УДК 622.23.054.522 + 515.2

Д.О. Довгаль, канд. техн. наук, доц.
Донецький національний технічний університет, Україна
Тел./Факс: +38 (062) 338-48-85; E-mail: dovgal6@mail.ru

УЗАГАЛЬНЕНА ГЕОМЕТРИЧНА МОДЕЛЬ БУРОВОГО ВИКОНАВЧОГО ОРГАНУ ГІРНИЧОПРОХІДНИЦЬКИХ МАШИН

Стаття присвячена розробці узагальненої геометричній моделі бурового виконавчого органа суцільного руйнування, яка справедлива для всіх конструктивних схем планетарних і роторних виконавчих органів гірничопрохідницьких машин. Наведено виведення загальних рівнянь руху ріжучого інструмента бурового виконавчого органу, а також отримані окремі їх випадки, що відповідають існуючим конструктивним схемам бурових виконавчих органів. Отримані рівняння руху інструменту дають можливість виконати глибоке і детальне дослідження загального випадку бурового виконавчого органу суцільного руйнування, метою якого є встановлення найбільш раціональної конструктивної схеми виконавчого органу та створення науково обґрунтованої методики призначення конструктивних і кінематичних параметрів, які забезпечують раціональні режими його роботи.

Ключові слова: *гірничопрохідницьких машина, виконавчий орган, робочий диск, ріжучий інструмент, конструктивна схема, геометрична модель.*

1. Вступ

В даний час різання гірничих порід та корисних копалин є переважним серед інших способів відділення матеріалу від масиву. У гірничо-видобувній промисловості даний спосіб руйнування гірничого масиву реалізується прохідницькими та прохідницько-очисними комбайнами, гезенко- та стволопрохірницькими машинами, а у тунелебудуванні – щитовими комплексами (далі – гірничопрохідницькі машини).

Головною частиною гірничопрохідницької машини, що виконує основну технологічну операцію – руйнування гірничого масиву, - є виконавчий орган, а отже при проектування нових та модернізації існуючих машин, основний упор слід робити саме на нього [1].

На сьогодні у світовій практиці проведення гірничих виробок, у гірничовидобувній та будівельній галузях, експлуатується значна кількість гірничопрохідницьких машин. Усе їх розмаїття може бути розділене на дві великі групи: зі стріловидним (вибіркового руйнування) та буровим (суцільного руйнування) виконавчими органами.

Для проведення гірничих виробок постійного перерізу круглої або арочної форми застосовують гірничопрохідницькі машини з буровими виконавчими органами. Такі виконавчі органи здійснюють одночасну обробку усього перерізу прохідницького забою. За кінематикою руху різального інструмента виділяють наступні варіанти їх конструкції:

- роторні, різальний інструмент яких здійснює обертальний рух та одночасно подається на забій;
- планетарні, різальний інструмент яких, окрім обертального та поступального рухів, здійснює ще й відносний обертальний рух.

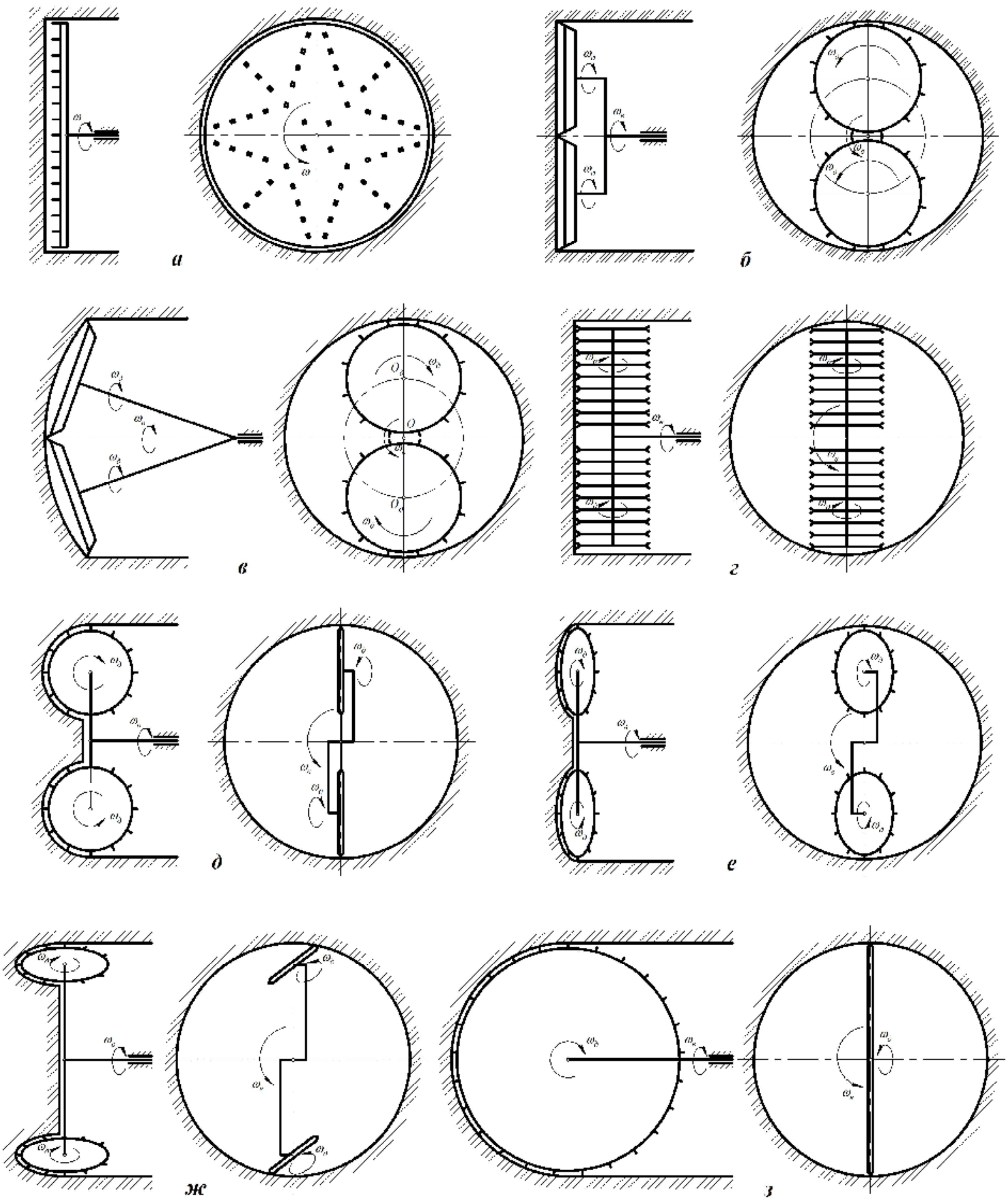

Рис. 1. Схеми бурового виконавчого органу: а – роторний; б – плоско-планетарний; в – ортосферичний; г – кільцевий; д – планетарно-торовий; е, ж – планетарно-торовий з модифікованою установкою робочого диска; з – планетарно-роторний

Кожній із існуючих конструктивних схем роторного і планетарного виконавчих органів притаманна ціла низка як переваг так і недоліків. Так, наприклад, поряд із високою енергоозброєністю та здатністю до руйнування міцних порід, роторні виконавчі органи володіють такими суттєвими недоліками, як: по-перше, значний перекидаючий момент, який виникає через те, що у контакті з масивом одночасно знаходяться усі робочі інструменти виконавчого органу, а усунення цього явища можливо тільки за рахунок збільшення маси комбайна в цілому, що також тягне за собою цілу низку негативних факторів (збільшення вартості машини, ускладнення її транспортабельності, монтажно-демонтажних операцій і т. д.); по-друге, наявність зони малих швидкостей і великих зусиль, яка має місце у центральній частині виконавчого органу, що призводить до нерівномірного зношення робочих інструментів, розташованих на різних відстанях від центру обертання [2]. Зазначені недоліки роторних виконавчих органів не можливо усунути на конструктивному рівні в існуючих схемах. Проте більшість недоліків, притаманних роторним виконавчим органам, відсутні у схемах з планетарним рухом робочого інструменту. При цьому планетарне буріння, як відомо [2], відрізняється меншими витратами енергії на руйнування породи ніж просте обертальне за рахунок меншого подрібнення гірничої маси. Однак, існуючі конструкції планетарних виконавчих органів мають досить складну конструкцію редуктора приводу, досить великий робочий шлях інструмента та інші недоліки, пов'язані зі складною траєкторією руху інструмента, а також поступаються у здатності до руйнування міцних гірничих порід [3].

Аналіз роботи усіх відомих (рис. 1, а, б, в, г, д), а також теоретично можливих (рис. 1, е, ж, з) конструктивних схем бурового виконавчого органу, дасть змогу створити таку конструктивну схему, у якій шляхом синтезу різних схем, буде виключена максимальна кількість недоліків та використані можливі переваги усього їх розмаїття. Досягнути бажаного ефекту можливо шляхом розробки та дослідження узагальненої моделі виконавчого органу суцільного руйнування, окремими випадками якої будуть усі існуючі та такі що можливі теоретично конструктивні схеми.

Метою виконання даної роботи є визначення точних аналітичних залежностей руху робочого інструмента від конструктивних та кінематичних параметрів загального випадку бурового виконавчого органу.

Для досягнення поставленої мети необхідно розробити геометричну модель загального випадку бурового виконавчого органу, яка поєднує у собі усі схеми, що засновані на обертальному та планетарному русі робочого інструмента.

2. Основний зміст та результати роботи.

Робочі диски (один або декілька), оснащені різцями або іншими видами інструментів, складають основний робочий елемент бурових виконавчих органів.

Роторний виконавчий орган можна розглядати як частковий випадок планетарного (з одним диском та відсутнім переносним рухом). Отже, для розробки геометричної моделі розглянемо загальний випадок планетарного виконавчого органу з двома обертальними рухами (більша кількість обертальних рухів призводить до невиправдано складної конструкції виконавчого органу).

Планетарний робочий диск характеризується складним рухом інструментів. Кожному інструменту передається три складові руху:

а) обертальний – навколо осі диска з радіусом r та кутовою швидкістю $\omega_д$ – відносне;

б) обертальний переносний рух навколо осі виконавчого органа з радіусом R і кутовою швидкістю $\omega_в$;

в) поступальний переносний рух на забій зі швидкістю v_n.

Складаючись геометрично, ці три складові руху утворюють планетарний рух інструментів, абсолютна швидкість яких, відносно нерухомої поверхні забою, змінна. Просторовий рух інструментів планетарного виконавчого органа, у загальному випадку характеризується тороїдальними кривими [4]. У часткових випадках рух може бути плоским, при цьому траєкторії інструмента (принульовій подачі) вироджуються в епі- та гіпоциклоїди або у кола.

Форма просторової траєкторії інструментів залежить від наступних параметрів:

а) величини радіусів робочого диска r і водила R та їх співвідношення $k = R/r$;

б) співвідношення кутових швидкостей робочого диска $\omega_д$ і водила $\omega_в$, яке дорівнює $i = \omega_д / \omega_в$;

г) положення кола обертання інструментів диска відносно площини обертання водила;

д) величини подачі виконавчого органу на забій h.

При складання рівнянь траєкторії руху інструменту будемо вважати робочі диски окружностями радіусу r, а інструменти – точками, розташованими на цих окружностях. Напрямок обертання робочого диску приймаємо проти напрямку годинникової стрілки.

Схема руху інструменту, закріпленого на робочому диску виконавчого органу показана на рис. 2.

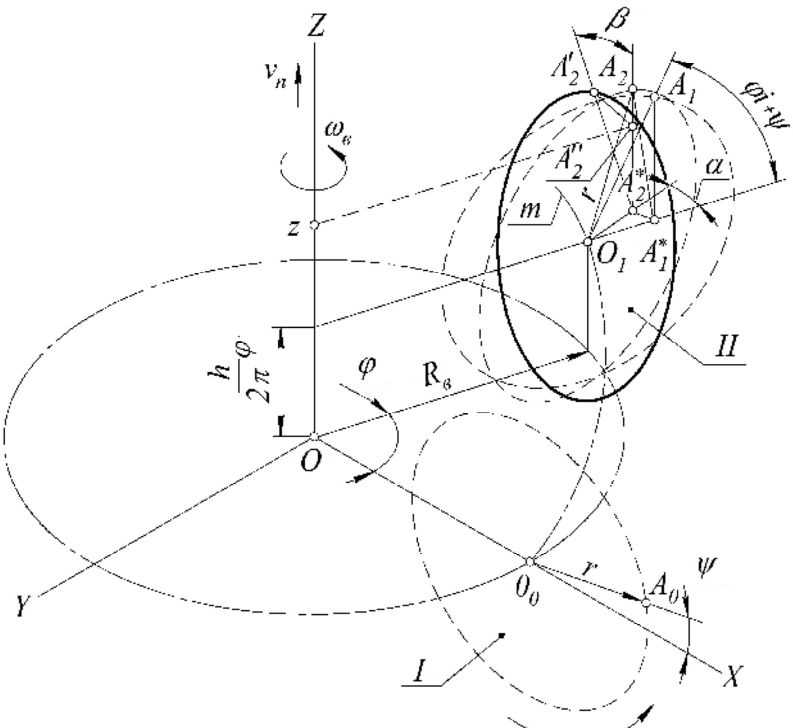

Рис. 2. Схема до визначення параметрів виконавчого органу

Відповідно до рис. 2 осі координат нерухомої системи $OXYZ$ мають наступні напрямки:

а) вісь OZ співпадає з напрямком руху комбайну та напрямком подачі виконавчого органу на забій;

б) вісь OX співпадає з напрямком водила R, що знаходиться у деякому положенні, яке прийняте за нульове, а вісь OY, відповідно перпендикулярна до радіусу водила.

На рис. 2 зображено початкове положення I; точкою A_0 позначено один з інструментів, а точкою O_0 – центр робочого диску. Початкове положення інструменту (точки A_0) на робочому диску визначається настановним кутом ψ, утвореним віссю OX й прямою O_0A_0 (радіусом диску r), що з'єднує інструмент з центром його обертання у відносному русі. Напрямок відліку кута ψ прийнятий у напрямку обертання робочого диска.

Відстань OO_0 від осі OZ переносного обертального руху виконавчого органу до центра O_0 відносного обертання інструменту, закріпленого на робочому диску, дорівнює радіусу водила R. При повороті водила, закріпленого на головному валу, який співпадає з віссю OZ, на кут φ, робочий диск з положення I переміститься у положення II, а його центр O_0, повернувшись навколо осі OZ переміщується уздовж циліндричної гвинтової лінії m в положення O_1. Виходячи з того, що відношення кутової швидкість робочого диску до кутової швидкістю водила є передаточним числом планетарного механізму i, то робочий диск при цьому повернеться на кут φi. Інструмент з точки A_0 переміститься у точку A_1.

Визначимо координати точки A_1 через кут φ як параметр. Для цього, введемо допоміжні рухомі системи координат з початком у точці O_1 (рис. 3). Систему $O_1X_0Y_0$ розташуємо таким чином, щоб напрямки осей O_1X_0 та O_1Y_0 відповідно збігалися з напрямками осей OX та OY нерухомої системи координат та залишалися незмінними при повороті водила.

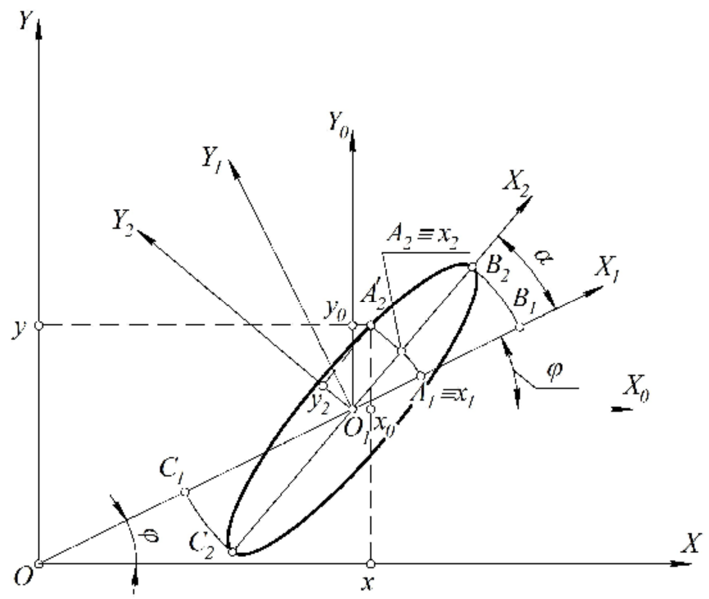

Рис. 3. Схема до визначення координат робочого інструменту

Нехай спочатку робочий диск знаходиться у площини XOZ та при повороті водила навколо осі OZ не змінює своєї орієнтації. Тоді іншу рухому систему координат $O_1X_1Y_1$ розташуємо так, щоб вісь O_1X_1 співпадала з горизонтальною віссю робочого диска, а вісь O_1Y_1 була перпендикулярна площині диску. При цьому координати x та y

точки A_1 запишуться так

$$x = x_0 + R \cdot \cos\varphi; \;\; y = y_0 + R \cdot \sin\varphi, \tag{1}$$

де x_0, y_0 – координати точки A_1 у системі координат.

Координати точки A_1 у системі $O_1X_1Y_1$ запишуться так

$$x_1 = O_1A_1; \;\; y_1 = 0. \tag{2}$$

З рис. 2.1 видно, що $O_1A_1 = np_{OO_1}O_1A$, а $O_1A = r$, тоді (2) прийме вигляд

$$x_1 = r \cdot \cos(\varphi i + \psi); \;\; y_1 = 0. \tag{3}$$

Оскільки системи координат $O_1X_0Y_0$ та $O_1X_1Y_1$ мають спільний початок та відрізняються лише кутом між відповідними осями, який дорівнює куту повороту водила φ, координати точки A_1 в них будуть зв’язані відомими залежностями

$$x_0 = x_1 \cdot \cos\varphi - y_1 \cdot \sin\varphi; \;\; y_0 = x_1 \cdot \sin\varphi + y_1 \cdot \cos\varphi. \tag{4}$$

Тепер введемо в систему параметр α, тобто повернемо робочий диск відносно координатної площини XOZ у початковому положення на деякий кут, а разом з ним і систему координат $O_1X_1Y_1$ так, що вона прийме положення $O_1X_2Y_2$, точка A_1 перейде у точку A_2. При цьому координати x_2 та y_2 точки A_2 в системі $O_1X_2Y_2$ будуть такими ж як і координати точки A_1 у системі $O_1X_1Y_1$.

Виходячи з того, що нова система координат $O_1X_2Y_2$ отримана зі старої системи $O_1X_1Y_1$ поворотом осей на кут α навколо загального початку координат O_1, координати точки A_2 в цих системах будуть зв’язані залежностями

$$x_1 = x_2 \cdot \cos\alpha - y_2 \cdot \sin\alpha; \;\; y_1 = x_2 \cdot \sin\alpha + y_2 \cdot \cos\alpha. \tag{5}$$

В отриману систему введемо ще один параметр – кут β, тобто кут нахилу робочого диску відносно площини XOY. При цьому точка A_2 займе положення A_2'. Тоді, її координата x_2 залишиться без зміни, а координата y_2 точка зміниться на величину A_2A_2', яка дорівнює $A_2A_2' = np_{XOY}A_2^*A_2'$, або $A_2A_2' = A_2^*A_2' \cdot \sin\beta$, де, у свою чергу $A_2^*A_2' = r \cdot \sin(\varphi i + \psi)$. Виходячи з цього, координати точки A_2' у системі $O_1X_2Y_2$ будуть такі

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi i + \psi); \;\; y_2 = r \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin\beta. \tag{6}$$

Тоді, підставивши значення x_2 та y_2 у рівняння (5), отримаємо координати точки A_2' у системі координат $O_1X_1Y_1$

$$x_1 = r\cdot\cos(\varphi i+\psi)\cdot\cos\alpha - r\cdot\sin(\varphi i+\psi)\cdot\sin\beta\cdot\sin\alpha;$$
$$y_1 = r\cdot\cos(\varphi i+\psi)\cdot\sin\alpha + r\cdot\sin(\varphi i+\psi)\cdot\sin\beta\cdot\cos\alpha, \tag{7}$$

а при підстановці отриманих рівнянь (7) відповідно у (4), будемо мати координати точки A_2' у системі $O_1X_0Y_0$

$$x_0 = (r\cdot\cos(\varphi i+\psi)\cdot\cos\alpha - r\cdot\sin(\varphi i+\psi)\cdot\sin\beta\cdot\sin\alpha)\cdot\cos\varphi -$$
$$-(r\cdot\cos(\varphi i+\psi)\cdot\sin\alpha + r\cdot\sin(\varphi i+\psi)\cdot\sin\beta\cdot\cos\alpha)\cdot\sin\varphi;$$
$$y_0 = (r\cdot\cos(\varphi i+\psi)\cdot\cos\alpha - r\cdot\sin(\varphi i+\psi)\cdot\sin\beta\cdot\sin\alpha)\cdot\sin\varphi +$$
$$+(r\cdot\cos(\varphi i+\psi)\cdot\sin\alpha + r\cdot\sin(\varphi i+\psi)\cdot\sin\beta\cdot\cos\alpha)\cdot\cos\varphi. \tag{8}$$

Тоді, з урахуванням (1) та (8), координати точки A_2' у стаціонарній системі координат XOY будуть мати вигляд

$$x = (r\cdot\cos(\varphi i+\psi)\cdot\cos\alpha - r\cdot\sin(\varphi i+\psi)\cdot\sin\beta\cdot\sin\alpha)\cdot\cos\varphi -$$
$$-(r\cdot\cos(\varphi i+\psi)\cdot\sin\alpha + r\cdot\sin(\varphi i+\psi)\cdot\sin\beta\cdot\cos\alpha)\cdot\sin\varphi + R\cdot\cos\varphi;$$
$$y = (r\cdot\cos(\varphi i+\psi)\cdot\cos\alpha - r\cdot\sin(\varphi i+\psi)\cdot\sin\beta\cdot\sin\alpha)\cdot\sin\varphi +$$
$$+(r\cdot\cos(\varphi i+\psi)\cdot\sin\alpha + r\cdot\sin(\varphi i+\psi)\cdot\sin\beta\cdot\cos\alpha)\cdot\cos\varphi + R\cdot\sin\varphi. \tag{9}$$

Виконавши низку спрощуючих перетворень, (9) прийме вигляд

$$x = R\cdot\cos\varphi + r(\cos(\varphi i+\psi)\cdot\cos(\varphi+\alpha) - \sin(\varphi i+\psi)\cdot\sin\beta\cdot\sin(\varphi+\alpha));$$
$$y = R\cdot\sin\varphi + r(\cos(\varphi i+\psi)\cdot\sin(\varphi+\alpha) + \sin(\varphi i+\psi)\cdot\sin\beta\cdot\cos(\varphi+\alpha)). \tag{10}$$

Що стосується аплікати z, то вона складається з висоти на яку піднімається точка O_1 за рахунок подачі виконавчого органу у залежності від кута повороту водила φ та величини підйому точки A_2' у переносному русі – $A_2''A_2^*$ (рис. 2).

Виходячи з того, що траєкторією руху центру робочого диску O_1 є циліндрична гвинтова лінія, його переміщення вздовж осі OZ на одиницю кута повороту водила φ дорівнює параметру гвинта p, який виражається відомою залежністю

$$p = \frac{h}{2\pi}\varphi, \tag{11}$$

де h – величина подачі виконавчого органу на забій за один оберт водила.

Тоді, z буде дорівнювати

$$z = \frac{h}{2\pi}\varphi + A_2''A_2^*. \tag{12}$$

З рис. 2 видно, що $A_2''A_2^* = np_{A_2A_2^*}A_2'A_2^*$, або $A_2''A_2^* = A_2'A_2^*\cdot\cos\beta$. Тоді, беручи до уваги рівність $A_1A_1^* = A_2A_2^* = A_2'A_2^*$ буде мати місце рівність

$$A_2'' A_2^* = r \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \cos\beta \,. \qquad (13)$$

Підставивши (13) у (12) отримаємо параметричне рівняння аплікати z , тобто

$$z = \frac{h}{2\pi}\varphi + r \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \cos\beta \,. \qquad (14)$$

Тому загальні рівняння руху інструменту, встановленого на робочих дисках планетарних виконавчих органів з двома обертальними рухами, приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} x &= R \cdot \cos\varphi + r(\cos(\varphi i + \psi) \cdot \cos(\varphi + \alpha) \mp \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin\beta \cdot \sin(\varphi + \alpha)); \\ y &= R \cdot \sin\varphi + r(\cos(\varphi i + \psi) \cdot \sin(\varphi + \alpha) \pm \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin\beta \cdot \cos(\varphi + \alpha)); \\ z &= \frac{h}{2\pi}\varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \cos\beta. \end{aligned} \qquad (15)$$

Якщо напрямок обертання робочих дисків змінити на зворотній при незмінному напрямку обертання водила (рис. 2), то в останньому випадку, відповідно, зміниться знак кута $\varphi\, i + \psi$, що у свою чергу, викличе зміну знаку перед окремими членами рівнянь. Враховуючи це у формулі (15) та у подальшому у всіх інших формулах перед деякими членами рівнянь поставлено по два знаки. Верхній знак (мінус або плюс) відповідає напрямку обертання робочого диску, розташованого у площині XOZ , проти годинникової стрілки (додавальна схема). Нижній знак відповідає зворотному напрямку обертання диску (різницева схема).

Розглянемо часткові випадки, що витікають із загальних рівнянь руху інструменту (15).

Перший випадок, коли осі обертання робочих дисків у відносному русі перехрещуються під прямим кутом, тобто $\alpha = 0°$, $\beta = 0°$. Це так званий планетраноторовий виконавчий орган (рис. 1, д). У цьому випадку, загальні рівняння (15) приймуть наступний вигляд:

$$x = (R + r \cdot \cos(\varphi i + \psi))\cos\varphi; \;\; y = (R + r \cdot \cos(\varphi i + \psi))\sin\varphi; \;\; z = \frac{h}{2\pi}\varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi). \qquad (16)$$

Інші часткові випадки, по суті, представляють собою планетарні виконавчі органи з пересічними осями, а саме, при $\alpha = 90°$, $\beta = 0°$ – це кільцевий планетарний виконавчий орган (рис. 1, г):

$$\begin{aligned} &x = R \cdot \cos\varphi - r \cdot \sin\varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi); \;\; x = R \cdot \sin\varphi + r \cdot \cos\varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi); \\ &z = \frac{h}{2\pi}\varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi), \end{aligned} \qquad (17)$$

при $\alpha = 0°$, $\beta = 90°$ – має місце плоский планетарний виконавчий орган з паралельними осями (рис. 1, б), при цьому рівняння (15) приймуть вигляд:

$$x = R \cdot \cos\varphi + r(\cos\varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi) \mp \sin\varphi \cdot \sin(\varphi i + \psi));$$
$$y = R \cdot \sin\varphi + r(\sin\varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi) \pm \cos\varphi \cdot \sin(\varphi i + \psi)); \quad (18)$$
$$z = \frac{h}{2\pi}\varphi,$$

при значеннях $\alpha = 90°$, $\beta \in (0°;\ 90°)$ отримуємо ортосферичний планетарний виконавчий орган (рис. 1, в), рівняння якого будуть такі:

$$x = R \cdot \cos\varphi - r(\sin\varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi) \pm \cos\varphi \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin\beta);$$
$$y = R \cdot \sin\varphi + r(\cos\varphi \cdot \cos(\varphi i + \psi) \mp \sin\varphi \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \sin\beta); \quad (19)$$
$$z = \frac{h}{2\pi}\varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cdot \cos\beta.$$

Якщо у випадку планетарно-торового виконавчого органа ($\alpha = 0°$, $\beta = 0°$) вилучити водило, тобто R = 0, отримаємо випадок, коли робочий диск розташований у точці перетину осей обертання (рис. 1, з). У цьому випадку, загальні рівняння (15) приймуть наступний вигляд:

$$x = r \cdot \cos(\varphi i + \psi)\cos\varphi;\ y = r \cdot \cos(\varphi i + \psi)\sin\varphi;\ z = \frac{h}{2\pi}\varphi \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi). \quad (20)$$

Нарешті, якщо $\alpha = 0°$, $\beta = 90°$ та відсутній один із двох обертальних рухів (i = 0), планетарний виконавчий орган переходить у простий обертальний, тобто має місце роторний виконавчий орган, а рівняння траєкторії руху його інструмента будуть наступними:

$$x = r\cos(\varphi \pm \psi);\quad y = r\sin(\varphi \pm \psi);\ z = \frac{h}{2\pi}\varphi. \quad (21)$$

Будь-який інший теоретично можливий випадок бурового виконавчого органа можна отримати аналогічною підстановкою у рівняння (15) відповідних значень параметрів.

3. Висновки

У результаті аналізу процесу роботи існуючих та теоретично можливих конструктивних схем бурового виконавчого органа гірничопрохідницьких машин розроблена геометрична модель, яка є справедливою як для класу роторних виконавчих органів, так і для планетарних усіх типів. На основі даної геометричної моделі визначені точні аналітичні залежності руху робочого інструмента від конструктивних та кінематичних параметрів виконавчого органу. Отримані часткові випадки цих рівнянь описують рух інструмента усіх відомих та теоретично можливих схем бурового виконавчого органу. Узагальнюючими параметрами при цьому виступають кути орієнтації робочого диска α і β, радіус водила виконавчого органу R та відношення кутових швидкостей робочого диска $\omega_д$ і водила $\omega_в$ – i.

Отримані загальні рівняння руху інструмента дають можливість виконати повний кінематичний аналіз виконавчого органу і дослідити диференціально-геометричні характеристики траєкторій руху інструмента (та зіставити з фізичними умовами процесу породоруйнування) з метою визначення раціональних співвідношень між його конструктивними та кінематичними параметрами, що забезпечували б оптимальні режими й умови роботи інструмента. Такий аналіз загального випадку бурового виконавчого органу дасть змогу визначити яка із існуючих, теоретично можливих схем або їх поєднання є найбільш раціональною. Отримані дані можуть стати основою для створення науково обгрунтованої методики призначення конструктивних та кінематичних параметрів, які забезпечують раціональні режими роботи будь якої конструктивної схеми бурового виконавчого органа. Все це, у свою чергу, повинно призвести до підвищення технічко-економічних показників гірничопрохідницьких машин та самого процесу проведення гірничих виробок.

Список літератури:

1. 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. Хиценко, 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.

2. Архангельский А. С. К вопросу о рациональной конструкции рабочих органов проходческих комбайнов / А. С. Архангельский // «Уголь». – 1954. – №4. – С. 11-17.

3. Солод В. И. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов / В. И. Солод, В. И. Гетапонов, В. М. Рачек . – М.: Недра, 1982. – 350 с.

4. Довгаль Д. О. Геометричне моделювання процесу руйнування гірничого масиву планетарно-торовими виконавчими органами гірничих машин: дис... канд. техн. наук: 05.01.01: Довгаль Денис Олександрович. – Донецьк, 2012. – 139 с.

Надійшла до редколегії 03.02.2014

Д. А. Довгаль

ОБОБЩЕННАЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БУРОВОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ГОРНОПРОХОДЧЕСКИХ МАШИН

Статья посвящена разработке обобщенной геометрической модели бурового исполнительного органа сплошного разрушения, которая справедлива для всех конструктивных схем планетарных и роторных исполнительных органов горнопроходческих машин. Приведен вывод общих уравнений движения режущего инструмента бурового исполнительного органа, а также получены частные их случаи, соответствующие существующим конструктивным схемам буровых исполнительных органов. Полученные уравнения движения инструмента дают возможность выполнить глубокое и детальное исследование общего случая бурового исполнительного органа сплошного разрушения, целью которого является установление наиболее рациональной конструктивной схемы исполнительного органа и создание научно обоснованной методики назначения конструктивных и кинематических параметров, обеспечивающих рациональные режимы его работы.

Ключевые слова: *горнопроходческая машина, исполнительный орган, режущий инструмент, конструктивная схема, геометрическая модель.*

D. A. Dovgal

GENERALIZED GEOMETRIC MODEL OF DRILLING EXECUTIVE UNITS OF MINING MACHINES

The article is devoted to the development of a generalized geometric model of the drilling executive unit, which is valid for all design concepts of planetary and rotary executive units of mining machines. The derivation of general equations of motion of the cutting tool of the drilling executive unit is provided. The obtained equations of motion of the tool allow performing a deep and detailed study of the general case of the drilling unit of solid destruction aimed at establishing the most efficient structural scheme of the executive unit and developing the methods of choosing constructive and kinematic parameters ensuring rational modes of operation.

Keywords: *mining machine, executive unit, cutting tool, construction scheme, geometric model.*