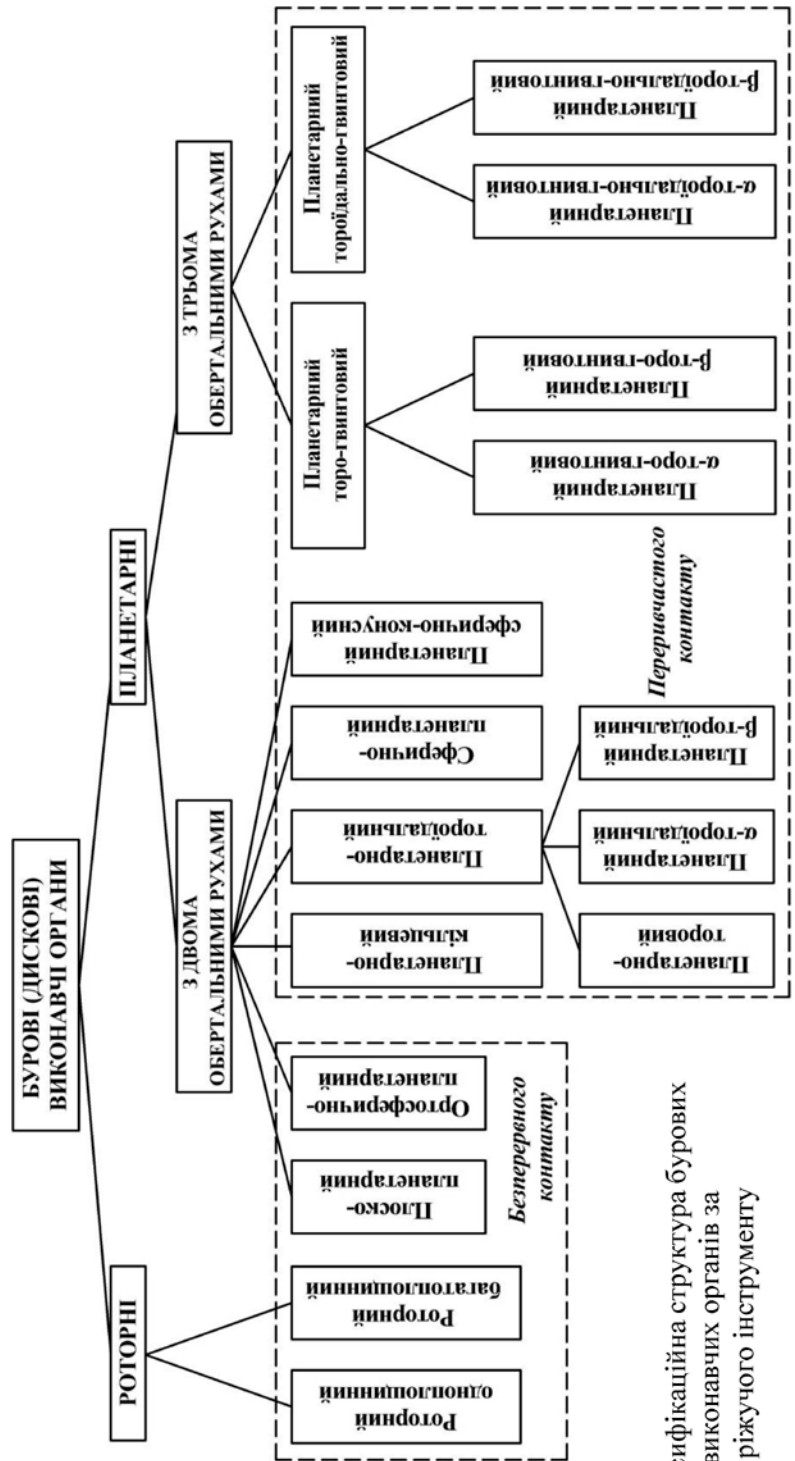


Рис. 2. Класифікаційна структура бурових (дисккових) виконавчих органів за видом руху ріжучого інструменту

Наступним важливим зауваженням є те, що в основі усіх конструктивних схем лежить основний їх елемент – робочий диск зі встановленою на його торцевій або плоскій поверхні системою ріжучих інструментів. У зв'язку з цим пропонується використовувати узагальнену назву групи бурових виконавчих органів – дискові виконавчі органи ТПМ. Всередині цієї групи виконавчі органи доцільно і зручно класифікувати за виглядом руху ріжучого інструмента (точніше за поверхнями, на яких лежить множина траєкторій – поверхнями обробки).

Отже, на основі отриманих часткових випадків БВО можна скласти таку класифікаційну структуру виконавчих органів (рис. 2).

Запропоноване системне подання класифікаційної структури бурових (дискових) виконавчих органів у представленому вигляді дозволяє з найбільш загальних позицій підійти до проблеми моделювання робочих процесів руйнування гірничого масиву ТПМ суцільного руйнування.

Висновки та перспективи подальших досліджень

В результаті аналізу узагальненої моделі бурового виконавчого органу ТПМ суцільного руйнування:

1. Виявлені можливі окремі випадки БВО, що являють собою 7 існуючих на сьогодні конструктивних схем та 8 нових, не реалізованих на жодній з ТПМ, але конструктивно можливі.

2. Встановлено, що узагальнюючими параметрами БВО є: кути орієнтації (повороту) диску у просторі α і β , значення співвідношення $k = R/r$ та передавальне число i при двох обертових рухах інструменту, або i_1, i_2 – при трьох. Окремі (граничні) значення цих параметрів і визначають часткові випадки конструктивних схем БВО.

3. Запропонована систематизація конструктивних схем БВО за видом руху ріжучого інструменту (формою поверхні обробки – носія множини траєкторій ріжучого інструменту), побудована класифікаційна структура БВО.

Узагальнена модель та класифікаційна структура бурових (дискових) виконавчих органів ТПМ суцільного руйнування дає змогу, у подальшому, виконати повний кінематичний аналіз та ставити питання визначення силових та динамічних характеристик будь-якої із розглянутих конструктивних схем. Результатом такого аналізу та дослідження параметрів системи «виконавчий орган – гірничий масив» є удосконалення існуючих конструкцій БВО та створення нових, більш досконалих.

Библиографический список

1. Барон Л. И. Горно-технологическое породоведение / Барон Л. И. – М.: Наука, 1977. – 324 с.
2. Кондрахин В. П. Системный подход к моделированию рабочих процессов породоразрушающих машин / В. П. Кондрахин // Известия вузов. Горный журнал. – 1998. - № 2. С. 73-77
3. Семенченко А. К. Перспективы создания проходческих комбайнов нового технического уровня [Электронный ресурс]: электрон. ст. (1 файл 384 Кб) / А. К. Семенченко, Д. А. Семенченко, Н. В. Хищенко, О. Е. Шабаев // Информационно-строительный портал «Стройка»: Горная техника – 2005. – СПб.: Изд-во «Норма», 2006. – Загл. с тит. экрана. – Свободный доступ из сети Интернет. - <http://library.stroit.ru/z-full/v-search/i-191.html>.
4. Солод В. И. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов / Солод В. И., Гетаповов В. И., Рачек В. М. – М.: Недра, 1982. – 350 с.
5. Щитовые проходческие комплексы: [Справочник] / В.А. Бреннер, А. Б. Жабин, М. М. Щеголевский, Ал. В. Поляков, Ан. В. Поляков. – М.: Изд-во «Горная книга», 2009. – 447 с.
6. Клорикьян В. Х. Проходческие щиты и комплексы / Клорикьян В. Х., Ходош В. А. – М.: Недра, 1977. – 326 с.
7. Hardrock tunnel boring machines / [Maidl B., Schmid L., Ritz W., Herrenknecht M.]. - Berlin: Ernst&Sohn, 2008. – 343 p.
8. Maidl B. Mechanised shield tunnelling / Maidl B., Herrenknecht M., Anheuser L. – Berlin: Ernst&Sohn, 1996. – 428 p.
9. Довгаль Д. О. Узагальнена геометрична модель бурового виконавчого органу гірничопрохідницьких машин / Д. О. Довгаль // Прогресивні технології і системи машинобудування: міжнародний зб. наукових праць / Донец. нац. техн. ун-т. – Донецьк, 2014. – Вип. 1(47). – С. 118-127.
10. Архангельский А. С. Некоторые вопросы теории планетарных исполнительных органов проходческих комбайнов / А. С. Архангельский // Расчеты, конструирование и испытание горных машин. – 1955. - №2. – С. 143-210.
11. Михайлов В. Г. Оценка условий резания угля при движении инструмента по циклоидной кривой / В. Г. Михайлов, В. М. Дубянский // Труды НИИ. -Новочеркасск, 1968. - №175.-С. 142-147.

12. Кизилев В. В. Исследование и выбор рациональных конструктивных и режимных параметров планетарных исполнительных органов проходческих комбайнов: дис... канд. техн. наук: 05.05.06 / Кизилев Василий Васильевич. - М., 1982. - 176 с.
13. Довгаль Д. О. Геометричне моделювання процесу руйнування гірничого масиву планетарно-торовими виконавчими органами гірничих машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.01.01 / ДонНТУ. – Донецьк, 2012. – 19 с.
14. Барон Л. И. Разрушение горных пород проходческими комбайнами. Научно-методические основы. Разрушение резцовым инструментом / Барон Л. И., Глатман Л. Б., Губенков Е. К. – М.: Наука, 1968. – 216 с.
15. Филиппова Т. С. Классификация исполнительных органов горных машин по виду движения режущего инструмента / Т. С. Филиппова // Научные труды / КарГТУ. – Караганда, 2002. – Вып. 4. – С. 40-43.

Надійшла до редакції 10.05.2016

Д. А. Довгаль

Донецкий национальный технический университет, г. Красноармейск

СТРУКТУРНАЯ СИСТЕМАТИЗАЦИЯ БУРОВЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ТОННЕЛЕПРОХОДСКИХ МАШИН СПЛОШНОГО РАЗРУШЕНИЯ

Статья посвящена вопросу научного обоснования систематизации буровых исполнительных органов тоннелепроходческих машин сплошного разрушения. Приведены возможные варианты конструктивных схем бурового исполнительного органа и соответствующие им уравнения движения режущего инструмента. Определен набор и предельные значения параметров общего случая бурового исполнительного органа, приводящие к возникновению рассмотренных конструктивных схем. Разработана классификационная структура, представляющая собой систематизацию всех возможных конструктивных схем бурового исполнительного органа.

Ключевые слова: тоннелепроходческая машина, исполнительный орган, рабочий диск, режущий инструмент, конструктивная схема, классификационная структура

D. Dovgal

State Higher Educational Establishment "Donetsk National Technical University")

STRUCTURAL SYSTEMATIZATION OF DRILLING EXECUTIVE UNITS FOR FULL HOLE DRILLING TUNNEL-BORING MACHINES

This article highlights the scientific study of systematization executive drilling unites for full hole drilling tunnel-boring machines. The possible constructive schemes designs of the drilling executive units and the corresponding motion equations of cutting tools are presented. Detected set and limited values of parameters for the general case of the drilling executive units that lead to emergence of considered construction schemes. The classification, which represents systematization of all possible construction schemes of drill executive body, was designed.

Keywords: tunnel-boring machines, executive unit, disk which handles, cutting tool, construction scheme, classification structure