

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра ТАМ

Магістерська кваліфікаційна робота
за спеціальністю 131 – Прикладна механіка
на тему:

***Математичне моделювання гідроприводу
переміщення рухомої плити термопластавтомата***

Виконав: ст. гр. 1ПМ-16м

Гуцалюк В. І.

Керівник: к.т.н., доцент каф. ТАМ

Репінський С. В.

Мета і задачі дослідження

Актуальність теми. Останнім часом все більшого розповсюдження набувають вироби із пластмас, які є більш дешевими, а в ряді випадків і більш довговічними. Термопластавтомати для виготовлення виробів із пластмас – це високопродуктивні машини побудовані на сучасних приводах та системах управління. В Україні випускаються термопластавтомати (ТПА) спроектовані ще у 80-х рр. ХХ ст., вони на сьогодні морально застаріли і не відповідають сучасним вимогам по продуктивності та якості.

Високі вимоги, які у даний час пред'являються до сучасних термопластавтоматів відносно постійності показників якості деталей все частіше створюють необхідність в регулюванні процесу інжекційного лиття. Тому проведення досліджень в даному напрямку є досить актуальними і в науковому і в практичному відношенні.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є покращення характеристик гідропривода переміщення рухомої плити термопластавтомата шляхом розробки схеми гідропривода на основі дослідження перехідних процесів по нелінійним математичним моделям.

Для досягнення мети дослідження планується розв'язати такі **задачі**:

- проаналізувати існуючі схеми гідроприводів термопластавтоматів;
- зробити огляд систем керування насосів змінного робочого об'єму та проведених у цьому напрямку досліджень;
- сформулювати основні вимоги до гідросистем термопластавтоматів;
- розробити схему гідроприводу переміщення рухомої плити ТПА на основі регульованого насоса та системи керування ним;
- розробити нелінійну математичну модель гідроприводу переміщення рухомої плити ТПА;
- дослідити на основі математичних моделей перехідні процеси в гідроприводі переміщення рухомої плити ТПА;
- порівняти енергетичні характеристики гідроприводів ТПА з нерегульованим та регульованим насосом;
- забезпечити необхідні динамічні характеристики шляхом вибору конструктивних параметрів системи керування насоса.

Об'єкт досліджень – процес пропорційного керування потоком рідини в гідроприводі переміщення рухомої плити ТПА за допомогою регульованого насоса та системи керування ним.

Предмет досліджень – пропорційний гідропривод термопластавтомата.

Типова технологічна схема роботи ТПА

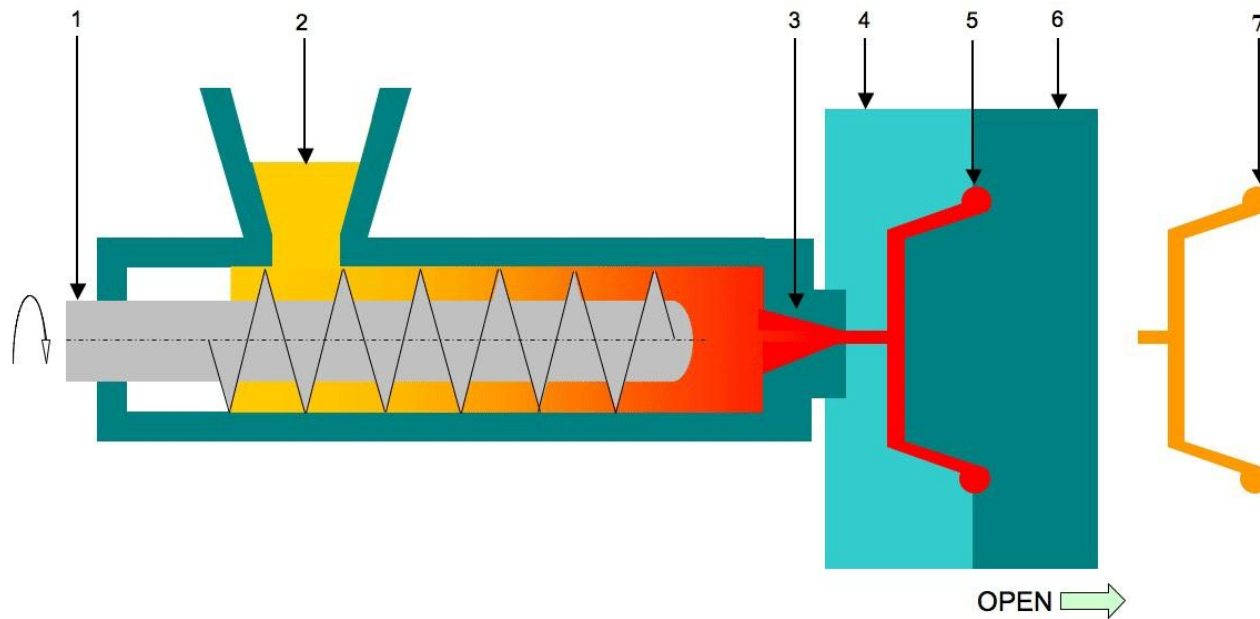
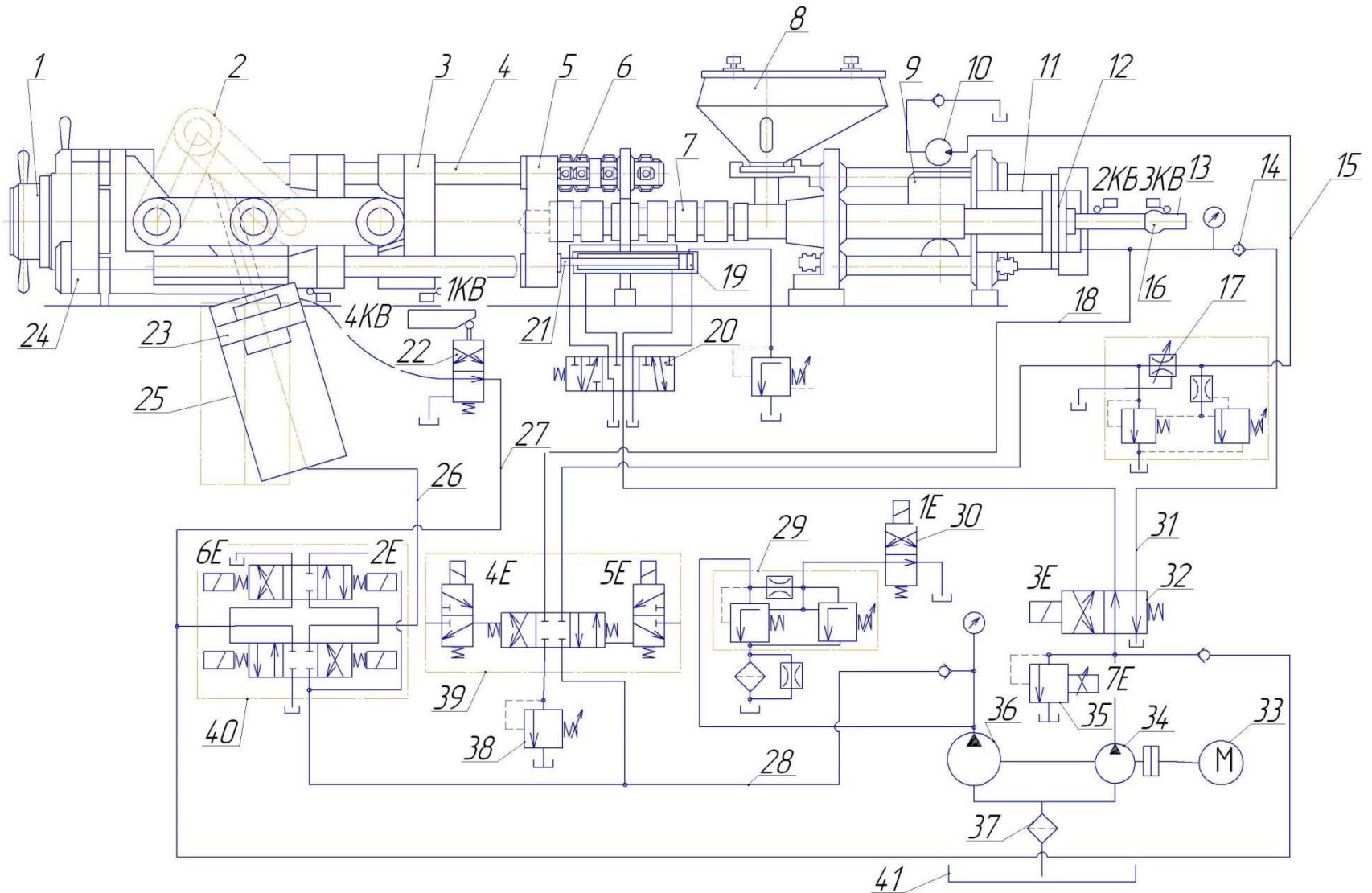


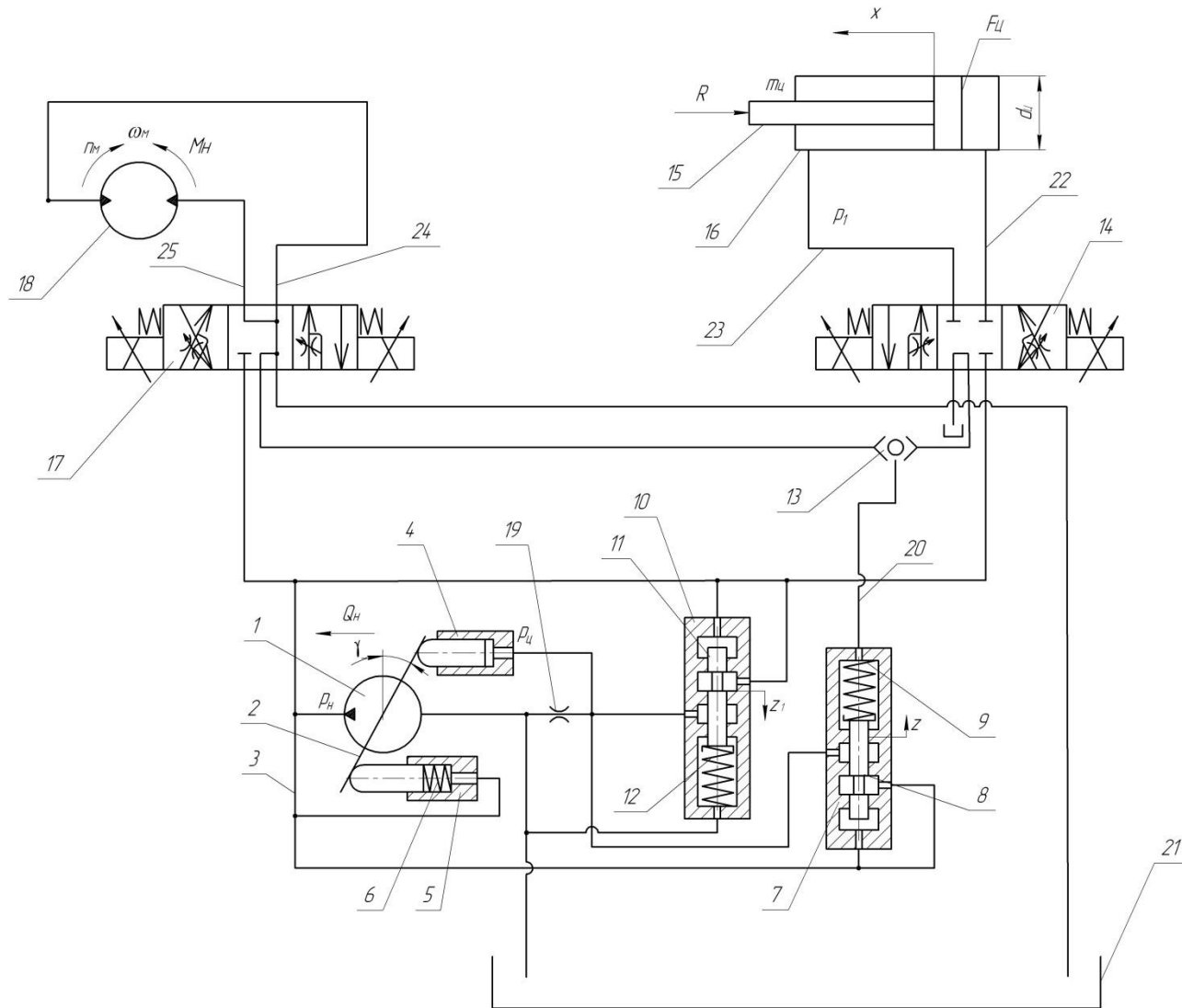
Рисунок 1.1 – Технологічна схема роботи ТПА:

- 1 – шнек; 2 – дозувальний пристрій грануляту; 3 – сопло; 4 і 6 – половини прес-форми;
5 – порожнина форми з ливниковими каналами; 7 – готовий виливок

Гідрравлічна схема термопластавтомата моделі Д-3328 (ТОВ «Полімермаш», м. Хмельницький)



Розрахункова схема гідропривода ТПА



Математична модель гідроприводу термопластавтомата

Математичну модель складено за таких припущень:

1. Параметри елементів гідросистеми зосереджені.
2. Хвильові процеси в гідроприводі не враховувались.
3. Гідравлічні втрати в трубопроводах не враховувалися.
4. Температура робочої рідини постійна.
5. Податливість порожнин і стисненість робочої рідини враховувались як усереднені величини для розглянутих діапазонів змін тиску.
6. Коефіцієнти витрати через дросельні та золотникові елементи враховувались постійними.
7. Режим роботи системи безкавітаційний.
8. Гідродинамічні сили, що діють на золотник регулятора і його маса не враховувались.

Рівняння математичної моделі

$$\frac{\pi d_s^2}{4} \cdot d_s \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma = \mu \cdot f_s \cdot \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_1) + \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2(p_H - p_U)}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_U) + \beta_H \cdot W_H \frac{dp_H}{dt}; \quad (1)$$

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_H \cdot F_3 \cdot \ell - p_U \cdot F_4 \cdot \ell + M_c - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt}; \quad (2)$$

$$b_r \frac{dz}{dt} = p_H \cdot f_r - c_r(z_r + z) - p_1 \cdot f_r - T_r \cdot \operatorname{sign} \frac{dz}{dt}; \quad (3)$$

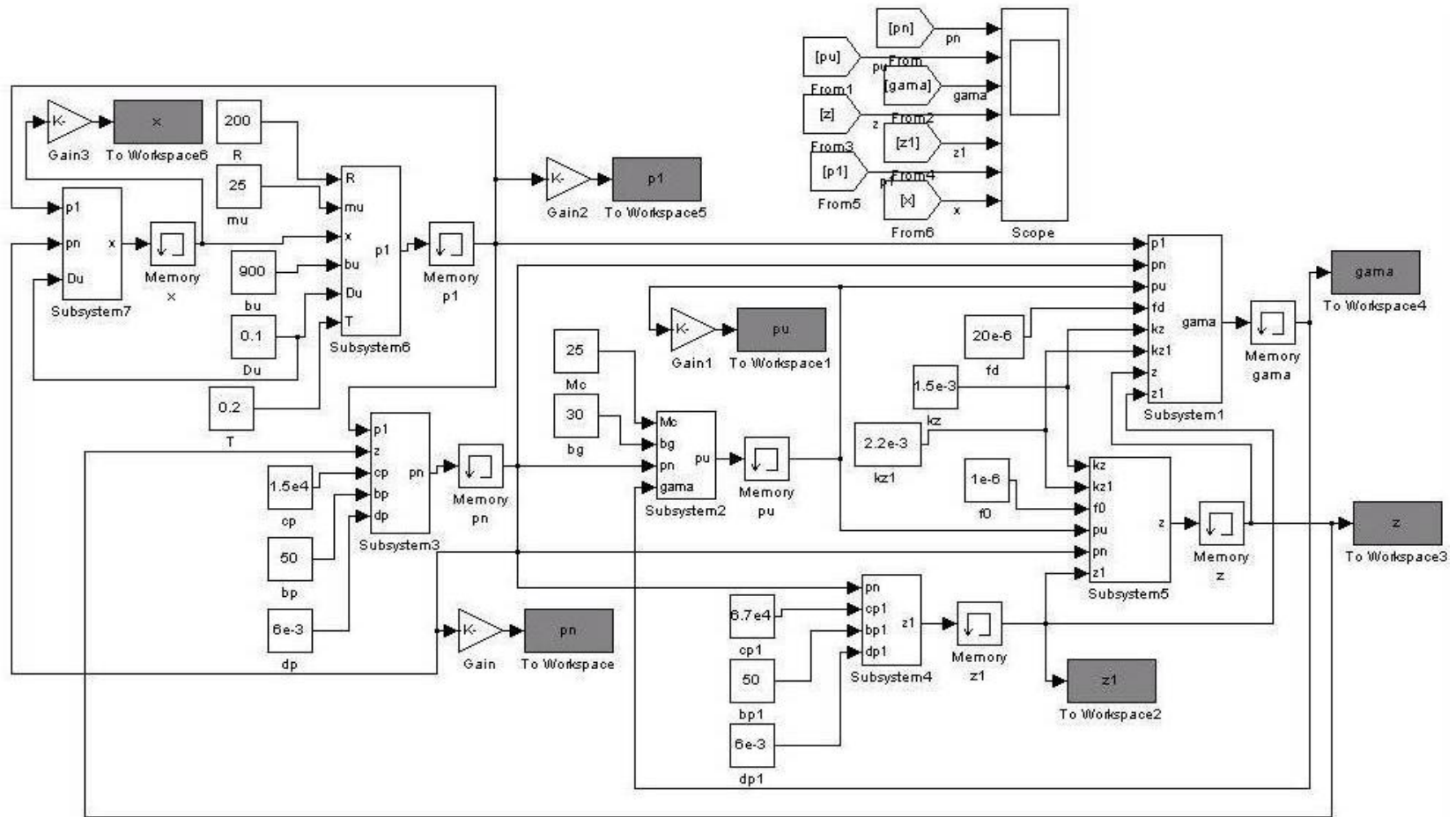
$$b_{r1} \frac{dz_1}{dt} = p_H \cdot f_{r1} - c_{r1}(z_{r1} + z_1) - T_{r1} \cdot \operatorname{sign} \frac{dz_1}{dt}; \quad (4)$$

$$\mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2(p_H - p_U)}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_U) + \mu \cdot k_z \cdot z_1 \cdot \sqrt{\frac{2(p_H - p_U)}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_U) = \mu \cdot f_o \cdot \sqrt{\frac{2p_U}{\rho}} + \beta_U \cdot W_U \frac{dp_U}{dt}; \quad (5)$$

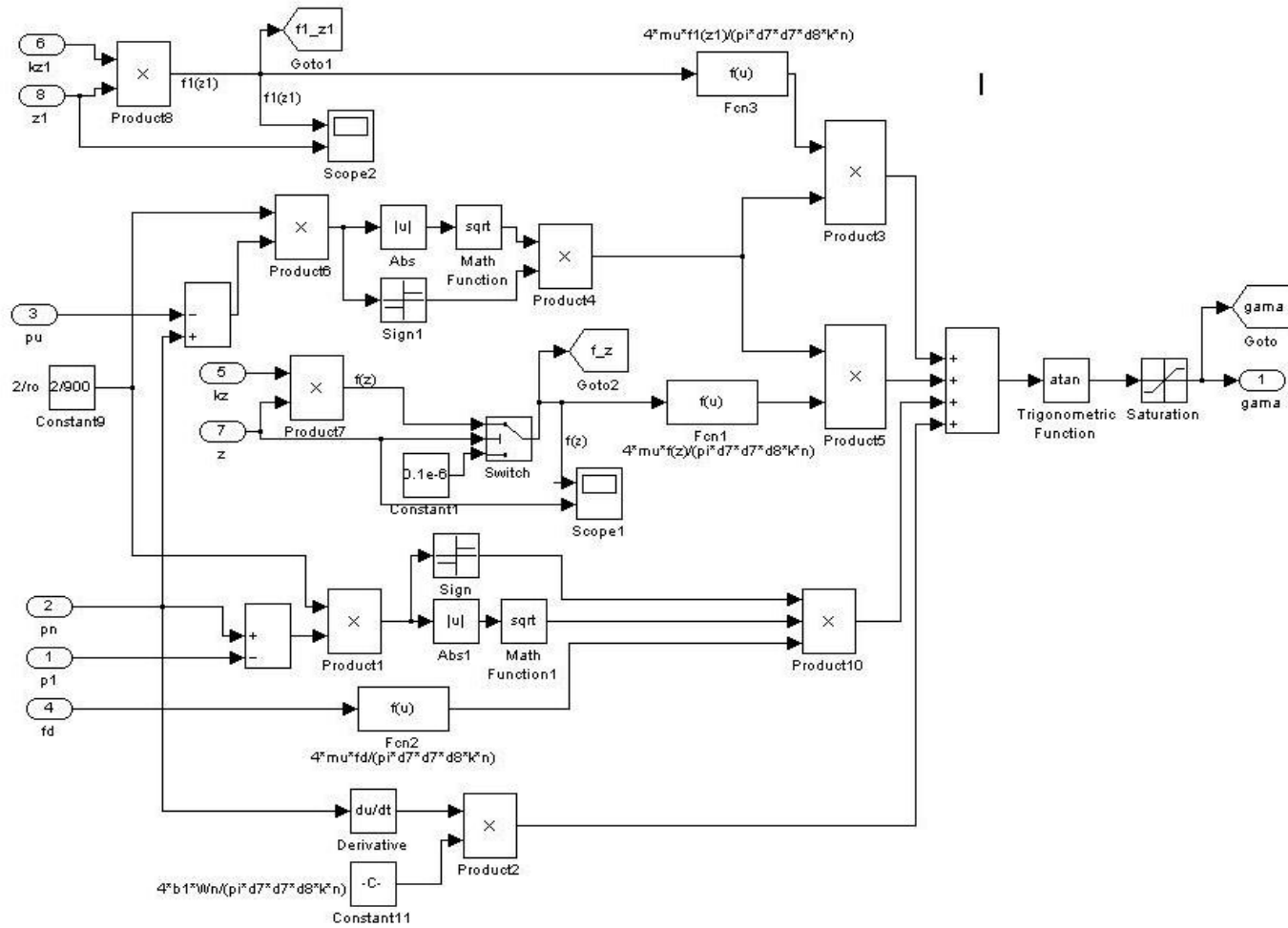
$$m_U \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 \cdot \frac{\pi D_U^4}{4} - b_U \frac{dx}{dt} - T \cdot \operatorname{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) - R; \quad (6)$$

$$\mu \cdot f_s \cdot \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_1) = \frac{dx}{dt} \cdot F_U + \beta_1 \cdot W_1 \frac{dp_1}{dt}. \quad (7)$$

Основна структура розв'язання системи диференціальних рівнянь в середовищі MATLAB Simulink



Блок-схема підсистеми знаходження кута повороту планшайби насоса



Якісний вплив конструктивних параметрів регулятора подачі на показники якості перехідного процесу змінних стану системи

Параметр	Позначення	Динамічні характеристики		
		стійкість	швидкодія	перерегулювання
Жорсткість пружини регулятора подачі	c_p	–	–	+
Діаметр золотника регулятора	d_z	+	+	+
Коефіцієнт площі відкриття робочого вікна регулятора подачі	k_z	+	+	+
Коефіцієнт в'язкого демпфування золотника	b_p	–	+	–
Коефіцієнт в'язкого демпфування планшайби насоса	b_v	–	+	+
Площа відкриття дроселя системи керування насоса	f_0	+	+	+

Примітка. «+» – параметр впливає на значення характеристики; «–» – не впливає на значення характеристики.

Вплив параметрів системи керування на стійкість

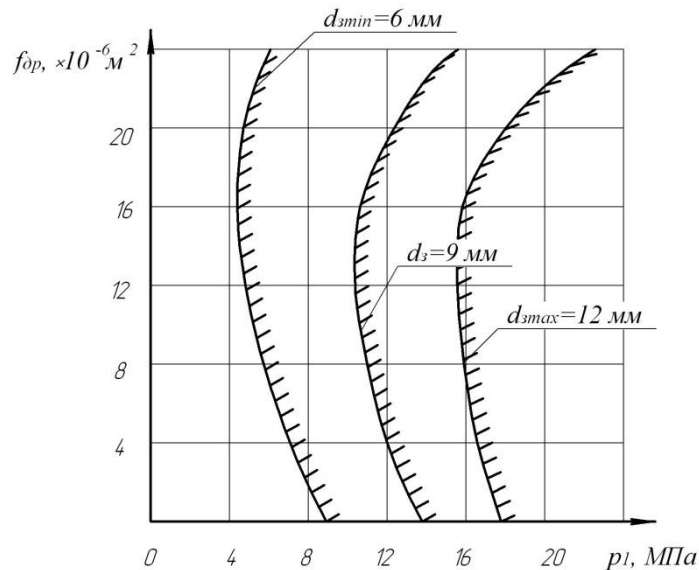


Рисунок 1 - Вплив діаметра золотника d_z регулятора подачі на стійкість гідропривода

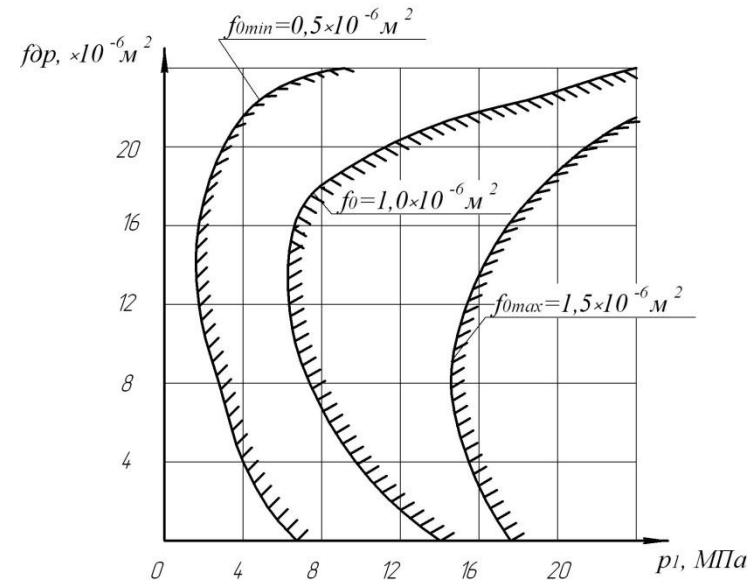


Рисунок 2 - Вплив площі дроселя f_0 системи керування насоса на стійкість гідропривода

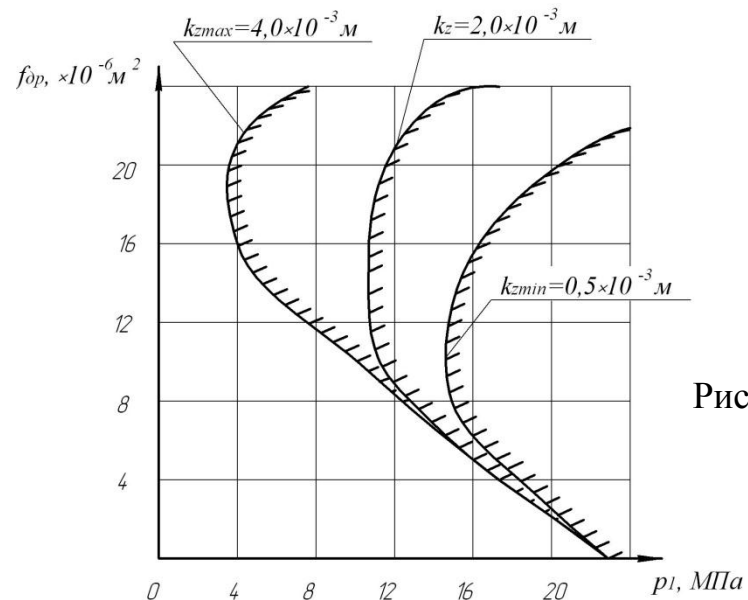


Рисунок 3 - Вплив коефіцієнта площі відкриття робочого вікна k_z регулятора подачі на стійкість гідропривода

Вплив параметрів системи керування на час регулювання змінних стану системи

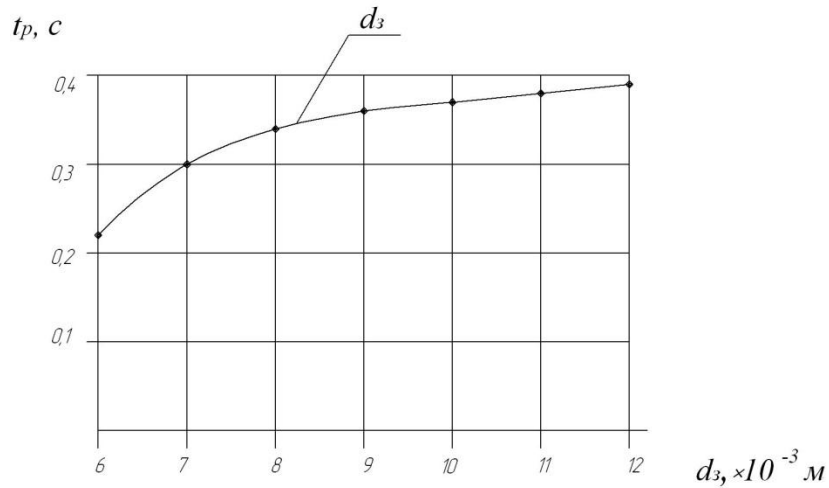


Рисунок 1 - Вплив діаметра золотника d_z регулятора подачі на час регулювання

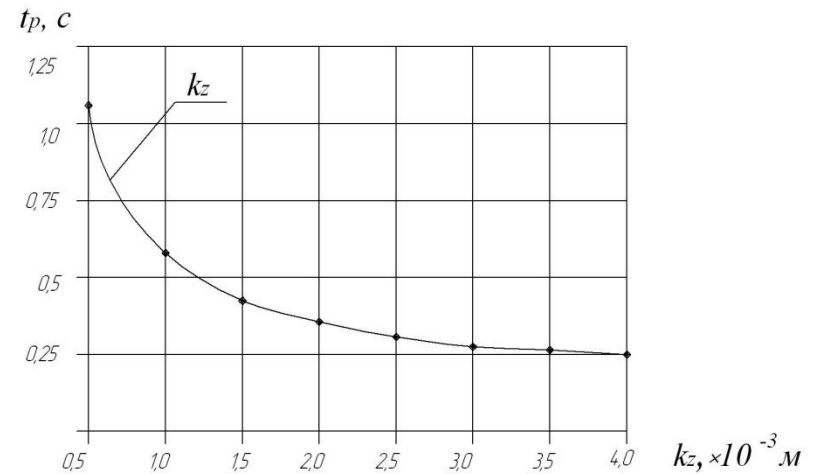


Рисунок 2 - Вплив коефіцієнта площі відкриття робочого вікна k_z регулятора подачі на час регулювання

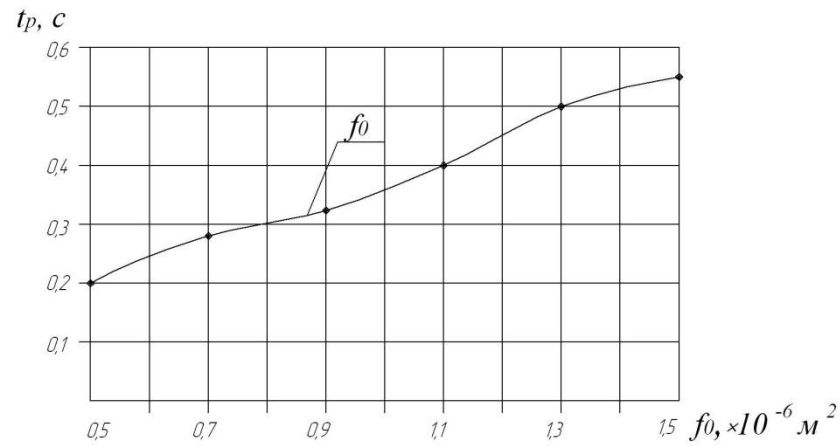


Рисунок 3 - Вплив площі дроселя f_0 системи керування насоса на час регулювання

Вплив параметрів системи керування на перерегулювання змінних стану системи

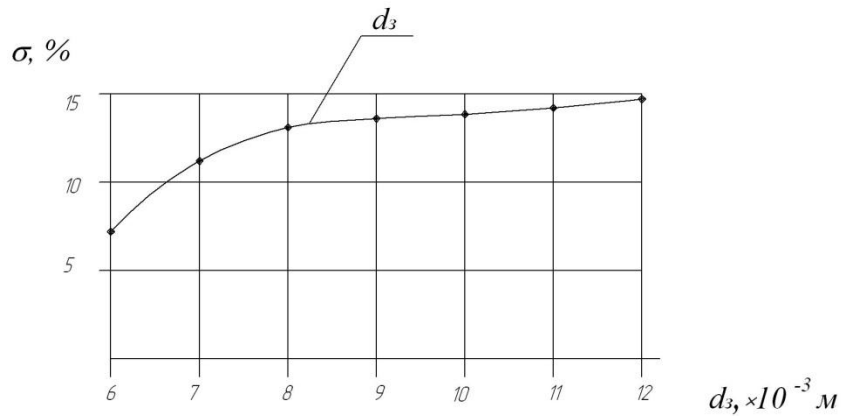


Рисунок 1 - Вплив діаметра золотника d_z регулятора подачі на перерегулювання

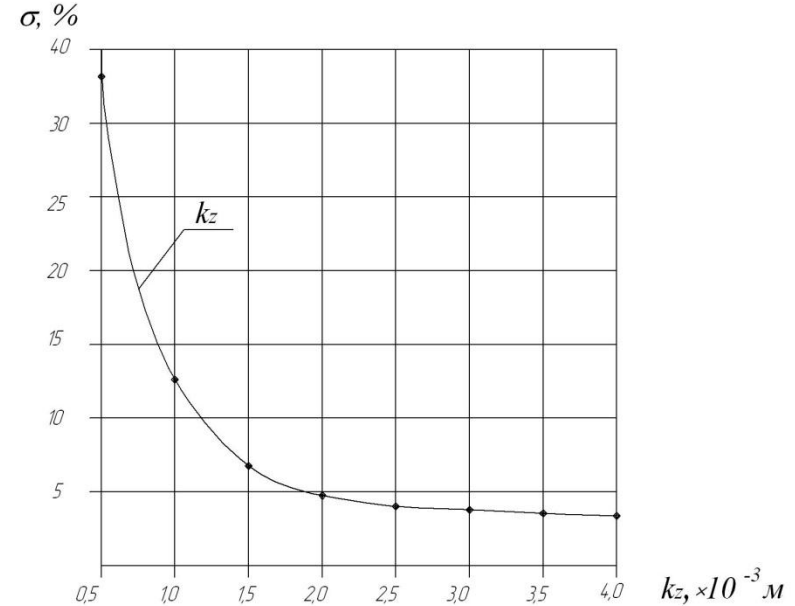


Рисунок 2 - Вплив коефіцієнта площі відкриття робочого вікна k_z регулятора подачі на перерегулювання

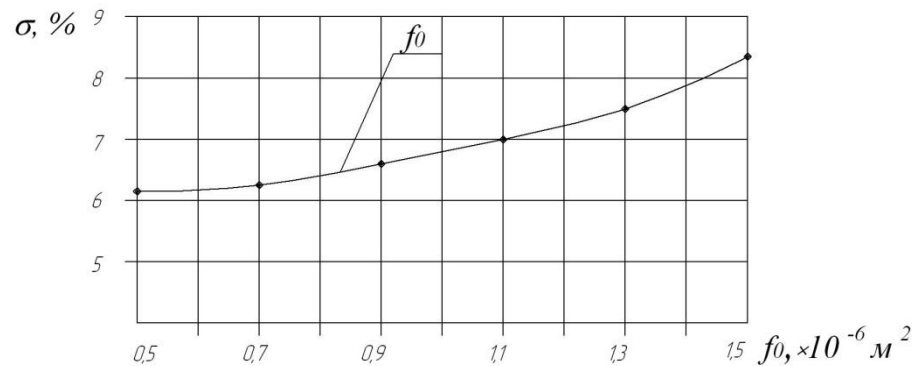


Рисунок 3 - Вплив площі дроселя f_0 системи керування насоса на перерегулювання

Вплив параметрів системи керування на похибку стабілізації подачі насоса

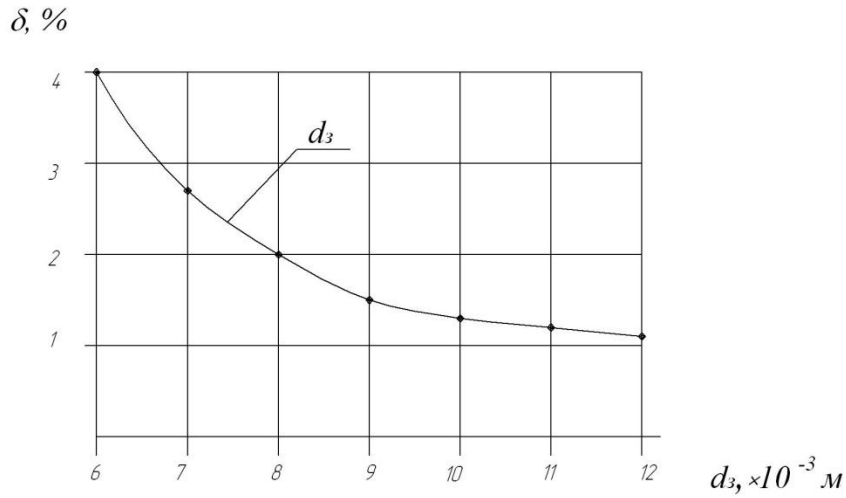


Рисунок 1 - Вплив діаметра золотника d_z регулятора подачі на похибку стабілізації подачі насоса

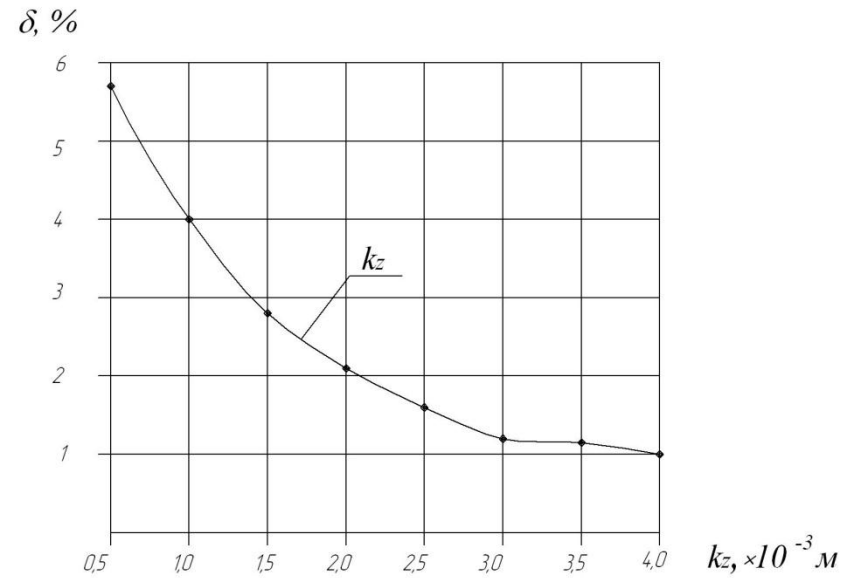


Рисунок 2 - Вплив коефіцієнта площі відкриття робочого вікна k_z регулятора подачі на похибку стабілізації подачі насоса

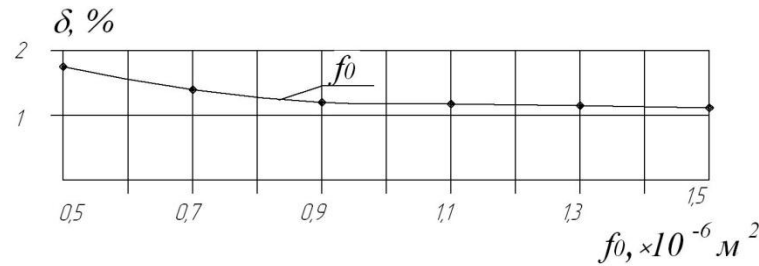
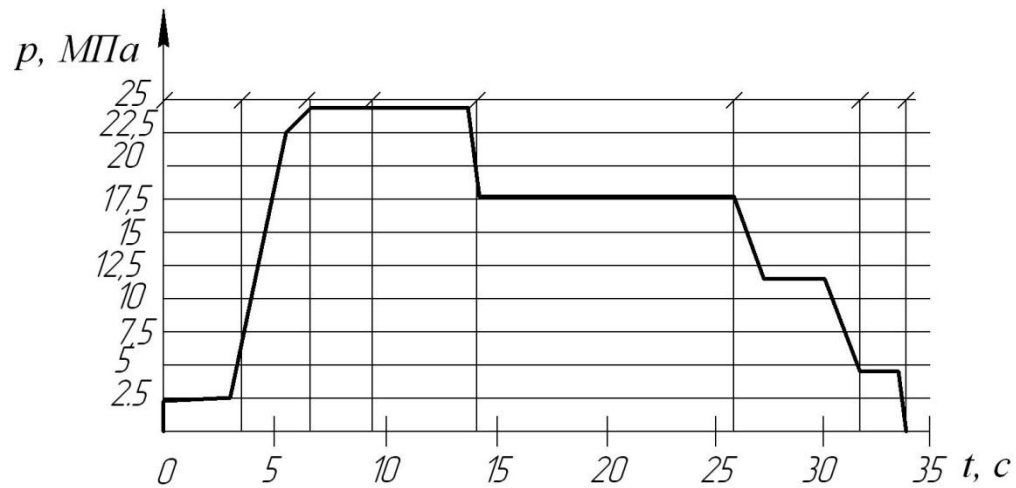
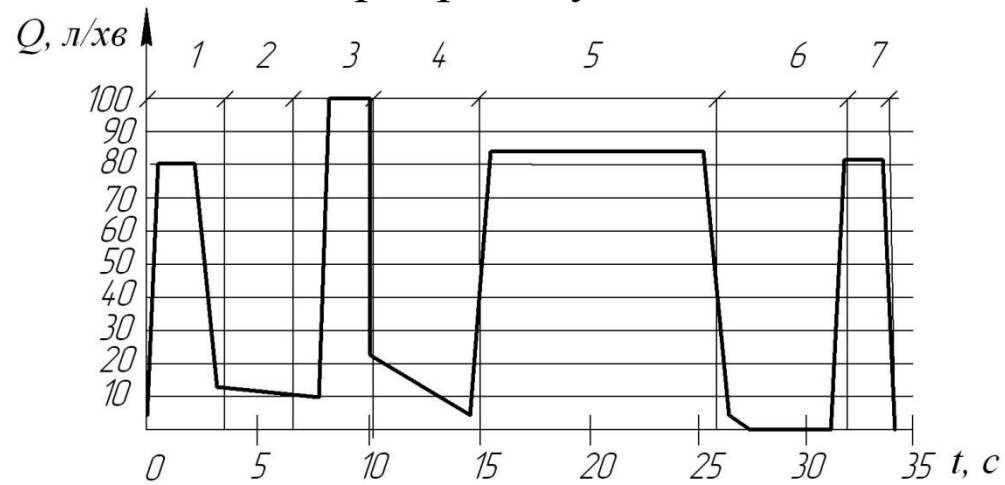


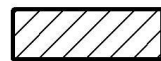
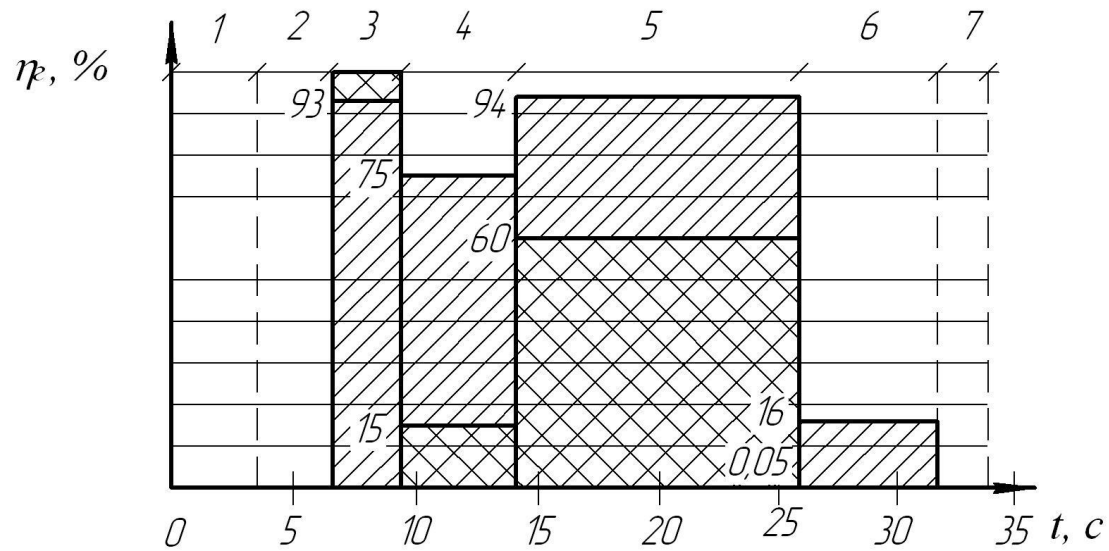
Рисунок 3 - Вплив площі дроселя f_0 системи керування насоса на похибку стабілізації подачі насоса

Вимоги по величині потоку та тиску впродовж циклу лиття для гідроприводу ТПА

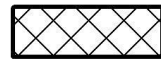


- 1 – закриття форми; 2 – фіксація; 3 – високий вприск; 4 – низький вприск;
5 – набір матеріалу; 6 – простій, холостий хід; 7 – закриття форми

Гідравлічний ККД для гідроприводу з регульованим та нерегульованим насосом



- система з регульованим насосом



- система з нерегульованим насосом

Наукова новизна, практичне значення одержаних результатів

Наукова новизна.

1. Вперше знайдено метод мінімізації похибки стабілізації в гідроприводі з пропорційним керуванням за рахунок використання гіперболічних залежностей статичної характеристики від коефіцієнту площі відкриття робочого вікна регулятора подачі, площі дроселя системи керування насоса, а також діаметру золотника регулятора подачі, що дозволить покращити статичні характеристики гідропривода термопластавтомата.

2. Вперше ідентифіковані залежності часу регулювання та величини перерегулювання в гідроприводі від величин основних параметрів регулятора подачі – площі дроселя системи керування насоса, діаметру золотника регулятора подачі та коефіцієнту площі відкриття робочого вікна регулятора подачі в системі управління насосом змінної продуктивності, що дозволить забезпечити необхідні вимоги, що дозволить покращити швидкодію гідроприводу термопластавтомата.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено схему гідроприводу переміщення рухомої плити ТПА, що включає регульований насос з автоматичною системою керування насосом змінної продуктивності. Знайдені сполучення конструктивних параметрів, що забезпечують поставленим до гідроприводу термопластавтомата вимогам: система стійка при всьому діапазоні зміни швидкостей руху та змін тиску, швидкодія гідроприводу становить $t_p = 0,22-0,28$ с, величина перерегулювання σ складає 5,1%. Складені практичні рекомендації можуть бути використані при проектуванні на підприємствах та в установах, що спеціалізуються на виготовленні сучасних гідроприводів ТПА. Економія енергії за один робочий цикл розробленого гідроприводу складає 400 Дж.

Апробація результатів.

Результати досліджень, що включені в МКР, доповідалися й обговорювалися на двох науково-технічних конференціях: XLV та XLVI науково-технічних конференціях підрозділів ВНТУ (м. Вінниця, 2016-2017 рр.).

Публікації. Результати дисертації опубліковані у вигляді двох тез доповідей:

1. Репінський С. В. Електрогідравлічна система керування робочого об'єму регульованого аксіально-поршневого насоса [Електронний ресурс] / С. В. Репінський, В. І. Гуцалюк, А. О. Веклюк // Матеріали XLV Науково-технічної конференції ВНТУ, Вінниця, 23-24 березня 2016 р. – Електрон. текст. дані. – 2016. – Режим доступу : <http://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2016/paper/view/1368>.

2. Вплив конструктивних параметрів довгої напірної гідролінії гідравлічного приводу на характер хвильових процесів [Електронний ресурс] / О. В. Дерібо, Ж. П. Дусанюк, С. В. Репінський, В. І. Гуцалюк, О. В. Черноволик // Матеріали XLVI науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 22-24 березня 2017 р. – Електрон. текст. дані. – 2017. – Режим доступу : <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2017/paper/view/2911>.

Висновки

1. На основі вітчизняних та закордонних джерел визначено, що стійкою тенденцією розвитку гідроприводів ТПА є перехід на регульовані насоси, що дозволяє суттєво покращити використання енергії.

2. Згідно проаналізованих схем гідроприводів та принципів їх роботи встановлені основні вимоги, що пред'являються до сучасних гідросистем ТПА:

- система повинна бути стійкою при всіх діапазонах зміни швидкостей руху;
- час регулювання не повинен перевищувати 0,3 с;
- величина перерегулювання $\sigma < 15\%$.

3. Розроблено схему пропорційного гідропривода гідроциліндра вприску на основі насоса змінної продуктивності, а також розроблено систему керування регульованим насосом.

4. Розроблено нелінійну математичну модель пропорційного гідропривода гідроциліндра вприску.

5. Застосовано чисельний метод розв'язку систем нелінійних диференціальних рівнянь за допомогою математичного пакету прикладних програм MATLAB Simulink для дослідження нелінійної математичної моделі пропорційного гідропривода термопластавтомата.

6. Під час дослідження перехідних процесів у гідроприводі ідентифіковано залежності конструктивних параметрів регулятора подачі та його динамічних та статичних характеристик.

7. Швидкодія гідроприводу суттєво підвищується за рахунок зменшення площі дроселя системи керування насосом до 0,7 мм², діаметра золотника регулятора до 6 мм та збільшення значення коефіцієнта відкриття робочого вікна регулятора до 4 мм.

8. Як наслідок, застосуванням регульованого насосу у гідроприводі ТПА, було покращено статичні характеристики ТПА, було знайдено підхід до мінімізації похибки стабілізації. При крайніх, максимальних з діапазону, значеннях параметрів регулятора подачі похибка стабілізації не перевищує 1-1,2 %, а при рекомендованих параметрах регулятора подачі похибка входить в межі 1-4 %.

Висновки

(продовження)

9. Проведено порівняння енергетичних характеристик на прикладі гідравлічного ККД гідроприводів ТПА з регульованим та нерегульованим насосами. Економія енергозатрат впродовж робочого циклу гідроприводу ТПА з насосом змінної продуктивності складає близько 400 Дж.

10. Розроблено рекомендації по вибору величини конструктивних параметрів з метою забезпечення необхідних динамічних та статичних характеристик, а саме:

- діаметр золотника регулятора подачі мм;
- коефіцієнт площі відкриття робочих вікон регулятора подачі = 4 мм;
- площа дроселя систем керування насоса = 0,7 мм².

При вказаних параметрах величина перерегулювання становить $\sigma = 5,1 \%$, а час регулювання становить $t_p = 0,22-0,28$ с.

Дякую за увагу!