

УДК 62-85

Новік¹ М.А. к.т.н., доц., Дідовець² В.Є. ас.

1 – НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна; 2 – ВМУРоЛ «Україна», м. Київ, Україна

АНАЛІЗ СТАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИФРОВИХ ПРИВОДІВ ПОВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ

Novik¹ M., Didovets² V.

1 - National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine;

2 - Open International University of Human Development «Ukraine», Kyiv, Ukraine

ANALYSIS OF STATIC CHARACTERISTICS OF DIGITAL ACTUATORS OF RETURNING-FORWARD MOVEMENT

Проаналізовані різноманітні конструкції багатопозиційних приводів з цифровим керуванням, позиціонування яких здійснюється по жорсткому механічному упору. Обґрунтована доцільність застосування однотипних електронепневматичних приводів поворотно-поступального руху в якості виконавчих пристроїв повороту і поступального переміщення вихідної ланки як приводів руки, так і приводів колони промислових роботів.

Розглянуті оригінальні комбіновані багатопозиційні приводи поворотно-поступального руху з цифровим керуванням, які забезпечують як послідовні, так і одночасні поворот і лінійне переміщення вихідної ланки на задану величину.

Запропонована математична модель розрахунку основних параметрів приводів повороту і приводів лінійного переміщення вихідної ланки.

Приведений аналіз залежності крутного моменту і лінійного зусилля електронепневматичного цифрового привода поворотно-поступального руху від розрядності пневматичного цифрового двигуна.

Ключові слова: електричний кроковий двигун, промислові роботи, статичне зусилля, цифровий привод, об'ємні гідравлічні дозатори, дискретність, розрядність.

Вступ

При розробці, наприклад, промислових роботів 4-ої та 5-ої схем компоновки (Рис. 1) з полярною циліндричною системою координат з транспортуючими рухами z , r і φ , α (це сама велика група, до якої належить приблизно 52% промислових роботів) [1] використовують два автономних пристрої.

В якості виконавчих пристроїв застосовують як дво-позиційні, так і багатопозиційні пневматичні, гідравлічні та комбіновані приводи з цифровим керуванням з лінійним переміщенням вихідної ланки [2] і поворотні багатопозиційні приводи [3]. Поєднання функціональних можливостей таких автономних приводів значно ускладнює конструкцію і збільшує габаритні розміри промислового робота. Все це обмежує область застосування таких роботів у виробництві.

Мета роботи

Метою статті є розробка і дослідження надійного, компактного з широкими функціональними можливостями багатопозиційного поворотно-поступального привода з цифровим керуванням, який може успішно застосовуватися, коли необхідно забезпечити одночасно як лінійне переміщення вихідної ланки, так і її поворот на заданий кут із заданою швидкістю. Показати, що поєднання швидкодії пневматичного цифрового двигуна для лінійного переміщення вихідної ланки робота з поворотним електричним кроковим двигуном дозволяє створювати малогабаритні швидкодіючі пристрої промислових роботів. Оснащення промислових роботів такими приводами значно розширить їх функціональні можливості. Вони зможуть виконувати не тільки транспортуючі операції, а і додаткові технологічні операції, наприклад, свердлування отворів на задану глибину, нарізання різьб, виконувати монтажні роботи і т. д.

Результати проведених досліджень

Цифрові приводи поворотно-поступального руху призначені для перетворення цифрової інформації у вигляді унітарного та двійкового коду в кутове і лінійне переміщення вихідної ланки.

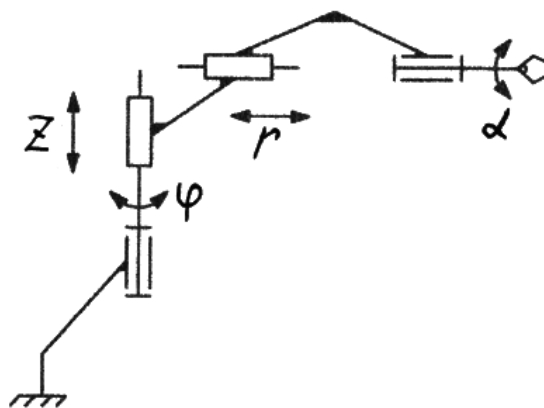


Рис. 1. Схема компоновки роботів 4-ої та 5-ої груп (з полярною циліндричною системою координат)

Розгляд принципу дії, аналіз і дослідження статичних та динамічних характеристик цифрових приводів поворотно-поступального руху проведемо на базі матеріалів роботи [4].

На рис.2 приведена принципова схема цифрового привода поворотно-поступального руху (ЦПППР).

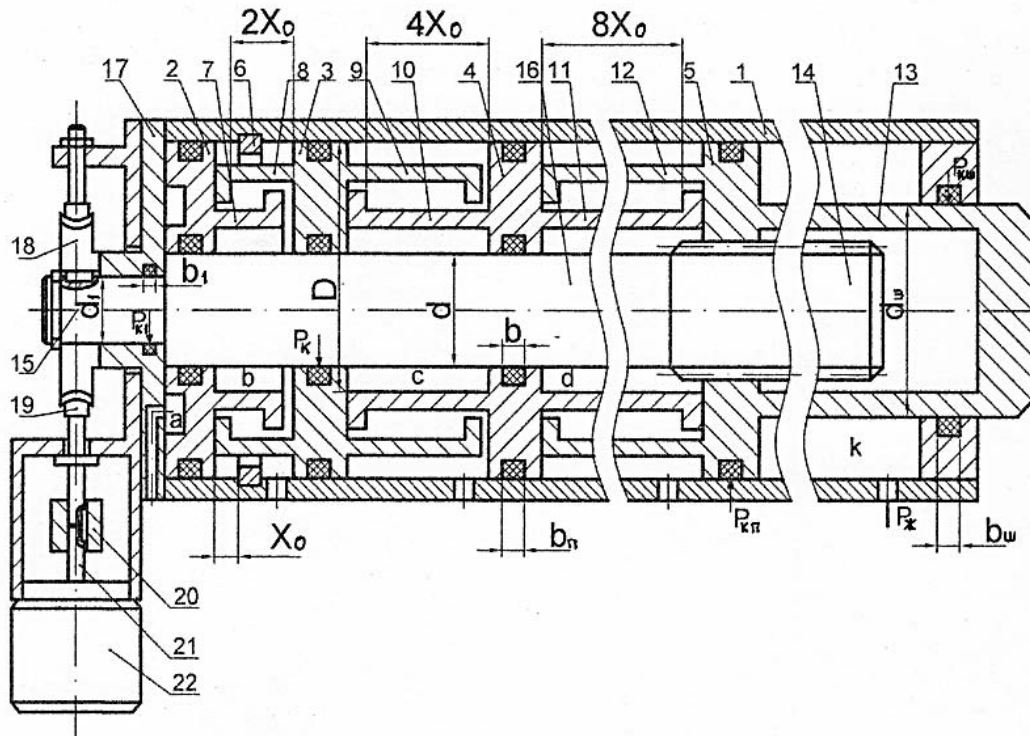


Рис. 2. Цифровий привод поворотно-поступального руху

Цифровий привод поворотно-поступального руху складається з пневматичного цифрового двигуна, виконаного у вигляді циліндра 1, в якому послідовно розміщені розрядні поршні 2, 3, 4 і 5 з обмежувачами переміщення 6, 7, 8, 9, 10, 11 і 12. Поршень старшого розряду 5 з'єднаний з вихідним штоком 13, в циліндричній осьовій розточці якого розміщений шліцьовий вал 14. Циліндричний кінець 15 шліцьового вала 16 виходить за межі задньої кришки 17. На кінці вала встановлена черв'ячна шестерня 18, з якою знаходиться в зачепленні черв'як 19, вал якого через муфту 20 сполучений з вихідним валом 21 електричного крокового двигуна 22. Циліндр і розрядні поршні утворюють розрядні порожнини a , b , c , d і порожнину зворотного руху поршнів k .

Принцип дії ЦПППР полягає в наступному. У вихідному положенні електричний кроковий двигун 22 (ЕКД) знеструмлений, розрядні порожнини a , b , c і d з'єднані з атмосферою, в порожнину k постійно підводиться тиск живлення $P_{ж}$. Під дією тиску $P_{ж}$ в штоковій порожнині k всі поршні і вихідний шток займають крайнє ліве положення (за кресленням). Величина переміщення вихідного штока 13 пневматичного цифрового двигуна (ПЦД) визначається опрацюванням кодової комбінації керуючих сигналів

$$X = X_0 \sum_{i=1}^n b_i \cdot 2^{i-1},$$

де X_0 - дискретність ПЦД; b_i - значуща цифра, яка приймає значення «1» при підведенні тиску живлення до i -ої розрядної порожнини і значення «0» при сполученні i -ої порожнини з атмосферою; n - число розрядів ПЦД.

Число позицій вихідного штока ПЦД

$$N = 2^n.$$

Максимальна величина переміщення ПЦД

$$X_{max} = X_0(2^n - 1).$$

При опрацюванні $n_{ім}$ імпульсів електричним кроковим двигуном 22 вихідний шток 13 повертається на кут

$$\varphi = n_{ім} \cdot \Delta\varphi \frac{K}{Z_ч},$$

де $\Delta\varphi$ - дискретність ЕКД; K - число заходів черв'яка 19; $Z_ч$ - число зубців черв'ячного колеса 18.

Швидкість обертання вихідного штока 13

$$n_{ш} = \frac{K}{Z_ч} \cdot n,$$

де n - число опрацюваних імпульсів за хвилину.

При одночасній подачі комбінації керуючих сигналів на ПЦД і імпульсів струму на ЕКД вихідний шток 13 здійснює складний рух - поступальний і обертаний. Такий рух вихідного штока 13 може бути використаний

при свердлуванні на задану глибину отворів, при загвинчуванні-вигвинчуванні різьбових з'єднань, при виконанні складальних робіт і т. д.

Дослідження ПЦД показали, що найбільше статичне зусилля привод має, коли тиск живлення подається в порожнину старшого розряду d

$$P_{max} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_{ш}^2) \cdot P_{ж} - f_{тер} \cdot \pi \cdot D \cdot b_{п} \cdot p_{к.п} \cdot z_{п} - \pi \cdot d_{ш} \cdot b_{ш} \cdot p_{к.ш} \cdot z_{ш} \cdot f_{тер}, \quad (1)$$

де $f_{тер}$ - коефіцієнт тертя ущільнень; $p_{к.п}$ і $p_{к.ш}$ - відповідно контактний тиск ущільнень поршня 5 і штока 13; $z_{п}$ і $z_{ш}$ - відповідно кількість ущільнень поршня 5 і штока 13; $b_{п}$ і $b_{ш}$ - відповідно ширина контакту ущільнення поршня і штока; D і $d_{ш}$ - відповідно діаметр поршня 5 і штока 13.

Для спрощення залежності (1) приймемо такі припущення: $d_{ш} = \frac{D}{\sqrt{2}}$; $b_{п} = b_{ш} = b$; $z_{п} = z_{ш} = Z$;

$$p_{к.п} = p_{к.ш} = p_{к.}$$

З врахуванням прийнятих припущень залежність (1) приймає такий вигляд

$$P_{max} = \frac{\pi}{8} D^2 \cdot P_{ж} - f_{тер} \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p_{к.} \cdot Z \left(1 - \frac{1}{\sqrt{2}}\right).$$

Найменше статичне зусилля ПЦД буде мати, коли тиск живлення подається в порожнину молодшого розряду, а порожнини старших розрядів сполучені з джерелом живлення

$$P_{min} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_{ш}^2) \cdot P_{ж} - f_{тер} \cdot \pi \cdot b \cdot p_{к.} \cdot Z \cdot D \left(n + \frac{d_{ш}}{D}\right), \quad (2)$$

де n - число розрядів (поршнів).

При наявності тиску живлення в розрядних порожнинах контактний тиск ущільнення визначається по залежності [5]

$$p_{к} = p_{г} + C \cdot P_{ж},$$

де $p_{г}$ - середній контактний тиск, обумовлений деформацією гумового кільця під час монтажу; C - коефіцієнт передачі тиску, який лежить в межах 0,85 - 1,0. При цьому більшої твердості гуми відповідає менше значення коефіцієнта.

Середній контактний тиск гумового кільця може бути визначений по залежності [5]

$$p_{г} = 1,25\varepsilon \cdot E \cdot 10^{-2} \text{ (Па)},$$

де $\varepsilon = \left(\frac{d_{к}-h}{d_{к}}\right) \cdot 100\%$ - ступінь стиснення кільця в процесі монтажу; E - модуль пружності гуми (Па); $d_{к}$ - діаметр кільця; h - глибина проточки під кільце.

Для рухомих з'єднань $\varepsilon = 10 - 25\%$.

В реальних умовах ущільнення працюють в режимі змішаного тертя. При цьому величина зусилля тертя ущільнень може бути визначена по залежності

$$P_{тер} = f_{тер} \cdot \pi \cdot b \cdot p_{к.} \cdot D \text{ (Н)}.$$

Число розрядів ПЦП

$$n = \frac{\frac{\pi}{4}(D^2 - d_{ш}^2) \cdot P_{ж} - P_{min}}{f_{тер} \cdot \pi \cdot b \cdot p_{к.} \cdot Z \cdot D} - \frac{d_{ш}}{D} = \frac{\frac{\pi}{4}(0,05^2 - \left(\frac{0,035}{\sqrt{2}}\right)^2) \cdot 0,5 \cdot 10^6 - 150}{0,2 \cdot 3,14 \cdot 0,004 \cdot 0,4 \cdot 10^6 \cdot 0,05} - \frac{0,035}{0,05} = 6,27 \text{ (розрядів)}.$$

Таким чином при таких значеннях параметрів ПЦП може мати 6 розрядів.

Якщо в процесі вистою коефіцієнт тертя буде мати значення $f_{тер} = 0,8$ - число розрядів зменшиться до $n = 1$. Тобто вихідний шток 13 буде рухатись тільки при подачі тиску живлення в порожнину d .

Аналіз залежності (2) показує, що статичне осьове зусилля пневматичного цифрового двигуна залежить як від діаметрів (циліндра і штока), так і від числа розрядів n , числа ущільнень і коефіцієнта тертя. При цьому, чим більше розрядних поршнів, тим менше буде зусилля приводу. Для зменшення втрат на тертя необхідно застосовувати ущільнення з малим коефіцієнтом тертя, наприклад, гумово-фторопластові.

Крутний момент, що передається від вала електричного крокового двигуна на вихідний шток 13

$$M = M_{ед} \frac{d_{д.ш}}{d_{д.ч} \cdot t_{д}(\lambda + \rho)} - M_{тер},$$

де $M_{ед}$ - крутний момент на валу 21 електричного крокового двигуна; $d_{д.ш}$ і $d_{д.ч}$ - відповідно діаметр ділильного кола шестерні 18 і ділильного циліндра черв'яка 19; λ - кут підйому витка черв'яка по ділильному циліндрі; ρ - кут тертя; $M_{тер}$ - сумарний момент сил тертя ущільнень.

Нехтуючи втратами крутного моменту в черв'ячному зачепленні і в парі кришка-вал (відповідно 17 і 15) сумарний момент сил тертя ущільнень може бути визначений із залежності

$$M_{тер} = f_{тер} \cdot \pi \left[d_1 \cdot b_1 \cdot p_{к.1} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot z_1 + d \cdot b \cdot p_{к.2} \cdot \frac{d}{2} \cdot z_2 (n - 1) + D \cdot b_{п} \cdot \frac{D}{2} \cdot z_{п} \cdot p_{к.п} + d_{ш} \cdot b_{ш} \cdot p_{к.ш} \cdot \frac{d_{ш}}{2} \cdot z_{ш} \right], \quad (3)$$

де b_1 - ширина контакту ущільнення діаметра d_1 ; $p_{к.1}$ - контактний тиск ущільнення кришки 17; z_1 і z_2 - відповідно кількість ущільнень в кришці 17 і в розрядних поршнях, що спряжені з шліцьовим валом 14.

Із аналізу залежності (3) випливає, що крутний момент як і статичне зусилля залежить від числа розрядів пневматичного цифрового двигуна. Із збільшенням числа розрядів втрати на тертя зростають, тобто зменшується дійсний (ефективний) крутний момент.

Цифровий привод поворотно-поступального руху, в структуру якого входять електричний кроковий двигун і пневматичний цифровий двигун характеризується значним осьовим габаритним розміром виконавчого циліндра. Довжина такого циліндра приблизно втричі більша за максимальну величину переміщення вихідного штока, що обмежує їх застосування в якості приводів з малою дискретністю і значною величиною переміщення вихідного штока до 1000 мм і більше.

Цих недоліків позбавлений цифровий привод поворотно-поступального руху, в структуру якого входять електричні крокові двигуни, об'ємні гідравлічні дозатори та виконавчий циліндр, осьовий габаритний розмір якого приблизно дорівнює величині максимального переміщення вихідного штока.

На рис. 3 показана принципова схема цифрового привода поворотно-поступального руху, структура якого містить електричні крокові двигуни, виконавчий циліндр та об'ємні гідравлічні дозатори.

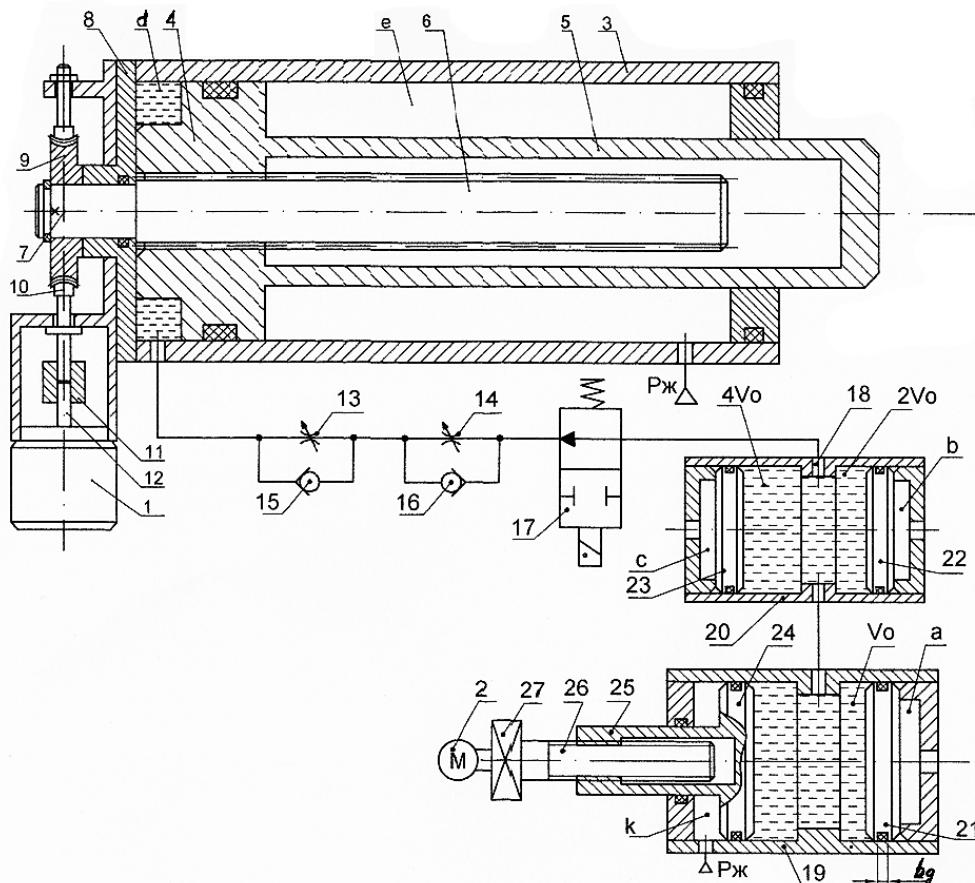


Рис. 3. Цифровий привод поворотно-поступального руху з гідравлічними дозаторами

Такий цифровий привод складається з електричних крокових двигунів 1 і 2, виконавчого циліндра 3, в якому розміщені поршень 4 і вихідний шток 5. Поршень 4 шліцьовим спряженням сполучений з шліцьовим валом 6, циліндричний хвостовик 7 якого виходить за межі задньої кришки 8 і з'єднаний з черв'ячною шестернею 9. Шестерня 9 зчіплюється з черв'яком 10, вал якого з'єднаний муфтою 11 з вихідним валом 12 електричного крокового двигуна 1. Циліндр 3, поршень 4 і шток 5 утворюють робочу порожнину e , до якої підводиться постійно тиск живлення $P_{ж}$ і гідравлічну порожнину d , яка через дроселі 13 та 14 зі зворотними клапанами 15, 16 та розподільник 17 з'єднана з вихідним каналом 18 гідравлічного об'ємного дозатора. Гідравлічний об'ємний дозатор виконаний у вигляді циліндрів 19 та 20, в яких розміщені розрядні поршні 21, 22 і 23 з утворенням порожнин з об'ємами рідини V_0 , $2V_0$ і $4V_0$ і розрядних порожнин a , b і c . В циліндрі 19 розміщений додатковий поршень 24, шток 25 якого кінематично через різьбову пару гайка-гвинт 26 і муфту 27 з'єднаний з вихідним валом електричного крокового двигуна 2. До камери k постійно підводиться тиск живлення $P_{ж}$.

Принцип дії такого цифрового привода полягає в наступному. Поворот вихідного штока 5 здійснюється аналогічно приводу представленому на рис. 2. Осьове переміщення вихідного штока 5 здійснюється за рахунок подачі керуючих імпульсів напруги на електричний кроковий двигун 2 і підведення тиску живлення до розрядних порожнин a , b і c об'ємного гідравлічного дозатора. Так, наприклад, при подачі m керуючих імпульсів напруги на електричний кроковий двигун 2 і комбінації керуючих сигналів 001 (тиск живлення подається тільки в порожнину молодшого розряду a циліндра 19) переміщення вихідного штока 5 визначається по залежності

$$S = \frac{4V_0}{\pi D^2} + \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot m$$

де V_0 - об'єм рідини дозатора молодшого розряду; $\Delta\varphi$ - мінімальний кут повороту вихідного вала (дискрета) електричного крокового двигуна 2; t - крок гвинта 26.

Максимальна величина переміщення вихідного штока 5

$$S_{max} = \frac{4V_0}{\pi D^2} (2^n - 1) + \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot m_{max},$$

де n - число розрядів об'ємного дозатора; m_{max} - максимальне число імпульсів, які подаються на кроковий двигун 2.

Швидкість руху праворуч (за кресленням) регулюється дроселем 13, а ліворуч - дроселем 14.

При перемиканні розрядних камер об'ємного гідравлічного дозатора спочатку подається напруга на електромагніт em розподільника 17, при цьому замикається порожнина d , а в об'ємному дозаторі рідина перетікає з порожнини високого тиску в порожнину з низьким тиском. Після завершення перетікання рідини в порожнинах дозатора електромагніт знеструмується, розподільник перемикається у вихідне положення, при цьому з'єднується порожнина d циліндра 3 з вихідним каналом 18 об'ємних дозаторів. Сигнали керування формуються і подаються від контролера, який на схемі не показаний.

Момент сил тертя і статичне зусилля такого привода не залежать від числа розрядів і визначаються по наступним залежностям:

$$M_{тер} = \frac{1}{2} f_{тер} \cdot \pi \left[d_1^2 \cdot b_1 \cdot p_{к.1} \cdot z_1 + D^2 \cdot b_{п.} \cdot z_{п.} \cdot p_{к.п} + d^2 \cdot b_{ш.} \cdot p_{к.ш.} \cdot \frac{d_{ш.}}{2} \cdot z_{ш.} \right]$$

$$P_{ст} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P_{ж} - f_{тер} \cdot \pi \cdot b \cdot p_{к.} \cdot Z \cdot D \left(2 + \frac{1}{\sqrt{2}} \right)$$

Висновки

1. Запропоновані конструкції цифрових приводів поворотно-поступального руху характеризуються компактністю і широкими функціональними можливостями. Такі приводи можуть успішно застосовуватися, наприклад, в промислових роботах як для лінійного переміщення і повороту руки, так і для повороту і осевого переміщення колони. При цьому конструкції приводів ідентичні, що спрощує як розробку таких приводів, так і їх експлуатацію.
2. Запропоновані аналітичні залежності на стадії проектування дають можливість розрахувати основні статичні характеристики таких приводів.

Аннотация. Проанализированы различные конструкции многопозиционных приводов с цифровым управлением, позиционирование которых совершается по жёсткому механическому упору. Обоснована целесообразность применения однотипных электропневматических приводов поворотно-поступательного движения в качестве исполнительных устройств поворота и поступательного перемещения выходного звена как приводов руки, так и приводов колонны промышленных роботов.

Рассмотрены оригинальные комбинированные многопозиционные приводы поворотно-поступательного движения с цифровым управлением, которые обеспечивают как последовательные, так и одновременные поворот и линейное перемещение выходного звена на заданную величину.

Предложена математическая модель расчёта основных параметров приводов поворота и приводов линейного перемещения выходного звена.

Приведён анализ зависимости крутящего момента и линейного усилия электропневматического цифрового привода поворотно-поступательного движения от разрядности пневматического цифрового двигателя.

Ключевые слова: электрический шаговый двигатель, промышленные роботы, статическое усилие, цифровой привод, объёмные гидравлические дозаторы, дискретность, разрядность.

Abstract. Purpose. The goal of this work is to develop and research the multiposition rotary-progressive actuator with digital control.

Design/methodology/approach. In industrial robots with two or more degrees of mobility mainly autonomous linear displacement actuators and angular rotation actuators are used. When using such drives, a challenge of combining constructive and kinematic functionality emerges. Solving this problem results in an increase of the overall size and complexity of the kinematic joint connection between the two drives. Various schemes of multiposition drives with digital and unitary control codes, for both progressive and the rotational motion to the output link have been considered. Proposed is an original digital electro-pneumatic rotary-progressive actuator, which is fairly compact and has a simple kinematic connection between its links. A mathematical calculation model for basic parameters of the drive has been developed, and the dependence of torque and direct force of digital electro-pneumatic rotary-progressive actuator on the number of digits of the pneumatic digital actuator has been analysed.

Findings. Research has shown that the use of the proposed combined multiposition rotary-progressive drive with digital control considerably simplifies the construction and upgrades the functionality of industrial robots.

Originality/value. The results of the research may be useful for specialists who develop and operate multi-position rotary-progressive actuators with digital control.

Keywords: electric stepper motor, industrial robots, static force, digital drive, hydraulic volume dosers, increment, capacity.

Бібліографічний список використаної літератури

1. *Козырев Ю. Г.* Промышленные роботы. Справочник. М., 1983.
2. *Патент України № 90383 МПК F15B7/00.* Багатопозиційний привод. /Новік М. А., Кучерук Ю. М., Дорогань В. В., заявник і патентовласник НТУУ «КПІ» № a20081063 – заявл. 04.08.2008; опубл. 10.02.2010 – Бюл. № 8.
3. *Новік М. А., Кучерук Ю. М.* Поворотний пневмогідравлічний привод з цифровим керуванням. // Вісник НТУУ «КПІ», серія Машинобудування. – 2009. - № 57. – с. 102-106.
4. *Патент України № 66811 МПК F15B9/03.* Цифровий привод поворотно-поступальної дії. /Новік М. А., Дідовець В. Є., Пузик Є. О., заявники і патентовласники Новік М. А., Дідовець В. Є., Пузик Є. О. № u201104184 – заявл. 06.04.2011; опубл. 25.01.2012 – Бюл. № 2.
5. *Абрамов Е. И., Колесниченко А. М., Маслов В. Т.* Элементы гидропривода. Справочник. К., «Техніка», 1977.

References

1. *Kozirev U. G.* Promyshlennye roboty (Industrial robots). Moscow., 1983
2. *Novik M.A., Kucheruk U.M., Dorogan V.V.* Bagatopozitsiyinyi pryvod [Multiposition actuator]. Patent Ukraine no 90383. 10.02.2010
3. *Novik M.A., Kucheruk U.M.* Povorotnyj pnevmogidravlychnyj pryvod z tsyfrovym keruvannjam [Rotary pneumohydraulic actuator with digital control]. Journal of Mechanical Engineering of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Politechnic Institute", 2009, no 57, pp. 102-106.
4. *Novik M.A., Didovets V.E., Puzyk E.O.* Tsyfrovyi pryvod povorotno-postupalnoii' dii' [Rotary-progressive digital actuator]. Patent Ukraine no 66811. 25.01.12
5. *Abramov E. I., Kolesnichenko A. M., Maslov V. T.* Elementy gidroprivoda (Elements of hydraulic actuators). Kiev. 1977.

УДК 532.54.013.2

Гнатів Р.М., к.т.н., доц., Орел В.І., к.т.н., доц., Піцишин Б.С.
 Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ ПІДВИЩЕННЯ ТИСКУ ПРИ НЕУСТАЛЕНОМУ РУСІ РІДИНИ В ТРУБАХ

Gnativ R., Orel V., Picishin B.
 Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine

TO DETERMINE THE PRESSURE IN INSTABLE MOVEMENT OF LIQUID IN PIPE

За результатами теоретичних і експериментальних досліджень було встановлено, що тиск, який виникає при неусталеному русі рідини суттєво залежить від внутрішньої структури потоку. Від критеріїв цієї структури залежать втрати енергії на тертя, а також стійкість ламінарного режиму течії. Отримані результати досліджень дозволяють визначити ці величини і врахувати їх вплив на процес розвитку неусталеної течії рідини.

Ключові слова: неусталений, нестаціонарний, рух рідини.

Вступ

Згідно СНиП 2.04.02-84 [1] (Водопостачання, зовнішні мережі і споруди) слід передбачати засоби захисту системи водопостачання від підвищення тиску. При цьому несподіване підвищення тиску необхідно визначати розрахунком і на основі нього, виходячи із значення робочого тиску приймати вид захисту, що забезпечує безпечну експлуатацію труб. Крім цього СНиП допускає використання труб більш високого класу міцності тільки у випадках, коли збільшення ціни труб менше вартості заходів із захисту трубопроводу від підвищення тиску.

Метою запропонованої статті є експериментальні та теоретичні дослідження підвищення тиску при неусталеному русі рідини в трубах.

Дослідження

Часто, виходячи з конкретних умов, приймають, що трубопровід має стінки, які не деформуються, і рідину можна приймати нестискуваною. В цьому випадку неусталений рух у напірному трубопроводі описується рівнянням Д. Бернуллі [2, 3]: