

## СИНТЕЗ СТРУКТУРИ БАГАТОПОЗИЦІЙНОГО ПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДУ З ЦИФРОВИМ КЕРУВАННЯМ

---

*Статья посвящена актуальной проблеме синтезу структуры пневматического много-позиционного привода с цифровым управлением. В статье проведен анализ тормозных и направляющих устройств цифровых приводов. Показано, что включение в структуру пневматического цифрового привода внутренних тормозных устройств и внешнего гидравлического направляющего устройства дает возможность значительно улучшить его динамические характеристики. Приведена математическая модель, которая дает возможность методами числового интегрирования определять основные параметры привода.*

*Article is devoted an actual problem to synthesis of structure of a pneumatic multiitem drive with a digital control. In article the analysis of brake and directing devices of digital drives is carried out. It is shown, that inclusion in structure of a pneumatic digital drive of internal brake mechanisms and the external hydraulic directing device gives the chance to improve its dynamic characteristics considerably. The mathematical model which gives the chance to define methods of numerical integration drive key parametres is resulted.*

---

### Аналіз публікацій

Розвиток обчислювальної і комп'ютерної техніки дав значний поштовх до створення пневматичних, гідравлічних та пневмогідравлічних багатопозиційних приводів з цифровим керуванням. Такі приводи здатні перетворювати інформацію двійкового коду в поступальне або обертове переміщення вихідної ланки. Такі цифрові приводи(ЦП) можуть бути використані в якості приводів повороту револьверної головки, столів фрезерних і свердлильних верстатів, інструментальних магазинів і таке інше. Особливе місце ЦП знаходять в якості виконавчих пристроїв промислових роботів, від яких вимагається багатоточечне позиціонування вихідної ланки із заданою дискретністю і значним діапазоном переміщення по двом і більше координатам.

При виборі того чи іншого типу ЦП, який би забезпечував задану дискретність, точність, швидкодію, статичні і динамічні характеристики, необхідно ще враховувати опрацювання кодових комбінацій керуючих сигналів, так як від послідовності опрацювання керуючих сигналів залежить структура цифрового приводу [1]. В роботі [1] послідовність опрацювання керуючих сигналів ЦП розбита на чотири режими: А1, А2, А3 і А4. Режим позиціонування А1 полягає в тому, що сигнали керування подаються тільки на включення чи виключення однієї із розрядних камер. Режим позиціонування А2 характеризує роботу ЦП від вихідного положення у всьому діапазоні позиціонування вихідної ланки. Режим позиціонування А3 полягає в тому, що сигнали керування подаються одночасно як на включення розрядних камер, так і на їх відключення. Режим позиціонування А4 довільний.

Розглянемо роботу пневматичного цифрового приводу в режимі А3 і визначимо структуру такого ЦП. Оскільки при переключенні розрядних камер в русі вихідного штока можливі "викиди" і "провали", то в структуру такого ЦП необхідно включати фіксуючі або направляючі пристрої [2]. Крім того для запобігання перебігів вихідного

штока при його переміщенні в задану позицію необхідно в структуру ЦП включати гальмуючий пристрій [3].

В якості фіксуючих пристроїв можуть застосовуватися як механічні фіксатори вихідного штока, так і гідравлічні зпираючі циліндри [4]. Направляючі пристрої теж можуть бути як механічні у вигляді кардових стрічок або храпових механізмів [5], так і у вигляді гідравлічних циліндрів, в робочі камери яких включені зворотні клапани і дешифратор [6].

Аналіз існуючих механічних пристроїв фіксації вихідного штоку показав, що введення їх в структуру пневматичного ЦП ускладнює систему керування. Використання механічних направляючих пристроїв ускладнює як систему керування ЦП, так і його конструкцію. Крім того такі пристрої не забезпечують гальмування вихідного штоку при його підході до заданої позиції.

### Основний матеріал

Для запобігання вказаних недоліків у роботі пневматичного ЦП в його структуру необхідно включати гідравлічний пристрій, який забезпечує заданий напрямок руху вихідного штоку при переключенні розрядних камер. При цьому гальмування вихідного штоку і розрядних поршнів здійснюється внутрішніми гальмуючими пристроями.

Структура такого дворозрядного пневмогідравлічного ЦП показана на рис.1.

Пневмогідравлічний ЦП складається із циліндра 1, в якому послідовно розміщені поршні 2 і 3. Поршень 3 з'єднаний зі штоком 4, який жорстко з'єднаний зі штоком 18 гідроциліндра 16, в якому розміщений поршень 17 з утворенням гідрокамер 19 і 20. Камери 19 і 20 з'єднані між собою через зворотні клапани 22, 23 і трипозиційний розподільник 21. Поршні 2 і 3 утворюють відповідно розрядні камери 11 і 12. На хвостовиках поршнів 2 і 3 закріплені пальці 5 і 6, які з'єднані відповідно з гальмуючими поршнями 7 і 8. Тиск живлення до розрядних камер підводиться через канали 9 і 10, камера 13 постійно запитана тиском живлення  $P_{ж}$ . В поршнях 7 і 8 виконані відповідно дросельні канали 25 і 24 і канали живлення 27 та 26.

Принцип дії пневмогідравлічного цифрового приводу полягає в наступному. У вихідному положенні тиск живлення  $P_{ж}$  подається у камери 13 і 11 циліндра 1. Під дією тиску в камері 11 поршень 2 займає праве положення при цьому його палець 5 упирається у хвостовик кришки 30, а поршень 3 займає ліве положення, палець 6 якого упирається у правий хвостовик (по кресленню) поршня 2. Гідравлічні камери 19 і 20 циліндра 16 сполучені між собою через розподільник 21 зі зворотними клапанами 22 і 23. При переключенні розрядних камер коли, наприклад, тиск живлення подається в камеру 12, а камера 11 з'єднується з атмосферою необхідно подати команду на включення електромагніту ЕМ1 розподільника 21. Розподільник 21 переключується вверх (по кресленню) при цьому камери 19 і 20 гідроциліндра 16 з'єднуються між собою через зворотний клапан 22. Таким чином вихідний шток 4 від попереднього вихідного положення може рухатися тільки вправо. В кінці переміщення поршень 8 входить в камеру 15 при цьому канал 26 закривається пальцем 6 і повітря із камери 15

витісняється через дросельний канал 24, що приводить до збільшення тиску у камері 15 і гальмування вихідного штока 4. В цей же час поршень 2 рухається вліво при цьому спочатку пальцем 5 закривається лівий і відкривається правий канал 27 і повітря через нього і дросельний канал 25 поступає в камеру 14. В кінці переміщення поршня 7 повітря із камери 29 витісняється через дросельний канал 25, що приводить до збільшення тиску у камері 29 і гальмування поршня 2. Аналогічно привод працює при одночасній подачі тиску в камеру 11 і з'єднанні камери 12 з атмосферою. При цьому спочатку подається команда на включення електромагніта ЕМ2, який переключає розподільник 21 вниз(по кресленню). У такому положенні розподільника камера 20 з'єднується з камерою 19 через зворотний клапан 23, що унеможливиює рух вихідного штока вправо. Під дією тиску живлення в камері 11 поршень 2 рухається вправо, а поршень 3 зі штоком 4 під дією тиску в камері 13 рухається вліво. При цьому гальмування поршня 2 здійснюється поршнем 7, а гальмування поршня 3 зі штоком 4 поршнем 8. В кінці переміщення штока 4 подається команда на відключення електромагніта ЕМ2. При цьому розподільник 21 переключається в середнє положення, в якому камери 19 і 20 гідроциліндра 16 з'єднуються між собою через зворотні клапани 22 і 23.

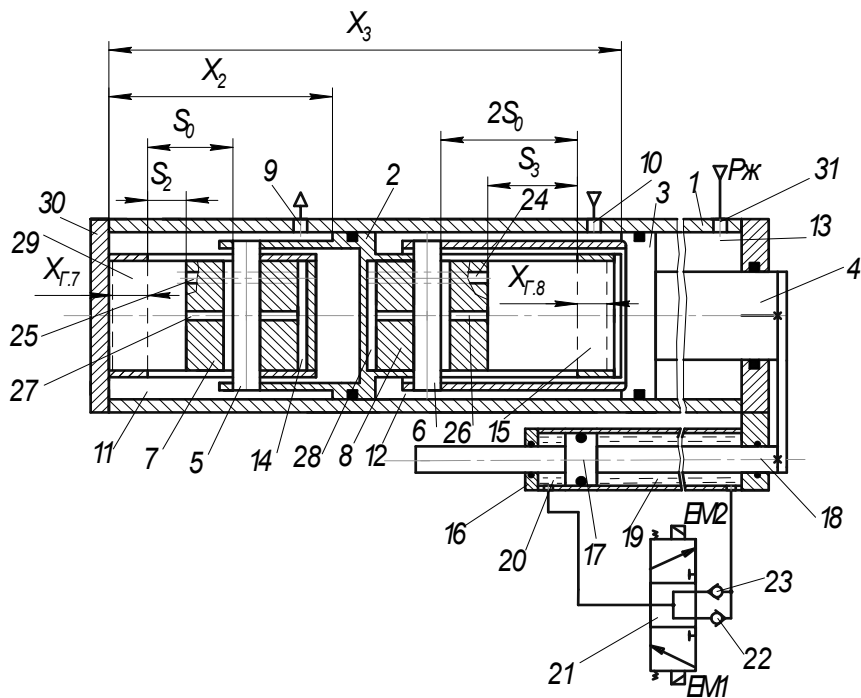


Рис.1. Дворозрядний пневмогідралічний цифровий привод.

Таким чином запропонований пневмогідралічний ЦП, в структуру якого включений направляючий гідроциліндр і внутрішні гальмуючі пристрої виключає можливість виникнення незапрограмованих рухів вихідного штоку і забезпечує гальмування як вихідного штоку, так і інших розрядних поршнів.

Розглянемо динаміку пневмогідралічного ЦП при переключенні його з кодової комбінації 01 на 10 тобто коли тиск живлення подається в камеру 12, а камера 11 з'єднується з атмосферою.

Для спрощення математичної моделі, яка описує динаміку пневмогідравлічного приводу приймемо наступні допущення. Вважаємо, що процес наповнення камери 12 і спорожнення камери 11 починається одночасно, втрати повітря в ущільненнях відсутні, процес наповнення і спорожнення камер адіабатний, а також нехтуємо мертвими об'ємами гальмуючих камер 29, 14, 28 і 15. З урахуванням прийнятих допущень рівняння, що описують динаміку приводу при переключенні розрядних камер з комбінації 01 на 10 мають наступний вигляд.

Рівняння руху поршнів 2 і 3:

$$\ddot{X}_2 = \frac{1}{m_2} \left[ (p_{12} - p_{11})F - P_{T..2} \cdot \text{Sign } \dot{X}_2 \right]; \quad (1)$$

$$\ddot{X}_3 = \frac{1}{m_3} \left[ (p_{12} - p_{13}) \frac{1}{2} F - (p_{19} - p_{20}) \cdot F_T - (P_{T..3} + P_{T..T}) \cdot \text{Sign } \dot{X}_3 \right], \quad (2)$$

де  $p_{19} - p_{20} = \frac{\mathcal{G}_3^2 \cdot F_T^2}{2 \cdot \alpha^2 \cdot f_{TP}^2}$ ;  $\mathcal{G}_3$  - абсолютна швидкість поршня 3;

$m_1, m_2$  - маси поршнів 2 і 3;  $\dot{X}_2, \dot{X}_3$  - абсолютні швидкості поршнів 2 і 3;

$P_{T..2}, P_{T..3}, P_{T..T}$  - відповідно сили тертя поршнів 2, 3 і 17;  $F, F_T$  - площі пневмо і гідроциліндра;  $p_{11}, p_{12}, p_{13}, p_{19}, p_{20}, p_m$  - тиски у відповідних камерах пневмо і гідроциліндра і магістралі живлення;

$\alpha$  - коефіцієнт витрати рідини;  $f_{TP}$  - площа перетину трубопроводу гідроциліндра.

Рівняння, які описують зміну тиску в розрядних камерах 11, 12 і 13 [7].

$$\dot{p}_{11} = \frac{k}{X_2} \left[ - \frac{f_{e.9} \cdot K \sqrt{RT_{11}}}{F} \cdot p_{11} \cdot \varphi(z_{11}) + p_{11} \frac{dX_2}{dt} \right]; \quad (3)$$

$$\dot{p}_{12} = \frac{k}{X_2 + X_3} \left[ \frac{f_{e.10} \cdot K \sqrt{RT_m}}{F} \cdot p_m \cdot \varphi(y_{12}) - p_{12} \frac{d(X_3 + X_2)}{dt} \right]; \quad (4)$$

$$\dot{p}_{13} = \frac{k}{l_3 - X_3} \left[ - \frac{2 \cdot f_{e.31} \cdot K \sqrt{RT_{13}}}{F} \cdot p_{13} \cdot \varphi(z_{13}) + p_{13} \frac{dX_3}{dt} \right]; \quad (5)$$

Рівняння, які описують зміни температур у розрядних камерах 11, 12 і 13 пневмоциліндра:

$$\dot{T}_{11} = - \frac{T_{11}}{X_2} \cdot \frac{dX_2}{dt} + \frac{T_{11}}{p_{11}} \cdot \frac{dp_{11}}{dt} + \frac{f_{e.9} \cdot K \cdot T_{11} \sqrt{RT_{11}}}{F \cdot X_2} \cdot \varphi(z_{11}); \quad (6)$$

$$\dot{T}_{12} = \frac{T_{12}}{X_3 + X_2} \cdot \frac{d(X_3 + X_2)}{dt} + \frac{T_{12}}{p_{12}} \cdot \frac{dp_{12}}{dt} - \frac{f_{e.10} \cdot K \sqrt{RT_m}}{F \cdot X \cdot p_{12}} \cdot p_m \cdot \frac{T_{12}^2}{T_m} \cdot \varphi(y_{12}); \quad (7)$$

$$\dot{T}_{13} = - \frac{T_{13}}{l_3 - X_3} \cdot \frac{dX_3}{dt} + \frac{T_{13}}{p_{13}} \cdot \frac{dp_{13}}{dt} + \frac{2 \cdot f_{e.13} \cdot K \cdot T_{13} \sqrt{RT_{13}}}{(l_3 - X_3) F} \cdot \varphi(z_{13}), \quad (8)$$

де  $T_{11}, T_{12}, T_{13}, T_m$  - абсолютні температури повітря відповідно в камерах 11, 12, 13 і у магістралі живлення;

$f_{e.9}, f_{e.10}, f_{e.13}$  - ефективні площі лінії підводу до камер 11, 12 і 13;

$K = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}}$  - коефіцієнт;  $k$  - показник адіабати;  $g$  - прискорення земного тяжіння;  $R$  -

газова стала;  $z_{11} = \frac{P_a}{P_{11}}$ ;  $y_{12} = \frac{P_{12}}{P_m}$ ; і  $z_{13} = \frac{P_m}{P_{13}}$  - безрозмірний тиск;

$\varphi(z_{11}) = \sqrt{z_{11}^{\frac{2}{k}} - z_{11}^{\frac{k+1}{k}}}$  - функція витрат камери 11;  $\varphi(y_{12})$  і  $\varphi(z_{13})$  - функція витрат камери 12 і 13, які аналогічні функції  $\varphi(z_{11})$ ;  $X_2$  - координата поршня 2;

$X_3$  - координата поршня 3;  $l_3 = X_{B.3} + X_3$ ;  $X_{B.3}$  - координата, яка характеризує початковий об'єм камери 13;  $S_0$  - переміщення поршня 2;

$2S_0$  - переміщення поршня 3 відносно поршня 2.

При переміщенні поршня 2 вліво на величину  $S_2$  повітря із камери гальмування 29 витісняється через дросельний канал 25, ефективна площа перерізу якого  $f_2$ , а канал 27 закривається. При цьому тиск і температура в гальмівній камері описується відповідними рівняннями:

$$\dot{p}_{29} = \frac{k}{X_2} \cdot p_{29} \left[ \frac{dX_2}{dt} - f_2 \frac{K \cdot \sqrt{RT_{29}}}{F_7} \cdot \varphi(y_{29}) \right]; \quad (9)$$

$$\dot{T}_{29} = -\frac{T_{29}}{X_2} \cdot \frac{dX_2}{dt} + \frac{T_{29}}{p_{29}} \cdot \frac{dp_{29}}{dt} + \frac{f_2 \cdot K \cdot T_{29} \sqrt{RT_{29}}}{F_7 \cdot X_2} \cdot \varphi(y_{29}), \quad (10)$$

де  $p_{29}$  - тиск в гальмівній камері 29;  $F_7$  - площа гальмівного поршня 7;

$T_{29}$  - температура в гальмівній камері 29;  $y_{29} = \frac{P_{11}}{P_{29}}$  - безрозмірний тиск;

$\varphi(y_{29})$  - функція витрати;

Стиснене повітря із камери 29 поступає в камеру 11, тому рівняння зміни тиску (3) і температури(6) мають бути доповненні складовими  $Q_{p.11}$  і  $Q_{T.11}$ , які визначають приріст енергії у камері 11.

$$Q_{p.11} = \frac{k \cdot f_2 \cdot K \sqrt{RT_{29}} \cdot p_{29}}{F \cdot X_2} \cdot \varphi(y_{29}) \cdot dt, \quad (11)$$

$$Q_{T.11} = \frac{f_2 \cdot K \cdot p_{29} \sqrt{R}}{F \cdot X_2 \cdot p_{11}} \cdot \frac{T_{11}}{T_{29}} \varphi(y_{29}) \cdot dt. \quad (12)$$

При переміщенні поршня 2 вправо на величину  $S_3$  повітря із камери гальмування 13 витісняється через дросель 24, ефективна площа якого  $f_3$ , а канал 26 при цьому

закривається. В процесі гальмування поршня 3 тиск і температура в гальмівній камері 15 описуються наступними диференціальними рівняннями:

$$\dot{p}_{15} = \frac{k}{X_3 + X_2} \cdot p_{15} \left[ \frac{d(X_3 + X_2)}{dt} - f_3 \frac{K \cdot \sqrt{RT_{15}}}{F_7} \cdot \varphi(y_{15}) \right]; \quad (13)$$

$$\dot{T}_{15} = -\frac{T_{15}}{X_3 + X_2} \cdot \frac{d(X_3 + X_2)}{dt} + \frac{T_{15}}{p_{15}} \cdot \frac{dp_{15}}{dt} + \frac{f_3 \cdot K \cdot T_{15} \sqrt{RT_{15}}}{F_7 \cdot X_3} \cdot \varphi(y_{15}), \quad (14)$$

де  $p_{15}$  - тиск в гальмівній камері 15;  $T_{15}$  - температура в гальмівній камері 15;  $\varphi(y_{15})$  - функція витрати.

Стиснене повітря із гальмівної камери 15 поступає у камеру 12, по цій причині рівняння (4) і (7) доповнюється складовими  $Q_{p,12}$  і  $Q_{T,12}$ , які визначають приріст енергії у камері 12.

$$Q_{p,12} = \frac{k \cdot f_3 \cdot K \sqrt{RT_{15}} \cdot p_{15}}{F \cdot X_3} \cdot \varphi(y_{15}) \cdot dt, \quad (15)$$

$$Q_{T,12} = \frac{f_3 \cdot K \cdot p_{15} \sqrt{R}}{F \cdot X_3 \cdot p_{12}} \cdot \frac{T_{12}}{T_{15}} \varphi(y_{15}) \cdot dt. \quad (16)$$

Крім того в процесі гальмування поршня 3 тиск в камері 15 буде більшим за тиск в камері 12. Цей тиск додатково створює силу, яка діє як на поршень 2, так і на поршень 3. Величина цієї сили визначається формулою:

$$P_{15} = -(p_{15} - p_{12}) \cdot F_7 \cdot \text{Sign } \dot{X}_3, \quad (17)$$

де  $F_7$  - площа торцевої поверхні поршня 8.

При переміщенні поршня 2 вліво на величину  $S_2$  гальмівний поршень 7 входить в камеру 29 при цьому в ній збільшується тиск. Цей тиск діє на поршень 7, що зумовлює гальмування поршня 2. Величина гальмівної сили, що діє на поршень 7 визначається за формулою:

$$P_{29} = -(p_{29} - p_{11}) \cdot F_7 \cdot \text{Sign } \dot{X}_2, \quad (18)$$

Рух поршнів до гальмування описує система, яка включає рівняння (1) - (8). В загальному вигляді ця система рівнянь не може бути вирішена, але її можна вирішити методами числового інтегрування. При переміщенні поршня 3 на величину  $S_3$  до системи рівнянь (1) - (8) необхідно долучити рівняння (13) - (17).

При переміщенні поршня 2 вліво на величину  $S_2$  до системи рівнянь (1) - (8) необхідно долучити рівняння (9) - (12).

При переміщенні поршня 2 на величину  $S_0 - S_2$  і поршня 3 на величину  $2S_0 - S_3$  динаміку привода описує система рівнянь (1) - (18). Інтегрування ведеться до переміщення поршня 2 на величину  $S_0$  і поршня 3 на величину  $2S_0$ .

На рис.2 приведені результати розрахунку параметрів пневмогідравлічного цифрового приводу при переключенні комбінації керуючих сигналів з 01 на 10. Розрахунок виконувався для таких значень параметрів:  $f_{e,9} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $f_{e,10} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $f_{e,31} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $m_3 = 10 \text{ кг}$ ;  $m_2 = 0.75 \text{ кг}$ ;  $P_{T,2} = 49.0 \text{ Н}$ ;  $P_{T,3} = 78.48 \text{ Н}$ ;  $P_{T,Г} = 18.2 \text{ Н}$ ;  $p_{13} = 0.328 \text{ МПа}$ ;  $p_m = 0.49 \text{ МПа}$ ;  $p_a = 0.1 \text{ МПа}$ ;  $X_{B2} = 0.11 \text{ м}$  (мертвий об'єм камери 11);  $X_{B3} = 0.159 \text{ м}$  (мертвий об'єм камери 12);  $T_H = 290^\circ \text{ К}$ ;  $f_2 = f_3 = 0.5 \text{ мм}^2$ ; гальмівний шлях поршня 7 -  $X_{Г,7} = 15 \text{ мм}$ ; гальмівний шлях поршня 8 -  $X_{Г,8} = 30 \text{ мм}$ ;  $S_0 = 0.064 \text{ м}$ ;  $2S_0 = 0.128 \text{ м}$ ;  $F = 0.002124 \text{ м}^2$ ;  $F_{Г} = 0.000615 \text{ м}^2$ ;  $\alpha = 0.68$ ;  $f_{TP} = 0.0000785 \text{ м}^2$ ;  $\kappa = 1.4$ .

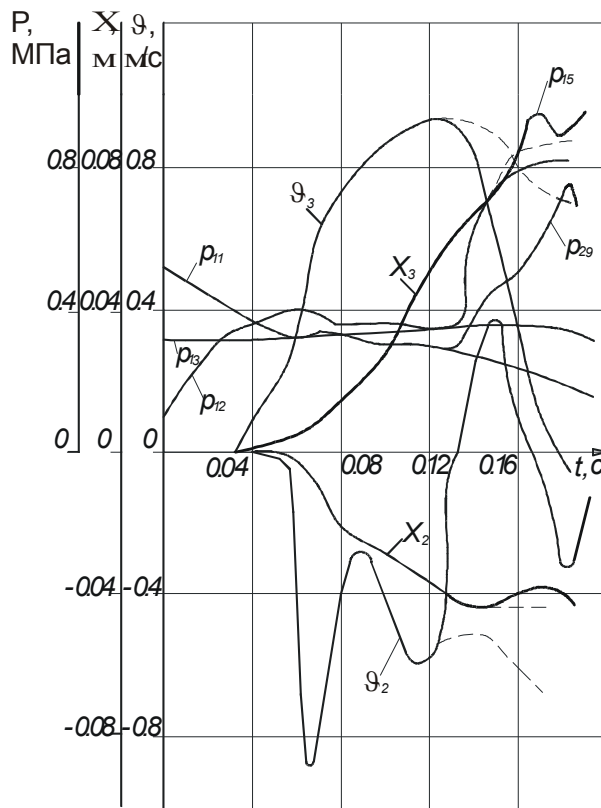


Рис.2. Результати розрахунку системи рівнянь, які описують динаміку пневмогідравлічного цифрового приводу при переключенні керуючих сигналів з 01 на 10

динамічними характеристиками. Гальмуючі пристрої дозволяють значно зменшити удар поршнів при постановці їх на упори, що підвищує їх надійність і довговічність. Включення в структуру пневматичного цифрового приводу гідравлічного циліндра дає можливість запобігти появі незапрограмованим переміщенням вихідного штоку. При цьому, якщо на гідравлічних магістралях гідроциліндра встановити дроселі (на рисунку не показані), створюється можливість регулювання швидкості руху штока в широкому діапазоні.

Із графіків, які показані на рис.2, видно, що швидкість руху поршня 3 в кінці переміщення зменшується до нуля. Рух поршня 2 є коливальним і теж в кінці переміщення його швидкість зменшується до 0.012 м/с. Для привода без гальмівних пристроїв швидкість поршня 3 в кінці ходу дорівнює приблизно 0.7 м/с, а поршня 2 – 0.56 м/с. На графіках швидкості і переміщення приводу без гальмуючих пристроїв показані штриховими лініями.

### Висновки

Таким чином аналіз динаміки багатопозиційного пневматичного приводу з цифровим керуванням показує, що введення в його структуру внутрішніх гальмуючих пристроїв дає можливість створювати цифрові приводи з поліпшеними динамічними характеристиками.

## Список літератури

1. М.А.Новік Режими позиціонування пневматичних приводів // Вестник национального технического университета Украины "Киевский политехнический институт". Машиностроение.-К.: НТУУ "КПИ".- 2006.-№49.-с.125-130.
2. А.С.1372112 СССР,МКИ F15B 11/12, Гидравлический цифровой привод, Н.А.Новик, Ю.П.Сенченко(СССР)-412854/25-06: заявлено 10.08.86: Опубл. 07.02.88. Бюлл.№5.-3с.
3. М.А.Новік Динаміка пневматичного цифрового приводу з гідравлічним гальмуючим пристроєм //Технологія і техніка друкарства.-2006.-Вип.4.-с.81-87.
4. А.С.1038631 СССР, МКИ F15B 11/12, Пневмогидравлический цифровой привод, Н.А.Новик(СССР)- 2882313/25-06: заявлено 15.02.80; Опубл. 30.08.83: Бюлл.№32.-3с.
5. А.С.744150 СССР,МКИ F15B 11/18, Привод дискретного действия //А.Г.Карлов, Б.В.Баринов, В.Я.Копп(СССР)- Опубл. в Б.И.№24.
6. А.С.1418513 СССР, МКИ F15B 11/12, Пневмогидравлический цифровой привод, В.А.Федоренц, В.Б.Струтинский, М.А.Новик, А.М.Педченко(СССР)-4196828/25-06: заявлено 18.12.86: Опубл. 23.08.88: Бюлл.№31.-3с.
7. Герц Е.В. Пневматические приводы.-М.:Машиностроение.-1969.-358.

**УДК 621.928.9**

**В.А.Батлук, д-р техн.наук, проф., А.В.Ляшеник, канд.техн.наук,  
С.В.Шибанов, канд.техн.наук, доц., О.В.Мельников, канд.техн.наук,  
І.В.Проскуріна  
НУ „Львівська політехніка”, м.Львів, Україна**

### **НОВІ МЕТОДИ ОЧИСТКИ ПОВІТРЯ В КОКСОХІМІЧНОМУ ВИРОБНИЦТВІ**

---

*В статье приводятся данные, которые подтверждают тезис о невозможности сегодня улавливать мелкодисперсную пыль, которая образуется в коксохимическом производстве, поэтому предложена принципиально новая конструкция мокрого пылеуловителя со специальной формой жалюзи; испытания которые позволяют утверждать о повышении эффективности улавливания такого типа пыли на 5-8% и уменьшении энерго- и металлоёмкости.*

*Information, which confirm a thesis about impossibility today to catch a dust which appears in a coal-chemistry production, is presented in the article, the on principle new construction of hydrofilter is therefore offered with a nospread function жалюзи; the tests of which allow to assert about the increase of efficiency of catching of such type of dust on 5-8 and to decrease here energie- and metalmaterials.*

---

Захист атмосферного повітря від забруднення є однієї з найбільш актуальних проблем сучасності. Коксохімічне підприємство (КХП) - це сукупність специфічних виробництв, пов'язаних з високотемпературною обробкою вугільної шихти без доступу повітря й переробкою з одержанням, як цілого, так і коксового газу, який виділяється при цьому. Традиційні технологічні процеси в ряді випадків пов'язані з виділенням в атмосферне повітря шкідливих речовин, що входять до складу коксового газу, таких як аміак, оксид вуглецю, оксид азоту, диоксид сірки, сірководень, ціаністий водень, бензол, нафталін, феноли, а також вугільного й коксового пилу.

Виділення пилу в атмосферу на коксохімічних підприємствах пов'язане з особливостями технологічних процесів. Основна маса пилу утвориться при виробництві коксу. При розвантаженні вагонів з вугіллям, зберіганні й усередненні