

УДК 004.942:623.565:623.451.2

С.Ю. Космина, О.С. Ганпанцурова, О.П. Губарев

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

### Мехатронний модуль з пружно-гідролічним дозуванням рідини

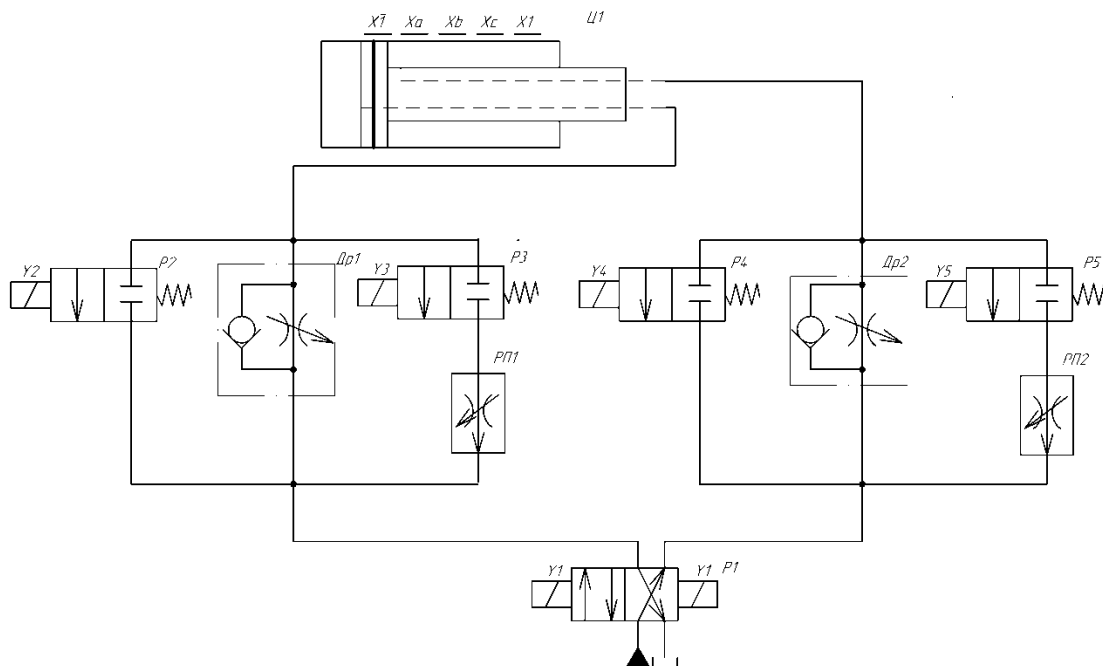
Тенденцією вдосконалення засобів автоматизації є підвищення якості продуктів виробництва, і як наслідок, підвищення точності відпрацювання виробничих функцій виконавчими пристроями мехатроніки. Чільне місце обіймають функції позиціонування вихідної ланки гідроприводу в технологічних, транспортних, тестових, пакувальних та інших операціях та процесах виробництва. Модернізація обладнання, як правило, є компромісним варіантом між фінансовою складовою та отримуваними перевагами технологічного процесу, які мають забезпечувати підвищення якості або продуктивності виробництва. Більшість автоматизованих виробничих систем, в яких задіяна значна кількість виконавчих пристроїв, побудовані із зворотними зв'язками, які фактично забезпечують необхідну якість продукції та високі показники технології. З іншого боку, наявність значної кількості асинхронних об'єктів контролю і керування, разом з чисельними лініями зворотного зв'язку у складі однієї системи, не тільки призводить до суттєвого переобладнання виробництва, але якісно підвищують складність керування і вартість експлуатації системи. Компромісним варіантом є часткова відмова від використання зворотного зв'язку на користь дозованої подачі рідини [1]. Певним недоліком варіанту з дозуванням є накопичення похибки при збільшенні кількості доз рідини та вплив на дозування таких факторів, як тиск, швидкість та інших. Можливе поєднання обох підходів до позиціонування вихідної ланки відповідно до змісту автоматизованої функції. Тобто є режим швидкого руху з контролем тільки окремих позицій, і режим дозованого позиціонування поблизу контрольованого положення.

У зв'язку з цим, пропонується розробка приводу позиціонування із системою упередження похибок, яка, за допомогою математичної моделі, вноситиме корегування в кількість та об'єм дозованої подачі чи відведення рідини. Система упередження включає в себе алгоритм керування процесом позиціонування гідроприводу і модель дії гідроприводу. Алгоритм керує

кількісним дозуванням рідини з використанням мінімальної кількості об'єктів контролю (датчиків фіксованих позицій, тиску та температури), що знижує вартість системи та її обслуговування в умовах виробництва.

Такий принцип позиціонування має бути ефективним, наприклад, в деяких вузлах бурових машин при геологічній розвідці, в нафтогазовій промисловості при затисканні труб за допомогою гідравлічних бурових ключів, в бурових установках в гірничій промисловості, при штабелюванні різних вантажів, в трубоукладачах, в системах драгування донних відкладень.

Перед створенням схематичного рішення системи було проведено аналіз існуючих технічних рішень пропорційного і дискретного керування. Можна відзначити, що сучасні електрогідравлічні приводи поєднують в собі силові та динамічні властивості гідроприводів з можливостями електроніки, які постійно розширюються [2].



302

У випадку дискретного управління (рис. 1) для керування положенням гідравлічного приводу використовуються датчики положення, наприклад, геркони. Під час переміщення поршня при спрацюванні певного геркона відбувається переключення відповідних розподільників і зміна швидкості руху гідроциліндра. Для керування швидкістю подачі використовують додаткові елементи, такі як: дроселі або регулятори потоку. Послідовність спрацювання розподільників задається алгоритмом керування і може бути змінена. Недоліком даної системи є відсутність плавності руху виконавчим органом, в даному випадку – штоку гідравлічного циліндра, а також обмежена кількість режимів

роботи (швидкості руху) та необхідність системи керування для забезпечення різних циклів роботи приводу.

Рис. 1. Принципова схема дискретного гідроприводу із декількома швидкостями руху гідроциліндра

Для удосконалення систем з дискретним керуванням користуються різними способами, так, наприклад, Бахвалов А.В. пропонує використання інерційної трубки (рис. 2) в якості комутованого інерційного пристрою, що підвищує ККД гідравлічного приводу на 17% в порівнянні з дросельним регулюванням [3].

Пропорційне керування відрізняється від дискретного тим, що за рахунок використання пропорційних електромагнітів можливо зменшити кількість пристроїв, необхідних для виконання заданої операції та забезпечити привод додатковими функціональними можливостями (наприклад, плавне регулювання витрати, тиску, швидкості руху, зусилля) [4].

303

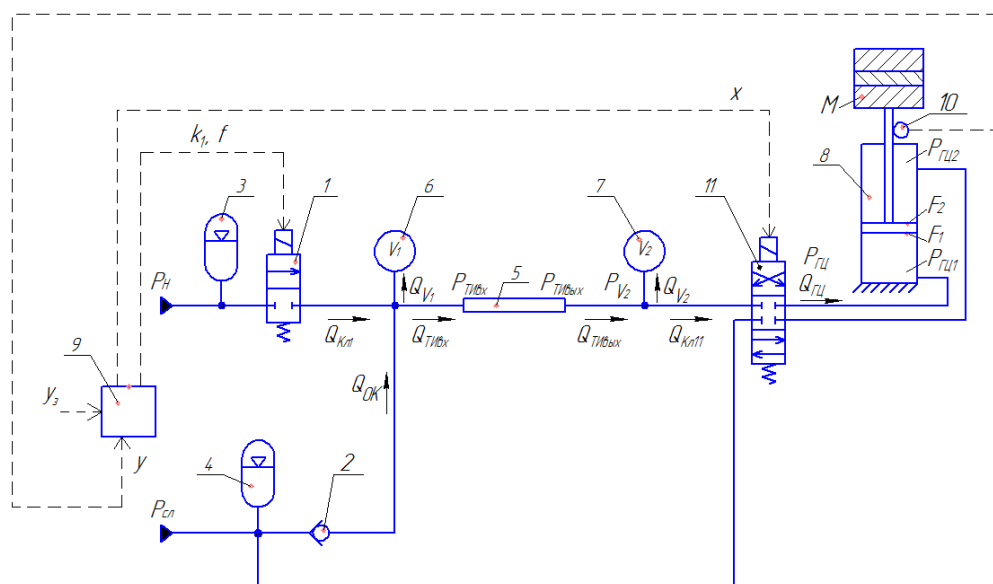


Рис. 2. Гідравлічна схема гідроприводу з дискретним керуванням:

- 1 - електрогідравлічний дискретний клапан; 2 - зворотний клапан;
- 3, 4 - пневмогідроакумулятор (ПГА); 5 - інерційна трубка; 6, 7 - ємність;
- 8 - гідроциліндр; 9 - блок управління; 10 - датчик положення;
- 11 - керуючий клапан [3]

Однак, незважаючи на широкі функціональні можливості, пропорційна техніка має кілька обмежуючих факторів: відносно висока вартість клапанів з пропорційним керуванням; застосування додаткових пристроїв (підсилювача, контролера, стабілізатора напруги і т.д.); високі вимоги до типів робочих рідин і тонкості їх фільтрації [4], звужений діапазон експлуатаційних температур. Наприклад (рис. 3), для забезпечення високої точності роботи пропорційних клапанів додатково встановлено контролер 8, датчик переміщення 9, датчик тиску 10, логічні блоки 11, 12 та нейромережі 13, 14.

Виходячи з проаналізованих технічних рішень, серед різних способів керування гідроприводом для мехатронного модуля з пружно-гідравлічним дозуванням рідини дискретне управління має беззаперечні переваги, так як не потребує складних гідравлічних і електричних елементів конструкції, тобто придатне для використання в широкому діапазоні змін експлуатаційних умов. Використання дискретного управління обумовлено наступними причинами та критеріями. По-перше, надійність, вартість експлуатації, легкодоступність і взаємозамінність елементної бази розроблюваного приводу. По-друге, проста реалізація алгоритму управління. У дискретній системі немає необхідності в застосуванні складних модулів управління, на відміну від пропорційної системи. По-третє, простота модернізації.

304

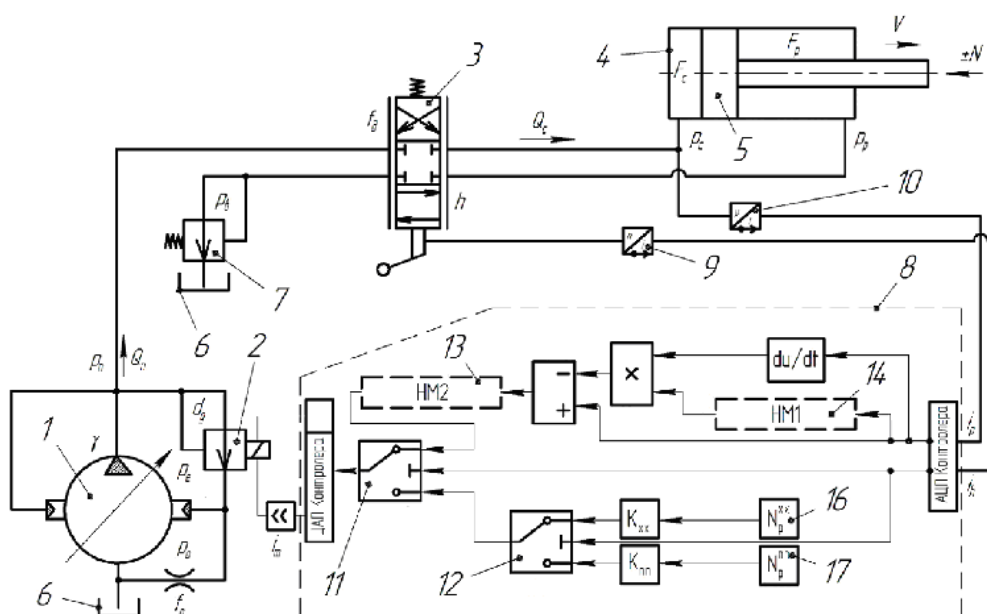


Рис. 3. Мехатронна гідросистема з цифровим регулятором на базі нейроконтролера [5]

Однією із розроблених схем дистанційно-автоматичної системи керування приводом є система пружно-гідралічного дозування з використанням запірних елементів типу розподільник 2/2 (рис. 4).

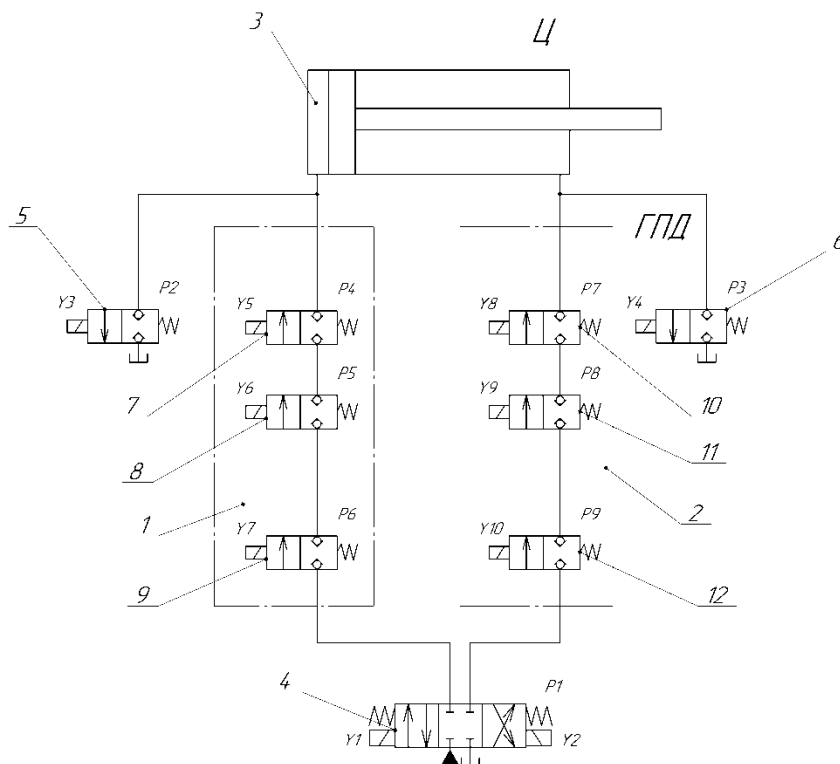


Рис. 4. Система пружно-гідралічного дозування з використанням запірних елементів типу розподільник 2/2

305

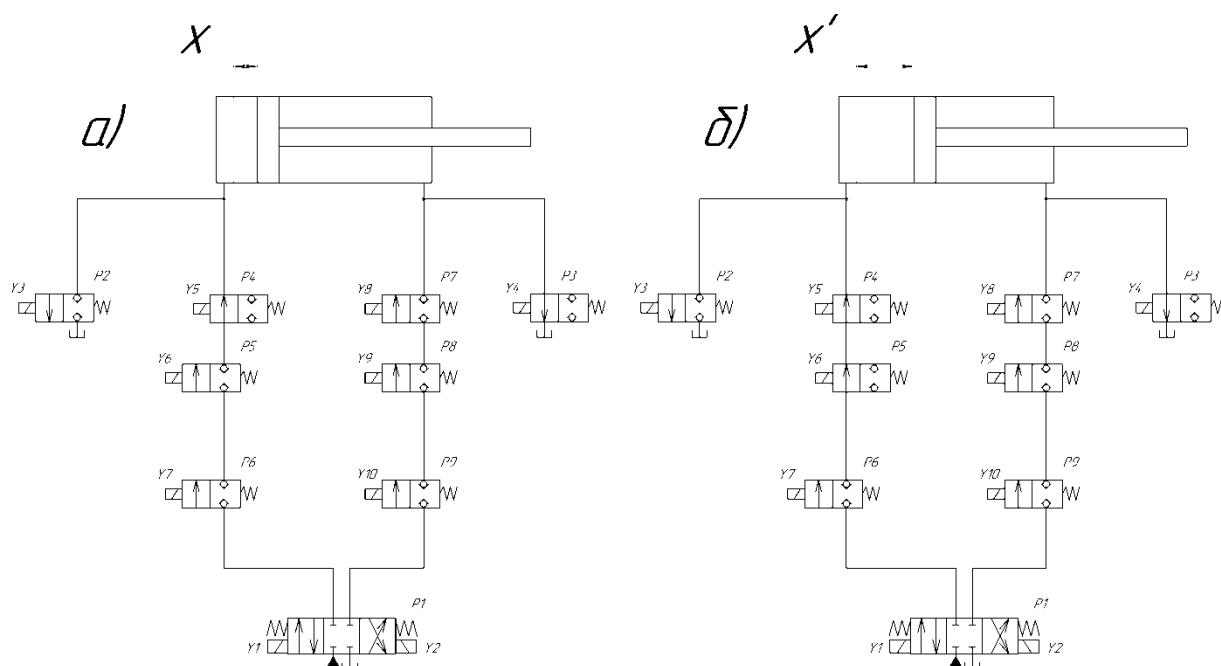
Принципова схема (рис. 4) складається з блоків дозування рідини 1 і 2, які в свою чергу складаються з розподільників дозування 7-12, гідроциліндру 3, основного розподільника 4 та додаткових зливних розподільників 5 і 6.

Розроблена схема працює наступним чином: до гідралічного циліндра 3 підключено дозатори, які виконують імпульсну подачу дозованої кількості рідини. Дозатори утворено з трьох клапанних розподільників, що підключені до штокової та поршневої порожнин для позиціонування руху в обох напрямках. Передбачено два об'єми запирання, менший та більший, для можливості регулювання ходу поршня. Запирання рідини відбувається в лініях трубопроводів між розподільниками 7-12, що перемикаються в певній послідовності.

Для подачі рідини в один з блоків дозатора відбувається перемикання розподільного клапана 4. Далі, при перемиканні розподільників 8 та 9, робоча рідина під тиском подається до камер дозатора. Після заповнення порожнин відбувається перемикання розподільника 8 або 9 із утворенням камер більшого

чи меншого об'єму. Далі, увімкнувши розподільник 7, рідина під дією пружно-деформуючих сил перемістить поршень на величину, відповідну об'єму камери, в якій вона запиралась. Злив рідини при висуванні штока відбувається за рахунок переключення розподільника 6.

Відповідним керуванням відкриття/закриття розподільників 7-12 можна регулювати величину переміщення поршня гідроциліндра (рис. 5), позиціонуючи його таким чином в бажаній точці.



306

Рис. 5. Спрацювання розподільників для переміщення штоку гідроциліндра: а) на меншу відстань  $x$ , б) на більшу відстань  $x'$

Також було розроблено алгоритм роботи мехатронного модуля з пружно-гідравлічним дозуванням рідини (рис. 6) для подальшого його використання при написанні програми та розроблена схема підключення обладнання до контролера. При втягуванні штоку алгоритм роботи мехатронного модуля аналогічний до поданого на рисунку 6, змінюються лише кнопки пуску.

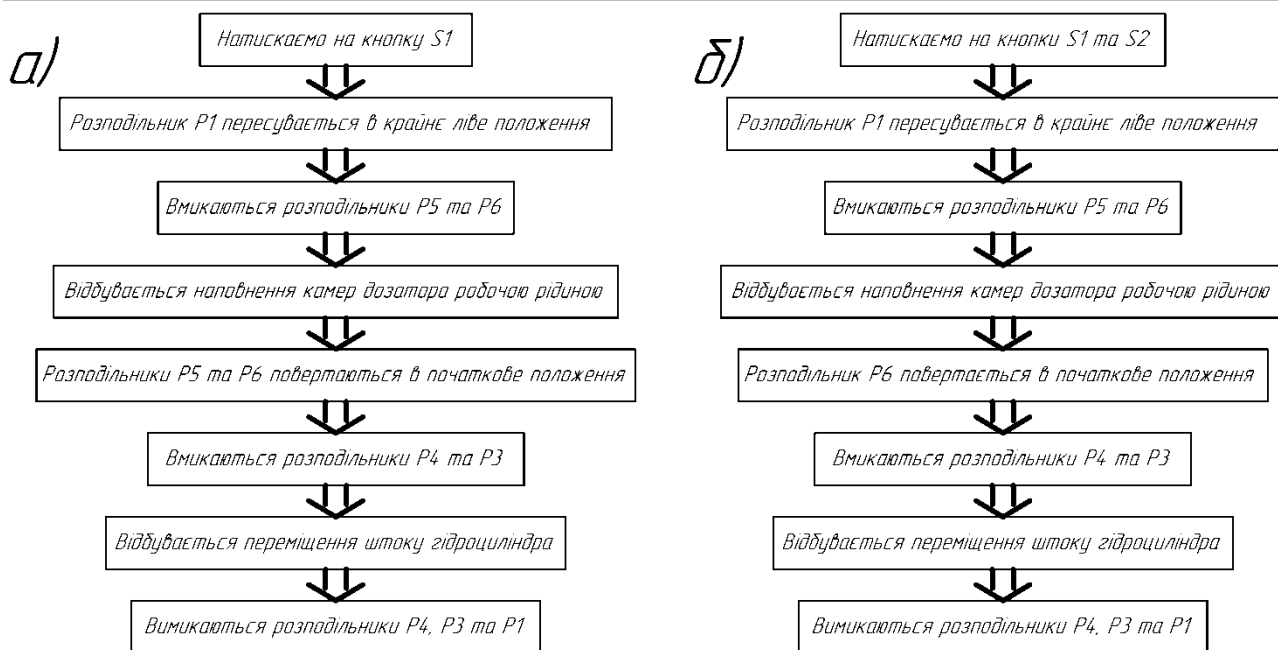


Рис. 6. Алгоритм роботи мехатронного модуля при висуванні штока гідроциліндра а) в разі використання меншого об'єму дозатора, б) в разі використання більшого об'єму дозатора

307

При розробці математичної моделі функціонування пружно-гідролічного приводу було враховано досвід робіт, пов'язаних із моделюванням гідролічних процесів в пристроях і системах гідроприводу. Серед інших, були проаналізовані роботи Шахматова Е.В., Жданова А.В., Міщука Д., Лур'є З.Я. та визначені ключові аспекти алгоритму моделювання і необхідні параметри.

Наприклад, Шахматов Е. В. розробив математичну модель гідроприводу з дискретним регулятором потоку рідини у вигляді комутованого інерційного пристрою, на виході з якого було встановлено гаситель коливань робочого середовища [6]. В своїй роботі він доводить, що використання інерційного елемента в гідроприводі з дискретним регулятором потоку рідини підвищує ККД більше ніж на 10% в залежності від навантаження, частоти регулятора і коефіцієнта заповнення імпульсу. Розроблена методика дозволяє моделювати динамічні процеси в гідроприводі, виявити вплив ряду параметрів, зокрема, довжини і діаметру інерційної труби, ступеня відкриття клапанів, розмірів гасителя коливань на ККД гідроприводу і зниження резонансних явищ в інерційній трубі. Однак, дану модель не можна використати для виявлення необхідного об'єму рідини при переміщенні поршня гідроциліндру на певну відстань, так як в роботі не розглядається багато змінних характеристик робочої

рідини і сама робота більше спрямована на виявлення впливу довжини і діаметру інерційної труби та розмірів гасителя коливань на ККД гідроприводу [6].

В роботі Жданова А.В. представлений математичний опис гідроциліндра двосторонньої дії [7]. В описі враховуються такі важливі параметри як витоки і перетікання робочої рідини, пружність порожнин з рідиною і сили сухого і в'язкого тертя. Представлена математична модель досить повно відображає динамічні властивості гідроциліндра. Однак, в допущеннях було зазначено, що температура і в'язкість робочої рідини, а так само кількість нерозчиненого повітря, протягом перехідного процесу не змінюються, що приводить нас до того, що і дану модель не можна використати в наших цілях [7].

В роботі Міщука Дмитра [8] досліджувався високошвидкісний розподільник. В роботі врахований супротив електромагнітної обмотки та її індуктивність, що впливає на частоту спрацьовувань електромагнітного клапану. Було досліджено динамічний процес гальмування плунжера розподільника під дією електромагнітної сили. Гідрравлічні розрахунки автор базує на рівняннях нерозривності потоку. Також робота автора над розглянутою проблемою не є завершеною, а являє собою алгоритм, за яким в подальшому він буде працювати, а саме - описувати вплив керуючого елемента на привід [8].

Базуючись на результатах огляду представлених робіт, можна відзначити необхідність введення до математичної моделі таких параметрів, як зовнішні та внутрішні витоки та зміну густини. Також було виявлено важливість впливу частоти спрацювання розподільників на перехідні процеси, що відбуваються з потоком рідини при великій частоті спрацювання клапанів, що планується також врахувати в подальшій роботі.

Однак, способи, що були обрані для побудови математичних моделей в розглянутих працях мають недолік, який у випадку моделювання процесу наповнення порожнин гідроциліндру методом пружно-гідрравлічного дозування рідини матиме суттєвий вплив на результати моделювання. Розглянуті математичні моделі базуються на диференційних рівняннях, використання яких може призвести до накопичення похибки в моделі і призвести до відхилення результуючих параметрів (наприклад, кількості спрацювань розподільників для забезпечення заданої точки позиціонування). У зв'язку з тим, що обрана для моделювання схема та принцип роботи включатиме в себе фізико-хімічні властивості робочої рідини, її пружні властивості, фізичні і геометричні



параметри гідравлічних каналів, зовнішнє навантаження, було прийнято за основу використання циклічно-модульного підходу для математичного опису роботи пружно-гідравлічного дозатору рідини.

На першому етапі було розроблено математичну модель руху рідини із камери а з більшим тиском в камеру б з меншим тиском. Розрахунок параметрів відбувається в наступній послідовності.

1. Визначення вхідного зусилля:

$$F = (p_{\text{вх}} - p_2 - (0.5 \cdot \xi \cdot V^2 \cdot \rho)) \cdot f, \quad (1)$$

де  $p_{\text{вх}}$  - початковий тиск в одній порожнині;  $p_2$  - тиск в другій порожнині;  $\xi$  - коефіцієнт супротиву;  $V$  - об'єм рідини;  $\rho$  - густина рідини;  $f$  - поперечний переріз камери.

2. Визначення маси рідини в заданому об'ємі:

$$\dot{m} = \rho \cdot W, \quad (2)$$

де  $W$  - об'єм камери.

3. Визначення прискорення робочої рідини:

$$a = F / (0.5 \cdot \dot{m}). \quad (3)$$

4. Визначення швидкості руху рідини із камери а в камеру б:

$$V = a \cdot \Delta t, \quad (4)$$

де  $\Delta t$  - час розповсюдження хвилі тиску в камеру б.

5. Визначення приросту маси рідини в камері б:

$$\Delta m = V \cdot f \cdot \Delta t \cdot \rho. \quad (5)$$

Загальна маса робочої рідини, що тепер знаходиться в камері:

$$m = \dot{m} + \Delta m. \quad (6)$$

6. Визначення нового значення густини в камері б:

$$\rho = m / W. \quad (7)$$

7. Визначення приросту тиску в камері б:

$$\Delta p_2 = \frac{(1 - (\rho / \rho))}{\beta}, \quad (8)$$

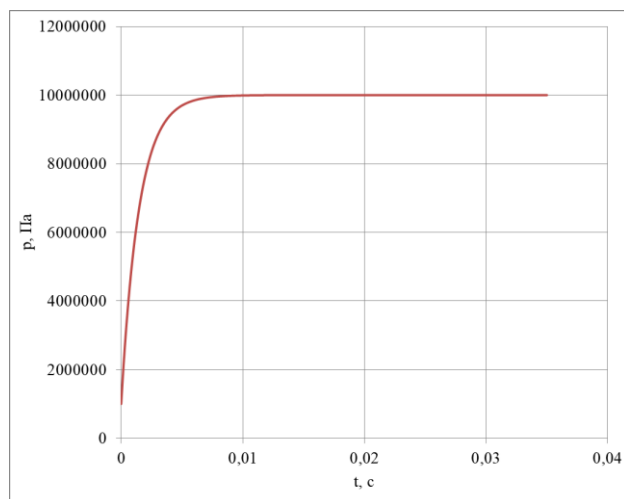
де  $\beta$  - коефіцієнт стисливості робочої рідини.

8. Визначення нового значення тиску в камері б:

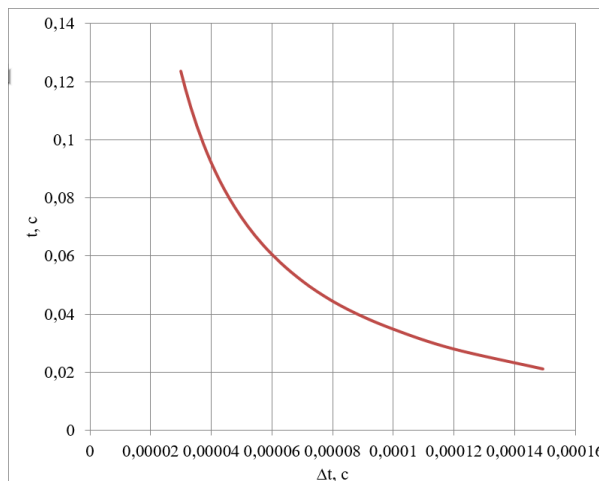
$$p_2 = p_2 + \Delta p_2. \quad (9)$$

Повторення кроків 1 – 8 відносно нового значення тиску в камері б.

Реалізація математичної моделі була виконана в пакеті Simulink MathLab. Результати моделювання зміни тиску в камері б (рис. 7, а) вказують на стрімке зростання тиску в камері, а саме за 0,007 с. Однак, час повної стабілізації тиску в камерах становить 0,03 с. Також було проведено дослідження впливу значення часу розповсюдження хвилі тиску  $\Delta t$  на час стабілізації тиску в камері б (рис. 7, б).



а)



б)

310

Рис. 7. Залежність зміни тиску (а) та вплив значення часу розповсюдження хвилі на час стабілізації тиску (б) в камері б ( $l_6 = 1$  м,  $f_a = f_6 = 0,0001$  м<sup>2</sup>,  $p_a = 10$  МПа,  $p_6 = 1$  МПа,  $F = 900$  Н,  $V_0 = 0$  м/с )

Отримані залежності було використано для визначення часового інтервалу між формуванням та подачею порцій рідини до циліндру, а саме: час заповнення дозуючої камери рідиною при довжині камери 2,5 м має бути не меншим за 0,3 секунди. Відповідно до цього, час передачі рідини до циліндру (час «спорожнення» камери) становитиме 0,05 секунди. Таким чином сукупний час подачі однієї порції до циліндру становитиме 0,35 секунди. Тобто, розрахункова частота керуючих імпульсів становить 2,85. Відповідно до отриманого значення було задано параметри налаштування таймерів наповнення та спорожнення камери, які керують періодичністю роботи клапанів (рис. 5). Оскільки довжина, геометрія каналів і час розповсюдження хвилі тиску є незмінними, то налаштування таймерів також є сталими.

Блок-схема алгоритму керування гідروприводу вміщує:

- ідентифікацію контрольованої позиції (отримано за сигналом одного з датчиків);

- розрахунок кількості потрібних спрацювань дозатора при переході з ідентифікованої позиції до необхідної (задано за допомогою кількості імпульсів дискретного входу);
- циклічне відпрацювання розрахункової кількості доз рідини дозатором за встановленими параметрами таймерів.

Похибка позиціонування, за результатами експериментів при сталому навантаженні при переміщеннях від 10 мм до 30 мм, складала  $\pm 0,8$  мм при кількості імпульсів від 15 до 50. Варіант комбінування доз малого та більшого об'єму не використовувався.

#### Висновки:

За результатами виконаних досліджень встановлено можливість використання пружно-гідравлічного дозування рідини в процесі позиціонування вихідної ланки приводу. Живлення розробленого приводу може виконуватись із застосуванням акумулятора при вимкненому насосному агрегаті. Межі кроку переміщення при значеннях тиску становили від 0,05 мм до 0,8 мм на один імпульс в залежності від різниць тиску і об'єму камер дозування. Зміна навантаження суттєво впливає на об'єм порції рідини і для врахування цього впливу в систему та алгоритм керування необхідно додати контроль тиску. За результатами моделювання встановлено і експериментально перевірено необхідний час спрацювання дозатора, який становив від 0,2 до 0,4 секунди в залежності від геометрії дозатора.

Наступним кроком планується вдосконалення алгоритму керування шляхом додавання розрахунку раціональної комбінації доз різного об'єму з мінімізацією похибки позиціонування. Також, за результатами тестового експерименту, було встановлено можливість дозування відведення рідини та комбінування обох варіантів в залежності від напрямку навантаження.

## Список використаних джерел:

1. Губарев О. П. Гідропривод з пружно-гідравлічним дозуванням рідини / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, Н. С. Д'яконова, А. Ю. Космина // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія : Гідравлічні машини та гідроагрегати. - 2018. - № 17. - С. 25-33. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpigmg\\_2018\\_17\\_6](http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpigmg_2018_17_6)
2. Гидроприводы с электрическим пропорциональным управлением. Пропорциональные электромагнитные гидрораспределители. [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступу до ресурсу: <https://hydro-maximum.com.ua/a352422-gidroprivody-elektricheskim-proporsionalnym.html>.
3. Бахвалов А. В. Исследование эффективности гидропривода с дискретным клапаном и коммутируемой инерционной трубкой / А. В. Бахвалов, П. И. Грешняков, А. Г. Гимадиев. // Труды МАИ. – 2017. – №96.
4. Proportional- und Servoventil-Technik. Der Hydraulik Trainer Band 2 / R. Ewald, J. Hutter, D. Kretz, A. Schmitt, Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, Würzburg 1998, 304 S.
5. Козлов Л. Г. Застосування нейромережі для зменшення часу регулювання в мехатронній гідросистемі / Л. Г. Козлов. // Вісник СумДУ. – 2013. – №4. – С. 165–174.
6. Математическое моделирование динамических процессов в гидроприводе с дискретным регулятором потока жидкости / Е. В. Шахматов, А. Г. Гимадиев, В. Я. Свербилов, А. Ф. Синяков. // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2013. – №1. – С. 157–167.
7. Математическое описание гидроцилиндра двустороннего действия / А.В. Жданов, Ш.К. Мукушев, И.А. Угрюмов, С.В. Леванов. // Вестник СибАДИ. – 2008. – №4. – С. 66–69.
8. Mishchuk D. Development of the mathematical model a single stage pulse hydraulic drive / Dmytro Mishchuk. // Transfer of Innovative Technologies. – 2018. – №1. – С. 51–57.