

БЕЗСТУПІНЧАТЕ РЕГУЛЮВАННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО РОЗЧИНОНАСОСА З ШАРНІРНО ЗАКРІПЛЕНОЮ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЮ ГРУПОЮ

О.Г. Онищенко, В.У. Уст'янцев, А.В. Васильєв, В.Б. Надобко

Полтавський державний технічний університет імені Юрія Кондратюка
314601, Україна, м. Полтава, Першотравневий проспект, 24

У процесі вирішення задачі створення простої та надійної конструкції ефективного у використанні розчинонасоса Полтавським державним технічним університетом імені Юрія Кондратюка була запропонована нова принципова схема приводу проточного диференціального поршня у складі шарнірно закріпленої циліндро-поршневої групи [1, 2].

При проведенні оздоблювальних операцій, пов'язаних із використанням будівельних розчинів, часто виникає необхідність змінювати подачу насоса. В запропонованому розчинонасосі для цього потрібно регулювати величину ексцентриситету кривошипа, для чого гайковим ключем необхідно послабити три болти, що притискають планшайбу до буртика ексцентрика, повернути планшайбу навколо ексцентрика в потрібне положення і знову затягти болти.

Крутний момент від електродвигуна до кривошипно-коромислового механізму приводу поршня передається в насосі через стандартний двоступінчатий циліндричний редуктор Ц2У-160-10-11 КУ2 ГОСТ 2075-75, що характеризується передатним числом $i = 9,6$, допустимим моментом крутіння на тихохідному валу 1000 Н·м, допустимим вертикальним зусиллям на середині консольної частини тихохідного вала 8000 Н. Оскільки максимальне зусилля на шатуні кривошипно-шатунного механізму складає в даному насосі половину робочого зусилля $P = 17600$ Н, тобто 8800 Н, а розчинонасос на максимальному тиску працює дуже рідко, прийняте рішення встановити кривошип із регульованим ексцентриситетом безпосередньо на консольній частині тихохідного вала. При цьому його консольний кінець був укорочений із 110 до 80 мм. Крім того, нами була виконана перевірка тихохідного вала редуктора і його підшипників на допустимі навантаження, яка показала, що допустимі стандартні навантаження на вихідний кінець тихохідного вала редуктора Ц2У-160 установлені з великим запасом міцності, тому дуже рідкі перевантаження в межах 10 % не будуть для цього редуктора небезпечними.

Для визначення максимального ексцентриситету кривошипа необхідно знати максимальний хід поршня. З цією метою розраховуємо робочий об'єм поршня V_p за формулою:

$$V_p = \frac{Q_m \cdot 1000}{60 \cdot n_k} = \frac{4,318 \cdot 1000}{60 \cdot 152} = 0,4734 \text{ дм}^3, \quad (1)$$

де Q_m – теоретична подача насоса;

$$Q_m = \frac{Q}{\eta_{об}} = \frac{3,8}{0,88} = 4,318 \text{ м}^3/\text{год}; \quad (2)$$

Q – дійсна подача розчинонасоса; $Q = 3,8 \text{ м}^3/\text{год}$;

$\eta_{об}$ – об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса; $\eta_{об} = 0,88$;

n_k – швидкість обертання вала кривошипа;

$$n_k = \frac{n}{i} = \frac{1460}{9,6} = 152 \text{ об/хв}; \quad (3)$$

n – швидкість обертання вхідного вала редуктора; $n = 1460 \text{ об/хв}$.

Розділивши робочий об'єм поршня V_p на його площу F_n , яка при діаметрі поршня 100 мм дорівнює $0,785 \text{ дм}^2$, отримаємо величину ходу поршня h :

$$h = \frac{V_p}{F_n} = \frac{0,4734}{0,785} = 0,603 \text{ дм} = 60,3 \text{ мм}. \quad (4)$$

У зв'язку з тим, що насосна колонка встановлена рівно посередині хитного важеля, для забезпечення ходу поршня 60 мм ексцентриситет кривошипа повинен складати також 60 мм.

Зважаючи на те, що при плавному регулюванні подачі вона повинна змінюватися в межах від максимальної величини $3,8 \text{ м}^3/\text{год}$ до мінімальної $1,9 \text{ м}^3/\text{год}$, тобто в два рази, вибираємо межі регулювання ексцентриситета кривошипа від 60 до 30 мм. При цьому ексцентриситет ексцентрика дорівнює 15 мм, а ексцентриситет планшайби з пальцем (відстань від осі планшайби до осі пальця) – 45 мм. При таких величинах ексцентриситету ексцентрика і планшайби з пальцем максимальний ексцентриситет кривошипа e_{max} буде дорівнювати сумі ексцентриситетів даних деталей, а мінімальний e_{min} – їх різниці:

$$e_{max} = 45 + 15 = 60 \text{ мм}, \quad e_{min} = 45 - 15 = 30 \text{ мм}. \quad (5)$$

Між максимальним і мінімальним значеннями ексцентриситету кривошипа шляхом повороту планшайби навколо осі ексцентрика на відповідний кут можна отримати будь-який бажаний ексцентриситет, а отже, і будь-яку подачу розчину.

Для того, щоб можна було настроїти регульований кривошип на потрібний радіус, необхідно знати залежність радіуса кривошипа від кута повороту планшайби навколо осі ексцентрика, тобто потрібно побудувати регульовальну характеристику кривошипа. З цією метою розглянемо прямокутний трикутник **АОВ** на рисунку 1. Гіпотенуза цього трикутника являє собою радіус регульованого кривошипа, величина якого може бути розрахована, відповідно до теореми Піфагора, у такий спосіб:

$$R = \sqrt{(e_2 \cdot \sin \varphi)^2 + (e_2 \cdot \cos \varphi + e_1)^2}, \quad (6)$$

де e_1 – ексцентриситет ексцентрика; $e_1 = 15 \text{ мм}$;

e_2 – ексцентриситет пальця на планшайбі, рівний відстані між осями планшайби і пальця; $e_2 = 45 \text{ мм}$;

φ – кут повороту планшайби навколо осі ексцентрика від положення

R_{max} .

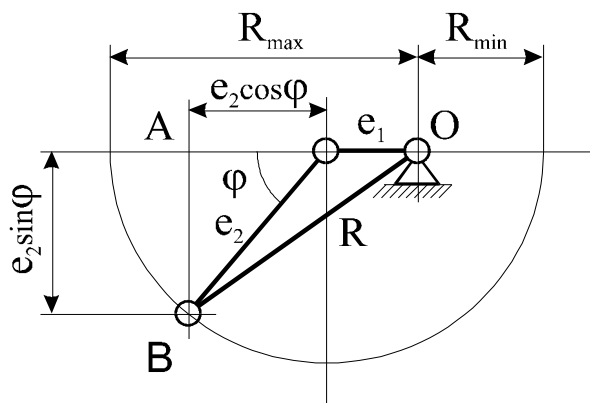


Рисунок 1 – Схема для розрахунку поточного радіуса регульованого кривошипа

За наведеною формулою зроблений розрахунок величини поточного радіуса регульованого кривошипа і побудована регульувальна характеристика кривошипа (рисунок 2).

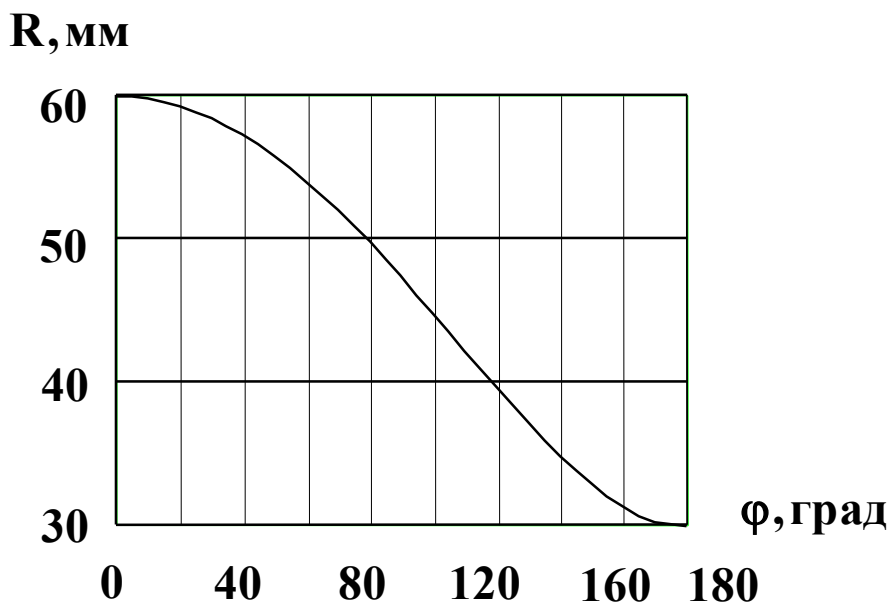


Рисунок 2 – Графік залежності радіуса кривошипа від кута повороту його планшайби (регульувальна характеристика)

Для зручності настройки кривошипа на необхідний радіус на поверхнях ексцентрика і планшайби нанесені відповідні мітки.

При експлуатації розчинонасоса оператору важливо знати не тільки величину ексцентриситету (радіуса) кривошипа, скільки подачу насоса. Тому для різних кутів повороту планшайби були розраховані теоретична і дійсна подачі при перекачуванні розчину найбільш застосовуваної рухомості. Графік залежності зазначених подач від кута ϕ поданий на рисунку 3.

Безступінчасте регулювання подачі розчинонасоса дозволяє не тільки пристосовуватися до кваліфікації штукатура-соплувальника, до виду та об'єму його роботи, але й зменшити встановлену потужність електродвигуна. Оскільки потужність, що розвивається двигуном, пропорційна продуктивності та робочому тиску, тому при необхідності працювати з підвищеним тиском досить зменшити

подачу розчину.

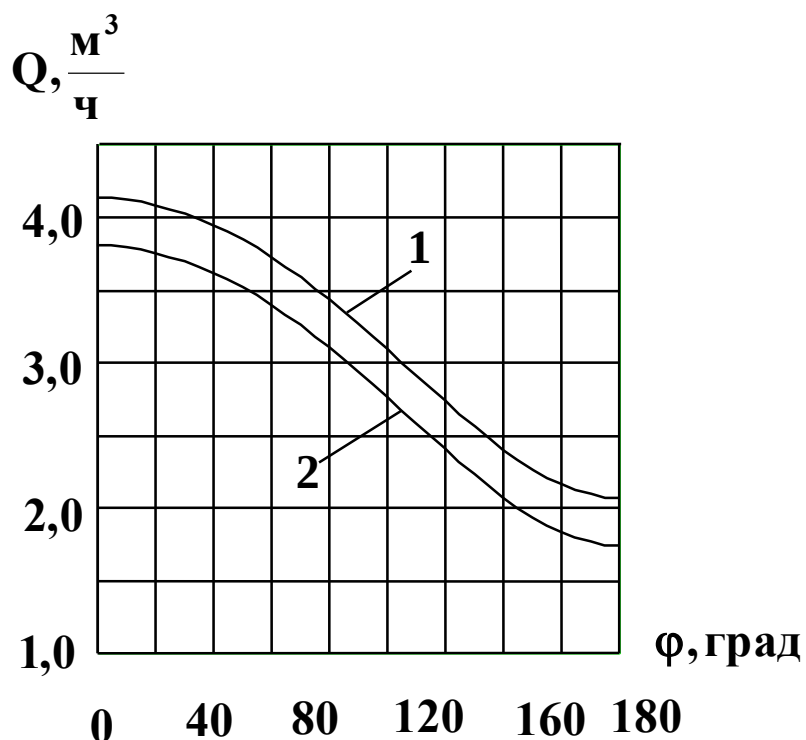


Рисунок 3 – Графік залежності теоретичної (1) та дійсної (2) подач насоса від кута повороту планшайби кривошипа

Список літератури

1. Позитивне рішення за заявою 960738008. Насос подвійної дії, що регулюється / О.Г. Онищенко, О.В. Головкін, В.У. Уст'янцев. – Прийнято 30.01.97.

2. Диференціальний розчинонасос з колонкою, що качається / О.В. Головкін, О.Г. Онищенко, В.У. Уст'янцев, В.Б. Надобко / Проблеми теорії і практики залізобетону: Зб. наук. статей. – Полтава, 1997. – С. 102 – 105.