

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОПРИВОДА ТЕРМОПЛАСТАВТОМАТА

Термопластавтомати (ТПА) є ключовим видом обладнання в переробці полімерних матеріалів, забезпечуючи масове виробництво виробів складної форми з високою точністю геометричних параметрів. Більшість промислових ТПА в Україні та світі досі використовують гідроприводи на основі насосів постійної продуктивності, що супроводжується значними енергетичними втратами через скидання в бак надлишкової подачі масла. Сучасні тенденції розвитку машинобудування орієнтовані на підвищення енергоефективності, керованості та швидкодії гідроприводів. Перспективним рішенням є застосування насосів змінної продуктивності з автоматичним регулюванням робочого об'єму [1–8]. Однак такі системи мають складну динаміку, можливу схильність до автоколивань та вимагають науково обґрунтованого вибору конструктивних параметрів. Це зумовлює актуальність розробки математичних моделей гідропривода ТПА з метою аналізу його динамічних характеристик та оптимізації роботи регуляторів.

Мета роботи – розроблення математичної моделі гідропривода переміщення рухомої плити термопластавтомата на основі насоса змінної продуктивності, дослідити вплив конструктивних параметрів регулятора подачі на динамічні характеристики системи та сформулювати рекомендації щодо забезпечення її стійкості та необхідної швидкодії.

У роботі проаналізовано особливості технологічних процесів ТПА та наведено розрахункову схему гідропривода (рисунком 1), що включає аксіально-поршневий насос змінного робочого об'єму 1, регулятор подачі 7, запобіжний клапан 10, систему керування та виконавчі гідродвигуни 16, 18.

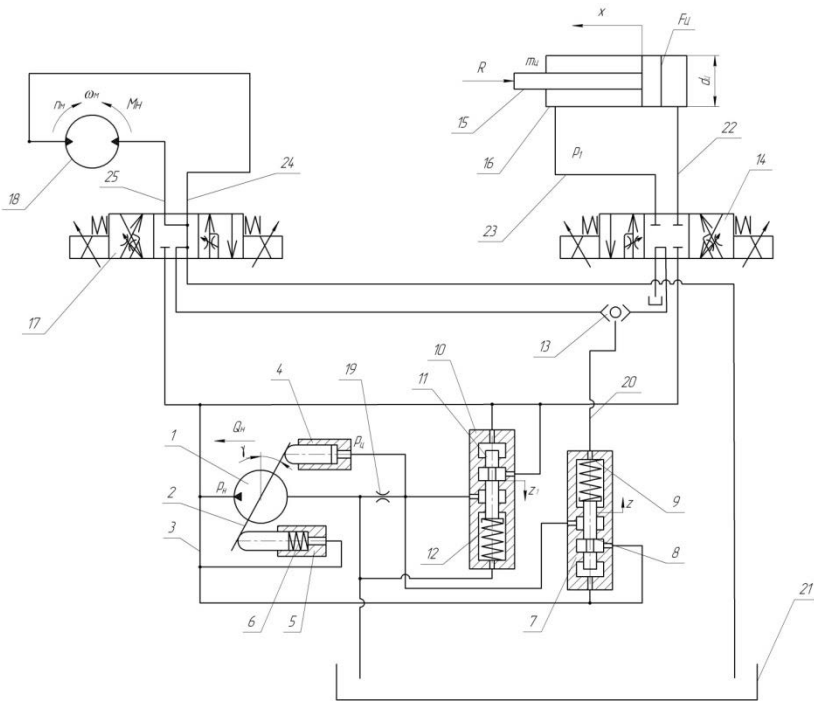


Рисунок 1 – Розрахункова схема гідропривода ТПА

Згідно з розрахунковою схемою з урахуванням прийнятих припущень математична модель пропорційного гідропривода гідроциліндра впорскування ТПА включає рівняння сил і моментів, які діють на регулюючі та виконавчі елементи системи та рівняння нерозривності потоку для відповідних ліній, а також враховує емпіричну залежність моменту опору планшайби насоса від тиску та подачі насоса [9].

Моделювання системи виконано у середовищі MATLAB Simulink. Отримано перехідні процеси змін тиску, переміщення виконавчих органів, кутового положення планшайби, а також переміщень золотників регулятора та запобіжного клапана.

Результати моделювання дозволили визначити такі показники якості перехідного процесу, як час регулювання та величина

перерегулювання, а також дослідити вплив конструктивних параметрів регулятора подачі на стійкість системи.

Встановлено, що найпомітніший вплив на стійкість має величина площі f_0 робочого отвору дроселя системи керування насоса. Коли величина f_0 зменшується до $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ зона стійкої роботи суттєво зростає. Розширити зону стійкої роботи можна також за рахунок зменшення діаметра золотника регулятора подачі d_p у діапазоні від 6 до $7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ і збільшенні коефіцієнта площі відкриття робочого вікна регулятора подачі k_z до його максимального значення з діапазону $4,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Висновок. Розроблено математичну модель гідропривода переміщення рухомої плити ТПА на базі насоса змінної продуктивності та реалізовано її чисельний розв'язок у MATLAB Simulink.

Визначено вплив конструктивних параметрів регулятора подачі на динамічні характеристики системи, визначено області стійкої роботи гідропривода.

Рекомендовано раціональні параметри гідропривода для забезпечення вимог до часу регулювання та мінімізації перерегулювання: діаметр золотника $d_p = 6\text{--}7 \text{ мм}$; коефіцієнт площі відкриття робочого вікна $k_z = 3,5\text{--}4,0$; площа дроселя системи керування $f_0 = 0,7\text{--}0,8 \text{ мм}^2$.

Список використаних джерел

1. Козлов Л.Г., Ковальчук В.А., Гесаль М.В. Розробка мультирежимного регулятора тиску та потоку інжекційного вузла термопластавтомата. Промислова гідраліка і пневматика. 2012. №4(38). С. 61–65.

2. Буренніков Ю.А., Ковальчук В.А., Козлов Л.Г. та ін. Стабілізація витрати робочої рідини в гідроприводі ливарного механізму термопластавтомата. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія : «Технічні науки». 2015. № 2(73). С. 6–11.

3. Репінський С.В., Козлов Л.Г., Буренніков Ю.А. Керування регульованих насосів в гідроприводах, чутливих до навантаження : монографія. Вінниця : ВНТУ, 2016. 199 с.

4. Буренніков Ю. А., Козлов Л. Г., Репінський С. В. Система керування аксіально–поршневого регульованого насоса з профільованим вікном

золотника комбінованого регулятора подачі. Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія «Машинобудування». 2012. № 64. С. 113–118.

5. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В., Поліщук О.В. Аналіз переваг та недоліків існуючих регуляторів подачі та потужності в системі керування аксіально-поршневого регульованого насоса. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2012. № 5. С. 107–113.

6. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Огляд електрогідравлічних систем керування насосами змінної продуктивності. Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки». 2016. № 2(235). С. 202–206.

7. Козлов Л. Г., Репінський С.В., Паславська О.В., Піонткевич О.В. Характеристики мехатронного привода під час просторового руху маніпулятора [Електронний ресурс]. Наукові праці Вінницького національного технічного університету. 2017. № 2. Режим доступу: <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/507>.

8. Репінський С.В., Козлов Л.Г., Паславська О.В., Мош норіз М.М., Бартецький А.А. Математична модель мехатронного гідропривода маніпулятора з частотним керуванням асинхронного електродвигуна. Вісник машинобудування та транспорту. 2019. № 1(9). С. 107–114.

9. Репінський С.В. Визначення моменту опору планшайби аксіально-поршневого насоса засобами математичного планування експерименту. Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки». 2009. № 5. С. 46–51.