

УДК 62-525

Космина Софія Юріївна, студент, **Ганпанцурова Оксана Сергіївна**, к.т.н., доцент, **Губарев Олександр Павлович**, д.т.н., проф.
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Математична модель пружно-гідралічного дозатора рідини

Анотація. В роботі виконано теоретичний розрахунок гідроприводу з пружно-гідралічним дозуванням робочої рідини. Для визначення величини витрати через дозуючу камеру системи було використано теоретичний статичний розрахунок та гідралічні процеси з ламінарним режимом руху рідини. Розроблено структуру моделі гідроприводу з пружно-гідралічним дозатором рідини, що відповідає запропонованій принциповій схемі. Реалізовано загальну модель системи дозування подачі рідини в середовищі MathLab. Виконано серію тестових експериментів на моделі пружно-гідралічного дозатора для визначення впливу параметрів та характеристик на витрату рідини, зокрема об'єму камери; частоти подачі імпульсів рідини; величини перепаду тиску; величини перетікань; частоти керуючого сигналу; зміни температури. Відповідно до отриманих даних та залежностей зроблено висновки щодо ефективності математичної моделі для її використання в системі керування та подальшої необхідності її експериментального тестування.

Ключові слова: дозатор; математична модель; пружно-гідралічне дозування; дозуюча камера; моделювання; характеристики.

Основними параметрами пружно-гідралічного дозатора, які необхідно задати для визначення вихідних та вхідних параметрів, є об'єм камери, що визначається довжиною та діаметром трубопроводу, в якому проводиться запірання, та об'єм рідини, що входить до запірних елементів, наприклад об'єм кільцевих проточок розподільників РК1 та РК2 (Рис. 1.).

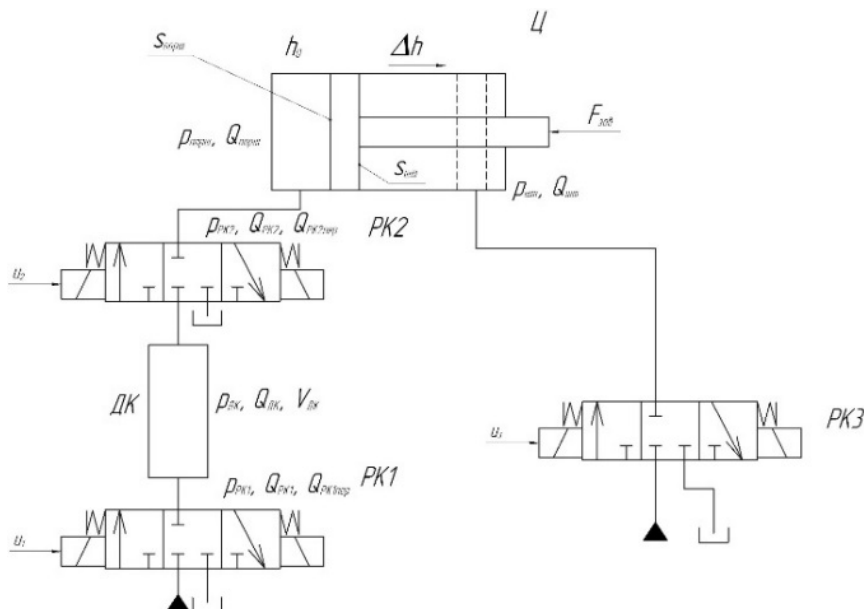


Рис. 1. Схема системи з пружно-гідралічним дозуванням рідини

За принциповою схемою (Рис. 1) було розроблено структурну схему математичної моделі процесу дозування рідини (Рис. 2.). Дозування має керуватись реверсивними переміщеннями золотника та кількістю імпульсів і частотою, що керують його положенням.

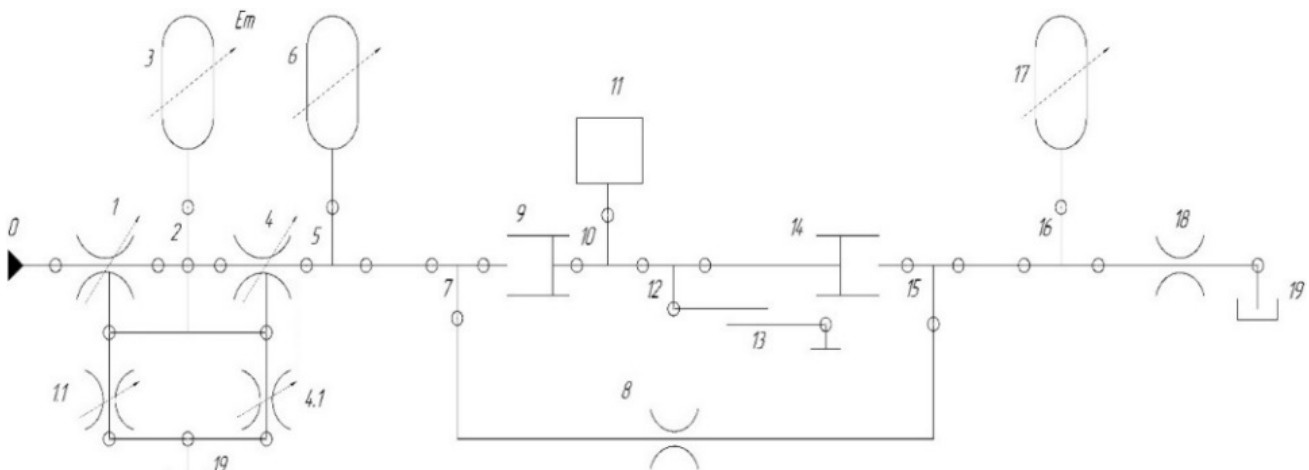


Рис. 2. Структурна схема моделі системи з пружно-гідролічним дозуванням рідини

Відповідно до принципової схеми, рідина надходить до розподільника РК1 (позначено номером 1), і при його перемиканні рідина надходить в дозуючу камеру, що розширюється під дією тиску. Після цього розподільник РК1 замикається. Через заданий час рідина вивільняється з камери, при перемиканні розподільника РК2 – 4. Порція рідини прямує до елементів системи 5–17. Далі рідина, що витіснилась з штокової порожнини через розподільник РК3 – 18, зливається до баку 19.

При заданій кількості імпульсів керування, через лінію нагнітання така сама кількість порцій рідини під тиском буде надходити у порожнину виконавчого пристрою. Надходження потрібної кількості порцій рідини буде призводити до руху і, нарешті, позиціонування штоку. Сигнал від датчику положення штоку забезпечить можливість контролю його положення. Тобто рух штоку виконавчого пристрою залежить від частоти і кількості керуючих імпульсів.

Для визначення величини переміщення штоку було застосовано теоретичний статичний розрахунок, при якому враховувалися наступні параметри: тиск, навантаження, геометричні параметри гідроциліндра, додатковий об’єм в гідроапаратурі, властивості робочої рідини, параметри дозуючої камери, а саме, її розміри та пружна деформація від тиску [1].

Основним фактором, що впливає на переміщення штоку, є приріст об’єму рідини в камері гідроциліндра, який залежить від початкового тиску, теоретично можливого підвищення тиску в камері, що залежить від тиску живлення та перепаду тиску, що обумовлює перетікання рідини з камери. Ще однією складовою, що впливає на формування об’єму, є час перемикання розподільника та величина відкриття каналу проходження рідини. Також необхідно враховувати, що в середині розподільників та гідроциліндра відбуваються перетікання рідини з однієї порожнини в іншу [2].

Теоретичне обґрунтування параметрів системи з пружно-гідролічним дозуванням подачі рідини спрямоване на визначення величини витрати, що її забезпечує дозуюча камера. В теоретичному розрахунку (1) враховані вище зазначені, параметри системи.

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{vh} = \mu \pi d_z \Delta x \sqrt{\frac{2(p_{\max} - p_k)}{\rho}}; \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{E(Q_{vh} + Q_{yt})}{2\pi r_z (x_0 - \Delta x)}; \\ Q_{yt} = \frac{\pi r_g (r_g - r_z)^3 (p_k - p_{sl}) k_e}{6\nu \rho l} = 0; \\ Q_{yta} = \frac{\pi r_g (r_g - r_z)^3 (p_{\max} - p_k) k_e}{6\nu \rho l}; \\ Q_{\Sigma yt} = Q_{yt} + Q_{yta}; \\ \frac{dp_k}{dt} = \frac{E(Q_{vh} + Q_{yt})}{\left(V_k + 2\pi L \frac{dR}{dp_k} \right)}; \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} Q_{vh} - Q_{yt} = Q_{vh2} = \mu \pi d_{z2} \Delta x_2 \sqrt{\frac{2(p_k - p_{sl2})}{\rho}}; \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{E(Q_{vh2} + Q_{yt2})}{2\pi r_{z2} (x_{02} - \Delta x_2)}; \\ Q_{yt2} = \frac{\pi r_g (r_g - r_{z2})^3 (p_k - p_{sl2}) k_e}{6\nu \rho l} = 0; \\ Q_{yta2} = \frac{\pi r_g (r_g - r_{z2})^3 (p_{\max} - p_3) k_e}{6\nu \rho l}; \\ Q_{\Sigma yt2} = Q_{yt2} + Q_{yta2}. \end{array} \right. \quad (1)$$

де Q_{vh} та Q_{vh2} – витрата, що надходить до розподільників РК1 та РК2, μ – коефіцієнт витрати прохідного каналу, r_z та r_{z2} – діаметри золотників розподільників РК1 та РК2 відповідно, Δx – зміщення золотника, p_{\max} – тиск живлення системи, що надходить до РК1, p_3, p_2 – тиск в розподільниках відповідно, ρ – густина рідини, E – модуль пружності рідини, $\frac{dR}{dp_k}$ – радіальне переміщення стінок трубопроводу, R – радіус камери дозатора, $Q_{\Sigma yt}$ – загальні втрати рідини, Q_{yt} , Q_{yta} – перетікання рідини всередині клапана РК1 між дозуючою камерою та лінією нагнітання, між камерою РК1 та лінією зливу, p_{sl} – тиск в лінії зливу, p_k – тиск в дозуючій камері, L – довжина трубопроводу, V – кінематична в'язкість рідини, V_k – об'єм камери.

В розрахунках прийнято, що напрямок переміщення золотника:

$$\text{sgn}(\Delta x) = \begin{cases} 1, \text{при } \Delta x > 0; \\ 0, \text{при } \Delta x = 0. \end{cases} \quad (2)$$

На першому етапі моделювання протікання рідини проводиться в одному напрямку, що обумовлюється дослідженням роботи дозатора. Загальна схема системи дозування в середовищі MathLab складена відповідно до системи рівнянь (1) та має вигляд (рис. 3).

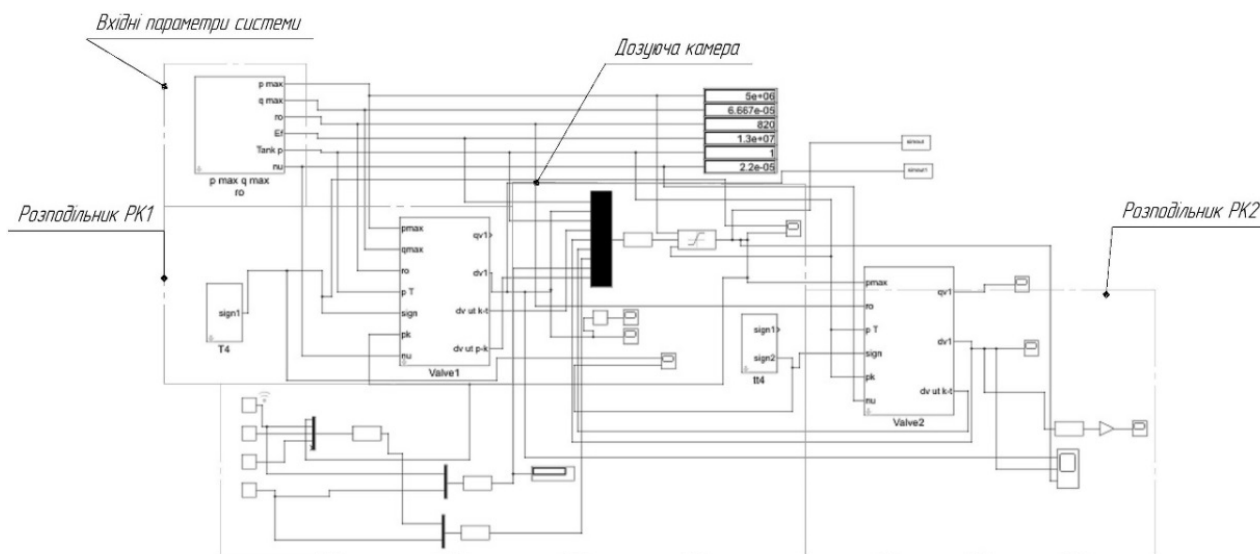


Рис. 3. Схема математичної моделі системи дозуючої камери в середовищі MathLab

При тестуванні моделі було використано наступні вхідні данні:

- Внутрішній діаметр, 6мм;
- Товщина стінки, 1мм;
- Матеріал, сталь;
- Модуль пружності сталі $E_M = 200000$ МПа ;
- Рідина: Масло АМГ–10;
- Модуль об’ємної пружності $E_M = 130400$ Н / см² ;
- Довжина камери $l_{гр} = 2.5—9$ м ;
- Коефіцієнт динамічної вязкості $\eta = 2,2 \cdot 10^{-5}$ Па·с ;
- Коефіцієнт витрати в зазорах $\mu = 0.7$.

При роботі системи дозування необхідно, щоб значення періодів керування золотниками завжди знаходились в протифазі. Це потрібно для коректної роботи принципової схеми системи, оскільки дуже маленькі значення фази можуть призвести до роботи дозатора в якості простого дроселя на проміжках спрацювання, та некоректних результатів моделювання.

За допомогою математичного моделювання, під час тестових експериментів, було виконано перевірку впливу наступних параметрів: початкового об’єму камери на витрату при різних значеннях перепаду тиску, частоти на витрату, величини перепаду тиску на витрату, величини перетікань на витрату, частоти керуючого сигналу на витрату та зміни температури на величину витрати.

За результатами моделювання було отримано відповідні залежності (Рис. 4).

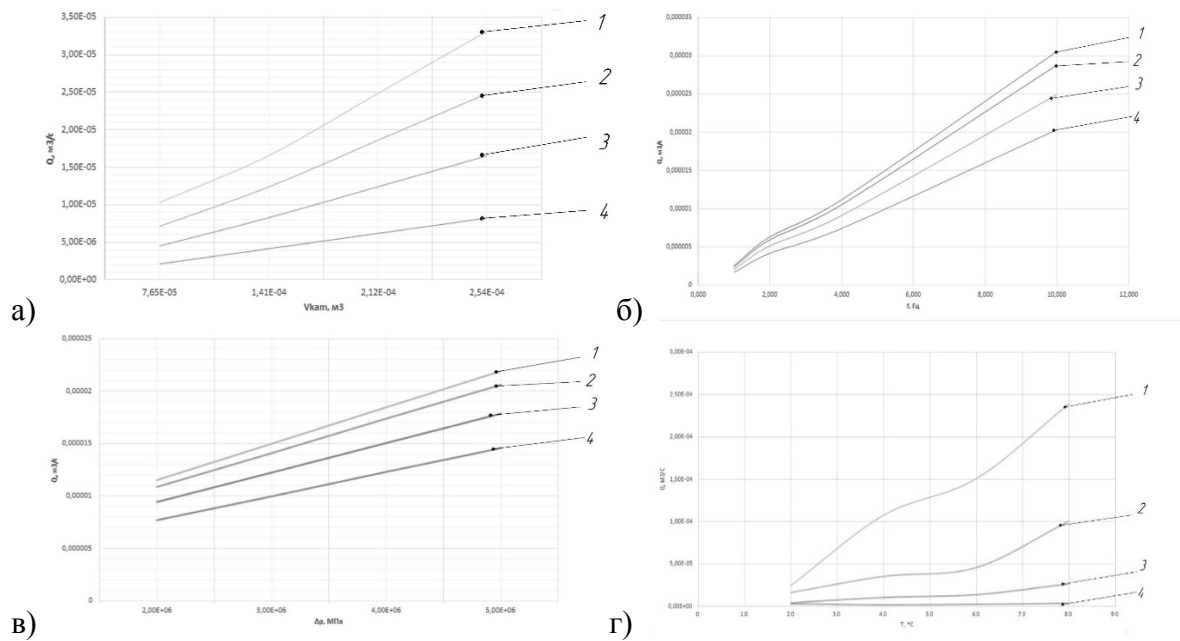


Рис. 4. а) Залежність витрати від початкового об'єму камери при різних перепадах тиску між камерою дозатора та поршневою порожниною: 1 – 5 МПа, 2 – 4 МПа, 3 – 3 МПа, 4 – 2 МПа; б) Залежність витрати від частоти керуючих імпульсів при тиску живлення: 1 – 2 МПа, 2 – 3 МПа, 3 – 4 МПа, 4 – 5 МПа; в) Залежність витрати від підвищення перепаду тиску в системі при різних частотах: 1 – 10 Гц, 2 – 4 Гц, 3 – 2 Гц, 4 – 1 Гц; г) Залежність витрати рідини від підвищення температури: 1 – 10 Гц, 2 – 4 Гц, 3 – 2 Гц, 4 – 1 Гц

Отримані залежності підтвердили ряд початкових припущень та показали наступне:

- об'єм витісненої рідини збільшується при підвищенні перепаду тиску між камерою дозатора та поршневою порожниною (рис. 4, а.);
- при збільшенні частоти імпульсів та при збільшенні перепаду тиску значення витрати рідини збільшується майже лінійно (рис. 4, б.);
- зі зменшенням періоду керуючих сигналів витрата збільшується лінійно відносно тиску, а враховуючи час перемикання, при збільшенні періоду імпульсів, зменшується, тобто дана залежність не суперечить існуючим законам та постулатам (рис. 4, в.);
- встановлено, що в'язкість рідини значною мірою не впливає на витратну характеристику системи при незначних частотах, та залишається майже прямолінійною, проте при збільшенні частоти до 10 Гц, виявлено підвищення витрати (рис. 4, г.);
- при надмірно високій в'язкості сили тертя в рідині збільшуються, що може привести до неповного заповнення камери.

Загальна відповідність отриманих результатів загальноприйнятим уявленням та характеристикам подібних систем вказує на можливість застосування розробленої моделі в якості еталону в системі керування гідроприводу. Для підтвердження отриманих результатів моделювання процесу руху гідроциліндра з пружно-гідрравлічним дозуванням робочої рідини, необхідно провести експериментальні дослідження.

Список використаних джерел

1. Автушко В.П., Кишкевич П.Н., Жилевич М.И. Дискретные гидроприводы: Учеб.-метод. пособие для студентов специальности Т.05.11-"Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин". В 2 ч. - Мн.: БГПА, 2000.- ч.1: Принципы построения и область применения.-78 с.
2. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник. 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.