

Вінницький національний технічний університет

Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ПЕРЕПЕЛИЦЯ В'ЯЧЕСЛАВ ІГОРОВИЧ

УДК 621.313-82:681.53(043.3)

ДИСЕРТАЦІЯ
СИСТЕМА ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ СИНХРОНІЗАЦІЇ
РОБОЧИХ РУХІВ АВТОМАТИЗОВАНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ
ФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВОК ЦЕГЛИ

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Галузь знань 13 – «Механічна інженерія»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ В. І. Перепелиця

Науковий керівник: Козлов Леонід Геннадійович,
доктор технічних наук, професор

Вінниця – 2023

АНОТАЦІЯ

Перепелиця В. І. Система гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 131 – «Прикладна механіка» галузь знань 13 – «Механічна інженерія» – Вінницький національний технічний університет, МОН України, Вінниця, 2023.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної науково-технічної задачі, що полягає у підвищенні точності та продуктивності виготовлення заготовок цегли пластичним методом завдяки розробленні системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли.

На сьогоднішній день на вітчизняних підприємствах із виготовлення керамічної цегли досі використовуються струнні різальні автомати, що застосовуються на етапі формування із суцільного глиняного бруса заготовок цегли. Більшість таких автоматів побудовані ще наприкінці минулого століття. Конструкція системи синхронізації переміщення рамки (каретки) із різальною струною відносно глиняного бруса таких різальних автоматів є складною та застарілою. Як правило, робочі рухи таких установок приводяться в дію механічними пристроями, які не дозволяють отримати високу продуктивність та правильні розміри цеглини згідно зі стандартом. Причиною вказаних недоліків є складна та громіздка механічна конструкція із великою кількістю деталей, що негативно вплине на надійність роботи конструкції та призведе до ускладнень при обслуговуванні та ремонті установки.

Створення системи гідравлічних приводів із синхронізацією робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли дозволить підвищити продуктивність виготовленої продукції та звести до мінімуму похибку розмірів заготовок цегли, що визначає мету дисертаційної роботи.

Згідно поставленої мети при створенні системи гідравлічних приводів із синхронізацією робочих рухів автоматизованої установки для імітаційного моделювання течії робочої рідини застосовано метод скінченних елементів. При розв'язанні математичних моделей використано чисельний метод Розенброка.

Адекватність математичної моделі експериментальної установки для формування заготовок цегли, розробленої за допомогою програмного пакету MATLAB, підтверджена за критерієм Фішера з ймовірністю 95%.

Основні наукові та практичні результати полягають в наступному:

1. На основі проведеного аналізу сучасного стану виробництв із виготовлення керамічної цегли визначено, що модернізувати технологічне обладнання слід, в першу чергу, на етапі формування із суцільного глиняного бруса заготовок цегли. Ефективним засобом покращення характеристик автоматизованих установок для виробництва заготовок цегли є застосування системи електрогідравлічних приводів на основі контролерів, що забезпечують синхронізацію робочих рухів установки. Це дозволяє підвищити точність розмірів заготовок та продуктивності їх виготовлення.

2. Розроблено нову систему гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням. Удосконалено розроблену схему автоматизованої установки за допомогою встановлення регульованого дроселя з пропорційним електромагнітним керуванням та контролера. Система забезпечує необхідну швидкість руху каретки установки в залежності від швидкості подачі глиняного бруса.

3. Експериментально визначено силу опору, що діє на траверсу із різальними струнами під час розрізання глиняного бруса на заготовки цегли, в залежності від трьох параметрів: кількості різальних струн, товщини різальної струни та швидкості різання.

4. Проведено моделювання течії робочої рідини через регульований дросель. Визначено залежність витрати робочої рідини через робоче вікно

регульованого дроселя від чотирьох параметрів: величини зміщення золотника, тисків на вході та виході регульованого дроселя, температури робочої рідини.

5. Розроблена узагальнена нелінійна математична модель системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли, яка включає: експериментально визначену залежність сили опору в приводі руху траверси із різальними струнами та витратні характеристики регульованого дроселя, що визначались за допомогою комп'ютерного моделювання течії робочої рідини по його каналам; що дозволило визначити оптимальні параметри гідроприводів з релейним та програмним керуванням, при яких мінімізується похибка розмірів заготовки та забезпечується максимальна продуктивність роботи.

6. Проведено експериментальні дослідження системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок з релейним керуванням та керуванням від контролера. В результаті чого була підтверджена працездатність системи та адекватність математичної моделі; визначена залежність величини похибки розмірів заготовки від зміни площі робочого вікна регульованого дроселя та коефіцієнта підсилення сили струму на виході контролера.

7. Визначено, що забезпечити стійкості роботи розробленої установки можливо за рахунок раціонального підбору її параметрів з таких діапазонів:

- для установки із релейним керуванням: площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (2...4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, площа поршня гідроциліндра $f_c = (10...50) \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, площа відкриття робочого вікна гідророзподільника $f_p = (10...15) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, об'єм гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем $w_d = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, об'єм камери гідроциліндра $w_c = (0,1...0,4) \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, попереднє стиснення пружини $H_c = (5...50) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, жорсткість пружини $c_c = (20...40) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, маса каретки $m_k = (40...300) \text{ кг}$, тиск на виході насоса $p_n = (20...50) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

- для установки з керуванням від контролера: площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (1...6) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; площа камери гідроциліндра $f_c = (5...50) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; площа відкриття робочого вікна гідророзподільника $f_p = (10...15) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; об'єм гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем $w_d = (0,1...0,4) \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$; об'єм камери гідроциліндра $w_c = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; попереднє стиснення пружини $H_c = (5...50) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; жорсткість пружини $c_c = (15...45) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; маса каретки $m_k = (40...300) \text{ кг}$; тиск на виході насоса $p_n = (20...50) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

8. Встановлено діапазон значень параметрів установки, в яких зменшується похибки δ розмірів заготовки цегли:

- для установки із релейним керуванням: попереднє стиснення пружини $H_c = (15...30) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (2...4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; площа поршня гідроциліндра $f_c = (20...35) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; жорсткість пружини $c_c = (25...35) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; тиск на виході з насоса $p_n = (25...30) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

- для установки з керуванням від контролера: попереднє стиснення пружини $H_c = (30...50) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (3...6) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; площа поршня гідроциліндра $f_c = (15...30) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; жорсткість пружини $c_c = (30...45) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; тиск на виході з насоса $p_n = (30...40) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

9. Для установки із керуванням від контролера виявлено доцільність зміни сили струму i_a на виході контролера від часу переміщення глиняного бруса у вигляді дробово-кускової функції із змінними коефіцієнтами підсилення. Встановлено значення коефіцієнтів підсилення $k_1 = 0,6 \text{ мА/с}$ і $k_2 = 0,013 \text{ мА/с}$, які забезпечують найменшу величину похибки розмірів заготовки.

10. Проведено розрахунок оптимальних конструктивних параметрів двох варіантів гідроприводів установки для формування заготовок цегли:

- для установки із релейним керуванням: площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, площа поршня гідроциліндра

$f_c = 20 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, тиск на виході з насоса $p_n = 40 \cdot 10^5 \text{ Па}$ забезпечує величину похибки розмірів заготовок $\delta = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, при величині продуктивності установки $A = 5440 \text{ шт/год}$, та затраченій потужності $P_n = 2920 \text{ Вт}$.

- для установки із керуванням від контролера: коефіцієнт підсилення сили струму i_a на виході контролера $k_2 = 0,013 \text{ мА/с}$, площа поршня гідроциліндра $f_c = 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, тиск на виході з насоса $p_n = 40 \cdot 10^5 \text{ Па}$ забезпечує величину похибки $\delta = 1,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, при величині продуктивності установки $A = 6591 \text{ шт/год}$ та затраченій потужності $P_n = 2920 \text{ Вт}$.

11. Розроблено критерій оцінки ефективності роботи автоматизованої установки для формування заготовок цегли в залежності від: точності виготовленої продукції, продуктивності та енерговитрати.

12. Результати роботи передано на підприємство «Липовецький цегельний завод» м. Липовець. Розраховано, що економічний ефект при впровадженні становить 56 тис. грн на одну установку при програмі випуску 500 тис. шт.

Наукова новизна дисертаційної роботи полягає в наступних положеннях:

1. Удосконалено узагальнену нелінійну математичну модель системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли, яка включає експериментально визначену залежність сили опору в приводі руху траверси із різальними струнами від кількості різальних струн, товщини різальної струни та швидкості руху траверси, а також витратні характеристики регульованого дроселя, що визначались за допомогою комп'ютерного моделювання течії робочої рідини по його каналам, що дозволило визначити оптимальні параметри гідроприводів з релейним та програмним керуванням, при яких мінімізується похибка розмірів заготовки та забезпечується збільшення продуктивності роботи.

2. Вперше запропоновано формувати залежність сигналу на виході контролера від величини переміщення глиняного бруса заготовки у вигляді

дробово-кускової функції зі змінним коефіцієнтом підсилення, що дозволяє зменшити похибку розмірів заготовки.

3. Вперше визначено для системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки з релейним та програмним керуванням нелінійні залежності похибки розмірів заготовки від величини налаштування тиску запобіжно-переливного клапана, площі поршня гідроциліндра каретки, площі регульованого дроселя, жорсткості та попереднього стиснення пружини каретки, що дозволило зменшити величину похибки розмірів заготовки.

4. Вперше знайдено нелінійні залежності похибки розмірів заготовки від величини змінних коефіцієнтів дробово-кускової функції сигналу на виході контролера, що дозволило зменшити величину похибки розмірів заготовки.

5. Отримав подальший розвиток спосіб оцінки ефективності роботи установки на основі визначених характеристик точності, продуктивності та енерговитрат.

Практична цінність одержаних результатів полягає в наступному:

1. Розроблено нову систему гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням та удосконалено її за допомогою використання регульованого дроселя з пропорційним електрогідравлічним керування з управлінням від контролера. Система забезпечує необхідну швидкість руху каретки установки, що синхронізується з подачею глиняного бруса.

2. Створено алгоритм керування системою гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки, яка зменшує похибку розмірів заготовок цегли, збільшує продуктивність виготовленої продукції. Досягнуті показники для установки із релейним керуванням: похибка розмірів заготовки $\delta = 1,43 \cdot 10^{-3}$ м, продуктивність установки $A = 5440$ шт/год та затрачена потужність $P_n = 2920$ Вт. Досягнуті показники для установки з

керуванням від контролера: похибка розмірів заготовки $\delta = 1,06 \cdot 10^{-3}$ м, продуктивності установки $A = 6591$ шт/год, затрачена потужність $P_n = 2920$ Вт.

3. Економічний ефект від впровадження на виробництво становить 56 тис. грн. на одну установку при програмі випуску 500 тис. шт.

Одержані в роботі практичні результати прийняті до впровадження на підприємстві «Липовецький цегельний завод» м. Липовець.

Ключові слова: система гідроприводів, синхронізація руху, математична модель, установка для формування заготовок цегли, регульований дросель, контролер.

ABSTRACT

Perepelytsia V. I. System of the hydraulic drives for the synchronization of the operation motions of the automatic unit for brick blanks formation – Qualifying scientific work on the rights of a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in speciality 131 – Applied Mechanics, branch of knowledge 13 – Mechanical Engineering – Vinnytsia National Technical University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Vinnytsia, 2023.

The dissertation is devoted to solving an urgent scientific and technical problem, which is to increase the accuracy and productivity of manufacturing brick blanks by the plastic method by developing a system of hydraulic drives for synchronising the working movements of an automated installation for forming brick blanks.

Today, domestic ceramic brick manufacturers still use string cutting machines at the stage of forming brick blanks from a solid clay bar. Most of these machines were built at the end of the last century. The design of the system for synchronising the movement of the frame (carriage) with the cutting string relative to the clay bar of such cutting machines is complex and outdated. As a rule, the working movements of such installations are driven by mechanical devices that do not allow for high productivity and correct geometric dimensions of bricks in accordance with the standard. The reason for these shortcomings is a complex and cumbersome mechanical design with a large number of parts, which negatively affects the reliability of the structure and leads to complications in the maintenance and repair of the plant.

The creation of a system of the hydraulic drives for the synchronization of the operation motions of the automatic unit for brick blanks formation will increase the productivity of manufactured products and minimise the error in the size of brick blanks, which determines the purpose of the dissertation.

In accordance with this goal, when creating a system of hydraulic drives with synchronisation of working movements of an automated installation, the finite element method was used to simulate the flow of working fluid. The numerical Rosenbrock method was used to solve the mathematical models.

The adequacy of the mathematical model of the experimental setup for forming brick blanks, developed using the MATLAB software package, was confirmed by the Fisher criterion with a probability of 95%.

The main scientific and practical results are as follows:

1. Based on the analysis of the current state of ceramic brick production, it has been determined that technological equipment should be modernised, first of all, at the stage of forming brick blanks from a solid clay bar. An effective way to improve the performance of automated plants for the production of brick blanks is to use a system of electro-hydraulic drives based on controllers that synchronise the working movements of the plant. This allows to increase the accuracy of the dimensions of the blanks and the productivity of their manufacture.

2. A new system of the hydraulic drives for the synchronization of the operation motions of the automatic unit for brick blanks formation with relay control has been developed. The developed scheme of the automated installation was improved by installing an adjustable throttle with proportional electromagnetic control and a controller. The system ensures the required speed of the machine carriage depending on the clay bar feed rate.

3. The force of resistance acting on a traverse with cutting strings when cutting a clay bar into brick blanks was experimentally determined, depending on three parameters: the number of cutting strings, the thickness of the cutting string, and the cutting speed.

4. The modelling of the working fluid flow through an adjustable throttle was carried out. The dependence of the working fluid flow rate through the working window of the adjustable throttle on four parameters is determined: the spool displacement, the inlet and outlet pressures of the adjustable throttle, and the working fluid temperature.

5. A generalised nonlinear mathematical model of a system of the hydraulic drives for the synchronization of the operation motions of the automatic unit for brick blanks formation has been developed, which includes: the experimentally determined dependence of the resistance force in the drive of the traverse movement with cutting strings and the flow characteristics of the adjustable throttle, which were determined by computer modelling the flow of working fluid through its channels; this made it possible to determine the optimal parameters of hydraulic drives with relay and software control, which minimise the workpiece size error and ensure maximum productivity.

6. Experimental studies of the system of the hydraulic drives for the synchronization of the operation motions of the automatic unit for brick blanks formation with relay control and controller control were carried out. As a result, the system operability and the adequacy of the mathematical model were confirmed; the dependence of the workpiece dimensional error on the change in the area of the adjustable choke working window and the current gain at the controller output was determined.

7. It has been determined that it is possible to ensure the stability of the developed installation by rationally selecting its parameters from the following ranges:

- for the installation with relay control: opening area of the working window of the adjustable throttle $f_d = (2...4) \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$, area of the hydraulic cylinder piston $f_c = (10...50) \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, opening area of the working window of the hydraulic distributor $f_p = (10...15) \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$, volume of the hydraulic line between the hydraulic distributor and the adjustable throttle $w_d = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$, volume of the hydraulic cylinder chamber $w_c = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$, spring pre-compression $H_c = (5...50) \cdot 10^{-3} \text{ m}$, spring stiffness $c_c = (20...40) \cdot 10^3 \text{ N/m}$, carriage weight $m_k = (40...300) \text{ kg}$, pump outlet pressure $p_n = (20...50) \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

- for a plant controlled by a controller: opening area of the adjustable throttle window $f_d = (1...6) \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$; area of the hydraulic cylinder chamber $f_c = (5...50) \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$; opening area of the hydraulic distributor window

$f_p = (10...15) \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$; volume of the hydraulic line between the hydraulic distributor and the adjustable throttle $w_d = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$; volume of the hydraulic cylinder chamber $w_c = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$; pre-compression of the spring $H_c = (5...50) \cdot 10^{-3} \text{ m}$; spring stiffness $c_c = (15...45) \cdot 10^3 \text{ N/m}$; carriage weight $m_k = (40...300) \text{ kg}$; pump outlet pressure $p_n = (20...50) \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

8. The range of values of the plant parameters in which the error δ of the dimensions of the brick blank is reduced is established:

- for a relay-controlled system: spring pre-compression $H_c = (15...30) \cdot 10^{-3} \text{ m}$; opening area of the adjustable throttle window $f_d = (2...4) \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$; hydraulic cylinder piston area $f_c = (20...35) \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$; spring stiffness $c_c = (25...35) \cdot 10^3 \text{ N/m}$; pump outlet pressure $p_n = (25...30) \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

- for a plant controlled by a controller: spring pre-compression $H_c = (30...50) \cdot 10^{-3} \text{ m}$; opening area of the working window of the adjustable throttle $f_d = (3...6) \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$; hydraulic cylinder piston area $f_c = (15...30) \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$; spring stiffness $c_c = (30...45) \cdot 10^3 \text{ N/m}$; pump outlet pressure $p_n = (30...40) \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

9. For a controller-controlled unit, the expediency of changing the current strength i_a at the controller output from the time of movement of the clay bar in the form of a fractional-lumped function with variable gain coefficients was revealed. The values of the gain coefficients $k_1 = 0,6 \text{ mA/s}$ and $k_2 = 0,013 \text{ mA/s}$ were determined, which provide the smallest value of the workpiece dimensional error.

10. The optimal design parameters of two variants of hydraulic drives for a brick moulding machine have been calculated:

- for a relay-controlled unit: the opening area of the adjustable throttle window $f_d = 4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$, the area of the hydraulic cylinder piston $f_c = 20 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, the pump outlet pressure $p_n = 40 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ provides a workpiece dimensional error of $\delta = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, with the unit productivity $A = 5440 \text{ pcs/h}$ and the power consumption $P_n = 2920 \text{ W}$.

- for a plant controlled by a controller: current amplification factor i_a at the controller output $k_2 = 0,013 \text{ mA/s}$, hydraulic cylinder piston area $f_c = 15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, pump outlet pressure $p_n = 40 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ provides an error value

$\delta = 1,06 \cdot 10^{-3}$ m, with plant productivity $A = 6591$ pcs/h and power consumption $P_n = 2920$ W.

11. A criterion for evaluating the efficiency of an automated brick moulding machine has been developed, depending on the accuracy of the manufactured products, productivity and energy consumption.

12. The results of the work were handed over to Lipovetsky Brick Plant in Lipovets. It was calculated that the economic effect of the implementation is UAH 56 thousand per unit with a production programme of 500 thousand units.

The scientific novelty of the dissertation is as follows:

1. A generalised nonlinear mathematical model of the system of the hydraulic drives for the synchronization of the operation motions of the automatic unit for brick blanks formation has been improved, which includes the experimentally determined dependence of the resistance force in the drive of the traverse movement with cutting strings on the number of cutting strings, the thickness of the cutting string and the speed of the traverse movement, as well as the flow characteristics of the adjustable throttle, which were determined by computer modelling of the working fluid flow through its channels, which made it possible to determine the optimal parameters of hydraulic drives with relay and software control, which minimise the workpiece dimensional error and increase productivity.

2. For the first time, it is proposed to form the dependence of the signal at the controller output on the amount of movement of the clay bar of the workpiece in the form of a fractional-lumped function with a variable gain, which reduces the error in the workpiece dimensions.

3. For the first time, for the system of the hydraulic drives for the synchronization of the operation motions of the automatic unit for brick blanks formation with relay and software control, nonlinear dependencies of the workpiece size error on the value of the pressure setting of the safety overflow valve, the area of the carriage hydraulic cylinder piston, the area of the adjustable throttle, stiffness and pre-compression of the carriage spring were determined, which made it possible to reduce the workpiece size error.

4. For the first time, nonlinear dependences of the workpiece size error on the value of the variable coefficients of the fractional-lumped signal function at the controller output were found, which made it possible to reduce the workpiece size error.

5. A method for assessing the efficiency of the installation based on certain characteristics of accuracy, productivity and energy consumption was further developed.

The practical value of the results obtained is as follows:

1. A new system of the hydraulic drives for the synchronization of the operation motions of the automatic unit for brick blanks formation with relay control has been developed and improved by using an adjustable throttle with proportional electro-hydraulic control with control from the controller. The system ensures the required speed of the machine carriage, which is synchronised with the clay bar supply.

2. A control algorithm for system of the hydraulic drives for the synchronization of the operation motions of the automatic unit for brick blanks formation has been developed, which reduces the dimensional error of brick blanks and increases the productivity of manufactured products. The achieved indicators for the relay-controlled plant are: the error in the dimensions of the workpiece $\delta = 1,43 \cdot 10^{-3}$ m, the plant's productivity $A = 5440$ pcs/h and the power consumption $P_n = 2920$ W. Achieved results for the machine with controller control: workpiece dimensional error $\delta = 1,06 \cdot 10^{-3}$ m, machine capacity $A = 6591$ pieces/hour, power consumption $P_n = 2920$ W.

3. The economic effect of the introduction into production is UAH 56 thousand per machine with a production programme of 500 thousand pieces.

The practical results obtained in the work have been accepted for implementation at the Lipovets Brick Plant in Lipovets.

Keywords: hydraulic drive system, motion synchronisation, mathematical model, unit for brick blanks formation, adjustable throttle, controller.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у фахових виданнях України:

[1] В. І. Перепелиця, «Дослідження динаміки руху ріжучого органу автоматизованого пристрою для формування заготовок цегли», *Наукові праці ВНТУ*, № 4, с.42-48, 2021. DOI: <https://doi.org/10.31649/2307-5376-2020-4-42-48>

[2] В. І. Перепелиця, Л. Г. Козлов, «Визначення параметрів установки для формування заготовок цегли, що забезпечують мінімальну похибку переміщення», *Вісник Хмельницького національного університету: Технічні науки*, № 4, с. 198-203, 2022. DOI: <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2022-311-4-198-203>

[3] В. І. Перепелиця, Л. Г. Козлов, «Система управління на базі контролера для керування швидкістю руху каретки установки для формування заготовок цегли» *Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві*, Том 34, № 1, с. 190-196, 2023. DOI: <https://doi.org/10.31649/2311-1429-2023-1-190-196>

Опубліковані праці апробаційного характеру:

[4] В. П. Пурдик, В. І. Перепелиця, «Динаміка приводу обладнання для формування заготовок цегли», *Матеріали III Міжнародної науково-технічної конференція «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» 27 – 29 грудня 2018 р.): Збірник тез доповідей*, – Вінниця : ВНТУ, 2019. с. 102-108. Режим доступу: <http://ir.lib.vntu.edu.ua/handle/123456789/25557>

[5] В. П. Пурдик, В. І. Перепелиця, М. П. Коріненко, «До розрахунку швидкодії рубильної машини для формування штучних зразків сирової цегли» *Матеріали I-ої Міжнародної науково-технічної конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» 13 – 15 травня 2019 р.): Збірник тез доповідей* – Вінниця : ВНТУ, 2019. с. 314-316. Режим доступу: <http://repository.vsau.org/getfile.php/22938.pdf>

[6] В. П. Пурдик, В. І. Перепелиця, «Імітаційне дослідження динаміки пристрою для формування заготовок сирі цегли» *Матеріали XLIX Науково-технічної конференції факультету машинобудування та транспорту*, Вінниця – 2020. Режим доступу: <https://ir.lib.vntu.edu.ua/handle/123456789/29156>

[7] В. І. Перепелиця, «Аналіз обладнання для виготовлення заготовок сирі цегли методом пластичного формування» *Матеріали I Науково-технічної конференції факультету машинобудування та транспорту*, Вінниця – 2021. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2021/paper/view/12299/10230>

[8] В. І. Перепелиця, «До розрахунку робочого циклу ріжучого органу струнного різального автомата для формування цегли» *Матеріали II-ої Міжнародної науково-технічної конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» 13 – 15 травня 2021 р.* – Вінниця : ВНТУ, 2021. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2021/paper/viewFile/13347/11208>

[9] В. І. Перепелиця, «Порівняльна характеристика струнних різальних автоматів для формування цегли-сирцю із пластичного глиняного бруса» *Матеріали XXVI Міжнародної науково-технічної конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» 7 – 10 вересня 2021 р.* – Київ-Херсон, 2021. Режим доступу: <http://repository.vsau.org/getfile.php/29690.pdf>

[10] В. І. Перепелиця, «Автоматизований пристрій для формування заготовок цегли з гідравлічним приводом та керуванням від контролера» *Матеріали XXII Міжнародної науково-технічної конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» 17 – 18 листопада 2021 р.* – Київ, 2021. Режим доступу: <http://repository.vsau.org/getfile.php/30274.pdf>

[11] Л. Г. Козлов, В. І. Перепелиця, «Вплив параметрів автоматизованого пристрою для формування цегли на його динамічні характеристики» *Матеріали LI Науково-технічної конференції факультету*

машинобудування та транспорту, Вінниця – 2022. Режим доступу:
https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/1/vntu_2022_netpub.pdf

[12] В. І. Перепелиця, Л. Г. Козлов, «Аналіз способів синхронізації декількох гідроциліндрів» *Матеріали III Міжнародної науково-технічної конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту»*, – Вінниця : ВНТУ, 2023. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2023/paper/viewFile/18152/14990>

[13] V. Perepelytsia, L. Kozlov, I. Buriennikov, N. Burennikova, S. Kozlov, O. Rusu, «Optimization of hydraulic drives for synchronizing the working movements of the machine for automated brick production» *The 11th International Conference on «Modern Manufacturing Technologies in Industrial Engineering»*, *Book of Abstracts, June 14th – 17th 2023*, Continental Forum Hotel, Bucharest, Romania.

ЗМІСТ

ВСТУП	22
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ КЕРАМІЧНОЇ ЦЕГЛИ ТА СПОСОБІВ СИНХРОНІЗАЦІЇ В СИСТЕМАХ ГІДРОПРИВОДІВ.....	28
1.1 Методи та технологія виготовлення керамічної цегли. Вимоги до виготовленої продукції.....	28
1.2 Аналіз перспективних конструкцій обладнання для формування заготовок цегли.....	32
1.3 Аналіз способів синхронізації виконавчих елементів в системах гідроприводів.....	43
1.3.1 Синхронізація в системах гідроприводів.....	43
1.3.2 Дросельне регулювання.....	45
1.3.3 Використання регуляторів потоку.....	49
1.3.4 Використання дільників та суматорів потоку.....	52
1.3.5 Використання пропорційного клапану зі зворотнім зв'язком.....	55
1.4 Огляд робіт по дослідженню робочих процесів в гідроприводах системи синхронізації.....	58
1.5 Висновки до першого розділу.....	62
РОЗДІЛ 2 СИСТЕМА ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВОК ЦЕГЛИ.....	65
2.1 Система гідравлічних приводів установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням.....	65
2.2 Електрична схема управління установкою для формування заготовок цегли з релейним керуванням.....	67
2.3 Система гідравлічних приводів установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера.....	69
2.4 Електрична схема управління установкою для формування заготовок цегли з керуванням від контролера.....	71
2.5 Схема керування регульованим дроселем з електромагнітним	

управління.....	74
2.6 Цикл роботи установки для формування заготовок цегли.....	76
2.7 Висновки до другого розділу	77
РОЗДІЛ 3 ІМІТАЦІЙНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В СИСТЕМІ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВОК ЦЕГЛИ.....	79
3.1 Визначення витратних характеристик елементів регульованого дрoселя.....	79
3.2 Математична модель гідроприводів установки для формування заготовок цегли.....	82
3.3 Блок-схема розв'язання рівнянь математичної моделі.....	96
3.4 Параметри математичної моделі.....	102
3.5 Дослідження стійкості роботи установки для формування заготовок цегли з релейним керування.....	104
3.6 Дослідження динамічних характеристик установки для формування заготовок цегли з релейним керування.....	108
3.7 Дослідження впливу параметрів установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням на величину похибки розмірів заготовки цегли.....	112
3.8 Дослідження енергетичних характеристик гідроприводів установки для формування заготовок цегли з релейним керування.....	115
3.9 Розрахунок оптимальних конструктивних параметрів гідроприводу установки для формування заготовок цегли з релейним керування.....	119
3.10 Дослідження стійкості роботи установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера.....	121
3.11 Дослідження динамічних характеристик установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера.....	124
3.12 Дослідження впливу параметрів установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера на величину похибки розмірів заготовки цегли.....	127

3.13 Дослідження енергетичних характеристик гідроприводів установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера.....	130
3.14 Вплив коефіцієнту підсилення сили струму на виході контролера на величину похибки розмірів заготовки цегли для гідроприводів установки з керуванням від контролера.....	132
3.15 Розрахунок оптимальних конструктивних параметрів гідроприводів установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера.....	134
3.16 Висновки до третього розділу	137
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДІВ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВОК ЦЕГЛИ.....	139
4.1 Експериментальна установка для формування заготовок цегли з релейним керуванням.....	139
4.2 Визначення сили опору, що діє на траверсу установки під час формування заготовок цегли.....	142
4.3 Визначення динамічних характеристик гідроприводу каретки експериментальної установки з релейним керуванням.....	149
4.4 Експериментальне визначення величини похибки розмірів заготовок цегли для установки із релейним керуванням.....	150
4.5 Ідентифікація математичної моделі установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням.....	152
4.6 Експериментальна установка для формування заготовок цегли з керуванням від контролера.....	156
4.7 Визначення динамічних характеристик гідроприводу каретки експериментальної установки з керуванням від контролера.....	159
4.8 Експериментальне визначення величини похибки розмірів заготовок цегли для установки з керуванням від контролера.....	161
4.9 Ідентифікація математичної моделі установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера.....	163
4.10 Установка для формування заготовок цегли з гідравлічними	

приводами.....	167
4.11 Висновки до четвертого розділу.....	172
ВИСНОВОКИ.....	173
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	177
ДОДАТКИ.....	191

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження.

Сьогодні, військові дії на території нашої країни призводять до небачених раніше руйнувань та пошкоджень інфраструктури, зокрема руйнувань житлового фонду, державних закладів та навіть, цілих населених пунктів. Тому, питання відбудови країни матиме першочергове значення у післявоєнний період. Отже, забезпечення ринку будівельних матеріалів дешевою та якісною продукцією, зокрема керамічною цеглою, є важливим завданням для вітчизняних виробництв. На території нашої країни розташовано понад 150 підприємств з виробництва керамічної цегли. Серед яких значну частину ринку становлять малі виробники, на виробництвах яких досі функціонує застаріле обладнання, що не може працювати із високою продуктивністю, і не дозволяє отримати продукцію високої якості. Також, слід зазначити, що виготовлення цегли має високі енергетичні затрати, що у комбінації із використанням застарілого обладнання підвищує її кінцеву вартість та зменшує конкурентоспроможність продукції.

В першу чергу модернізацію таких підприємств слід проводити на етапі виробничих процесів виготовлення заготовок цегли. На цьому етапі найважливішою характеристикою є правильність розмірів заготовок та швидкість їх виготовлення. В більшості випадків, на невеликих підприємствах, заготовка виготовляється за допомогою струнних різальних автоматів, які є технічно та морально застарілими. Заміна таких різальних пристроїв на автоматизовані установки на базі електрогідравлічних приводів з контролерами суттєво підвищить продуктивність та якість виготовлення готової продукції.

Таким чином, створення системи гідравлічних приводів, визначення їх параметрів та алгоритмів керування автоматизованої установки для формування заготовок цегли є актуальною науково-технічною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дослідження за темою дисертаційної роботи виконувалися згідно із науковим напрямком кафедри Технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету в рамках науково-дослідної роботи № 17К1 «Розроблення, дослідження та покращення характеристик енергоощадних гідроприводів для мобільних та технологічних машин на базі пропорційної електрогідравлічної апаратури та регульованих насосів» (2023 – 2024 рр.).

Мета і завдання дослідження.

Мета дисертаційної роботи полягає в підвищенні показників продуктивності та точності виготовленої продукції за допомогою розроблення та дослідження системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні *задачі*:

1. Провести аналіз відомих схем автоматизованих пристроїв для розрізання глиняного бруса, що застосовуються на вітчизняних підприємствах із виготовлення керамічної цегли з метою виявлення можливостей підвищення продуктивності виготовлення продукції та її точності за рахунок розроблення нової системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли.
2. Запропонувати схему автоматизованої установки з покращеними показниками продуктивності, точності та енерговитрат.
3. Експериментально визначити силу опору, що діє на траверсу установки під час різання глиняного бруса на заготовки цегли.
4. Визначити витратні характеристики регульованого дроселя за допомогою імітаційного моделювання течії робочої рідини по його каналам.
5. Розробити узагальнену математичну модель системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли на основі врахування експериментально визначеної сили опору, що діє на траверсу установки під час розрізання

глиняного бруса, витратних характеристик регульованого дроселя, визначених за допомогою імітаційного моделювання течії роботи рідини по його каналам.

6. Провести експериментальні дослідження системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли для підтвердження її працездатності, визначення основних характеристик та підтвердження адекватності математичної моделі.

7. Дослідити стійкість роботи розробленої системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли та визначити вплив її основних параметрів на динамічні характеристики та точність розмірів виготовлених заготовок цегли.

8. Визначити оптимальні параметри установки, які мають найбільший вплив на продуктивність та точність виготовлених заготовок цегли.

9. Розробити критерій оцінки ефективності розробленої автоматизованої установки.

Об'єктом дослідження є робочі процеси в системі гідравлічних приводів автоматизованої установки для формування заготовок цегли.

Предметом дослідження є система гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження здійснювались на основі рівнянь механіки та гідромеханіки, теорії автоматичного керування, а також із застосуванням сучасних програмних продуктів MATLAB, SolidWorks, Autodesk Simulation SFD, Datafit. Експериментальні дослідження виконані на спеціальній експериментальній установці із використанням високоточних вимірювальних приладів. Результати експериментів оброблялися із застосуванням методів планування експерименту та математичної статистики.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Удосконалено узагальнену нелінійну математичну модель системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої

установки для формування заготовок цегли, яка включає експериментально визначену залежність сили опору в приводі руху траверси із різальними струнами від кількості різальних струн, товщини різальної струни та швидкості руху траверси, а також витратні характеристики регульованого дроселя, що визначались за допомогою комп'ютерного моделювання течії робочої рідини по його каналам, що дозволило визначити оптимальні параметри гідроприводів з релейним та програмним керуванням, при яких мінімізується похибка розмірів заготовки та забезпечується збільшення продуктивності роботи.

2. Вперше запропоновано формувати залежність сигналу на виході контролера від величини переміщення глиняного бруса заготовки у вигляді дробово-кускової функції зі змінним коефіцієнтом підсилення, що дозволяє зменшити похибку розмірів заготовки.

3. Вперше визначено для системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки з релейним та програмним керуванням нелінійні залежності похибки розмірів заготовки від величини налаштування тиску запобіжно-переливного клапана, площі поршня гідроциліндра каретки, площі регульованого дроселя, жорсткості та попереднього стиснення пружини каретки, що дозволило зменшити величину похибки розмірів заготовки.

4. Вперше знайдено нелінійні залежності похибки розмірів заготовки від величини змінних коефіцієнтів дробово-кускової функції сигналу на виході контролера, що дозволило зменшити величину похибки розмірів заготовки.

5. Отримав подальший розвиток спосіб оцінки ефективності роботи установки на основі визначених характеристик точності, продуктивності та енерговитрат.

Практичне значення отриманих результатів полягає у розробці нової системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням та

удосконаленні її за допомогою використання регульованого дроселя з пропорційним електрогідравлічним керування з управлінням від контролера. Система забезпечує необхідну швидкість руху каретки установки, що синхронізується з подачею глиняного бруса.

Створено алгоритм керування системою гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки, яка зменшує похибку розмірів заготовок цегли, збільшує продуктивність виготовленої продукції. Досягнуті показники для установки із релейним керуванням: похибка розмірів заготовки $\delta = 1,43 \cdot 10^{-3}$ м, продуктивність установки $A = 5440$ шт/год та затрачена потужність $P_n = 2920$ Вт. Досягнуті показники для установки з керуванням від контролера: похибка розмірів заготовки $\delta = 1,06 \cdot 10^{-3}$ м, продуктивності установки $A = 6591$ шт/год, затрачена потужність $P_n = 2920$ Вт.

Економічний ефект від впровадження на виробництво становить 56 тис. грн. на одну установку при програмі випуску 500 тис. шт.

Апробація основних теоретичних і практичних результатів дисертації на підприємстві підтверджується відповідними актами про впровадження.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати роботи одержані автором особисто. Вони представляють собою обґрунтування та розроблення нової схеми установки для формування заготовок цегли, вдосконалення розробленої установки шляхом встановлення керування від контролера. Розроблення математичної моделі установки та знаходження її оптимальних конструктивних значень. Постановка мети роботи, задач та формулювання висновків виконано у співпраці з науковим керівником.

Апробація матеріалів дисертації. Основні результати роботи доповідались та отримали позитивну оцінку на: III Міжнародна науково-технічна конференція «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» (2019), I-а Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019», XLIX Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту

(2020), L Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту (2021), Конференція ВНТУ «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» (2021), XXVI Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (2021), XXII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (2021), LI Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту (2022), III Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» (2023), The 11th International Conference on «Modern Manufacturing Technologies in Industrial Engineering», Bucharest, Romania (2023).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 13 наукових праць, у тому числі 3 статі у наукових фахових виданнях, 10 тез доповідей в збірниках матеріалів конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку літературних джерел та додатків. Робота містить 155 сторінок тексту, 85 рисунків, 24 таблиці, список літературних джерел із 115 найменувань.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ КЕРАМІЧНОЇ ЦЕГЛИ ТА СПОСОБІВ СИНХРОНІЗАЦІЇ В СИСТЕМАХ ГІДРОПРИВОДІВ

1.1 Метод та технологія виготовлення керамічної цегли. Вимоги до виготовленої продукції

Керамічна цегла є популярним будівельним матеріалом в Україні та світі. Для її виготовлення існує декілька методів, найбільш розповсюджений із яких – метод пластичного формування.

Метод пластичного формування – це “класичний” спосіб отримання цегли, що ґрунтується на формуванні заготовок цегли сирцю з вологістю 15-25% з подальшим процесом сушіння та випалу [1].

Цегла отримана таким способом, має ряд переваг:

1. необмежена сфера застосування;
2. низькі економічні витрати;
3. міцність, зносостійкість та довговічність;
4. екологічність;
5. хороші тепло-зберігаючі властивості;
6. простота у використанні та транспортуванні;
7. гнучкий формат та кольоровий відтінок (в залежності від домішок).

Процес виготовлення керамічної цегли пластичним методом проходить у декілька етапів – рис. 1.1 [2].

Процес виробництва керамічної цегли відбувається таким чином. Після видобування, сировина (глина) обробляється та із неї видаляються домішки та забруднення. Після чого, глина розмелюється та перемішується для отримання однорідної маси. Очищена глина змішується із іншими компонентами, які можуть включати пісок, шамот, барвники та інші домішки. Це допомагає

поліпшити міцність, текстуру та інші властивості кінцевого виробу. Потім глиняна маса переміщується із водою в кількості 12-20 % і надходить у вакуумний прес. Далі глиняна маса пропускається через вологі штампи, які надають їй необхідний розмір та форму. Вони можуть бути одинарними або подвійними, цілісними або з отворами в середині, для полегшення випалу. Одержаний глиняний брус розрізають на окремі заготовки цегли за допомогою струнних різальних автоматів. Отримані заготовки цегли надходять до сушильних камер. Під час цього процесу глина зволожується, а вода випаровується. Висушені заготовки цегли випалюються в печі при високій температурі. Випал забезпечує керамізацію матеріалу, що призводить до отримання міцної та стійкої цегли. Після випалу цеглу сортують за якістю, розміром та іншими параметрами.

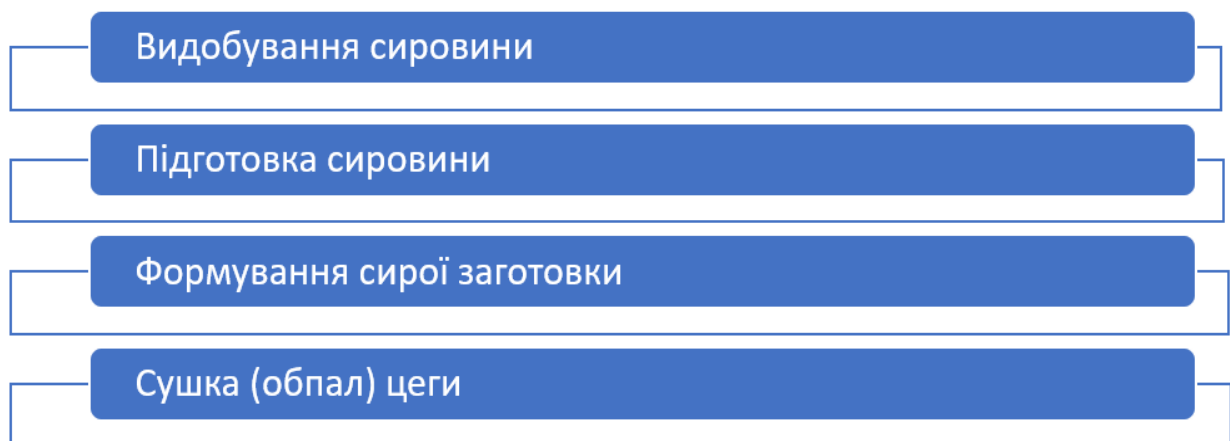


Рисунок 1.1 – Етапи виготовлення керамічної цегли пластичним методом

Сьогодні, у вітчизняній галузі виробництва керамічної цегли, досі функціонує велика кількість підприємств із застарілим обладнанням. Проте, такі підприємства здатні приносити економічний ефект, адже на більшості із них сировинна база знаходиться на їх території. Це суттєво скорочує витрати на логістичну доставку сировини. До того ж, у більшості випадків, на таких підприємствах відсутні висококваліфіковані трудові ресурси, що негативно позначається під час налаштування та ремонту застарілого обладнання.

Серед основних проблем розвитку виробництв цегли можна виділити дві основна проблеми [4]:

1. неповна завантаженість технологічних потужностей;
2. відстала технологія виробництва.

Останнім часом, серед світових виробників будівельної цегли все частіше спостерігається впровадження інноваційних підходів до технології виготовлення керамічної цегли. Ці підходи спрямовані на покращення ефективності, якості та сталості виробництва. Вони включають в себе використання нових матеріалів, автоматизованих процесів, зменшення енергоспоживання, покращення дизайну [1].

Важливим етапом під час виготовлення керамічної цегли є стадія формування із суцільного глиняного бруса заготовок цегли. Як правило, розрізання глиняного бруса реалізується застарілими механічними пристроями зі складною будовою, та які не дозволяють отримати цеглу необхідної форми та розмірів.

Виробництво керамічної цегли в Україні регулюється стандартами і нормами Державного комітету з питань технічного регулювання та споживчої політики. Найважливіший документ у цьому контексті – Державний стандарт України ДСТУ Б В.2.7-58:2011 «Будівельні матеріали. Цегла будівельна керамічна. Технічні умови». Він визначає вимоги до властивостей та якості керамічної цегли, а саме: міцність, геометричні параметри, показники маси, водопоглинання, морозостійкість, точність та хімічний склад [3].

Загальний вигляд цеглини, стандартні розміри та поверхні зображені на рис. 1.2.

Існують наступні формати будівельної цегли [5]:

- стандартний формат – 250*120*65 (мм);
- потовщений формат – 250*120*88 (мм);
- подвійний формат – 250*120*138 (мм).

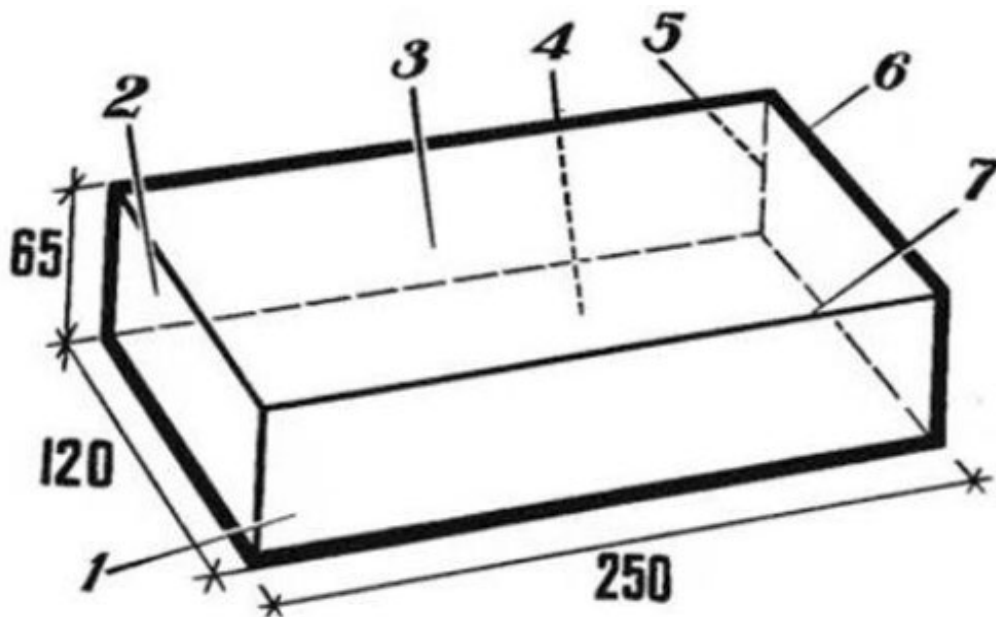


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд, стандартні розміри та поверхні цеглини

де 1 – ложок, 2 – тичок, 3 – верхня постіль, 4 – нижня постіль, 5 – вертикальне ребро, 6 – горизонтальне поперечне ребро, 7 – горизонтальне повздожнє ребро.

Параметрами керамічної цегли які забезпечуються на стадії формування заготовок є точність її розмірів та правильна геометрична форма.

З огляду на те, що при виробництві будівельної цегли відбувається усадка, нормами допускається невелике відхилення по величинам [5]:

- довжина (250 мм) – не більше 4 мм, кут відхилення від перпендикулярності до $3,5^\circ$;
- висота (120 мм) – не більше 3 мм, кут відхилення від перпендикулярності до $2,6^\circ$;
- ширина (65 мм) – не більше 3 мм, кут відхилення від перпендикулярності до $1,4^\circ$.

Враховуючи те, що під час формування цеглин різальні автомати відрізають від суцільного глиняного бруса заготовки по ширині, для подальших досліджень, приймаємо для еталону відхилення по розміру 65 мм.

1.2 Аналіз перспективних конструкцій обладнання для формування заготовок цегли

Усі існуючі різальні автомати для формування заготовок цегли пластичним методом можна умовно поділити на три категорії: однострунні, багатострунні та універсальні [6].

Однострунні різальні автомати розроблені для відрізання заготовки цегли потрібного розміру від глиняного бруса, що безперервно виходить з екструдера. Як правило різ відбувається на рухомому столі, що переміщується зі швидкістю бруса для забезпечення перпендикулярності різі.

Багатострунні різальні автомати, в свою чергу, діляться на: автомати одноступінчастої дії – відрізання необхідної кількості заготовок від глиняного бруса, що безперервно рухається по робочому столі; та двоступінчастої дії – з відрізанням спочатку мірного бруса заданого розміру, а потім розрізанням його на n-ну кількість заготовок. Також багатострунні різальні автомати можуть виконуватись з боковим або вертикальним різом [6].

Універсальні різальні автомати застосовуються для безперервного різання глиняного бруса на різноманітні будівельні вироби: цеглу різних форматів, плитку, черепицю, тощо. Різальний рух в таких автоматах відбувається вертикально, а струни встановлені рухомо для можливості зміни розмірів виготовлених виробів. Часто такі установки комплектуються змінними робочими столами [6].

Прикладами однострунних різальних автоматів є: СМК-163, СП-5М електронно-контактний різальний автомат, установка для відрізання мірного глиняного бруса.

На рис. 1.3 представлена кінематична схема однострунного різального автомата СМК-163. У ньому транспортер 16 приводиться в рух брусом, що виходять з мундштука преса. З метою усунення проковзування бруса по стрічці вона подовжена в 2 рази. Вал 17 і шестерня 22 отримують обертання від регульовального барабана 19. Через ланцюгову передачу 18 і через

шестерні 22 і 21 передають обертання кулачку 20. Останній за допомогою важеля 25, тяги і повідка 28 передає зворотно-поступальні рухи гільзі 31 з валом 32 і смичком 14 зі швидкістю, що дорівнює швидкості бруса.

Далі кулачок 3 під дією важеля 24 і тяги 29, долаючи опір пружини 30, повертає сережки 4 і змушує кулачок 5 переміститися вправо. При цьому під дією пружини 12 переміщаються вал 7 з кулачком 6 і фрикціоном 9. Останній зіштовхується з поверхнею конічної виточки обертається шестерні 13 і через фрикціон 9 передає від неї обертання валу 7.

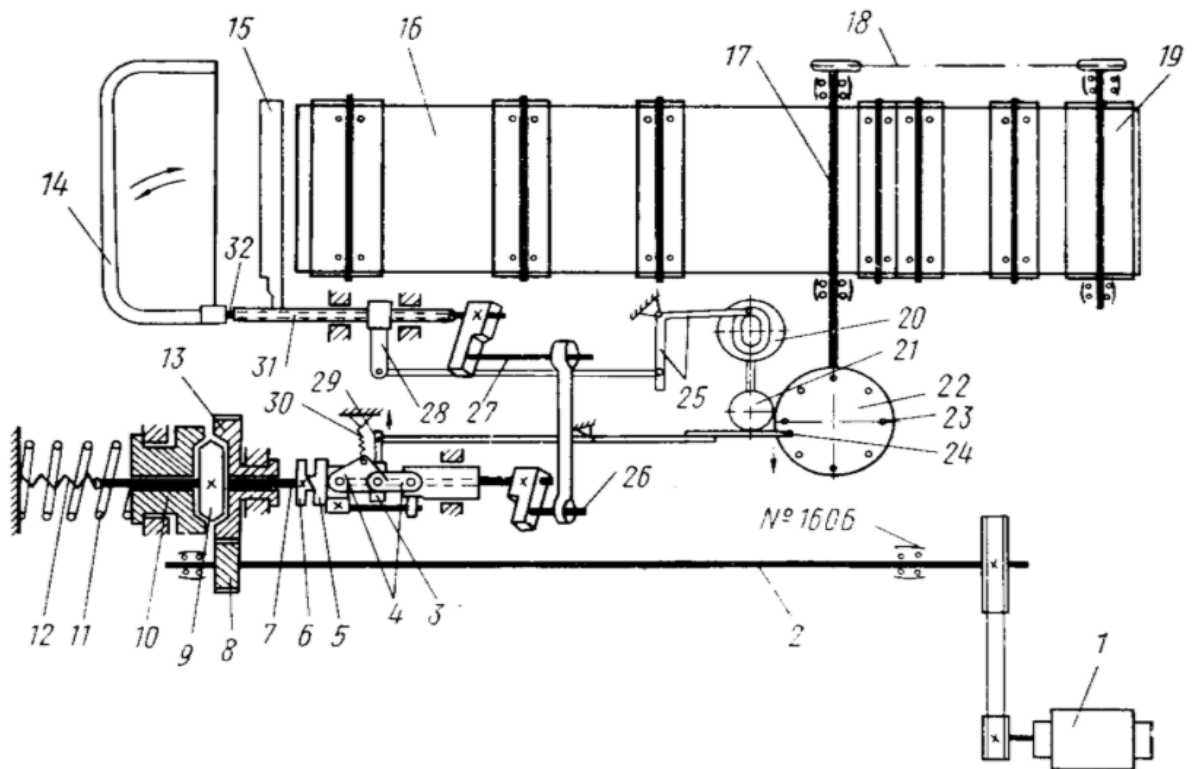


Рисунок – 1.3 Кінематична схема різального автомата СМК-163

Далі через кривошипи 26 і 27 і шатун передається обертання валу 32 і смичку 14, який струною розрізає брус на рухомій пластині 15 і виходить з нього. Один із пальців 23 шестерні, що обертається 22, натискаючи на важіль 24, звільняє його. Під дією пружини 30 вирівнюються сережки 4 і переміщують кулак 5 вліво. По виступу кулака 5 ковзає виступ кулака 6, і він віджимається вліво разом з валом 7 і фрикціоном 9. Останній при цьому впирається в диск 10, що відтискається пружиною 11, і зупиняється разом з

валом 7 і смичкових валом 32. Процес роботи повторюється [7].

Недоліками даного різального автомату є низька якість різу зумовлена швидким зносом втулок смичкового валу і застосуванням струн великого діаметру, частий вихід з ладу пристрою через складну кінематичну схему та велику кількість налаштувань, часті розриви струни, трудомісткість переналаштування автомату на необхідний розмір заготовки.

Електронно-контактний різальний автомат представлений на рис. 1.4.

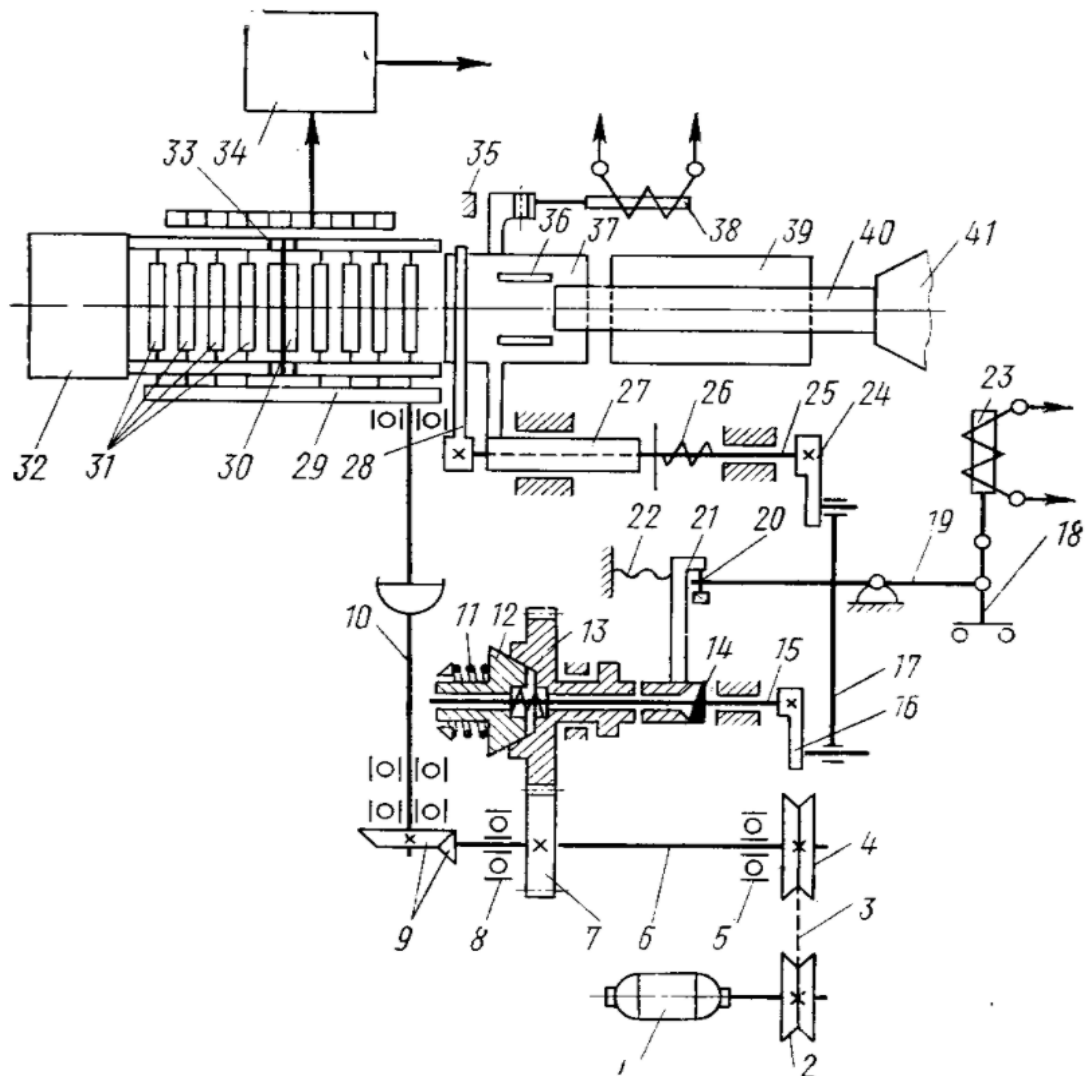


Рисунок 1.4 – Схема електронно-контактного різального автомата

Автомат має ріжучу рамку 28 з електроприводом, шляховий вимикач 33 з амортизаційною пластиною 30 і електро-пусковою апаратурою 34. При необхідності змінити довжину відрізуваної заготовки шляховий вимикач 33 з

амортизаційною пластиною 30 пересувають уздовж бруса. Для забезпечення прямого різу відрізний пристрій переміщається зі швидкістю, що дорівнює швидкості бруса.

Від електродвигуна 1 через клино-пасову передачу від 2, 3, 4 обертання передається валу 6, змонтованому на кулькових підшипниках 5 і 8. Від валів обертання передається шестерням 7 і 13 (остання є напів-муфтою, вільно сидить на валу 15) і через пару конічних шестерень 9 передається карданному валу 10 і шестерням рольганга, укладеним в кожусі 29. При включенні електродвигуна отримує струм електромагніт 38. Останній разом з рухомих столом 37, і направляючими 36 і рамкою 28 зі струною знаходиться у вихідному положенні; пружина 26 стиснута, електромагніт 23 знеструмлений. При включенні стрічкового преса виходить з мундштука 41 брус 40 і направляється по нерухомому столу 39. Коли брус контактує з колійним вимикачем 33 і амортизаційною пластиною 30, подається «команда» електронно-сітковим реле і пускачу пульта управління 34 на включення електромагніту 23. при цьому електромагніт 38 вимкнений і під дією пружини 26 вал 25, рамка 28 зі струною, рухомий стіл 37 до упору 35 переміщуються зі швидкістю, що дорівнює швидкості бруса. В цей же час електромагніт 23 через важіль 19 і регулюючий гвинт 20 натискає на важіль 21 і повертає його на валу 15. При поверненні важіль, стикається зі скошеною муфтою 14 переміщається уздовж валу 15 і впирається в напівмуфту 13. При цьому напівмуфта 13 входить в зачеплення з розташованою на ковзаючій шпонці і упирається в пружину 11 напівмуфтою 12. Вал 15 починає обертатися і через кривошипи 16, 24 і шатун 17 повертає вал 25 з різучою рамкою 28 на 45° , струна якої розрізає брус .

Осердя електромагніту 23 в крайньому положенні натискає на кінцевий вимикач 18 і знеструмлює його, пружина 22 повертає в початкове положення важіль 21, напівмуфти 13 і 12 роз'єднуються і повторного різу статися не може. Відрізана заготовка зі швидкістю, більшою швидкості бруса, захоплюється рольгангом 31 і надходить на приймальний стіл 32. Завдяки цьому система

безперешкодно повертається в початкове положення. В цей час включається електромагніт 38 і притягує рухомий стіл 37, який разом з направляючою втулкою 27, рамкою 28 і пружиною 26 повертається у вихідне положення [7].

Недоліками такої установки є складна та громіздка механічна конструкція із великою кількістю деталей, що негативно вплине на надійність роботи конструкції та призведе до ускладнень при обслуговуванні та ремонті установки. Також, зі збільшенням зносу шарнірів на яких закріплена поворотна рама – буде збільшуватися неточність між швидкістю бруса та швидкістю переміщення різальної рами разом із величиною нахилу поворотної рами, що призведе до збільшення похибок відхилення від перпендикулярності різі та розмірів заготовок цегли.

Різальний автомат СП-5М, підвищеної точності для різання керамічних виробів зображений на рисунку 1.5 [8].

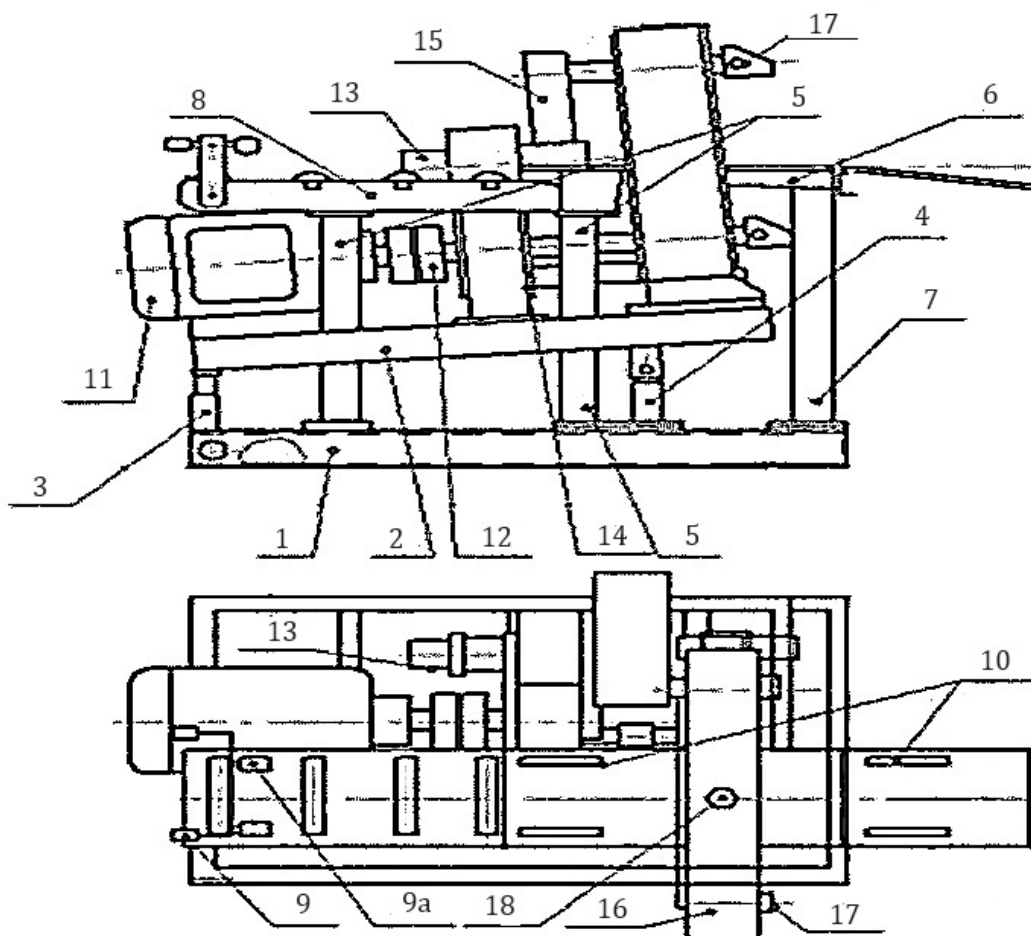


Рисунок 1.5 – Будова однострунного різального автомату СП-5М

Автомат складається із нерухомої рами 1, рухомої рами 2, регульованих гвинтів 3, шарнірного з'єднання 4, стоек 5 та 7, переднього столу 6, робочого столу 8, датчиків переміщення 9 та 9а, направляючих 10, електродвигуна 11, муфти 12, приймального датчика 13, роздавальної коробки 14, водила 15, механізму переносу і натяжки 16, пристрою для натяжки струн 17, корка для заливки мастила 18, шафи керування 19.

Брус, що надходить на приймальний транспортер, силою тертя приводить його в рух і через синхронізуючий пристрій синхронізує обертання встановленого над ним ротора з радіальними (променевими) рамками і натягнутими на них в перпендикулярному напрямку до бруса струнами. Останні, обертаючись разом з ротором, відрізають (на столику) від бруса цеглини сирці, які надходять на прискорювальний транспортер. Кожна рамка внизу має ролик, що обкочується по копіру, завдяки чому вона в певний момент повертається, що забезпечує точність різку. Пристрій 17 призначений для натяжки та закріплення різальних струн. Датчик 9 вимірює швидкість руху глиняного бруса, та через синхронізуючий пристрій 9а, забезпечує необхідну швидкість обертання ротора з різальними струнами.

Автомат має вищу продуктивність ніж інші однострунні різальні автомати та гідравлічний привід. Однак, серед недоліків виділяється низький запас міцності та малий ресурс.

Переважає більшість багатострунних різальних автоматів працює за схемою показаною на рис. 1.6 [8]. Наприклад різальний автомат КРОК 46 або PL 500 Харківського заводу PLINFA [9].

Автомат багатострунної різки глиняного бруса на заготовки цегли складається з приймального транспортера 5, однострунного різального автомату 1 із рамкою 2 і натягнутою струною для відрізання мірного бруса 3, прискорювача транспортера 6, рамки 10 з натягнутими струнами, штовхача 8 з гідроциліндром 7, упорами 4 і 9, кантувача 11, пічної вагонетки 12 з механізмом 13 крокуючого приводу.

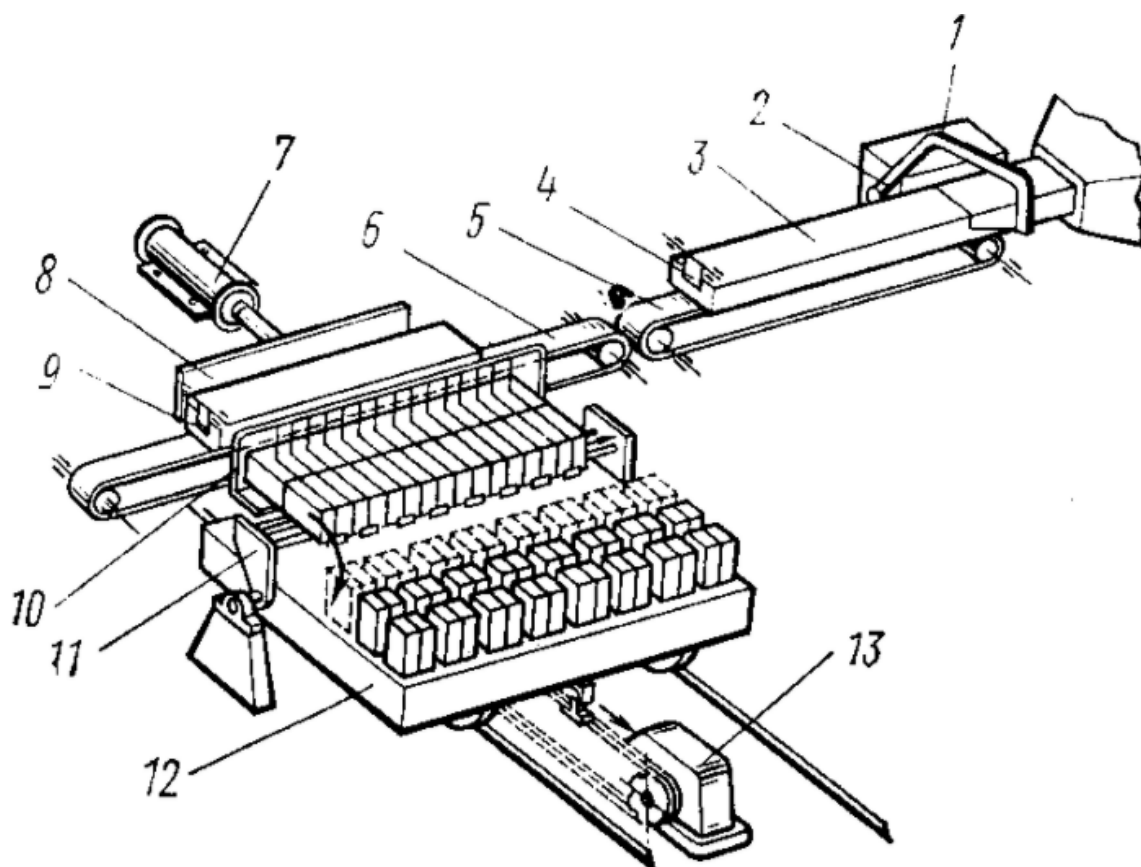


Рисунок 1.6 – Схема роботи багатострунного різального автомату

Автомат працює наступним чином. Від рухомого бруса, коли він впирається в упор 4, однострунний різник 1 відрізає мірний брус 3 певної довжини. При піднятому упорі мірний брус з транспортера 5 переміщається на транспортер 6, який з більшою швидкістю транспортує його до різальної рамки 10, а рамка 2 із різальною струною повертається у вихідне положення. Коли мірний брус упирається в опору 9, транспортер зупиняється і штовхач 8, керований штоком гідроциліндра 7, в поперечному напрямку проштовхує його через струни, натягнуті на рамку, і він розрізається на заготовки цегли, які надходять на майданчик кантувача 11. Останній складається з окремих пластин-столиків, які можуть розсуватися від середини в сторони і повертатися з кантувачем на 90° за допомогою гідроциліндрів. Кантувач 11, повертаючись на 90° з розсунутими пластинами і заготовками цегли, встановлює їх вертикально на вагонетки, що забезпечує крокову подачу. Після того як покладений ряд цеглин, кантувач повертається у вихідне положення, а

вагонетка механізмом 13 переміщується на один крок, рівний ширині цеглини і необхідного зазору між ними.

Універсальний різальний автомат фірми KELLER зображений на рис. 1.7. Автомат складається з: опорна сталева рама 1 на якій закріплено рухомий стрічковий конвеєр 2, сервопривід 3 стрічкового конвеєра, каретка 4, сервопривода каретки 5, різальної рами 6 розташованої на стойках 7, сервопривода різальної рами 8, різальних струн 9 та змінного робочого столу 10.

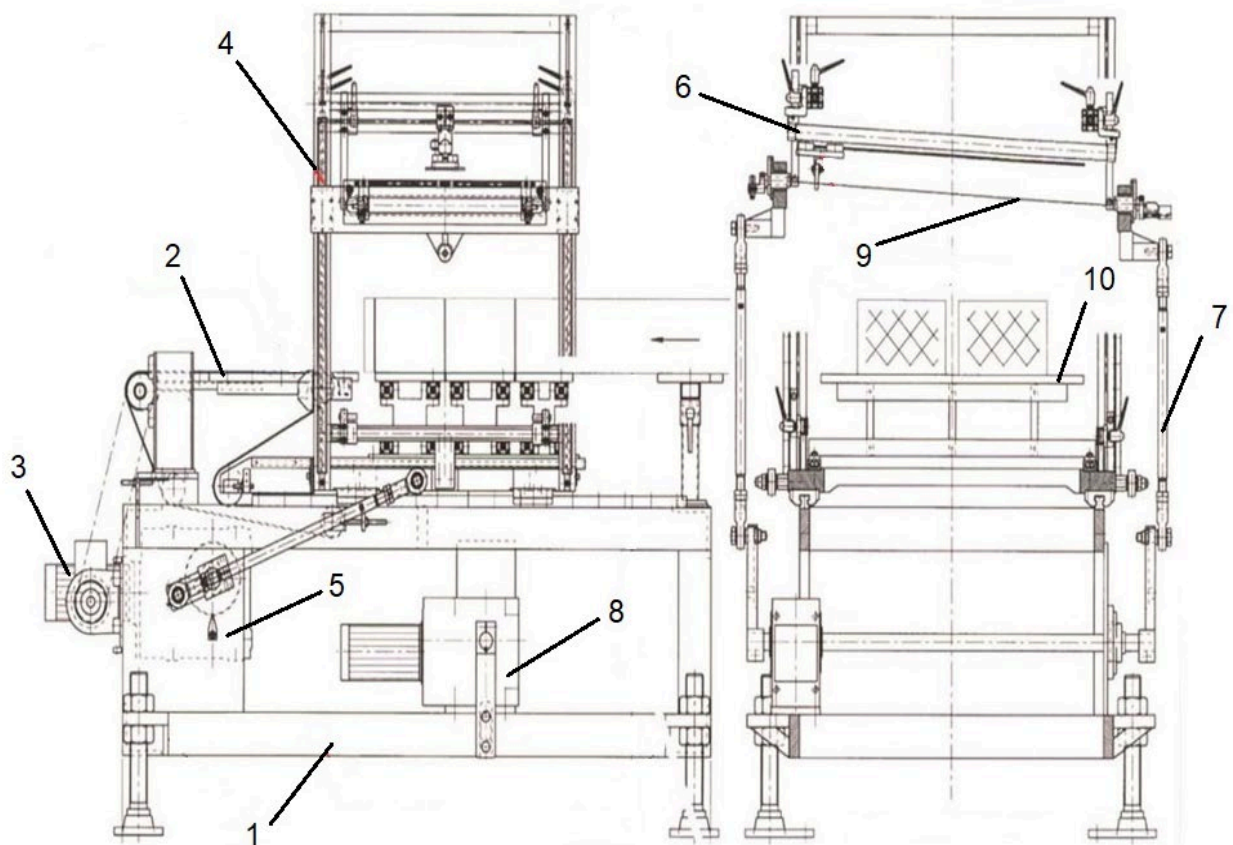


Рисунок 1.7 – Універсальний різальний автомат фірми KELLER

Універсальний різальний автомат виконує робочі рухи за допомогою сервоприводів 5 та 8 механічно з'єднаних із кареткою 4 та різальною рамою 6 відповідно. Конвеєр 2 інтегрований в опорну сталеву раму 1 відповідає за транспортування готових заготовок цегли на наступну операцію. Сервопривод 3 через клино-пасову передачу приводить конвеєр в рух. Точність різку

забезпечується налаштуваннями сервоприводів. Різання відбувається в двох позиціях: згори – вниз та знизу – вгору.

Різальний автомат також комплектуваний пристроєм натягування струн та механічним очищувачом струн. Може комплектуватись змінним різальним столом для різних форматів виробів. Різальний автомат формує 2 заготовки цегли за цикл і здатен виконувати до 35 різів за хвилину.

Універсальний різальний автомат фірми KELLER виглядає досить просто на надійно, але через наявність трьох окремих сервоприводів суттєво зростає його вартість. До того ж, залишає бажати кращого продуктивність даної установки.

Ще одним прикладом універсального різального автомату є PL 505 Харківського заводу PLINFA [9].

Хорошою практикою спрощення конструкції та підвищення надійності різальних автоматів є використання гідравлічного приводу.

Серед різальних автоматів із застосуванням гідроприводу можна виділити установку для відрізання мірного глиняного бруса (УВБ) зображену на рис. 1.8.

Установка працює наступним чином. Глиняний брус подається пресом на приймальний конвеєр 1 і переміщується доти, поки датчик 15 не зафіксує його передню кромку. Датчик 15 подає сигнал на включення електромагніту гідророзподільника 8 та із затримкою в 0,1 с – на включення електромагніту гідророзподільника 18. При цьому потік робочої рідини поступає в штокову порожнину гідроциліндра 11. Робоча рідина із поршневої порожнини гідроциліндра 11 по відводу 10 через гідророзподільник 8, гідромотор 4 і клапан різниці тиску 5 поступає на злив. Потік рідини, що виходить із поршневої порожнини гідроциліндра 11, рівний потоку, що поступає у гідромотор 4. Отже, каретка 12 буде рухатись зі швидкістю глиняного бруса. При цьому відбувається переміщення штока гідроциліндра 13, що супроводжується розрізанням бруса. Якщо брус почне рухатись швидше каретки, то гідромотор 4 почне працювати в режимі насоса, а якщо повільніше

– то в режимі гідромотора. Після розрізання бруса відбувається відключення електромагніту гідророзподільника 8. При цьому робоча рідина від насоса по відводам 9 і 10 надходить в поршневу і штокову порожнини гідроциліндра 11. Після чого шток гідроциліндра 11 повертає каретку 12 у напрямку протилежному до руху глиняного бруса.

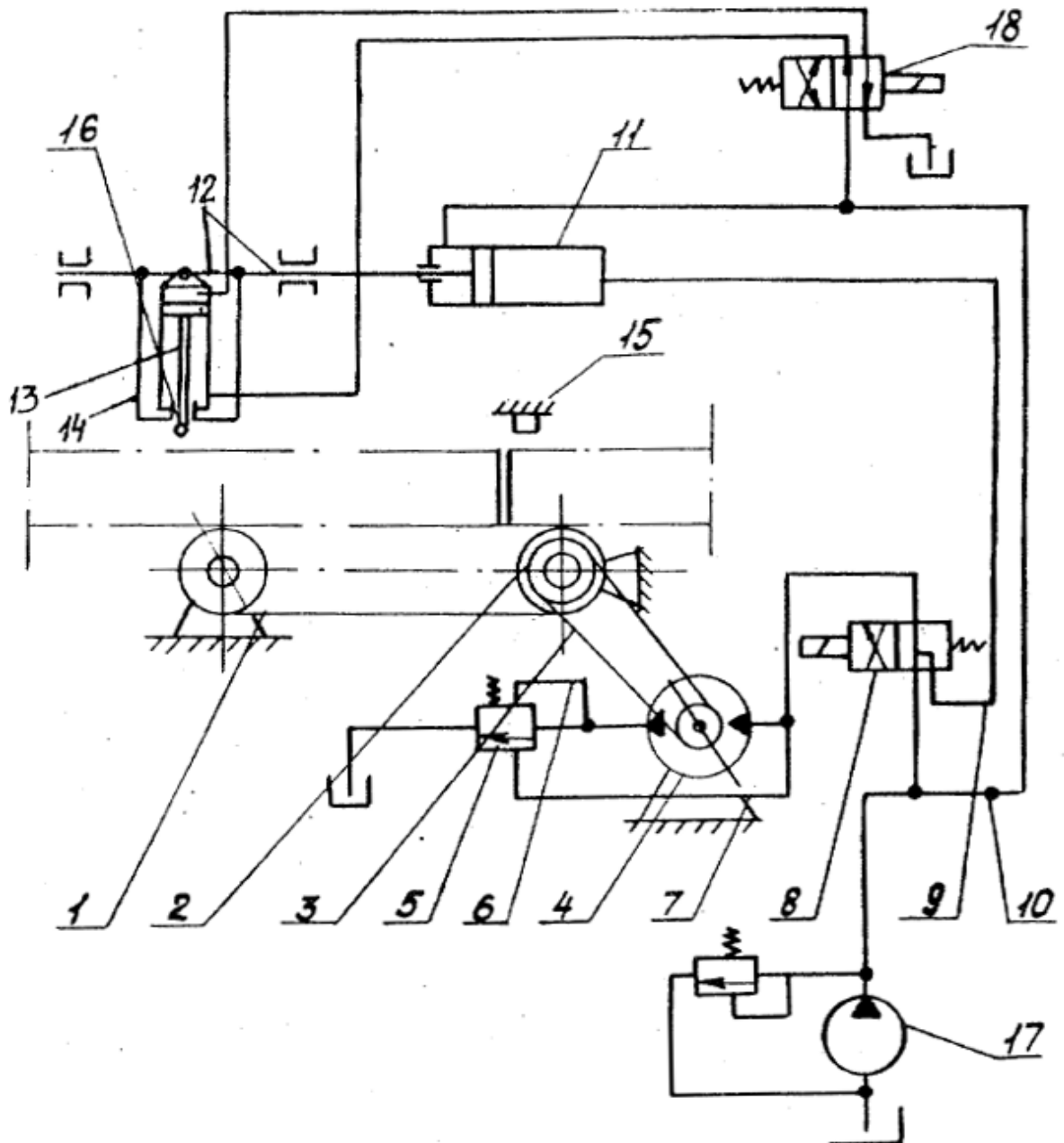


Рисунок 1.8 – Схема установки для відрізання мірного глиняного бруса (УВБ)

Недоліками розглянутої установки є її мала продуктивність, наявність

додаткового привідного механізму (гідромотора і клапана різниці тиску) необхідного для синхронізації швидкості руху каретки та глиняного бруса, що підвищує складність та масу установки і негативно впливає на її надійність, а також похибка між швидкістю переміщення глиняного бруса та каретки, яка виникає за рахунок проковзування глиняного бруса по поверхні приймального конвеєра, обертання ведучого валу якого використовується для синхронізації, що матиме негативний вплив на точність виготовленої продукції. Разом із тим похибка між швидкістю переміщення глиняного бруса та каретки буде прямо-пропорційно залежати від величини зносу робочих частин гідросинхронізуючої системи (гідромотора).

Порівняльні характеристики розглянутих струнних різальних автоматів занесені в таб. 1.1 [6].

Таблиця 1.1 – Порівняльні характеристики розглянутих струнних різальних автоматів

Параметри	Різальні автомати					
	СМК-163	Електронно-контактний	СП-5М	КРОК 46	KELLER	УВБ
Продуктивність, шт/год	3000-4000	3000-5000	6000-7000	8000-10000	4000-6000	3000-4000
Цикл різання, с	1	0,8	0,5	6,0	0,4	1
Кількість виробів * шт./формат	1*/1НФ 1*/1,4НФ 1*/2,1НФ	1*/1НФ 1*/1,4НФ 1*/2,1НФ	1*/1НФ 1*/1,4НФ 1*/2,1НФ	14*/1НФ 10*/1,4НФ 7*/2,1НФ	2*/1НФ 2*/1,4НФ 2*/2,1НФ	1*/1НФ 1*/1,4НФ 1*/2,1НФ
Встановлена потужність, кВт	1,5	2,2	2,2	7,0	5,0	1,8
Маса, кг	600	570	800	2372	1280	885
Габаритні розміри, мм	1920 * 1360 * 1280	1560 * 1250 * 1800	1860 * 1200 * 1360	3455 * 2316 * 1643	3230 * 1560 * 2480	1130 * 810 * 1540
Ціна	Низька	Низька	Середня	Висока	Висока	Низька

На основі проведено аналізу конструкцій струнних різальних автоматів сформовано шляхи підвищення ефективності роботи таких установок (таб. 1.2).

Таблиця 1.2 – Шляхи підвищення ефективності струнних різальних автоматів

Показник ефективності	Метод удосконалення	Наслідок
Підвищення надійності різальних автоматів. Спрощення принципової схеми різальних автоматів.	Заміна механічної конструкції різальних автоматів на автоматизований пристрій із гідравлічним приводом.	а) Зменшення кількості деталей в різальному автоматі. б) Спрощення налаштування обладнання. в) Зменшення кількості збоїв та аварій під час виробництва цегли.
Підвищення точності виготовленої продукції.	а) Робота різального автомата на малих швидкостях. б) Робота різального автомата в малому діапазоні зміни навантаження. в) Використання методів синхронізації регулювання швидкості руху виконавчих елементів.	а) Зменшення ймовірності виходу із ладу різального автомата. б) Зменшення енергетичних витрат.
Збільшення продуктивності різальних автоматів.	а) Робота автомата при високому навантаженні. б) Оптимізація системи керування швидкістю різального автомата.	а) Підвищення ККД установки. б) Зменшення похибки переміщення між кареткою і глиняним брусом.

1.3 Аналіз способів синхронізації виконавчих елементів в системах гідроприводів

1.3.1 Синхронізація в системах гідроприводів

Поняття синхронізації в гідроприводах означає забезпечення одночасності та узгодженості руху двох або більше виконавчих елементів в системі гідравлічного приводу. Синхронізація має вирішальне значення в

сучасних технологіях і виробничих процесах, де точність та координація руху виконавчих механізмів є критичними аспектами для досягнення високої якості продукції та оптимальної продуктивності.

Важливість синхронізації виявляється у підвищенні якості продукції, зменшенні відходів, оптимізації енерговитрат та забезпеченні безперебійної роботи системи. Наприклад, в промисловому виробництві точна синхронізація може забезпечити рівномірний розподіл матеріалу та уникнення дефектів на виробках [10 – 12].

Гідроприводи використовуються в різних сферах, таких як промислові виробництва, автоматизація, транспорт, будівництво тощо. Один і той же процес або механізм може включати кілька виконавчих елементів, які повинні працювати у відповідний спосіб та узгоджено один з одним. Основними перевагами гідроприводу у синхронізації виконавчих елементів є:

1. Висока сила та потужність. Гідроприводи можуть забезпечити значну механічну силу завдяки високому тиску гідравлічної рідини.
2. Точність керування. Гідроприводи дозволяють точно керувати рухом виконавчих елементів завдяки можливості регулювання об'єму гідравлічної рідини, тиску та потоку. Це особливо важливо для синхронізації, де необхідно забезпечити однаковий рух кількох елементів.
3. Методи контролю. Гідроприводи можуть бути легко інтегровані з різними методами контролю, такими як датчики тиску, датчики позиції, контролери зі зворотнім зв'язком тощо. Це дозволяє відстежувати та коригувати рух в реальному часі, забезпечуючи точність синхронізації.
4. Різні типи гідроприводів. Гідроприводи можуть мати різні типи, такі як поршневі, шестеренні, муфтові тощо. Це дає можливість вибору оптимального типу приводу залежно від вимог до сили, швидкості та точності руху.
5. Можливість роботи з багатьма виконавчими елементами. Гідроприводи дозволяють керувати одночасно кількома виконавчими

елементами, забезпечуючи їхню узгодженість у русі. Це особливо важливо в системах з багатьма механізмами, які повинні працювати разом.

Основними методами, що застосовуються для синхронізації декількох рухів за допомогою гідروприводу є [13]:

1. регульований дросель;
2. регулятор потоку;
3. дільник потоку;
4. пропорційний клапан зі зворотнім зв'язком.

1.3.2 Дросельне регулювання

Використання регульованих дроселів є важливим методом для досягнення точної синхронізації руху в гідроприводах. Він дозволяє регулювати об'єм рідини, який постачається до різних виконавчих елементів системи. Це забезпечує узгоджений рух при виконанні важливих завдань, які вимагають точності та координації. Принцип роботи регульованих дроселів базується на зміні перетину площі робочого вікна, через які протікає гідравлічна рідина. Ця зміна дозволяє регулювати кількість рідини, що подається до кожного виконавчого елемента. Відповідно, об'єми подачі рідини та руху кожного елемента стають узгодженими [14].

Приклад схем гідроприводів із дросельним регулюванням швидкості показано на рис. 1.9 [15].

Під час паралельного підключення дроселя (рис. 1.9, а) робоча рідина від насоса ділиться на два потоки. Один з яких протікає через гідравлічний двигун, а інший – через регульований дросель. Така система регулює швидкість тільки тоді, коли напрям навантаження протилежний до напрямку руху поршня гідроциліндра.

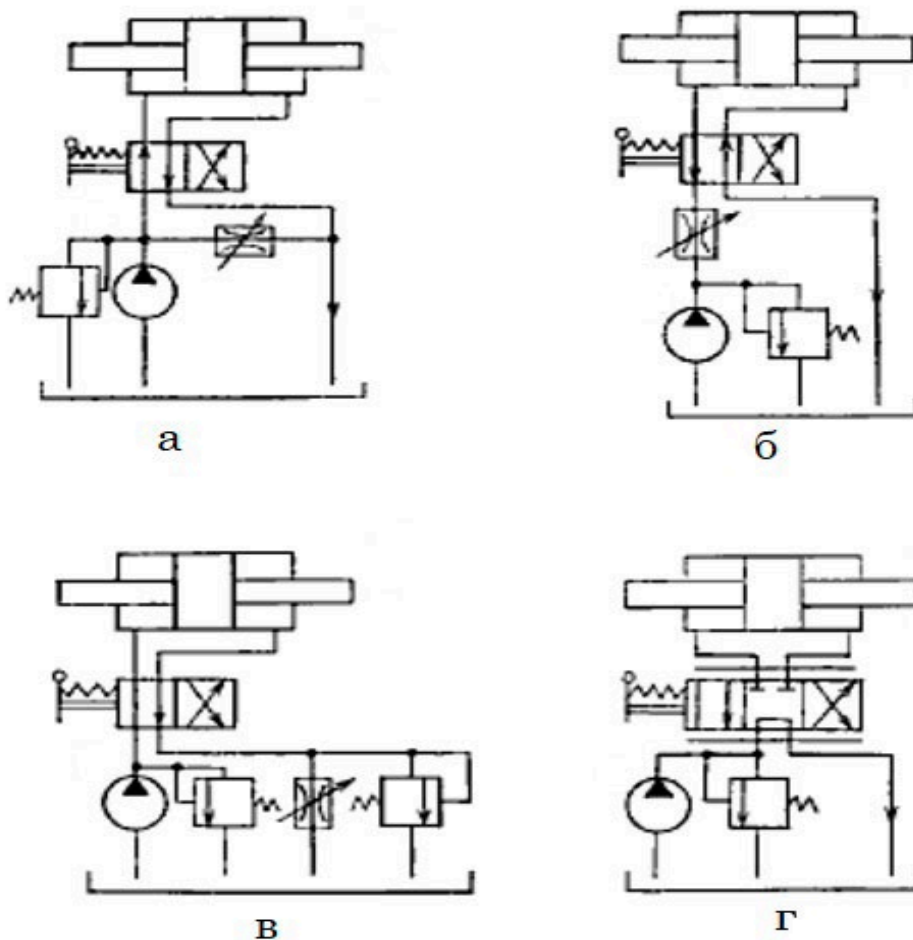


Рисунок 1.9 – Схеми гідроприводів з дросельним регулювання швидкості: а) паралельне включення дроселя; б) дросель на вході гідродвигуна; в) дросель на виході гідродвигуна; г) з дроселюючим гідророзподільником

В такому випадку швидкість поршня гідроциліндра v буде рівна:

$$v = \frac{1}{f_c} \left(Q_n - \mu f_d \sqrt{\frac{2F_H}{\rho f_c}} \right); \quad (1.1)$$

де f_c – ефективна площа поршня гідроциліндра;

Q_n – подача насоса;

f_d – площа поперечного перерізу робочого вікна регульованого дроселя;

F_H – навантаження на шток поршня гідроциліндра;

μ – коефіцієнт витрат;

ρ – густина робочої рідини.

Послідовне включення регульованого дроселя може застосовуватись на виході гідродвигуна, на вході в гідродвигун або на вході та на виході гідродвигуна. В усіх перерахованих випадках принцип роботи системи регулювання швидкості полягає у відводі частини рідини через запобіжно-переливний клапан, що забезпечує підтримання постійного тиску на виході насоса.

Для гідроприводів із регульованим дроселем на вході (рис. 1.9, б) швидкість можна регулювати лише при супутньому навантаженні. Якщо на поршень гідроциліндра буде діяти зустрічне навантаження, то безперервність потоку рідини може бути порушена, так як поршень буде продовжувати рух за рахунок сил інерції.

В такому випадку швидкість поршня гідроциліндра v буде рівна:

$$v = \mu \frac{f_d}{f_c} \left(\sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_n - \frac{F_H}{f_c} \right)} \right); \quad (1.2)$$

де p_n – тиск на виході насоса.

Гідропривід із встановленим регульованим дроселем на виході гідродвигуна (рис. 1.9, в) дозволяє регулювати швидкість при змінних навантаженнях, оскільки для будь якого напрямку дії сили F_H зміни швидкості чинить опір дросель через який робоча рідина надходить до зливу.

Для такої схеми швидкість поршня гідроциліндра v визначається як:

$$v = \mu \frac{f_d}{f_c} \left(\sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_n \pm \frac{F_H}{f_c} \right)} \right). \quad (1.3)$$

При встановленні регульованого дроселя на виході гідродвигуна при дії великих позитивних навантажень тиск на вході в дросель може перевищувати допустимий рівень. Тому, щоб система не виходила з ладу, паралельно

встановлюється запобіжний клапан.

В залежності від форми робочих елементів дросельні пристрої бувають: канавкові, щілинні, голчасті, гвинтові та пластичні – рис.1.10 [16].

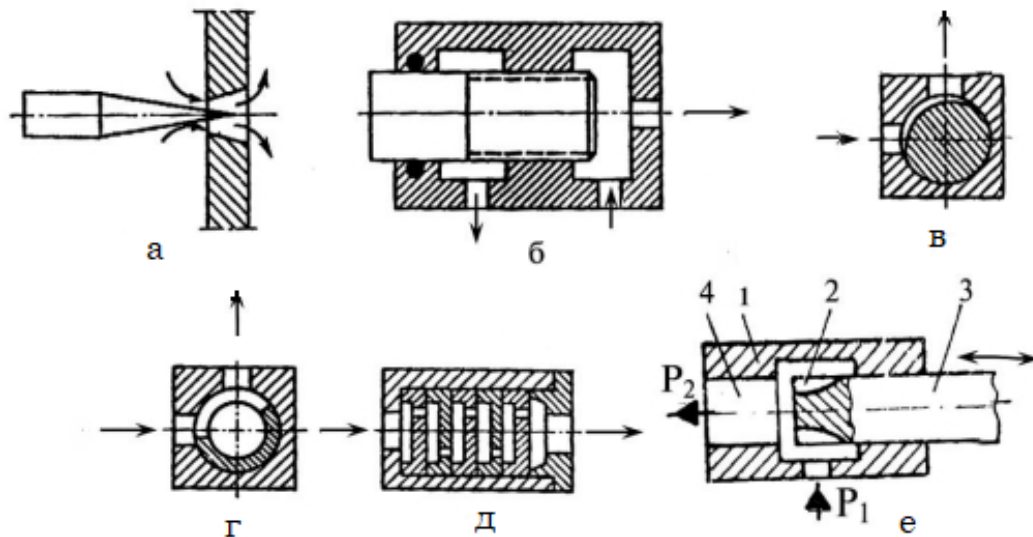


Рисунок 1.10 – Схеми дроселів: а – голчастий, б – гвинтовий, в – канавковий, г – щілинний, д – пластичний, е – золотниковий

Зміна площі поперечного перерізу голчастого дроселя (рис. 1.10, а) відбувається переміщенням голки вздовж осі.

У гвинтовому дроселі (рис. 1.10, б) на боковій поверхні голки або плунжера нарізана різьба. В цьому випадку від довжини різьби залежить опір гвинтового дроселя, тому площа робочого вікна для таких дроселів змінюється в залежності від повороту голки.

У канавкових (рис. 1.10, в), а також щілинних (рис. 1.10, г) дроселях на боковій поверхні плунжера виконані канавки, вони можуть бути трикутної, прямокутної чи іншої форми. У таких дроселях площа робочого вікна регулюється поворотом плунжера відносно корпусу.

Пластинчастий дросель (рис. 1.10, д) є прикладом дроселя із постійним перетином робочого вікна. Він складається з набору пластин в яких виконані отвори. Пластини розділені між собою тонкими металевими кільцями. Опір такого дроселя залежить від розміру та кількості отворів в пластині, а також

від загальної кількості пластин в комплекті.

Для гідроприводів із невеликою робочою потужністю широко застосовують регульовані дроселі золотникового типу (рис. 1.10, е). Такі дроселі легко забезпечують будь яку величину робочого потоку без розбирання дросельної заслінки. У корпус 1 встановлено золотник 2 на боковій поверхні якого виконані робочі щілини 3 у вигляді трикутних повздовжніх пазів. Переміщенням золотника 2 вздовж осі – витрата робочої рідини буде плавно зменшуватися [17].

Однією з переваг такого підходу є висока точність синхронізації. Змінюючи об'єм рідини, що подається до виконавчих елементів, можна досягти мінімальних відхилень у руху. Крім того, регульовані дроселі відомі своєю простотою та надійністю в роботі, що робить їх популярними у багатьох галузях. Цей метод також дозволяє синхронізувати рух декількох виконавчих елементів одночасно. Для цього достатньо налаштувати об'єми рідини відповідно до вимог задачі. Динамічний режим роботи регульованих дроселів дозволяє швидко реагувати на зміни умов роботи та забезпечує стабільну синхронізацію. Однак, важливо враховувати можливі недоліки, такі як зниження ККД гідроприводу, відсутність сталої швидкості вихідної ланки при змінному навантаженні, вразливість до забруднення рідини та потребу у системі регулювання тиску для забезпечення сталої роботи регульованих дроселів. Все ж, їх використання є цінним ресурсом для вирішення завдань синхронізації руху в гідроприводах.

1.3.3 Використання регуляторів потоку

Регулятор потоку рідини це – пристрій призначений для підтримання постійної швидкості гідродвигуна незалежно від навантаження. Схема регулятора швидкості потоку до складу якої входить дросель і компенсатор тиску показана на рис. 1.11 [18].

Регулятор потоку складається із: регульованого дроселя 1, компенсатора

тиску 2, пружини 3.

Тип регулятора потоку вибирається в залежності від компенсатора тиску. Коли компенсатор встановлений послідовно з дроселем, то гідросхема представляє собою дволінійний регулятор потоку, а коли паралельно – трьохлінійний.

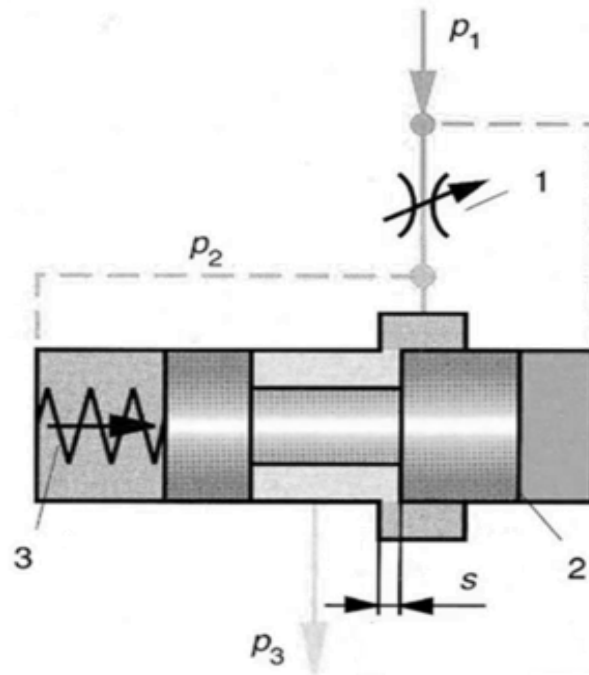


Рисунок 1.11 – Схема регулятора потоку

У дволінійних регуляторах потоку компенсатор тиску повинен встановлюватися перед регульованим дроселем (рис. 1.12) або після нього (рис. 1.13) [18].

З рис. 1.12 випливає, що керуюча A_1 і дозуюча A_2 дроселюючі щілини розташовані послідовно. На золотник компенсатора, при цьому, діються тиски p_2 з однієї сторони та p_3 разом із зусиллям пружини F_F – з іншої.

Різниця тиску на регульованому дроселі, для дволінійних регуляторів потоку, визначається як відношення зусилля пружини F_F регулятора потоку до торцевої площі золотника A_K . При цьому він не буде залежати від розташування компенсатора тиску.

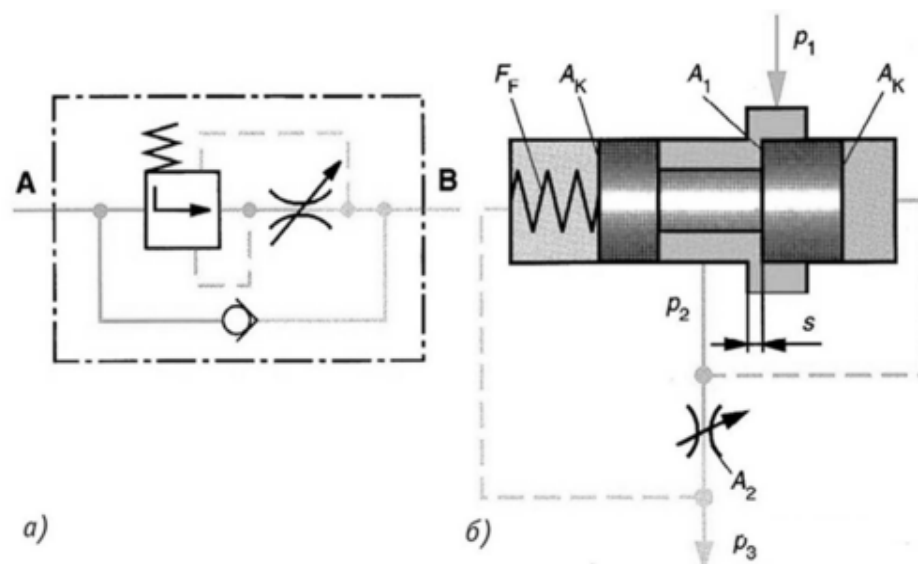


Рисунок 1.12 – Умовне позначення (а) і принцип дії (б) регулятора потоку з компенсатором тиску перед регульованим дроселем

З рис. 1.13 випливає, що компенсатор тиску і дозуючий регульований дросель розташовані послідовно. Позиція розташування компенсатора тиску, перед або після регульованого дроселя, визначається із конструктивних міркувань.

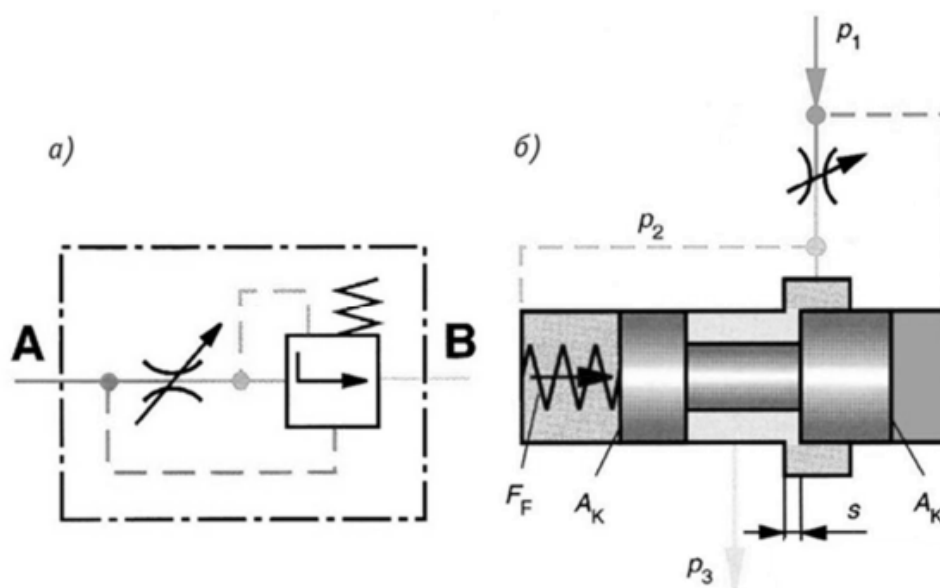


Рисунок 1.13 – Умовне позначення (а) і принцип дії (б) регулятора потоку з компенсатором тиску після регульованого дроселя

При застосуванні регуляторів потоку точність синхронізації швидкості руху виконавчих гідроциліндрів буде вищою ніж при встановленні регульованих дроселів. Це пояснюється їхньою меншою чутливістю до перепадів тиску. Регулятори потоку рідини допомагають зменшити втрати енергії та ресурсів, оскільки рідина подається тільки в необхідній кількості. Багато регуляторів можуть бути з дистанційним керуванням, що розширює їх галузь використання і спрощує управління.

Разом із тим регулятори потоку мають більшу вартість та можуть бути складніші у налаштуванні та обслуговуванні у порівнянні із регульованими дроселями. Також, слід відзначити їхню чутливість до забруднення. У деяких регуляторів може бути обмежена швидкість реакції на зовнішні зміни.

1.3.4 Використання дільників та суматорів потоку

Дільник потоку – це пристрій, що використовується для розподілу одного вхідного потоку на два або більше вихідних потоків із певним співвідношенням. Принцип їх роботи базується на використанні спеціальних клапанів та дроселів, які регулюють відкритість каналів для рідини.

Більш універсальним є дільник-суматор потоку, він дозволяє досягти синхронного руху вихідних ланок як при прямому так і при реверсному русі. Гідравлічні схеми для одностороннього управління швидкістю двох гідроциліндрів зображені на рис. 1.14 [19].

При встановленні дільника потоку у вхідній гідролінії (рис. 1.14, а) може виникнути явище кавітації на одному або обох гідроциліндрах під час впливу на гідродвигун навантаження, яке спрямоване на висування штоків гідроциліндрів. З іншого боку, встановлення суматора потоку у вихідну гідролінію виключає кавітацію в гідроциліндрах і забезпечує більш точний розподіл робочої рідини [15].

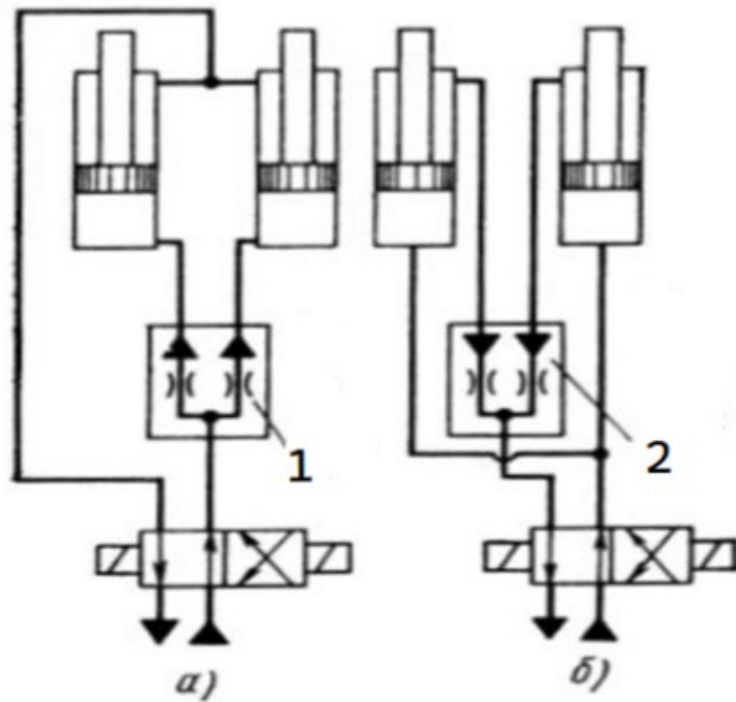


Рисунок 1.14 – Схема установки: а) дільника потоку у входній гідролінії, б) суматора потоку у вихідній гідролінії

Схеми синхронізації декількох вихідних ланок базуються на використанні дросельних або об'ємних дільників та суматорів потоку. Ці схеми, при використанні автоматичних регуляторів, забезпечують сталий рівень потоку рідини незалежно від змін навантаження.

Принцип роботи дросельного дільника полягає в тому, що робоча рідина під тиском насоса надходить через канал 2 до дільника (рис. 1.15, а). Потім через дроселі 1 і 3 робоча рідина, обтікаючи поршень 4, потрапляє до каналів 5 і 6, які живлять гідроциліндри. Якщо навантаження на обох гідроциліндрах однакове, то рідина протікає каналами 5 і 6 в однакових обсягах. Але, при різних навантаженнях тиск у одній із камер дільника потоку збільшується, що знижує перепад тиску на одному із дроселів. Це призводить до того, що поршень 4 частково закриває канал із меншим тиском, і залишається у цьому положенні доти, поки тиск у камерах не збалансується. Після чого, обсяг рідини яка проходить через канали 5 і 6 стане рівним.

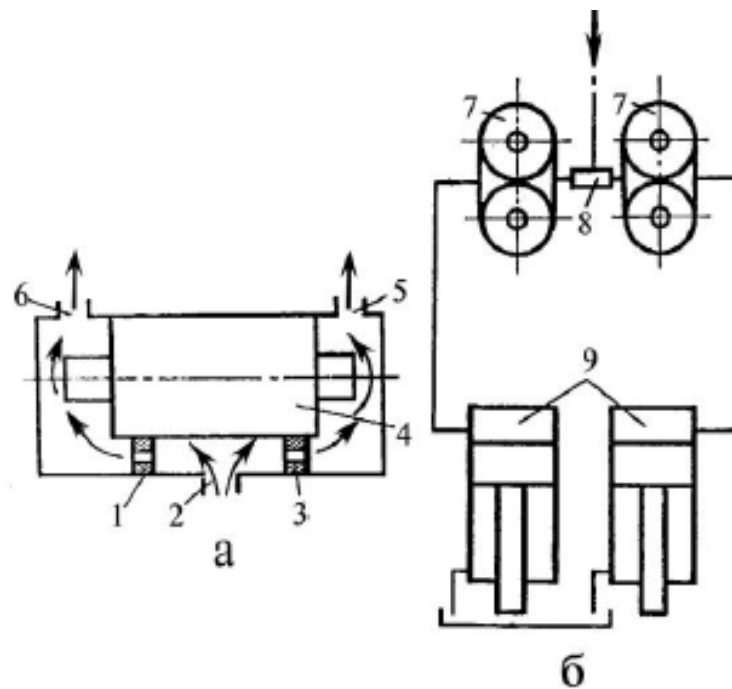


Рисунок 1.15 – Зображення дільників потоку: а) дросельний, б) об'ємний

Об'ємний дільник потоку (рис. 1.15, б) [15] складається із двох або більше гідромоторів 7, які зазвичай є шестеренними та групуються в один блок. У цьому блоці ведучі шестерні жорстко закріплені на загальному валу, тоді як ведені шестерні можуть вільно обертатися навколо загальної осі. Рідина, що надходить від насоса, поступає до трійника 8, а звідти подається до гідромоторів 7 та приводить їх в рух. Частота обертання шестерень є однаковою, так як з'єднані між собою жорстким кінематичним зв'язком. В результаті чого, кількість рідини яка поступає до кожного із гідроциліндрів 9 є однаковою незалежно від того, як розподілене навантаження між гідроциліндрами 9.

Перевагами об'ємних дільників потоку є забезпечення стабільного розподілу рідини між різними гідроциліндрами незалежно від їх навантаження. Вони менш схильні до кавітації в порівнянні із дросельними варіантами, що дозволяє підвищити надійність системи. Слід зазначити, що коефіцієнт корисної дії об'ємних дільників потоку значно перевищує показники дросельних дільників. Тому їх широко використовують у гідроприводах з високою потужністю.

Разом із тим, вони мають дещо складнішу конструкцію та більш високу вартість, що може бути не найкращим варіантом для їх використання у гідроприводах із малою потужністю або невеликими витратами рідини.

1.3.5 Використання пропорційного клапана зі зворотнім зв'язком

Сьогодні, найвищу точність синхронізації декількох вихідних ланок можна досягти використовуючи пропорційний клапан із зворотнім зв'язком [20].

Схема підключення електромагнітного пропорційного клапана до системи керування показана на рис. 1.16 [21].

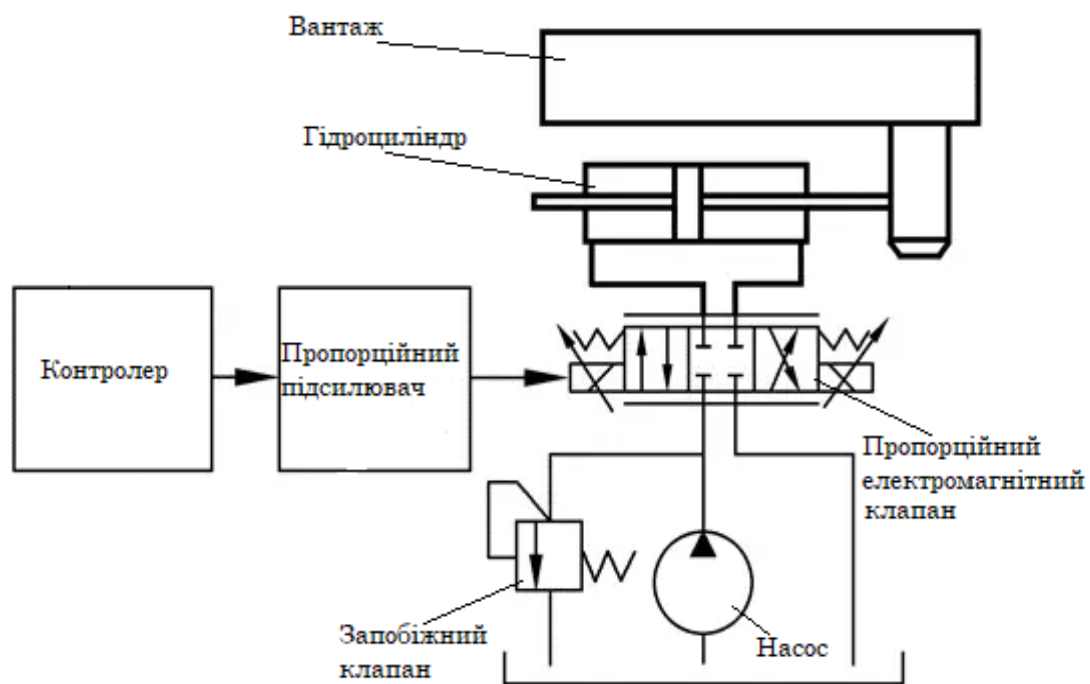


Рисунок 1.16 – Схема підключення електромагнітного пропорційного клапана до системи керування

Пропорційний клапан призначений для модуляції потоку або тиску гідравлічної рідини в безперервному і змінному режимі. Він використовує електричні або електронні вхідні сигнали для регулювання положення

клапана, яке, в свою чергу, контролює витрату або тиск.

Пропорційний гідравлічний клапан використовує електричний сигнал, щоб керувати серцевиною клапана для поступового руху. Щоб контролювати поступову зміну відкриття клапана, можна регулювати падіння тиску та швидкість потоку пропорційного гідравлічного клапана, змінюючи співвідношення між потоком і керуючими сигналами.

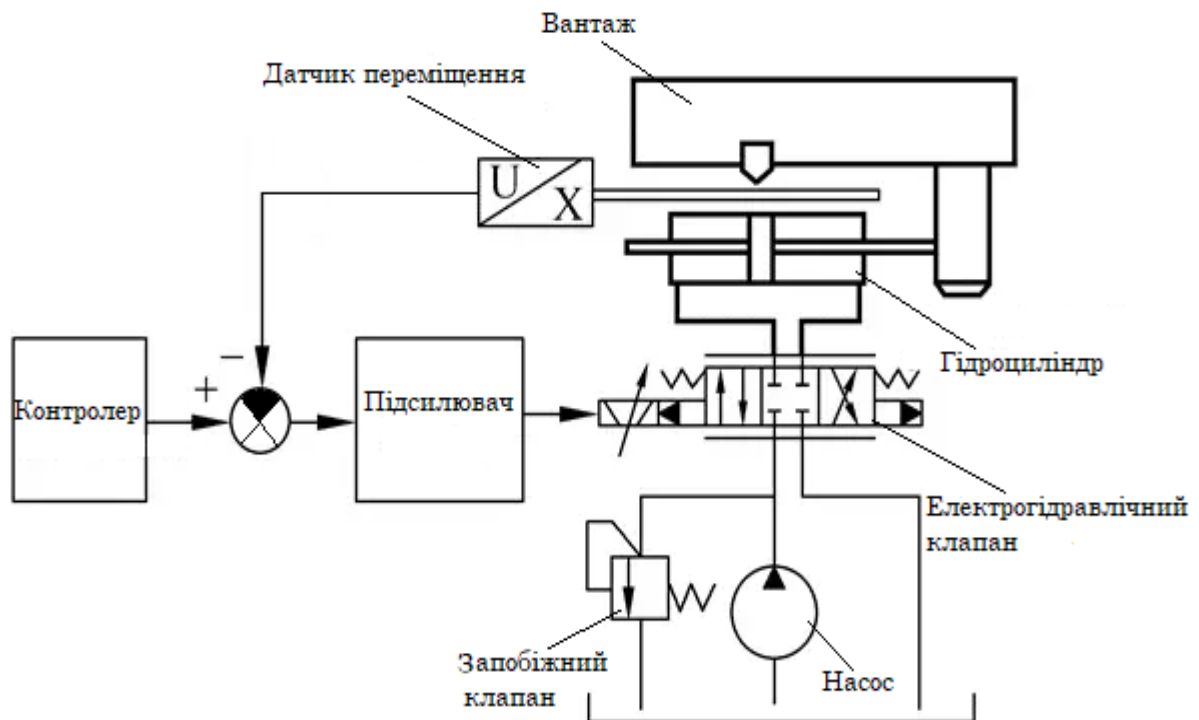


Рисунок 1.17 – Схема підключення електрогідравлічного пропорційного клапана зі зворотнім зв'язком до системи керування

У пропорційному клапані зі зворотним зв'язком датчик положення або тиску інтегрований в клапан або підключений до приводу. Цей датчик безперервно вимірює фактичне положення чи тиск клапана або приводу і надає інформацію зворотного зв'язку. Сигнал зворотного зв'язку порівнюється з еталонним або заданим сигналом, який представляє бажане положення або тиск. Контролер (як правило, електронний) обчислює похибку між сигналом зворотного зв'язку та заданим значенням і відповідно коригує вхідний сигнал

на пропорційний клапан. Інформація зворотного зв'язку дозволяє контролеру здійснювати точне регулювання положення клапана, забезпечуючи точний контроль потоку або тиску. Контролер безперервно відстежує і регулює положення клапана, щоб звести до мінімуму будь-яке відхилення від бажаного заданого значення. Схема підключення електрогідравлічного пропорційного клапана до системи керування показана на рис. 1.17 [21].

Використання пропорційних клапанів має ряд переваг. Насамперед, вони забезпечують високу точність регулювання потоку гідравлічної рідини. З використанням зворотного зв'язку, де дані про положення або швидкість передаються назад до клапану, система може точно налаштувати потік для досягнення бажаної позиції. До того ж, пропорційні клапани мають високу швидкість реагування та замкнутий цикл управління. Наявність зворотного зв'язку дозволяє створювати компенсацію коливань, а також дає можливість плавно змінювати швидкість руху вихідних ланок відповідно до потреби. Також вони дозволяють оптимізувати використання гідравлічної рідини, забезпечуючи потрібний потік лише там, де це необхідно. Це призводить до зниження енергоспоживання та покращення ефективності гідросистеми.

Серед недоліків виділяється те, що пропорційні клапани із зворотнім зв'язком є дорожчими порівняно зі стандартними клапанами. Вони вимагають більшої технологічної складності та точності виготовлення. Інтеграція та встановлення таких клапанів потребує додаткового обладнання та налаштування, а для забезпечення правильної роботи системи можуть вимагати частішого обслуговування та калібрування.

Результати проведеного аналізу показують, що точність синхронізації в гідросистемах залежить від багатьох параметрів самої системи, дії зовнішніх впливів та вибраного способу синхронізації, кожен з яких має цілий ряд переваг та недоліків. Проте, жоден із існуючих способів не здатний забезпечити абсолютну точність синхронізації руху декількох вихідних ланок.

1.4 Огляд робіт по дослідженню робочих процесів в гідроприводах системи синхронізації

Вибір методу та конструкції пристроїв, що забезпечують синхронність руху в пристроях із гідравлічним приводом, залежить від умов роботи та поставлених завдань до пристрою, що проектується [22].

Так, в роботі [23] за допомогою інтегрованого нечіткого контролера автори намагаються досягти синхронного позиціонування для двоциліндрового електрогідравлічного двигуна. Керуюча система складається з нечіткого координаційного контролера який слідкує за обома циліндрами та окремого контролера на циліндрі в який входить прямий та нечіткий контролер. Проведені імітаційні та експериментальні дослідження показали, що без модифікації конструкції і її компонентів така система може підтримувати помилку відстеження похибки синхронізації в межах до 74 мм.

Метою [24] дослідження було створення спрощеної системи маніпулятора, що змогла б протидіяти таким чинникам, що негативно впливають на синхронізацію усієї системи. До таких чинників автори віднесли нелінійне тертя при малих швидкостях, пружність механічних компонентів, зміна форми колодки під дією зовнішніх сил. Це вдалося досягти за допомогою системи керування маніпулятором, що використовує зворотній зв'язок від похибки положення осі та похибки синхронізації.

Проте робочі елементи таких установок можуть працювати при дії зовнішніх факторів, різних за своєю силою та напрямом. Такі фактори суттєво впливають на динамічні характеристики системи синхронізації. За таких умов синхронізацію руху робочих елементів можна забезпечити встановленням дільника потоку рідини.

В роботі [25] для керування рухом двох навантажених приводів використовувався клапан поділу потоку. Провівши дослідження та аналіз моделювання автори дійшли висновку, що використання розподільника потоку є простим і дешевим способом синхронізації при достатньо високій

точності.

У роботі [26] для технології гідравлічної підіймальної системи забезпечується точність швидкості кожного підйому із заданим значенням, а також досягається плавність кожного підйомника. У той же час для побудови було підібрано модель компенсатора тиску та змінного дросельного порту в баку. Отримані результати можуть покращити стабільність та швидкість процесу підйому [27].

В роботі [28] запропоновано само-синхронний вібраційний палебійний пристрій із чотирма гідромоторами. Автори стверджують, що незалежно від маси установки, вібраційна система може здійснювати синхронізацію. Проте, має місце нестабільної поведінки коефіцієнт здатності синхронізації. Тому, для забезпечення мінімальної похибки синхронізації система повинна працювати у стабільному стані.

В роботі [29] досліджують критерії синхронізації двох гідромоторів для вібраційної машини. Але авторами враховано лише вплив витоків рідини, а витрату приймають за постійну величину в обох гідромоторах. А для роботи [30] було досліджено час стабілізації гідроприводу системи синхронізації двох швидкодіючих гідравлічних двигунів.

В роботі [31] дослідженні запропонована конструкція електрогідравлічної системи ліфта, до складу якої входить регулятор потоку з трьома пропорційними клапанами. Також для регулювання швидкості ліфта використовується псевдо-похідна система керування зі зворотнім зв'язком. Хорошим результатом є досягнення похибки переміщення двох циліндрів в межах 2 мм.

В роботі [32] представлено теоретико-експериментальний аналіз тиску гідравлічного гальмівного преса з синхронізованими циліндрами, де рух кожного із них контролюється незалежним електродвигуном зі змінною швидкістю. Така конструкція має ряд переваг, проте для системи важливо використовувати циліндри подвійної дії з великими штоками.

Роботи [28 – 32] характеризуються використанням декількох

гідромоторів або двигунів, що робить економічно недоцільним застосування подібних схем для системи, що працюють із малими навантаженнями та тисками.

Також доцільно розглянути дослідження робочих процесів в гідравлічних приводах із застосуванням пропорційної гідроапаратури.

Італійська компанія ATOS виробляє пропорційні клапани типу QVHZO [33]. Такі клапани надають можливість регулювати об'єм витрат рідини незалежно від рівня навантаження в гідросистемі. Крім того, ці клапани дозволяють використовувати пропорційне та дистанційне управління об'ємом рідини, що подається до виконавчих елементів. Клапан оснащений електромагнітом і підсилювачем, та додатково, може бути оснащений датчиком зворотного зв'язку. Також, в складі клапана є регульований дросель і клапан перепаду тиску. Ці клапани застосовуються у промислових гідросистемах, які вимагають точного регулювання її параметрів за допомогою пропорційного електрогідравлічного керування. Вони мають малий час реакції до $45 \cdot 10^{-3}$ с та похибку стабілізації витрат – до 3%.

В роботі [34] досліджено один з різновидів пропорційного дросельного клапану зі зворотнім зв'язком. Аналіз математичної моделі продемонстрував, що площа прохідного перерізу регульованої заслінки та об'єм регульованої ємності мають найбільший вплив на динамічні характеристики клапана. Провівши оптимізацію авторам вдалося суттєво покращити продуктивність пропорційного дросельного клапана.

Проблемам розробки електрогідравлічних приводів присвячені роботи [35, 36, 113, 114].

Метою роботи [35] є розробка електрогідравлічного пропорційного регулятора витрат із найменшою вартістю. В розробленому регуляторі, для лінеаризації характеристик, використовується нечіткий логічний контролер. Основна ідея полягає у використанні чисельно оціненої сили як сигналу зворотного зв'язку. Розроблений електромагніт успішно застосований для нетрадиційного пропорційного дільника потоку для гідравлічного пресу.

Розробникам вдалося суттєво зменшити вартість перемикаючого електромагніту, проте дещо зменшилась доступна швидкість потоку через нього.

В роботі [36] автори досягають синхронного позиціювання в двоциліндровій електрогідравлічній системі. Система контролює обидва циліндри та генерує відповідний керуючий сигнал. Проведене моделювання та експериментальні дослідження показали, що така система може підтримувати похибку відстеження синхронізації в межах подвійної роздільної здатності без модифікації конструкції та її компонентів.

В роботі [37] автори запропонували математичну модель дросельного діляника потоку діафрагмового типу. За допомогою розробленої моделі були розраховані статичні характеристики синхронної гідросистеми.

В роботах [38 – 43, 100 – 106] розроблено та досліджено математичні моделі систем керування гідроприводом, в тому числі, із пропорційним управлінням. В результаті проведених досліджень гідророзподільників з пропорційним електромагнітним керуванням були визначені нелінійні властивості таких систем. Покращення динамічних характеристик відбувається за рахунок підбору конструктивних параметрів системи. Результати досліджень рекомендується використовувати при розробленні систем керування гідроприводами із заданими динамічними характеристиками.

В роботах [44 – 48] були створені математичні моделі та проведені розрахунки щодо характеристик і параметрів для систем управління гідроприводами. Ці системи базуються на регуляторах подачі, пропорційних гідророзподільниках та регульованих насосах. Важливо зазначити, що дані системи були розроблені, виготовлені і в даний момент успішно функціонують.

Дослідження, проведені у роботах [49 – 52, 112], описують метод, яким можна розраховувати коефіцієнт стиснення робочої рідини та гнучкість трубопроводів. Зокрема, у цих дослідженнях вказано, як змінюється

залежність коефіцієнта стиснення робочої рідини від величини тиску. Крім того, враховується вміст газу в робочій рідині.

Сьогодні при розробленні математичних моделей до їх складу повинні входити теоретичні та експериментально визначені залежності, які описують рух робочої рідини в каналах гідроапаратури і сили, що діють на золотники. У роботах [53 – 55] надані розрахунки, які дозволяють визначити силу, що діє від потоку робочої рідини, на різні види клапанів і золотників. Такі розраховані залежності суттєво підвищують точність математичної моделі та отримати достовірні результати щодо проходження робочих процесів в гідравлічних приводах.

Досягнути необхідних результатів роботи спроектованої гідросистеми дозволяє проведення оптимізації її конструктивних параметрів [56 – 58]. Під час розрахунків були обрані конкретні параметри і критерій оптимізації. Критерій оптимізації визначає, які відношення параметрів призводить до досягнення необхідних характеристик роботи гідросистеми.

Одночасно із розробкою математичної моделі системи синхронізації роботи гідроприводів з декількома робочими ланками, ми повинні враховувати питання щодо забезпечення ефективного використання енергії під час цього процесу. Підходи до оцінки роботи гідравлічних розглянуті у роботах [59 – 64]. Виходячи із переліку цих досліджень видно, що тема енерговитрат таких систем привертає значну увагу, особливо в контексті зміни підходів до проектування, а саме відмови від простого збереження енергії на користь підвищення ефективності її використання [65, 66].

1.5 Висновки до першого розділу

1. Аналіз сучасного стану виробництв із виготовлення керамічної цегли дозволив виявити їхні основні проблеми розвитку та визначити етап виготовлення цегли на якому в першу чергу необхідно модернізувати технологічне обладнання. Цим етапом виявився процес формування із

суцільного глиняного бруса заготовок цегли.

2. Проведений аналіз різальних автоматів для формування заготовок цегли, яке використовується на вітчизняних підприємствах, дозволив виявити основні недоліки такого обладнання та визначити їх перспективні напрямки розвитку. В результаті чого, визначено, що заміна таких різальних автоматів на автоматизовані установки з гідравлічним приводом суттєво спростить конструкцію та матиме позитивний вплив на продуктивність та точність виготовлених заготовок цегли.

3. Огляд способів синхронізації декількох виконавчих елементів, дозволив зробити висновок, що застосування електрогідравлічних приводів з контролерами підвищить продуктивність та точність виготовлених заготовок цегли. При чому, точність синхронізації робочих рухів таких установок буде залежати від схеми системи гідроприводів та параметрів елементів установки, а також від їхніх динамічних властивостей, характеристик та параметрів гідроагрегатів системи керування та алгоритмів, які використовуються контролером.

4. В результаті проведеного огляду робіт по дослідженню робочих процесів в системах синхронізації виявлено, що існуючі дослідження не враховують багатьох факторів притаманних процесу виготовлення заготовок цегли. Тому, необхідно розробити нову систему гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів установки для формування заготовок цегли, що забезпечить зменшення похибки від розмірів виготовлених заготовок цегли при максимальній продуктивності.

5. За результатами проведеного аналізу визначено задачі, які потрібно вирішити для підвищення показників ефективності струнних різальних автоматів:

- запропонувати схему автоматизованої установки з покращеними показниками продуктивності, точності та енерговитрат;
- експериментально визначити силу опору, що діє на траверсу установки під час різання глиняного бруса на заготовки цегли;

- визначити витратні характеристики регульованого дроселя за допомогою імітаційного моделювання течії робочої рідини по його каналам;
- розробити узагальнену математичну модель системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли на основі врахування експериментально визначеної сили опору, що діє на траверсу установки під час розрізання глиняного бруса, витратних характеристик регульованого дроселя, визначених за допомогою імітаційного моделювання течії роботи рідини по його каналам;
- провести експериментальні дослідження системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли для підтвердження її працездатності, визначення основних характеристик та підтвердження адекватності математичної моделі;
- дослідити стійкість роботи розробленої установки та визначити вплив її основних параметрів на динамічні характеристики та точність розмірів виготовлених заготовок цегли;
- визначити оптимальні параметри установки, які мають найбільший вплив на продуктивність та точність виготовлених заготовок цегли;
- розробити критерій оцінки ефективності розробленої автоматизованої установки.

РОЗДІЛ 2

СИСТЕМА ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВОК ЦЕГЛИ

2.1 Система гідравлічних приводів установка для формування заготовок цегли з релейним керуванням

Установку для формування заготовок цегли доцільно будувати використовуючи гідро-автоматичний привод. Основними складовими якого є нерегульований насос та регульована апаратура з електрогідравлічним керуванням побудовану по принципу механотронної системи. Сучасними прикладами таких систем можуть бути роботи [67, 68].

На рис. 2.1 представлена установка для формування заготовок цегли з релейним керуванням.

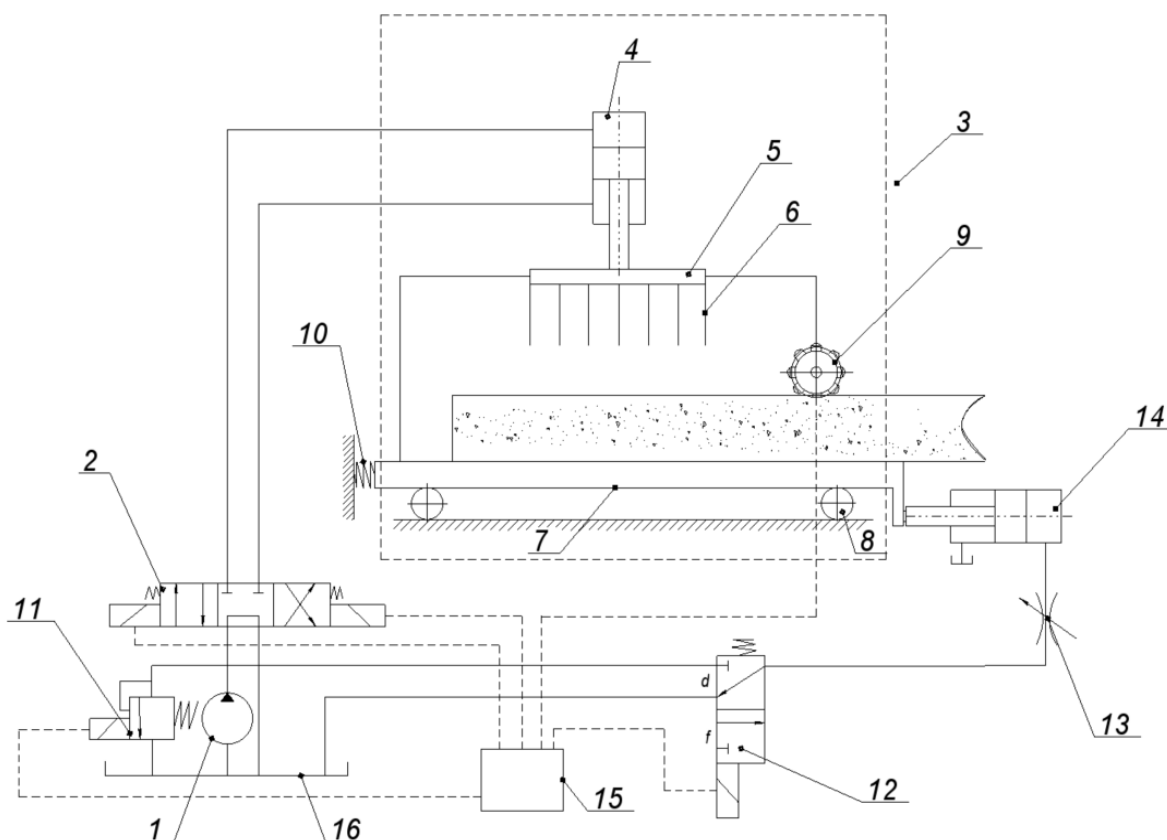


Рисунок 2.1 – Установка для формування заготовок цегли з релейним керуванням

Установка для формування заготовок цегли містить: насос 1, гідророзподільники з електромагнітним керуванням 2, 12, каретку 3, гідроциліндри 4, 14, траверсу 5, різальні струни 6, робочий стіл 7, опори кочення 8, датчик переміщення 9, пружину 10, запобіжно-переливний клапан з електромагнітним керуванням 11, регульований дросель 13, блок керування 15, бак 16.

Вхід насоса 1 з'єднаний гідравлічною лінією з баком 16, а вихід – із запобіжно-переливним клапаном 11. Запобіжно-переливний клапан 11 з'єднаний гідравлічними лініями з баком 16, гідророзподільниками 2 та 12. Гідророзподільник 2 з'єднаний гідравлічними лініями з баком 16, штоковою та поршневою порожнинами гідроциліндра 4. Гідророзподільник 12 з'єднаний гідравлічними лініями з баком 16 та регульованим дроселем 13. Гідроциліндр каретки 14 з'єднаний гідравлічними лініями з баком 16 та регульованим дроселем 13.

Установка для формування заготовок цегли працює наступним чином. Глиняний брус рухається по робочому столі 7 розташованому на опорах кочення 8. Датчик переміщення 9 відраховує розмір n-ої кількості заготовок в залежності від кількості різальних струн 6 і подає електричний сигнал на блок керування 15. Блок керування 15 подає сигнали на ввімкнення електромагніту запобіжно-переливного клапана 11, правого електромагніту гідророзподільника 2 при прямому ході траверси 5 або лівого електромагніту гідророзподільника 2 при зворотньому ході траверси 5, а також електромагніту гідророзподільника 12. Запобіжно-переливний клапан 11 переходить в робочий режим, після чого потік робочої рідини від насоса 1 направляється через гідророзподільник 2 до штокової порожнини гідроциліндра 4, а також через гідророзподільник 12 та регульований дросель 13 до штокової камери гідроциліндра 14. При цьому робоча рідина із поршневої порожнини гідроциліндра 4 через гідророзподільник 2 зливається в бак 16, а робоча рідина із поршневої порожнини гідроциліндра 14 також зливається в бак 16. Умовою отримання заготовки цегли правильної

геометричної форми та розмірів є однакова швидкість v_k руху каретки та глиняного бруса v_b , під час операції різання. Швидкість подачі глиняного бруса v_b визначається на попередній операції, і є сталою величиною. Необхідна швидкість v_k каретки 3, що приводиться в рух гідроциліндром 4, забезпечується шляхом налаштування величини площі f_d робочого вікна регульованого дроселя 13. Гідроциліндр 4 приводить в рух траверсу 5 разом із різальними струнами 6, а гідроциліндр 14, одночасно з цим, забезпечує синхронізацію швидкості руху каретки 3 із швидкістю руху глиняного бруса. Після завершення розрізання глиняного бруса відбувається відключення електромагніту гідророзподільника 12, в результаті чого він перемикається в положення зливу. Після чого під дією пружини 10 каретка 3 із прикріпленим до неї поршнем гідроциліндра 14 повертається у вихідне положення. Робоча рідина при цьому через регульований дросель 13 та гідророзподільник 12 зливається у бак 16.

2.2 Електрична схема управління установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням

До електричних компонентів установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням відносяться: датчик переміщення 9, правий 10 та лівий 11 електромагніти трьох-позиційного гідророзподільника, електромагніт 12 двох-позиційного гідророзподільника, електромагніт 13 запобіжно-переливного клапана, блок керування 14.

Блок керування 14 складається з: трифазного джерела живлення (фази А, В, С), нульового проводу N, контактора К, автоматичного вимикача QF1, магнітного пускача КМ, теплового реле КК, електричного двигуна М, нефіксованих кнопок SB1, SB2, SB3, SB4, та проміжних електромеханічних реле К1 та К2, трансформатора перетворення напруги з 220 В до 24 В, XS14 – штепсельного роз'єму в який виведено: 1 – живлення датчика 9; 2 – нуль живлення електромагнітів 10, 11, 12, 13; 3 – сигнал датчика 9 на

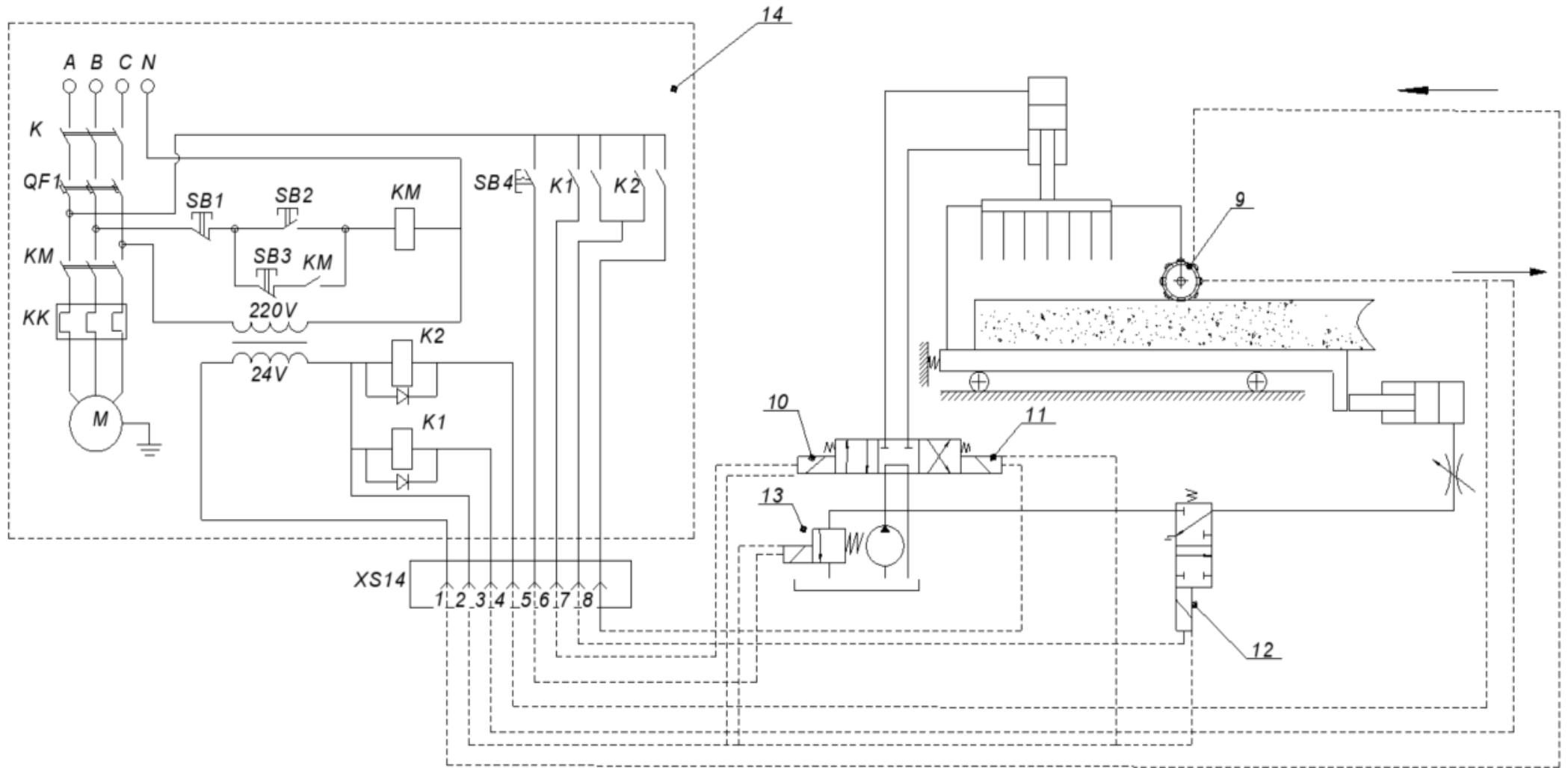


Рисунок 2.2 – Електрична схема управління установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням

ввімкнення електромагніту 10; 4 – сигнал датчика 9 на ввімкнення електромагніту 11; 5 – сигнал ввімкнення електромагніту 13; 6 – сигнал керування електромагнітом 10; 7 – сигнал керування електромагнітом 12; 8 – сигнал керування електромагнітом 11.

Принцип роботи системи керування установкою для формування заготовок цегли з релейним керуванням полягає в наступному. Двигун М, що приводить в рух насос, вмикається натисканням кнопки SB2. Від трансформатора напруга в 24 В подається до релейної системи керування. Сигнал від датчика переміщення 9, по черзі вмикає електромагніти 10 або 11, через реле К1 та К2. Для того, щоб робоча рідина почала рух через запобіжно-переливний клапан в систему, оператор вмикає тумблер SB4, який включає електромагніт 13. Для вимкнення установки блок керування 14 оснащений вимикачем SB1, а для аварійної зупинки – SB3.

2.3 Система гідравлічних приводів установка для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

Варто враховувати той факт, що для розробленої установки, від точності роботи гідропривода напряду залежить якість виготовленої продукції. Часто, навіть невеликі відхилення від встановленої швидкості руху можуть призвести до браку продукції, простоїв в роботі, збільшенню енерговитрат, підвищенню зносу компонентів системи та інших негативних наслідків [69, 70]. На сучасному етапі технологічного розвитку, для вирішення вищезазначених проблем, під час проектування промислових пристроїв використовують контролери [71].

На рис. 2.3 представлено варіант установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера [72, 73]. Установка включає: насос 1, запобіжно-переливний клапан з електромагнітним керуванням 2, гідророзподільники з електромагнітним керуванням 3, 4, регульований дросель з електромагнітним керуванням 5, гідроциліндри 6, 7, траверсу 8,

різальні струни 9, робочий стіл 10, опори кочення 11, датчик переміщення 12, каретку 13, пружину 14, бак 15, контролер 16, підсилювачі 17.

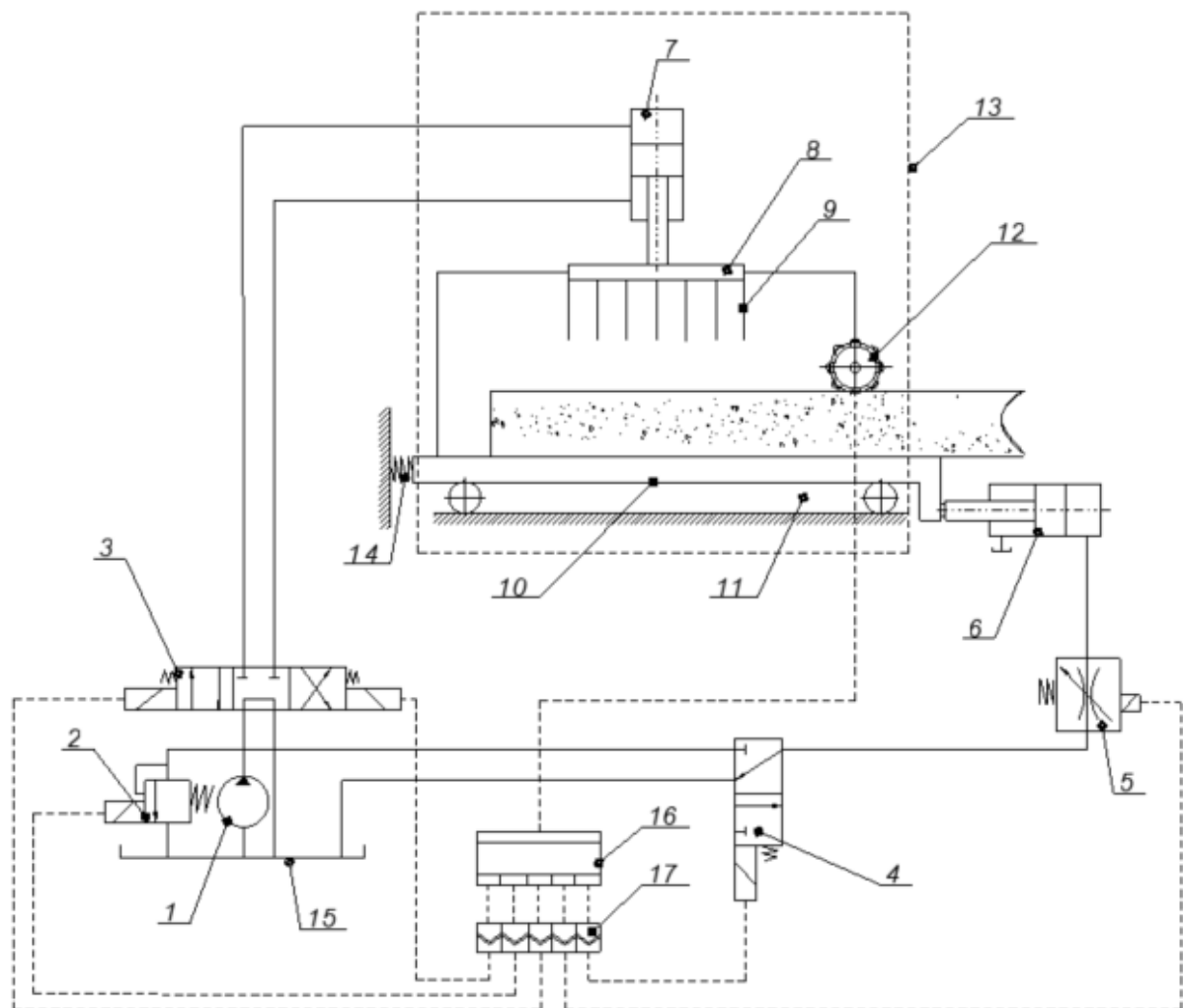


Рисунок 2.3 – Установа для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

Глиняний брус, який формується на попередній операції, виштовхується на робочий стіл 10 прикріплений до опор кочення 11. Датчик переміщення 12 закріплений на траверсі 8, вимірює необхідну довжину глиняного бруса та відправляє сигнал на контролер 16. Контролер через блок підсилювачів 17, передає сигнали керування до: електромагніта запобіжно-переливного клапана 2, електромагнітів гідророзподільників 3, 4 та електромагніта регульованого дроселя 5. Після ввімкнення запобіжно-переливного клапана 2,

робоча рідина від насоса 1 протікає до гідроциліндра 6 через гідророзподільник 4 та регульований дросель 5, і до гідроциліндра 7 через гідророзподільник 3. Гідроциліндр 6 штовхає каретку 13 прикріплену до його поршня з однієї сторони та до пружини 14 із іншої. В цей час контролер 16 через підсилювач 17 змінює напругу, що діє на електромагніт регульованого дроселя 5. В результаті чого прямопропорційно змінюється площа поперечного перерізу регульованого дроселя 5, що забезпечує синхронну швидкість руху каретки 13 та глиняного бруса. Одночасно із цим, гідроциліндр 7 приводить в рух, прикріплену до його поршня, траверсу 8 із закріпленими на ній різальними струнами 9. Для забезпечення швидкості переміщення траверси 8 в межах часу руху каретки 3, контролер 16 через підсилювач 17 підтримує необхідну величину напруги на електромагнітах гідророзподільника 3. Після завершення руху траверси 8 та каретки 3 контролер 16 вимикає електромагніти розподільників 3, 4 та регульованого дроселя 5. Після чого, пружина 10 повертає каретку 3 у вихідне положення, а робоча рідина із штокової порожнини гідроциліндра 6 зивається у бак 15.

2.4 Електрична схема управління установкою для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

Розглянута раніше електрична схема управління установки для формування заготовок цегли із релейним керуванням має суттєві недоліки:

1. Великі розміри і складність. Релейні схеми вимагають фізичних реле і дротів для з'єднання компонентів. Крім того, такі системи можуть мати складнішу структуру, оскільки потрібно забезпечити послідовність роботи реле.
2. Відсутність гнучкості системи. Релейні схеми важко змінювати або модифікувати, особливо після їх фізичної реалізації. Для внесення змін часто потрібно переконфігурувати або навіть перепрограмувати всю систему, що займає час і може бути неефективним.

3. Обмежена швидкодія. Реле мають обмежену швидкість перемикавання, що може бути недоцільно в системах, де потрібна швидка відповідь на зміни умов.
4. Енерговитрати. Релейні схеми вимагають електромеханічних реле, які витрачають значну кількість енергії для перемикавання. Це може бути проблемою там, де необхідне їх часте перемикавання.
5. Виникнення збоїв. Неполадки в реле можуть призвести до ненадійної роботи системи або повної її відмови.

Сьогодні, в сучасних системах керування все частіше використовуються контролери [75], наприклад фірми FESTO, які надають більш гнучкі, компактні та ефективні засоби керування [75]. Схема керування установкою для формування заготовок цегли на базі контролера FS 620 FST зображена на рис. 2.4.

До складу схеми управління установкою для формування заготовок цегли з керуванням від контролера відноситься: датчик переміщення глиняного бруса – 9; контролер FS 620 FST –15; комутуючі реле К1, К2, К3, К4; 4 – підсилювач пропорційного магніта від компанії ATOS E-MI-AC-01/f; 13 – електромагніт запобіжно-переливного клапана; 10 – електромагніт опускання траверси; 11 – електромагніт підйому траверси; 12 – електромагніт гідророзподільника руху каретки; 16 – пропорційний електромагніт регулювання швидкості руху каретки.

Датчик 9 відраховує потрібний розмір глиняного бруса h_b і передає сигнал на контролер 2. Останній через підсилювач 4 передає сигнал на включення електромагніту 13 який вмикає запобіжно-переливний клапан, потім до електромагнітів 10 11 та 12. Електромагніт 10 перемикає гідророзподільник 6 в режим опускання траверси, а електромагніт 12 перемикає гідророзподільник 7 в режим руху каретки. Одночасно з цим контролер 15 змінює силу струму електромагніту 16 регульованого дроселя за розробленим законом, що дозволяє забезпечити зміну швидкості руху каретки в залежності від зміни швидкості подачі глиняного бруса в зону формування

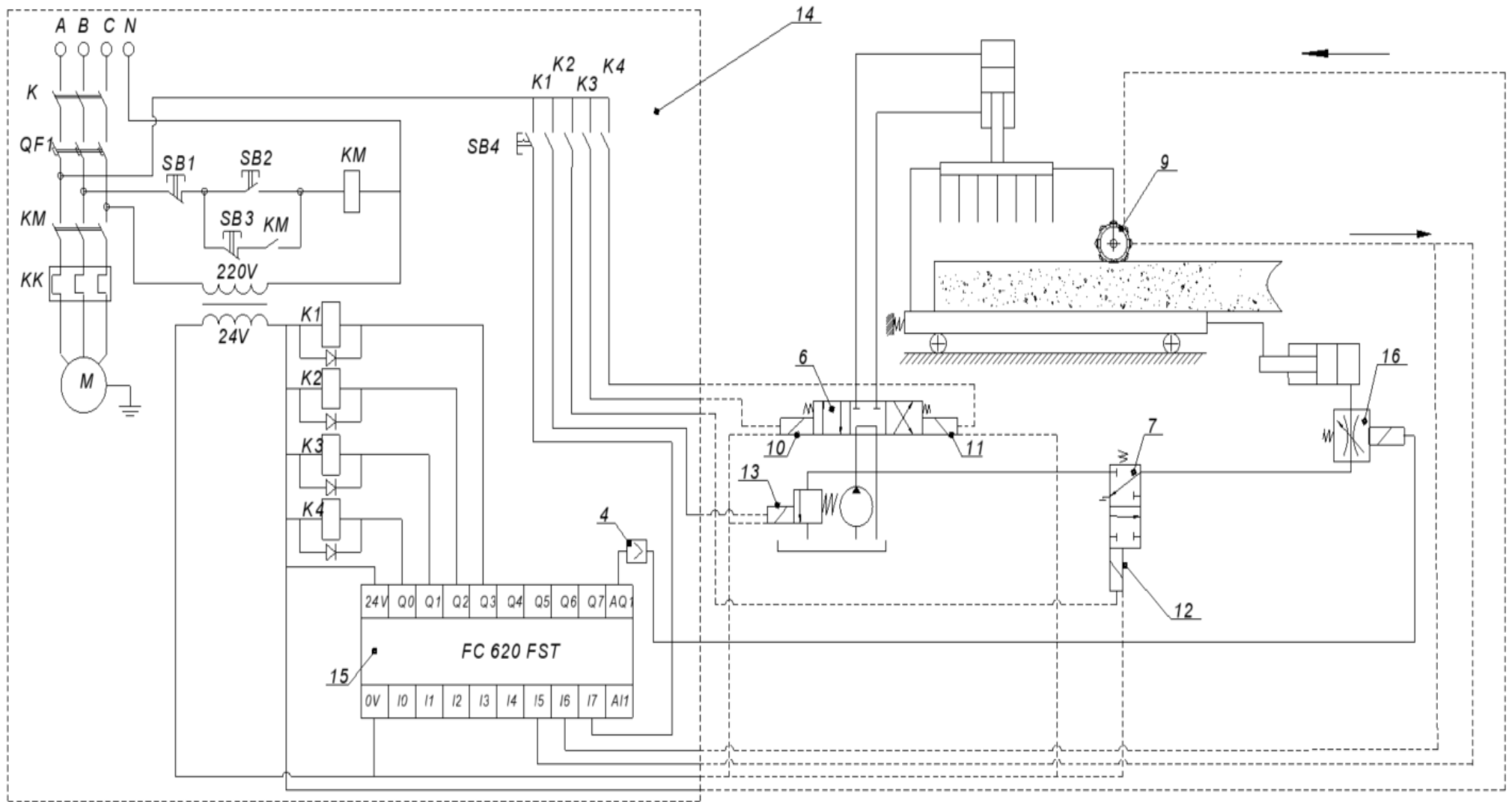


Рисунок 2.4 – Електрична схема управління установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

його на заготовки цегли. Після завершення операції контролер 15 подає сигнали на відключення електромагнітів 10, 11, 12. Після чого каретка повертається у вихідне положення. Електромагніт 13 запобіжно-переливного клапана не вимикається доти, поки рухається глиняний брус. При наступному сигналі датчика переміщення – цикл роботи установки повторюється, але у врахуванням того, що тепер замість електромагніту 10 контролер вмикає електромагніт 11 гідророзподільника 6 в режим підйому траверси.

2.5 Схема керування регульованим дроселем з електромагнітним управлінням

Врахувавши специфіку системи керування установки для формування заготовок цегли на базі контролера було визначено основні вимоги до вибору регулюючого елемента. Перш за все, для забезпечення виготовлення якісної продукції, він повинний забезпечувати високу точність, швидкодію та стабільність роботи. Також, розроблена система повинна бути досить гнучкою, адже гарною практикою буде можливість переналаштування системи вищу швидкість роботи, інші формати продукції, тощо.

Як зазначалось у першому розділі, системи керування із застосуванням регульованого дроселя широко застосовуються для вирішення таких завдань. Розроблена схема керування регульованим дроселем установки для формування заготовок цегли представлена на рис. 2.6.

Схема керування складається із насоса 1 на виході якого встановлено регульований дросель 2. Регульований дросель 2 керується електромагнітом від контролера 5. Контролер 5 отримує сигнал від датчика переміщення 4, після чого подає напругу I_m на регульований дросель 2 через підсилювач 6. Контролер 5 вмикає золотник 8 з пружиною 9. На підпружинений золотник діє робоча рідина під тиском p_n , яка надходить по гідролінії 12. Золотник 8 перебуваючи під дією тисків p_n і p_d та пружини 9 переміщуватиметься змінюючи своє початкове положення x . При цьому буде змінюватися площа

поперечного перерізу робочого вікна золотника, по якому робоча рідина буде переходити в гідролінію 13 створюючи тиск p_c .

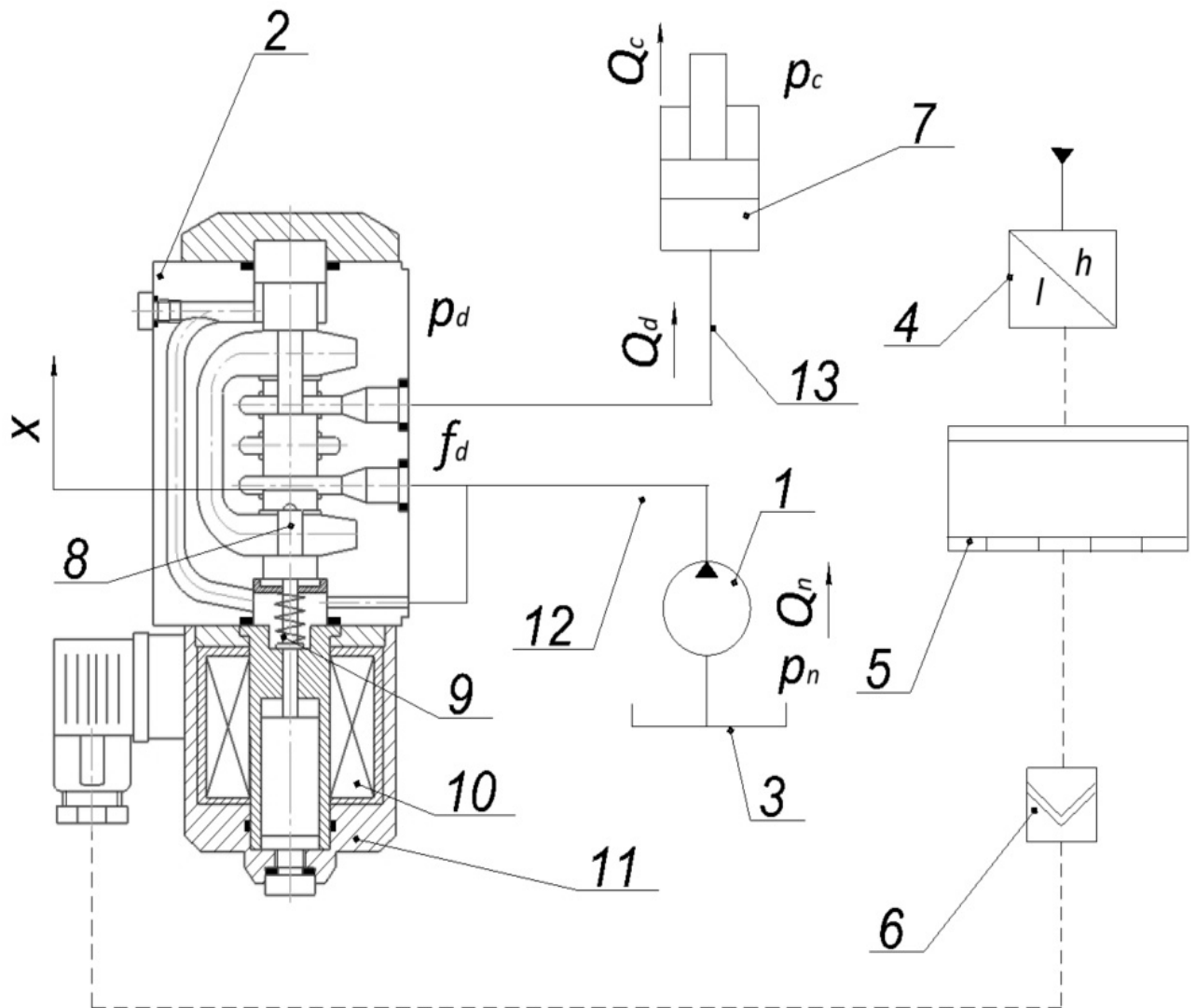


Рисунок 2.6 – Схема керування регульованим дроселем

Система керування працює таким чином. Під час подачі робочої рідини від насоса 1 до регульованого дроселя 2 виникає перепад тиску $\Delta p_x = p_n - p_d$. Даний тиск порівнюється на золотнику 8 із зусиллям пружини 9. Витрата робочої рідини напряму буде залежати від площі робочого вікна регульованого дроселя 2. Під час зміни контролером напруги I_m , що діє на електромагніт регульованого дроселя, площа його робочого вікна буде змінюватися, а отже буде змінюватися і витрата робочої рідини Q_d на виході із системи.

2.6 Цикл роботи установки для формування заготовок цегли

Цикл роботи установки для формування заготовок цегли (рис. 2.7) являє собою послідовність подій та операцій, які відбуваються в системі під дією гідравлічного приводу.

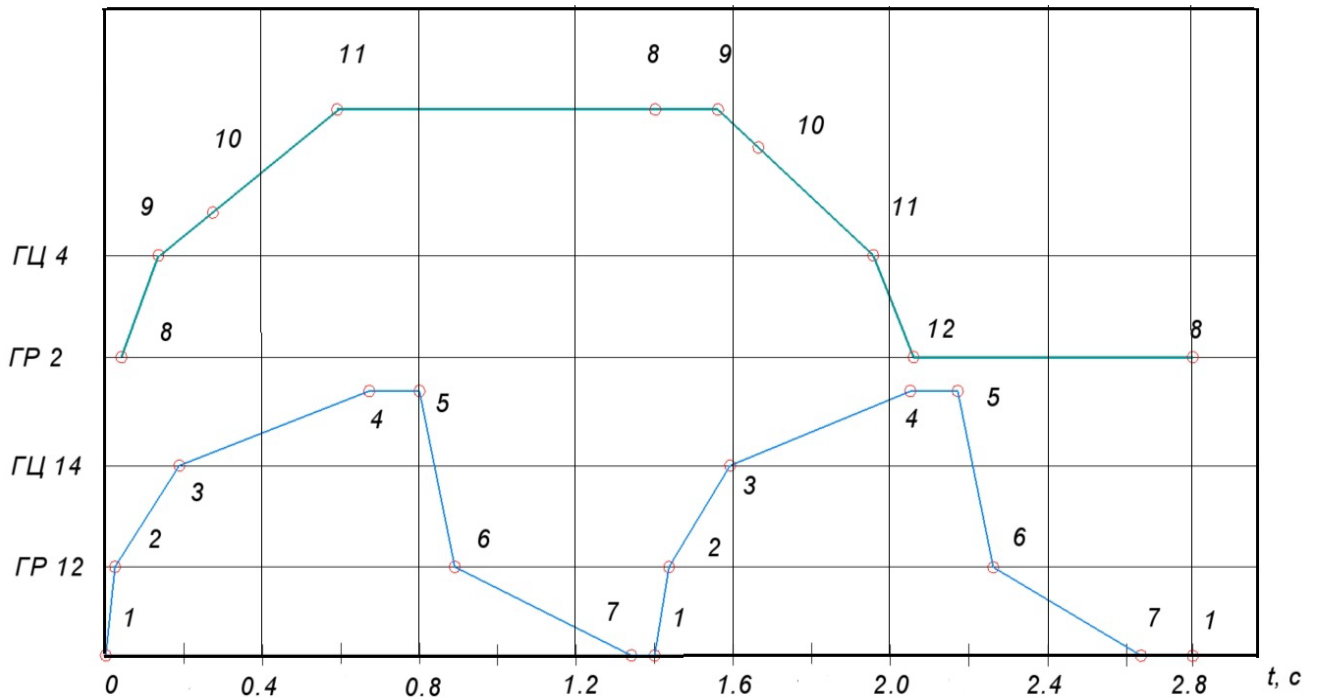


Рисунок 2.7 – Цикл роботи установки для формування заготовок цегли

Цикл роботи установки включає в себе рухи каретки та траверси які відбуваються в наступному порядку:

- 1 – датчик переміщення подає сигнал до блоку керування (контролера);
- 2 – гідророзподільник 12 (ГР 12) перемикається у положення нагнітання робочої рідини;
- 3 – гідроциліндр 14 (ГЦ 14) починає приводити до руху каретку установки;
- 4 – завершення руху каретки установки (та ГЦ 14);
- 5 – стан утримання каретки установки в кінцевому положенні;
- 6 – гідророзподільник 12 (ГР 12) перемикається у положення зливу

робочої рідини;

7 – пружина повертає каретку (ГЦ 14) у вихідне положення;

8 – гідророзподільник 2 (ГР 2) перемикається у положення нагнітання робочої рідини;

9 – гідроциліндр 4 (ГЦ 4) починає приводити в рух траверсу установки;

10 – траверса досягає глиняного бруса;

11 – завершення руху траверси установки (та ГЦ 4);

12 – гідророзподільник 2 (ГР 2) перемикається у нейтральне положення.

Траверса установки залишається в положенні утримання до наступного сигналу датчика переміщення, після чого робочий цикл установки повторюється.

2.7 Висновки до другого розділу

1. Розроблено варіант установки для формування заготовок цегли із релейним керуванням на основі гідравлічного приводу.
2. Простим та ефективним способом регулювання швидкості руху гідроциліндрів є встановлення регульованого дроселя. Що дозволяє регулювати швидкість гідроциліндра руху каретки установки для формування заготовок цегли у потрібному діапазоні значень, а також змінювати її за допомогою зміни площі його робочого вікна. Для підвищення точності при регулюванні швидкості руху каретки доцільно застосовувати регульований дросель з електромагнітним керуванням.
3. Використання логічного контролера, який керує регульованим дроселем в залежності від швидкості подачі глиняного бруса в зону різання установки для формування заготовок цегли, надає можливість керувати швидкістю руху каретки в залежності від зміни швидкості подачі глиняного бруса.

4. Гарною практикою є застосування контролера, який реалізує зв'язок одночасно працюючих гідроциліндрів руху траверси та каретки, що забезпечує високу точність виготовленої продукції.
5. Варіант установки для формування заготовок цегли із релейним керуванням – це простий та недорогий спосіб забезпечити виготовлення заготовок цегли в межах вимог до точності виробів.
6. Варіант установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера дозволяє збільшити продуктивність і точність виготовленої продукції.

РОЗДІЛ 3

ІМІТАЦІЙНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В СИСТЕМІ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВОК ЦЕГЛИ

3.1. Визначення витратних характеристик елементів регульованого дроселя

Для регулювання потрібної величини витрати, робоча рідина проходить через канали регульованого дроселя, що мають нелінійну форму. Під час цього процесу потік рідини втрачає певну величину статичного тиску. Існуючі відомі залежності, описані в науковій літературі, не можуть описати процес втрати тиску. Адже він залежить від багатьох факторів, таких як довжини та діаметри каналів регульованого дроселя, об'єм потоку та ін. Для вирішення цієї задачі, сучасні системи автоматизованого проектування дозволяють створювати 3D-моделі гідравлічних агрегатів та виконувати комп'ютерне моделювання гідродинамічних процесів. Прикладами розрахунку залежності між величинами потоку, розмірами елементів регульованого дроселя та втратами тиску можуть бути роботи [76 – 80].

3D-модель каналів регульованого дроселя зображена на рис. 3.1.

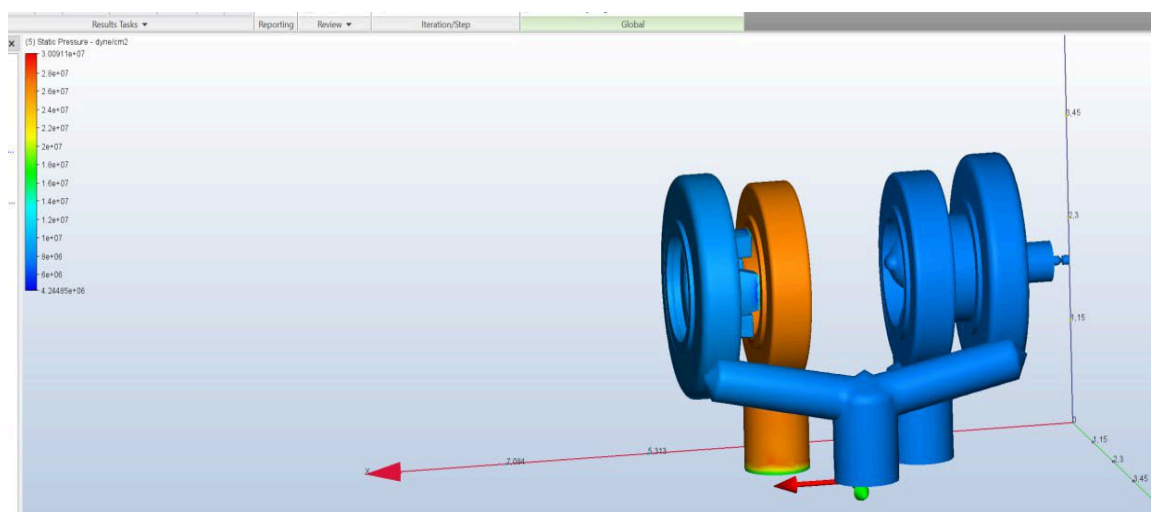


Рисунок 3.1 – 3D-модель каналів регульованого дроселя

Змодельовані процеси течії робочої рідини, у модулі CFD Autodesk Simulation, через регульований дросель показано на рис. 3.2 – 3.4.

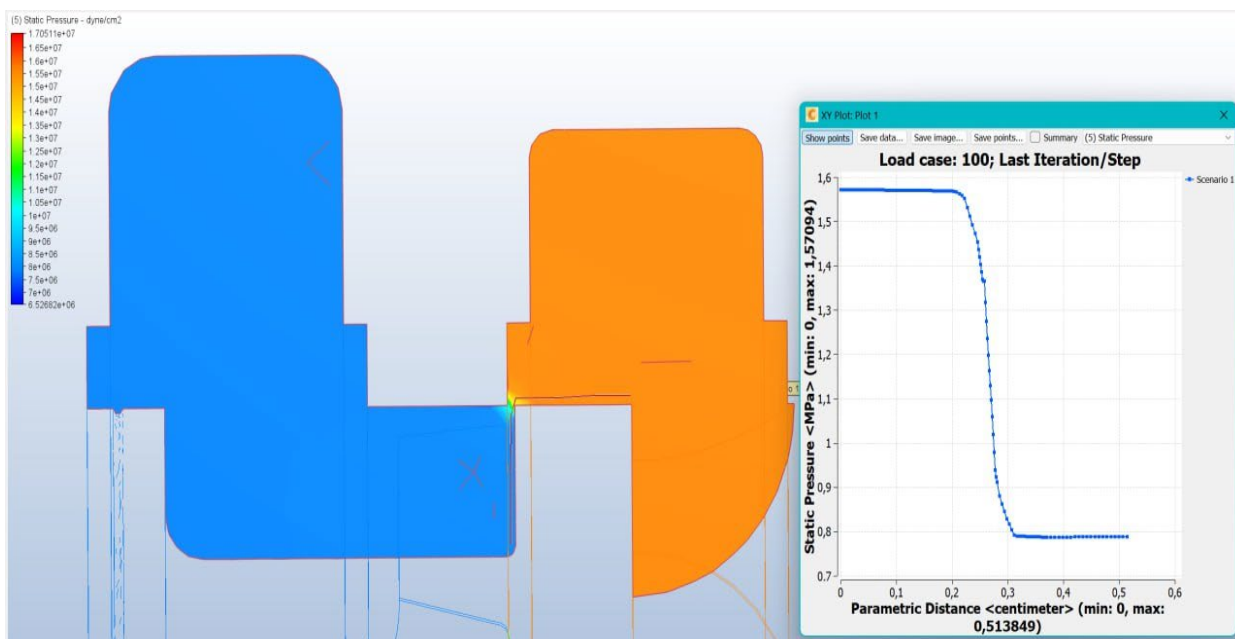


Рисунок 3.2 – Зміна тиску в каналах регульованого дроселя під час моделювання течії робочої рідини при температурі робочої рідини $t = 25^{\circ}\text{C}$

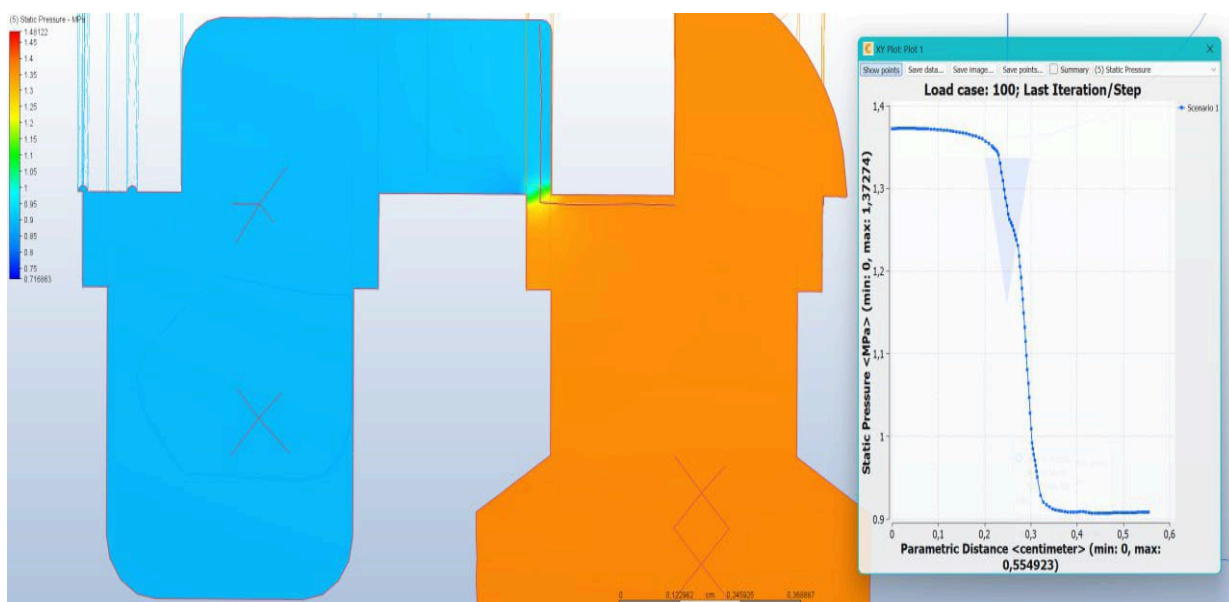


Рисунок 3.3 – Зміна тиску в каналах регульованого дроселя під час моделювання течії робочої рідини при температурі робочої рідини $t = 50^{\circ}\text{C}$

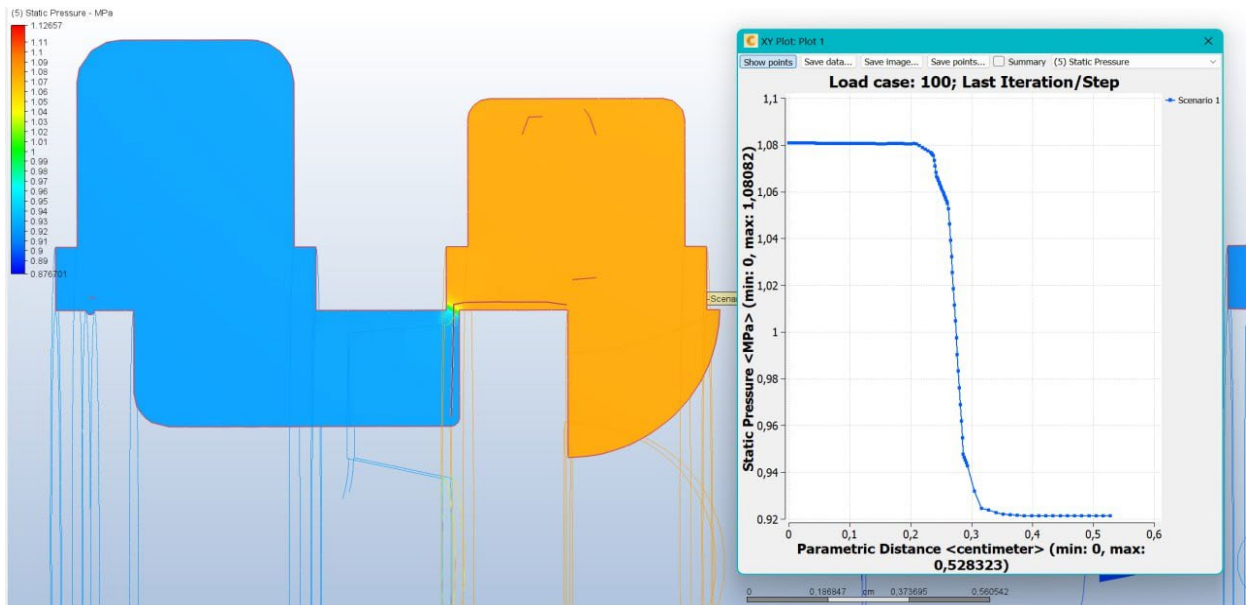


Рисунок 3.4 – Зміна тиску в каналах регульованого дроселя під час моделювання течії робочої рідини при температурі робочої рідини $t = 75^{\circ}\text{C}$

Величина потоку позначена як Q_d , а переміщення золотника – x . Тиск на вході в регульований дросель позначався p_d , а на виході – p_c . Значення змінних в процесі моделювання досліджувалися в діапазонах занесених у таблицю 3.1.

Для параметрів Q_d та x задавалися величини, що під час моделювання залишалися сталими, а параметри p_d і p_c задавалися початкові величини, що в процесі моделювання розраховувалися відповідно до величини потоку Q_d та переміщення золотника x . Було проведено 27 досліджень при різних значеннях x , Q_d , p_d та p_c .

Таблиця 3.1 – Зміна параметрів регульованого дроселя при моделюванні течії робочої рідини

№	Позначення	Діапазон зміни	Одиниці вимірювання
1	Q_d	$(0,05 \dots 0,5) \cdot 10^{-3}$	$\text{м}^3/\text{с}$
2	x	$(0,1 \dots 0,5) \cdot 10^{-3}$	м
3	p_d	$(10 \dots 50) \cdot 10^5$	$\text{Н}/\text{м}^2$
4	p_c	$(1 \dots 30) \cdot 10^5$	$\text{Н}/\text{м}^2$

Величину потоку Q_d який проходить через вікно регульованого дроселя розраховано за допомогою програми DATAFIT. Фрагмент матриці розрахунку показано в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати дослідження протікання робочої рідини через регульований дросель

$x \cdot 10^{-3}$, м	t , °C	$p_d \cdot 10^5$, Н/м ²	$p_c \cdot 10^5$, Н/м ²	$Q_d \cdot 10^{-3}$, м ³ /с
0,1	25	28,1	25,6	0,324
0,25	50	19,7	17,3	0,616
0,5	75	10,3	9,1	1,044

Формула розрахунку величини потоку Q_d буде використана при побудові математичної моделі:

$$Q_d = 4 \exp(ax + bt + cp_d + dp_c + e);$$

де $a = 3972,02$; $b = 2,34 \cdot 10^{-3}$; $c = -1,897 \cdot 10^{-6}$;
 $d = 2,594 \cdot 10^{-6}$; $e = -10,806$.

3.2. Математична модель гідроприводів установки для формування заготовок цегли

Математичні моделі установки для формування заготовок цегли побудована із урахування експериментальних та теоретичних результатів інших авторів, представленими в роботах [82 – 86].

Нелінійні математичні моделі які описують процеси, що відбуваються у гідроприводі установки для формування заготовок цегли були складені при наступних припущеннях і вимогах [87 – 90]:

- розглянуті зосереджені параметри гідроприводу установки;
- швидкість подачі глиняного бруса приймається за постійну величину;

- тиск рідини в зливних гідролініях – постійна величина;
- втрати тиску в гідролініях не враховувалися;
- дію тиску зливу не враховуємо;
- перетікання робочої рідини в щілинах насоса та гідроциліндрах траверси і каретки не враховувалися;
- коефіцієнти потоку через дроселі і золотникові елементи постійні;
- хвильовими процесами нехтуємо;
- стисливість робочої рідини та податливості камер гідроприводу враховувалися як усереднені величини для досліджуваного діапазону зміни тиску;
- режими роботи – безкавітаційні;
- силами сухого тертя для золотників нехтуємо.

Для розробки математичної моделі установки для формування заготовок цегли використано розрахункову схему наведену на рис. 3.5, разом із залежностями, що описують роботу елементів її складових частин.

Рівняння нерозривності потоку Q_n на виході із насоса визначалось за формулою:

$$Q_n = Q_{kn} + Q_r + Q_p + Q_{tr}.$$

Подача шестеренного насоса Q_n визначалась за формулою:

$$Q_n = 2\pi m^2 z b n;$$

де m – модуль шестерень насоса;

z – число зубців шестерень насоса;

b – ширина вінця шестерень насоса;

n – частота обертання валу насоса.

Подача робочої рідини Q_{kn} через запобіжно-переливний клапан визначалась як:

$$Q_{kn} = \mu f_{kn} \sqrt{\frac{2|p_n|}{\rho}};$$

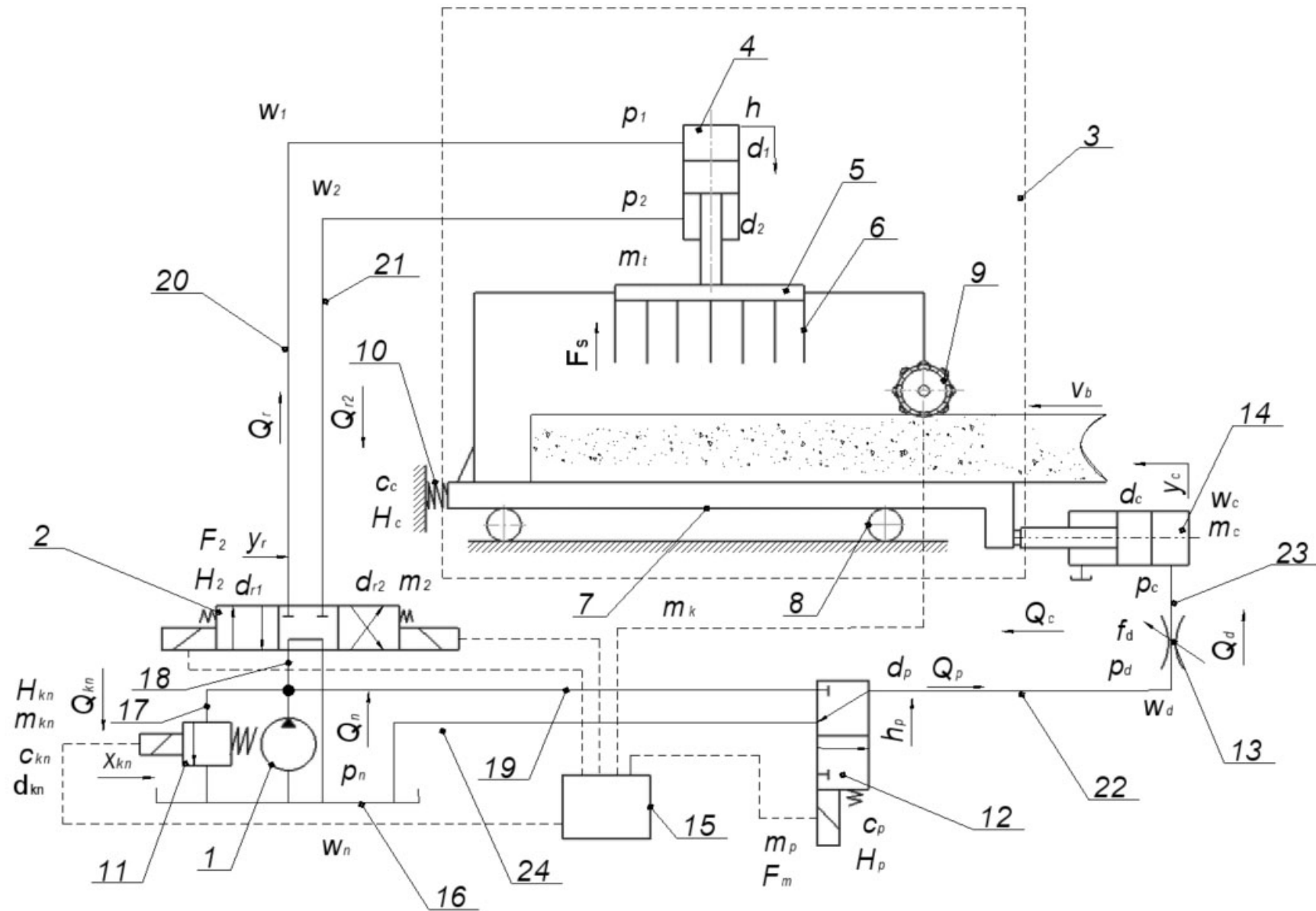


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням

де μ – коефіцієнт подачі через дросельні та золотникові елементи;

f_{kn} – площа відкриття робочого вікна запобіжно-переливного клапана;

p_n – тиск на виході насоса;

ρ – густина робочої рідини.

Площа відкриття робочого вікна f_{kn} запобіжно-переливного клапана визначалась за формулою:

$$f_{kn} = \pi d_{kn} x_{kn};$$

де d_{kn} – діаметр робочого вікна запобіжно-переливного клапана;

x_{kn} – координата положення золотника запобіжно-переливного клапана.

Подача робочої рідини Q_r через гідророзподільник 2 визначалась як:

$$Q_r = \mu f_{r1} \sqrt{\frac{2|p_n - p_1|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_1);$$

де f_{r1} – площа відкриття робочого вікна гідророзподільника 2;

p_1 – тиск робочої рідини між гідророзподільником 2 і гідроциліндром 4.

Площа відкриття робочого вікна f_{r1} гідророзподільника 2 визначалась за формулою:

$$f_{r1} = \pi d_{r1} y_r;$$

де d_{r1} – діаметр робочого вікна гідророзподільника 2;

y_r – координата положення золотника гідророзподільника 2.

Подача робочої рідини Q_p через гідророзподільник 12 визначалась за формулою:

$$Q_p = \mu f_p \sqrt{\frac{2|p_n - p_d|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_d);$$

де f_p – площа відкриття робочого вікна гідророзподільника 12;

p_d – тиск робочої рідини між гідророзподільником 12 і регульованим дроселем 13.

Площа відкриття робочого вікна f_p гідророзподільника 12 визначалась за формулою:

$$f_p = \pi d_p h_p;$$

де d_p – діаметр робочого вікна гідророзподільника 12;

h_p – координата положення золотника гідророзподільника 12.

Подача робочої рідини Q_{tp} , що обумовлена її стисненням та податливістю трубопроводів:

$$Q_{tp} = \beta_n w_n \frac{dp_n}{dt};$$

де β_n – коефіцієнт стиснення, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та трубопроводів;

w_n – об'єм робочої рідини в розглянутому трубопроводі.

Коефіцієнт β_n враховує сумарну деформацію газорідинної суміші β_{gr} та трубопроводу β_{tp} . Стиснення робочої рідини, що враховує пружність трубопроводів:

$$\beta_n = \beta_{gr} + \beta_{tp} = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{tr}}{\delta_{tr} E_{tp}};$$

де d_{tr} – внутрішній діаметр трубопроводу;

δ_{tr} – товщина стінки трубопроводу;

E_{tp} – приведений модуль пружності трубопроводу;

E_p – приведений модуль пружності газорідинної суміші, який визначається за формулою:

$$E_p = E_{p0} \frac{W_f/W_a + 1}{W_f/W_a + (E_{p0} p_0)/p_i^2};$$

де E_{p0} – модуль пружності робочої рідини;

W_f/W_a – співвідношення вмісту об'єму робочої рідини до газової суміші при атмосферному тиску p_0 (в працюючому гідроприводі може міститися до 10% розчиненого та до 5% нерозчиненого, у вигляді бульбашок, повітря);

p_i – надлишковий тиск суміші рідини з газом.

Рівняння нерозривності потоку на виході із гідророзподільника 2:

$$Q_r = Q_{f1} + Q_{tr1}.$$

Подача робочої рідини Q_{f1} на виході із гідророзподільника 2:

$$Q_{f1} = \frac{\pi d_1^2}{4} \frac{dh}{dt};$$

де d_1 – діаметр поршня гідроциліндра 4;

h – координата положення поршня гідроциліндра 4.

Подача робочої рідини Q_{tr1} , що зумовлена її стиснення та податливістю в трубопроводі 20:

$$Q_{tr1} = \beta_n w_1 \frac{dp_1}{dt};$$

де w_1 – об'єм робочої рідини в трубопроводі 20.

Рівняння нерозривності потоку на виході із гідроциліндра 4:

$$Q_{r2} = Q_{f2} + Q_{tr2}.$$

Подача робочої рідини Q_{f2} на виході із гідроциліндра 4:

$$Q_{f2} = \frac{\pi d_2^2}{4} \frac{dh}{dt};$$

де d_2 – діаметр штока гідроциліндра 4.

Подача робочої рідини Q_{tr2} , що зумовлена її стиснення та податливістю в трубопроводі 21:

$$Q_{tr2} = \beta_n w_2 \frac{dp_2}{dt};$$

де w_2 – об'єм робочої рідини в трубопроводі 21;

p_2 – тиск робочої рідини на виході із гідроциліндра 4.

Подача робочої рідини Q_{r2} на злив через гідророзподільник 2 визначалаь за формулою:

$$Q_{r2} = \mu f_{r2} \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}}.$$

Площа відкриття робочого вікна f_{r2} гідророзподільника 2 на злив визначалась за формулою:

$$f_{r2} = \pi d_{r2} y_r;$$

де d_{r2} – діаметр робочого вікна гідророзподільника 2.

Рівняння нерозривності потоку на виході із гідророзподільника 12:

$$Q_p = Q_d + Q_{tr3}.$$

Подача робочої рідини Q_d через регульований дросель 13:

$$Q_d = 4 \exp(ax + bt + cp_d + dp_c + e);$$

де p_d – тиск робочої рідини на вході до регульованого дроселя 13;

p_c – тиск робочої рідини на вході до гідроциліндра 14;

t – температура робочої рідини;

x – переміщення золотника регульованого дроселя.

Подача робочої рідини Q_{tr3} , що зумовлена її стиснення та податливістю в трубопроводі 22:

$$Q_{tr3} = \beta_n w_d \frac{dp_2}{dt};$$

де w_d – об'єм робочої рідини в трубопроводі 22.

Рівняння нерозривності потоку на виході із регульованого дроселя 13:

$$Q_d = Q_c + Q_{tr4}.$$

Подача робочої рідини Q_c через гідроциліндр 14:

$$Q_c = \frac{\pi d_c^2}{4} \frac{dy_c}{dt}.$$

Подача робочої рідини Q_{tr4} , що зумовлена її стиснення та податливістю в трубопроводі 23:

$$Q_{tr4} = \beta_n w_c \frac{dp_c}{dt};$$

де w_c – об'єм робочої рідини в трубопроводі 23.

Гідродинамічна сила R_{gd} , яка діє на запобіжно-переливного клапана визначалась за формулою:

$$R_{gd} = p_n \frac{\pi d_{kn}^2}{4} - \rho Q_{kn} \left(\frac{Q_{kn} \cos \theta}{\beta_{gr} \pi d_{kn} x_{kn} \sin \theta} - \frac{4 Q_{kn}}{\pi d_{kn}^2} \right);$$

де θ – кут відхилення вектору потоку робочої рідини, яка обтікає клапан.

Рівняння рівноваги сил, що діють на золотник запобіжно-переливного клапана 11 має вигляд:

$$m_{kn} \frac{d^2 x_{kn}}{dt^2} = p_n \pi \frac{d_{kn}^2}{4} - c_{kn}(H_{kn} + x_{kn}) - R_{gd} - b_{kn} \frac{dx_{kn}}{dt};$$

де m_{kn} – зведена маса золотника та пружини клапана;

d_{kn} – діаметр золотника клапана;

c_{kn} – жорсткість пружини золотника клапана;

H_{kn} – попереднє стиснення пружини золотника клапана;

R_{gd} – гідродинамічна сила;

b_{kn} – коефіцієнт в'язкого тертя в клапані.

Рівняння рівноваги сил, що діють на золотник гідророзподільника 2 має вигляд:

$$m_2 \frac{d^2 y_r}{dt^2} = F_2 - c_2 H_2 - b_2 \frac{dy_2}{dt};$$

де m_2 – зведена маса золотника та пружини гідророзподільника 2;

F_2 – зусилля електромагніту гідророзподільника 2;

c_2 – жорсткість пружини гідророзподільника 2;

b_2 – коефіцієнт в'язкого тертя в гідророзподільнику 2;

H_2 – попереднє стиснення пружини гідророзподільника 2.

Рівняння рівноваги сил, що діють на траверсу 5 із різальними струнами 6 має вигляд:

$$m_t \frac{d^2 h}{dt^2} = p_1 \frac{\pi d_1^2}{4} - p_2 \frac{\pi d_2^2}{4} - F_s + m_t g;$$

де m_t – зведена маса траверси 5 та різальних струн 6;

g – прискорення вільного падіння;

F_{sr} – сумарна сила опору траверси 5 із різальними струнами 6 (формула 4.7).

Рівняння рівноваги сил, що діють на золотник гідророзподільника 12 має вигляд:

$$m_p \frac{d^2 h_p}{dt^2} = F_m - c_p(H_p + h_p) - b_p \frac{dh_p}{dt};$$

де m_p – зведена маса золотника та пружини гідророзподільника 12;

h_p – координата положення золотника гідророзподільника 12;

F_m – зусилля електромагніту гідророзподільника 12;

c_p – жорсткість пружини гідророзподільника 12;

H_p – попереднє стиснення пружини гідророзподільника 12;

b_p – коефіцієнт в'язкого тертя в гідророзподільнику 12.

Рівняння рівноваги сил, що діють на каретку 3 із пружиною 10:

$$(m_c + m_k) \frac{d^2 y_c}{dt^2} = p_c \frac{\pi d_c^2}{4} - c_c (H_c + y_c) + b_c (v_b - \frac{dy_c}{dt});$$

де m_c – маса поршня гідроциліндра 14;

m_k – маса каретки 3;

y_c – координата положення поршня гідроциліндра 14;

c_c – жорсткість пружини 10;

H_c – попереднє стиснення пружини 10;

b_c – коефіцієнт в'язкого тертя в гідроциліндрі 14;

v_b – швидкість подачі глиняного бруса.

Математична модель установки для формування заготовок цегли включає наступні рівняння. Рівняння (3.1) нерозривності потоку для гідроліній 17, 18 і 19 між насосом 1, запобіжно-переливним клапаном 11 і гідророзподільниками 2 та 12. Рівняння (3.2) нерозривності потоку для гідролінії 20 між гідророзподільниками 2 та гідроциліндром 4. Рівняння (3.3) рівноваги сил, що діють на золотник запобіжно-переливного клапана 11. Рівняння (3.4) рівноваги сил, що діють на золотник гідророзподільника 2. Рівняння (3.5) рівноваги сил, що діють на траверсу 5 з різальними струнами 6. Рівняння (3.6) нерозривності потоку для гідролінії 21 між гідроциліндром 4 та гідророзподільником 2. Рівняння (3.7) нерозривності потоку для гідролінії 22 між гідророзподільником 12 та регульованим дроселем 13. Рівняння (3.8) нерозривності потоку для гідролінії 23 між регульованим дроселем 13 та

гідрочиліндром 14. Рівняння (3.9) рівноваги сил, що діють на золотник гідророзподільника 12. Рівняння (3.10) рівноваги сил, що діють на каретку 3 із пружиною 10.

$$2\pi m^2 z b n = \mu \pi d_{kn} x_{kn} \sqrt{\frac{2p_n}{\rho}} + \mu \pi d_{r1} y_r \sqrt{\frac{2|p_n - p_1|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_1) + \\ + \mu \pi d_p h_p \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_c) + \beta_{gr} w_n \frac{dp_n}{dt}; \quad (3.1)$$

$$\mu \pi d_{r1} y_r \sqrt{\frac{2|p_n - p_1|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_1) = f_1 \frac{dh}{dt} + \beta_n w_1 \frac{dp_1}{dt}; \quad (3.2)$$

$$m_{kn} \frac{d^2 x_{kn}}{dt^2} = p_n \pi \frac{d_{kn}^2}{4} - c_{kn} (H_{kn} + x_{kn}) - p_n \frac{\pi d_{kn}^2}{4} - \\ - \rho \mu \pi d_{kn} x_{kn} \sqrt{\frac{2|p_n|}{\rho}} \left(\frac{\mu \pi d_{kn} x_{kn} \sqrt{\frac{2|p_n|}{\rho}} \cos \theta}{\beta_{gr} \pi d_{kn} x_{kn} \sin \theta} - \frac{4 \mu \pi d_{kn} x_{kn} \sqrt{\frac{2|p_n|}{\rho}}}{\pi d_{kn}^2} \right) - b_{kn} \frac{dx_{kn}}{dt}; \quad (3.3)$$

$$m_2 \frac{d^2 y_r}{dt^2} = F_2 - c_2 H_2 - b_2 \frac{dy_2}{dt}; \quad (3.4)$$

$$m_t \frac{d^2 h}{dt^2} = p_1 \frac{\pi d_1^2}{4} - p_2 \frac{\pi d_2^2}{4} - a \cdot v_t + b \cdot d_s + c \cdot n + d + m_t g; \quad (3.5)$$

$$\frac{\pi d_2^2}{4} \frac{dh}{dt} = \mu \pi d_{r2} y_r \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}} + \beta_n w_2 \frac{dp_2}{dt}; \quad (3.6)$$

$$\mu \pi d_p h_p \sqrt{\frac{2|p_n - p_d|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_d) = 4 \exp(ax + bt + cp_d + dp_c + e) + \\ + \beta_{gr} w_d \frac{dp_d}{dt}; \quad (3.7)$$

$$4 \exp(ax + bt + cp_d + dp_c + e) = \frac{\pi d_c^2}{4} \frac{dy_c}{dt} + \beta_n w_c \frac{dp_c}{dt}; \quad (3.8)$$

$$m_p \frac{d^2 h_p}{dt^2} = F_m - c_p (H_p + h_p) - b_p \frac{dh_p}{dt}; \quad (3.9)$$

$$(m_c + m_k) \frac{d^2 y_c}{dt^2} = p_c \frac{\pi d_c^2}{4} - c_c (H_c + y_c) + b_c (v_b - \frac{dy_c}{dt}). \quad (3.10)$$

При необхідності збільшення точності виготовленої продукції або потребі адаптації до швидкості подачі глиняного бруса установку для формування заготовок цегли доцільно проектувати із застосуванням контролера. Розрахункова схема такої установки представлена на рис. 3.6.

Розрахункова схема включає насос 1, гідророзподільники 2 та 12, запобіжно-переливний клапан 11, гідроциліндр 14, регульований дросель 13, пружину 10, бак 15, контролер 16, підсилювачі 17 та каретку 3 до складу якої входять: гідроциліндр 4, траверса 5, різальні струни 6, рухомий стіл 7, опори кочення 8, датчик переміщення 9.

Математична модель установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера побудована на основі математичної моделі установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням (рівняння 3.1 – 3.10) та додаткових рівнянь (3.11 – 3.15), які описують роботу контролера з підсилювачем [91 – 94].

Рівняння передавальної функції підсилювача 17 має вигляд:

$$i_m = i_a(s_b) \frac{K_n}{T_n s + 1}; \quad (3.11)$$

де i_m – сила струму на обмотках магніту регульованого дроселя 13;

i_a – сила струму на виході із контролера 16;

K_n – коефіцієнт передачі регулювання струму підсилювача 17;

T_n – постійна часу підсилювача 17;

s – крутизна спаду.

Рівняння падіння напруги на обмотці електромагніту регульованого дроселя 13 має вигляд:

$$U_m = L_e \frac{di_m}{dt} + R_e i_m; \quad (3.12)$$

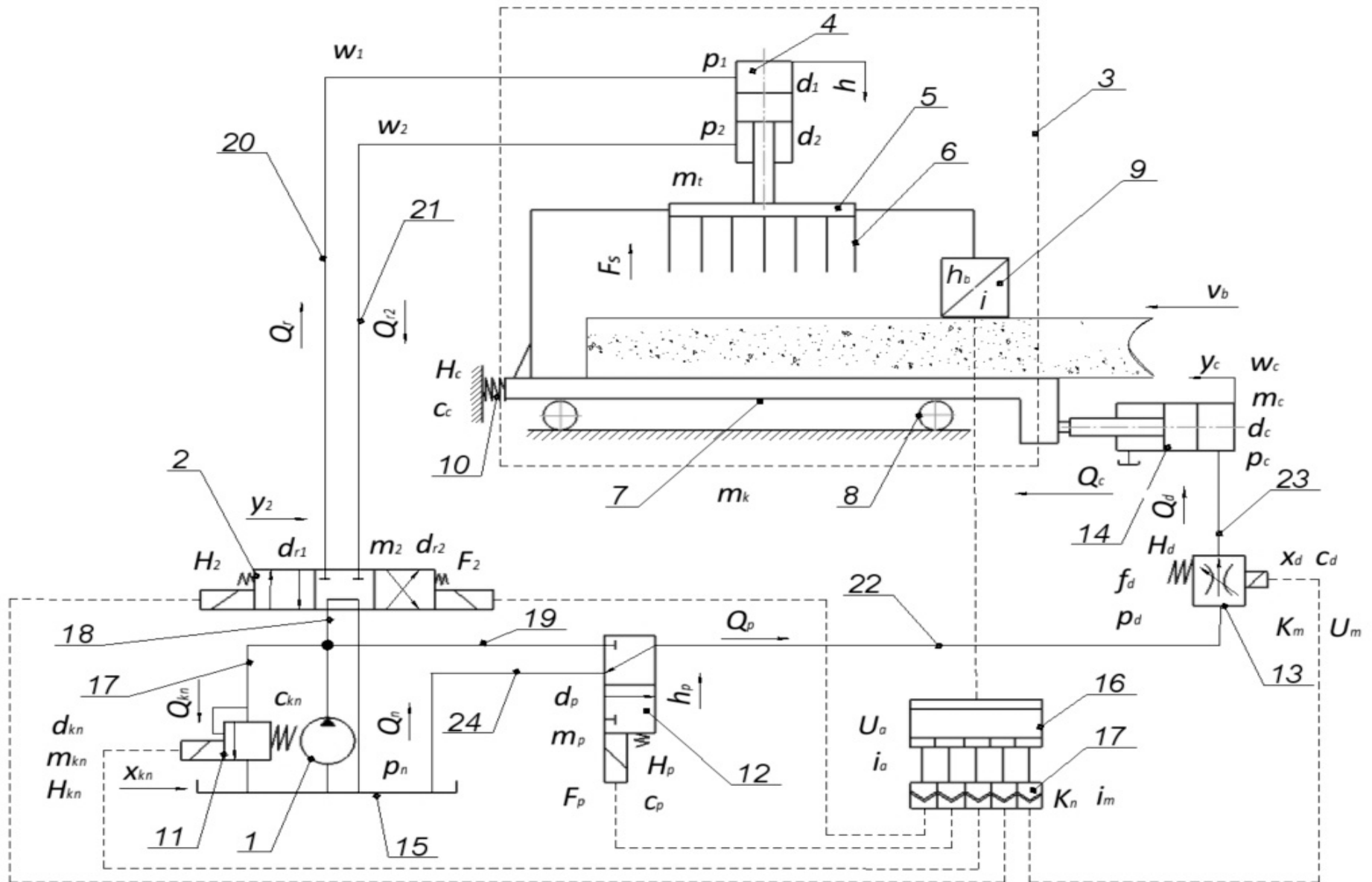


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

де U_m – напруга на обмотках електромагніту регульованого дроселя 13;

L_e – індуктивність електромагніту регульованого дроселя 13;

R_e – активний опір електромагніту регульованого дроселя 13;

Рівняння сил, що діють на золотник регульованого дроселя 13 має вигляд:

$$U_m K_m = c_d (H_d + x_d); \quad (3.13)$$

де K_m – коефіцієнт підсилення струму електромагніту регульованого дроселя 13;

c_d – жорсткість пружини електромагніту регульованого дроселя 13;

H_d – попереднє стиснення електромагніту регульованого дроселя 13;

x_d – координата положення золотника регульованого дроселя 13;

Залежність величина напруги на виході контролера від переміщення глиняного бруса визначалась у вигляді дробово-кускової функції за формулою:

$$i_a(t) = \begin{cases} i_{a1} = \Delta t k_1, & \text{при } 0 \leq t_b < t_{b1}; \\ i_{a2} = \Delta t k_2, & \text{при } t_{b1} \leq t_b < t_{b2}; \end{cases} \quad (3.14)$$

де $t_{b1} = 0,05$ с;

$t_{b2} = 0,65$ с.

Змінний коефіцієнт підсилення $k(\alpha)$ для кожної ділянки дробово-кускової функції визначався за формулою:

$$k(\alpha) = \begin{cases} k_1 = \tan \alpha_1, \\ k_2 = \tan \alpha_2, \end{cases} \quad (3.15)$$

де α_1 – кут нахилу ділянки k_1 дробово-кускової функції до вісі t_b .

α_2 – кути нахилу ділянки k_2 дробово-кускової функції до вісі t_b .

3.3. Блок-схема розв'язання рівнянь математичної моделі

Блок-схема розв'язання диференціальних рівнянь (3.1 – 3.10) математичної моделі установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням представлена на рис. 3.7. Дослідження моделі проводилось в середовищі MATLAB-Simulink. Оскільки розроблена система нелінійних диференціальних рівнянь є жорсткою, для її розв'язання використовувався чисельний метод Розенброка.

До складу розроблено блок-схеми входять наступні підсистеми. Підсистема NASOS, яка дозволяє розв'язати рівняння (3.1) математичної моделі та при внесених значеннях змінних $p_1, p_d, y_r, h_p, x_{kn}$ визначає величину тиску p_n на виході насоса 1. Підсистема DIRECT, яка дозволяє розв'язати рівняння (3.2) математичної моделі та при внесених значеннях змінних $p_n, dh/dt, y_r$ визначає величину тиску p_1 на виході гідророзподільника 2. Підсистема KLAPAN, яка дозволяє розв'язати рівняння (3.3) математичної моделі та при внесеному значенню змінної p_n , визначає величину зміщення золотника x_{kn} запобіжно-переливного клапана 11. Підсистема ROSPODILNUK_2, яка дозволяє розв'язати рівняння (3.4) математичної моделі та визначити величину зміщення золотника y_r гідророзподільника 2. Підсистема TRAVERSA, яка дозволяє розв'язати рівняння (3.5) математичної моделі та при внесених значеннях змінних p_1, p_2 визначити швидкість руху dh/dt поршня гідроциліндра 4 із прикріпленою до нього траверсою 5. Підсистема DEMPFER, яка дозволяє розв'язати рівняння (3.6) математичної моделі та при внесених значеннях змінних y_{r2}, h визначає величину тиску p_2 на виході гідроциліндра 4. Підсистема DROSEL, яка дозволяє розв'язати рівняння (3.7) математичної моделі та при внесених значеннях змінних p_c, p_n, h_p, x_d визначає величину тиску p_d на виході регульованого дрoселя 13. Підсистема CILINDR, яка дозволяє розв'язати рівняння (3.8) математичної моделі та при внесених значеннях змінних $dy/dt, p_d, x_d$ визначає величину тиску p_c на виході гідроциліндра 14. Підсистема ROSPODILNUK_12, яка дозволяє

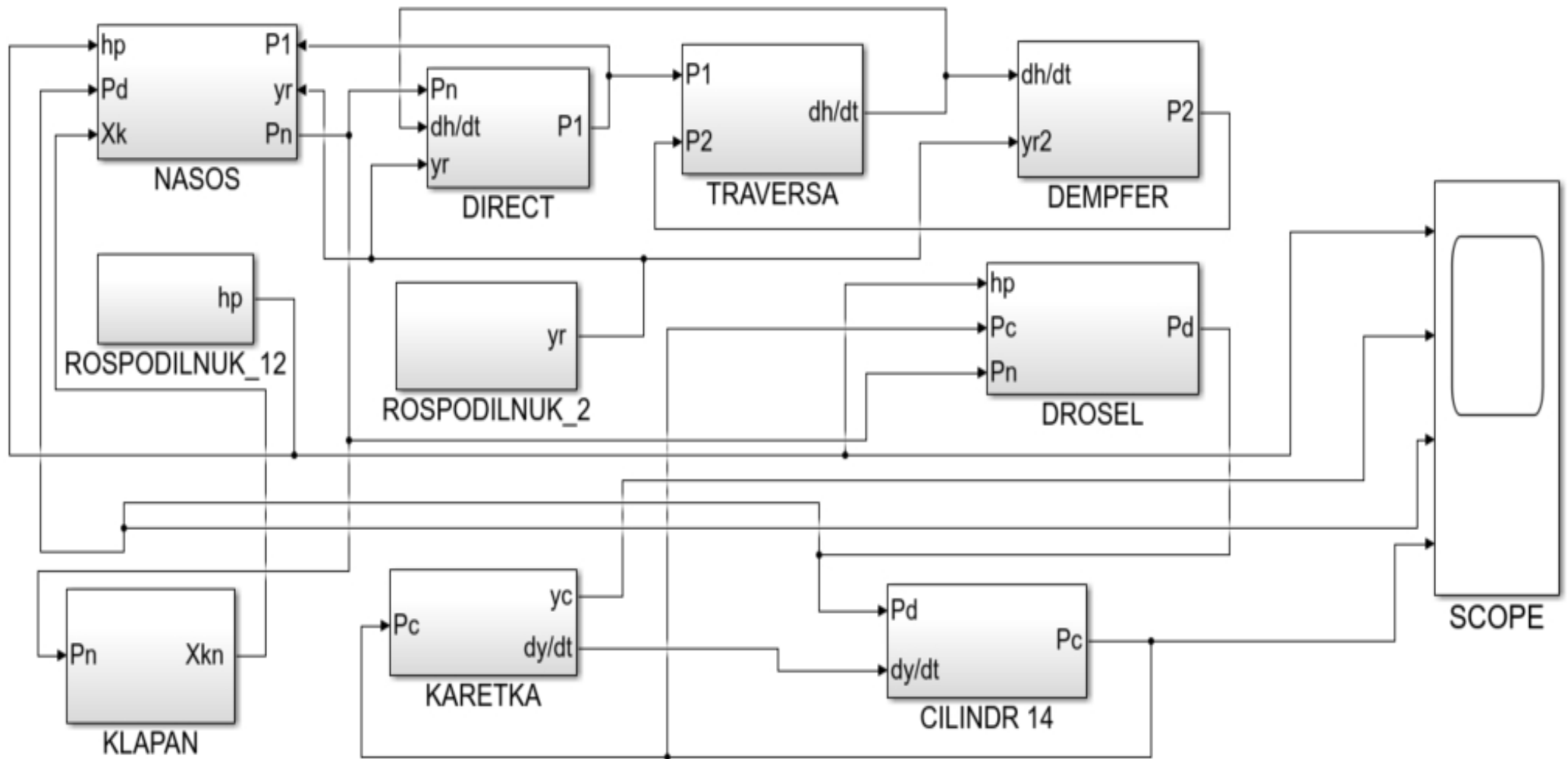


Рисунок 3.7 – Блок-схема розв'язання системи диференціальних рівнянь математичної моделі установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням

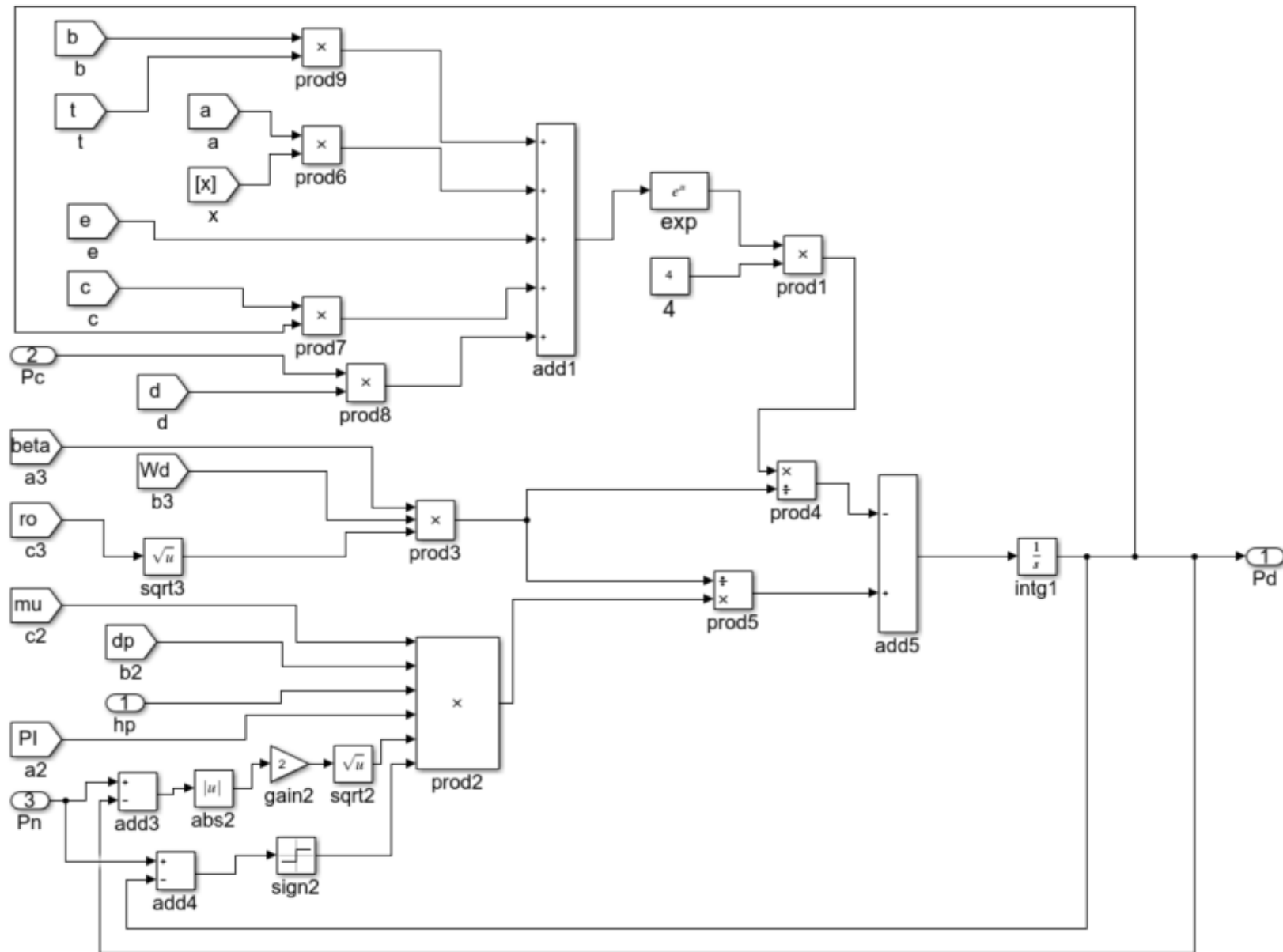


Рисунок 3.8 – Блок-схема моделювання роботи регульованого дроселя

розв'язати рівняння (3.9) математичної моделі та визначити величину зміщення золотника h_p гідророзподільника 12. Підсистема KAREТКА, яка дозволяє розв'язати рівняння (3.10) математичної моделі та при внесеному значенні змінної p_c визначає швидкість dy/dt та координату руху поршня гідроциліндра 14 із прикріпленою до нього кареткою 3.

Блок-схема підсистеми DROSEL, що розв'язує рівняння (3.7) математичної моделі і представляє співвідношення потоків, які протікають по гідролінії 22 (див. рис.3.5) представлена на рис. 3.4.

Для того, щоб розв'язати дане рівняння в підсистему потрібно передати значення змінних x_d , h_p , p_c , p_n , для чого були використані відповідні блоки вводу значень параметрів.

Блок prod1 моделює вираз $4exp(ax + bt + cp_d + dp_c + e)$, який описує витрату рідини через регульований дросель 13 визначену методом комп'ютерного моделювання.

Блок prod2 моделює вираз $\mu p_d h_p \sqrt{\frac{2|p_n - p_d|}{\rho}} sign(p_n - p_d)$, який описує витрату робочої рідини на виході із гідророзподільника 12. Блок prod3 моделює складову $\beta_n w_d$, а блоки prod4 та prod5 обчислюють частку між блоком add1 та величиною $\beta_n w_d$ і блоком prod2 та величиною $\beta_n w_d$. Після чого блок add5 моделює алгебраїчну суму складових, що входять у рівняння (3.7). Це дозволяє знайти величину $\frac{dp_d}{dt}$, яка інтегрується за допомогою блока intg1 при відповідному початковому значенні. В результаті чого на виході підсистеми DROSEL отримується залежність від часу величини тиску p_d на виході із регульованого дроселя 14.

Блок-схема розв'язання диференціальних рівнянь (3.1 – 3.15) математичної моделі установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера представлена на рис. 3.9. В порівнянні із блок-схемою зображеною на рис. 3.5 до неї додано три нові підсистеми.

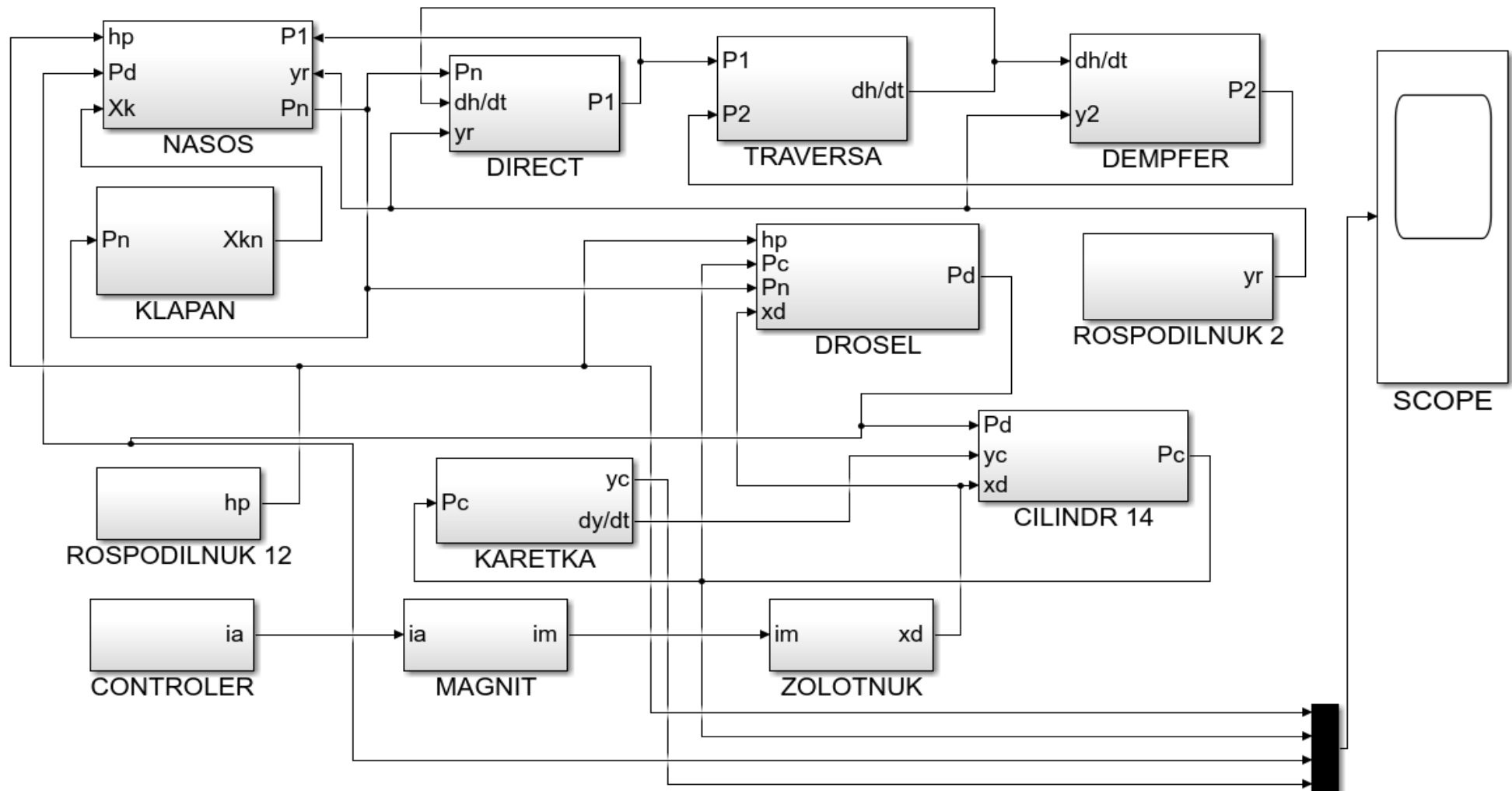


Рисунок 3.9 – Блок-схема розв'язання системи диференціальних рівнянь математичної моделі установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

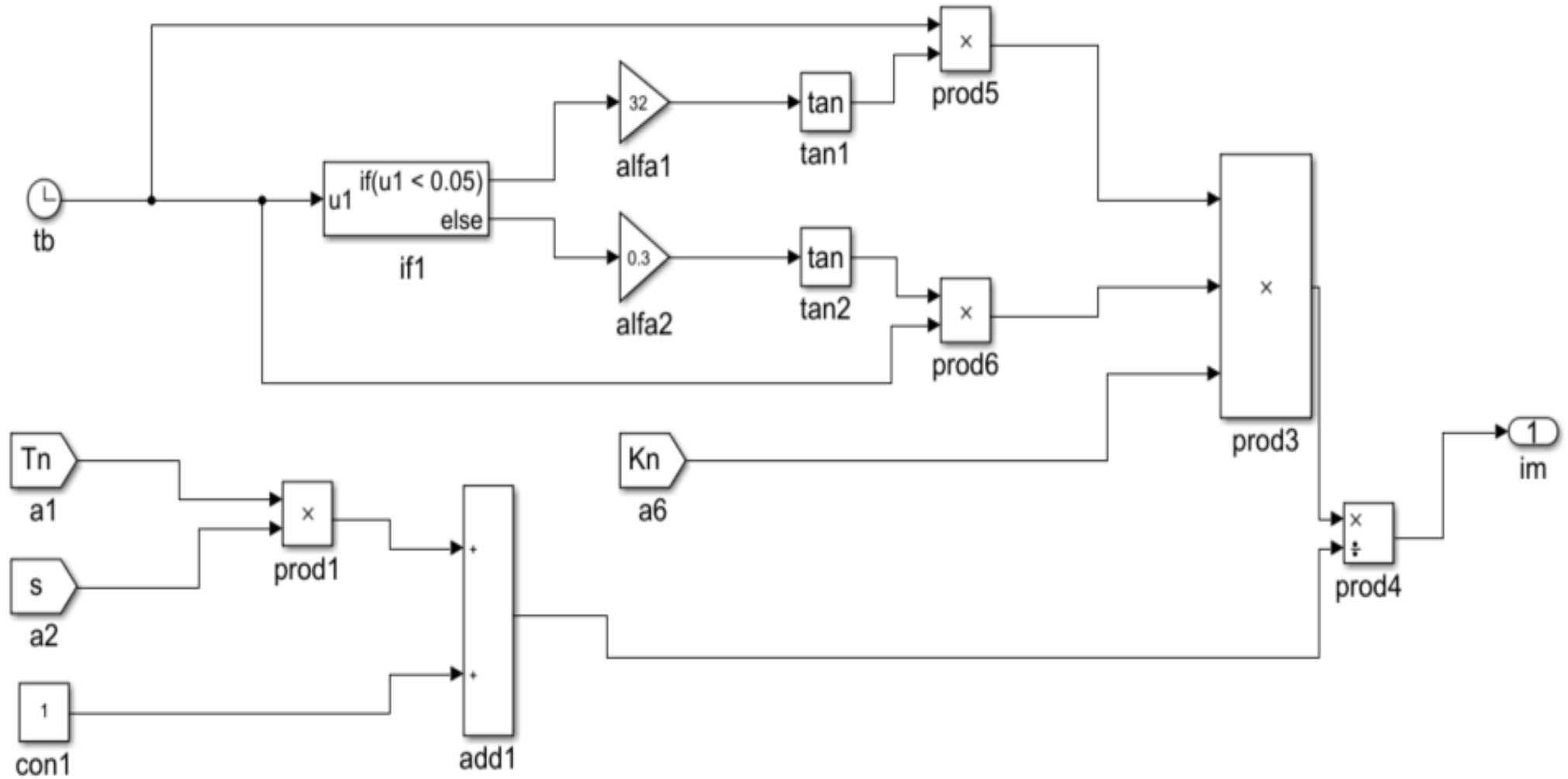


Рисунок 3.10 – Блок-схема моделювання роботи підсистеми MAGNIT

Підсистема CONTROLLER (рівняння 3.11), в якій сформовано алгоритм керування площею робочого вікна регульованого дроселя 13, що визначає величину швидкості руху поршня гідроциліндра 14 в залежності від величини сили струму на виході контролера 16. Підсистема MAGNIT, яка дозволяє розв'язати рівняння (3.12) математичної моделі та при внесеному значенні змінної i_a визначає величину сили струму i_m , яка діє на золотник регульованого дроселя 13. Підсистема ZOLOTNUK, яка дозволяє розв'язати рівняння (3.13) математичної моделі та при відомому значенні змінної i_m визначає величину зміщення x_d золотника регульованого дроселя.

На рис. 3.10 представлена підсистема MAGNIT для моделювання роботи підсилювача 17. Підсистема розв'язує рівняння 3.11, 3.14 та 3.15, що входять до складу математичної моделі, та відображає залежність сили струму i_m на обмотках магніту регульованого дроселя від часу переміщення глиняного бруса t_b .

Блоки prod1 та add1 формують величину $T_n s + 1$. Блок prod2 визначає величину переміщення глиняного бруса s_b в реальному часі. Блоки prod5 та prod6, за допомогою блоків tan1 і tan2, визначають тангенс кутів α_1 та α_2 відповідно. Блок if, в залежності від величину переміщення глиняного бруса s_b , передає до блоку prod3 значення $i_a(t)$, після чого блок prod3 формує величину $i_a(t) \cdot K_n$. Блок prod4 визначає величину $i_a(t) \frac{K_n}{T_n s + 1}$, яка є необхідним значенням сили струму на обмотках магніту регульованого дроселя.

3.4 Параметри математичної моделі

Для кожної із розроблених схем (див. рис. 3.5 та 3.6) установки для формування заготовок цегли, розроблено математичні моделі із однаковими параметрами конструктивних елементів. Під час проведення досліджень параметри гідросистеми, що залишалися незмінні представлені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Параметри гідроприводу установки для формування заготовок цегли, що не змінювалися в процесі досліджень

Параметр	Одиниці вимірювання	Значення	Параметр	Одиниці вимірювання	Значення
β_n	м ² /Н	$0,73 \cdot 10^{-9}$	m_c	кг	2
ρ	кг/м ³	900	m_{kn}	кг	0,05
μ	-	0,67	m_t	кг	20
f_1	м ²	$3 \cdot 10^{-3}$	m_p	кг	0,02
f_2	м ²	$2,35 \cdot 10^{-3}$	m_2	кг	0,02
W_f/W_a	-	0,05	c_2	Н/м	$1 \cdot 10^4$
p_0	Па	$0,1 \cdot 10^6$	H_2	м	$2 \cdot 10^{-4}$
F_m	Н	50	w_2	м ³	$1 \cdot 10^4$
w_n	м ³	$3,2 \cdot 10^{-5}$	w_1	м ³	$1 \cdot 10^4$
c_{kn}	Н/м	$1,5 \cdot 10^4$	F_2	Н	50
d_{kn}	м	$9 \cdot 10^{-3}$	L_e	Гн	$50 \cdot 10^{-6}$
H_{kn}	м	$6 \cdot 10^{-4}$	R_e	Ом	20
E_{p0}	Па	$1500 \cdot 10^6$	β_{gr}	м ² /Н	$0,6 \cdot 10^{-9}$

Параметри математичної моделі, які залежать конструктивного виконання установки для формування заготовок цегли та режимів її роботи представлені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Параметри математичної моделі

№ п/п	Найменування параметра	Позначення	Одиниці вимір.	Діапазон зміни значень
1	Площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя	f_d	м ²	$(1 \dots 6) \cdot 10^{-6}$
2	Площа камери гідроциліндра	f_c	м ²	$(5 \dots 50) \cdot 10^{-4}$
3	Площа відкриття робочого вікна гідророзподільника	f_p	м ²	$(4 \dots 24) \cdot 10^{-6}$
4	Об'єм камери гідроциліндра	w_c	м ³	$(0,01 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$
5	Об'єм гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем	w_d	м ³	$(0,01 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$
6	Тиск на виході насоса	p_n	Па	$(10 \dots 50) \cdot 10^5$
7	Попереднє стиснення пружини	H_c	м	$(5 \dots 70) \cdot 10^{-3}$
8	Жорсткість пружини	c_c	Н/м	$(10 \dots 70) \cdot 10^3$
9	Маса каретки	m_k	кг	40...300

3.5 Дослідження стійкості роботи установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням

Стійкість – це здатність системи зберігати стабільність та надійність функціонування під час роботи. В контексті гідравлічної системи стійкість означає, що система здатна утримувати баланс та стабільний режим роботи навіть у випадку зовнішніх впливів, змін у навантаженні або параметрах. Неконтрольовані коливання зазвичай призводять до втрат продуктивності роботи, впливають на якість виробів, збільшують знос компонентів системи, призводять до аварій та несправності системи, тому забезпечення стійкості гідравлічної системи є важливим завданням [95].

Установка для формування заготовок цегли представляє собою складну динамічну систему, яка одночасно виконує декілька робочих рухів. Правильність їх виконання забезпечує декілька складових: контролер, регульований дросель, запобіжно-переливний клапан, гідророзподільники. Також, на траверсу та каретку установки діють сили тертя та опору глиняного бруса, які можуть змінюватися в залежності від швидкості подачі глиняного бруса та густини матеріалу. Гнучкі трубопроводи та робоча рідина можуть стискатися під дією зовнішніх чинників. Все це потенційно призводить до автоколивальних процесів із значною амплітудою тиску та швидкості руху гідроциліндрів установки[95]. Приклад нестійкого режиму роботи установки для формування заготовок цегли показаний на рис. 3.11.

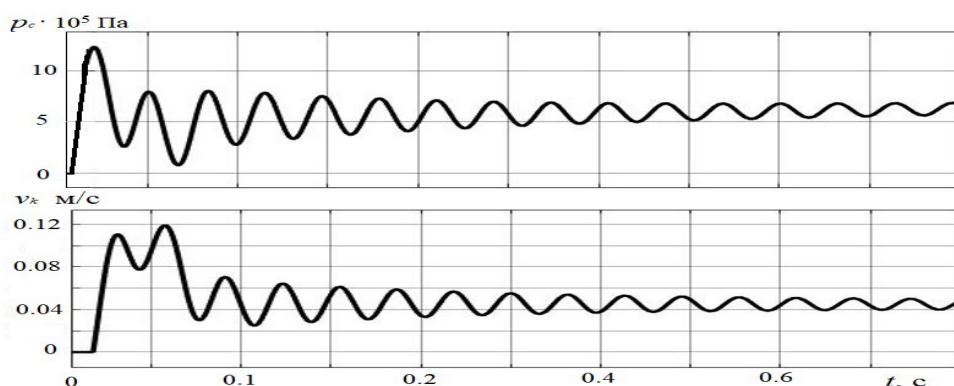


Рисунок 3.11 – Нестійкий режим роботи установки

Для дослідження впливу кожного окремого параметру на стійкість гідроприводу, його значення варіювалися у певному діапазоні (див. табл. 3.2), тоді як інші параметри фіксувалися на усередненому значенні для обраних діапазонів змін.

На рис. 3.12 та 3.13 представлено розміщення області стійкості роботи установки від: зміни жорсткості пружини c_c та площі камери гідроциліндра f_c , зміни попереднього стиснення пружини H_c та об'єму камери гідроциліндра w_c .

З рис 3.12 видно, що жорсткість пружини c_c та площа камери гідроциліндра f_c мають суттєвий вплив на стійкість системи. Область стійкої роботи системи звужується при мінімальних значеннях $f_c = (5...15) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ і $c_c = (10...25) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, розширюється при $f_c = (15...35) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ і $c_c = (25...55) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, та знову звужується при $f_c = (35...55) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ і $c_c = (55...70) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$. Наприклад, для площі камери гідроциліндра $f_c = 20 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ необхідно використати пружину із жорсткістю $c_c = (15...40) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

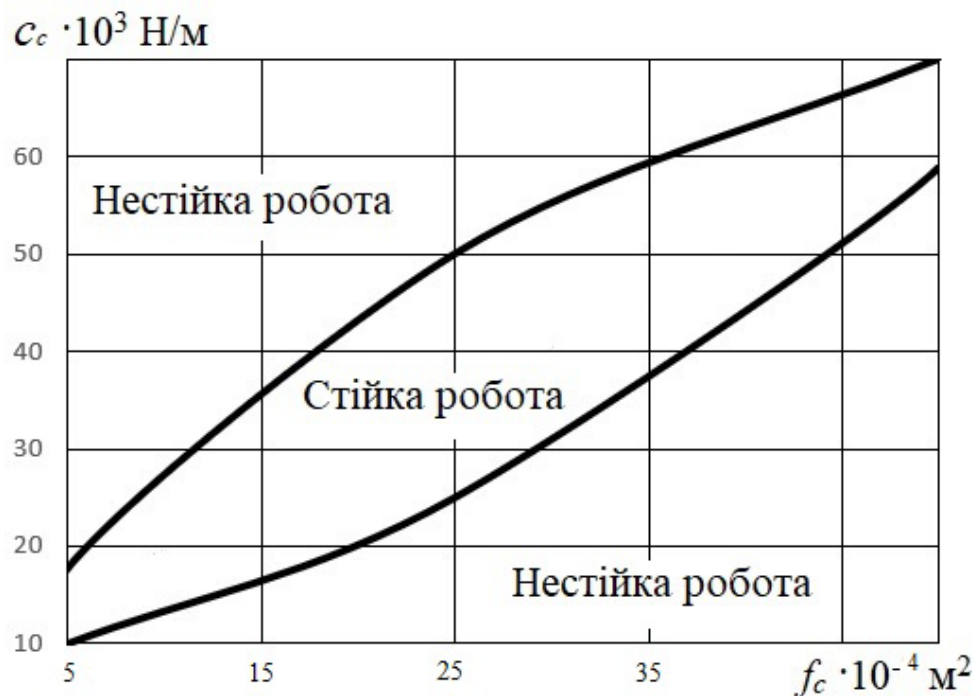


Рисунок 3.12 – Вплив параметрів c_c та f_c на розміщення області стійкості роботи установки.

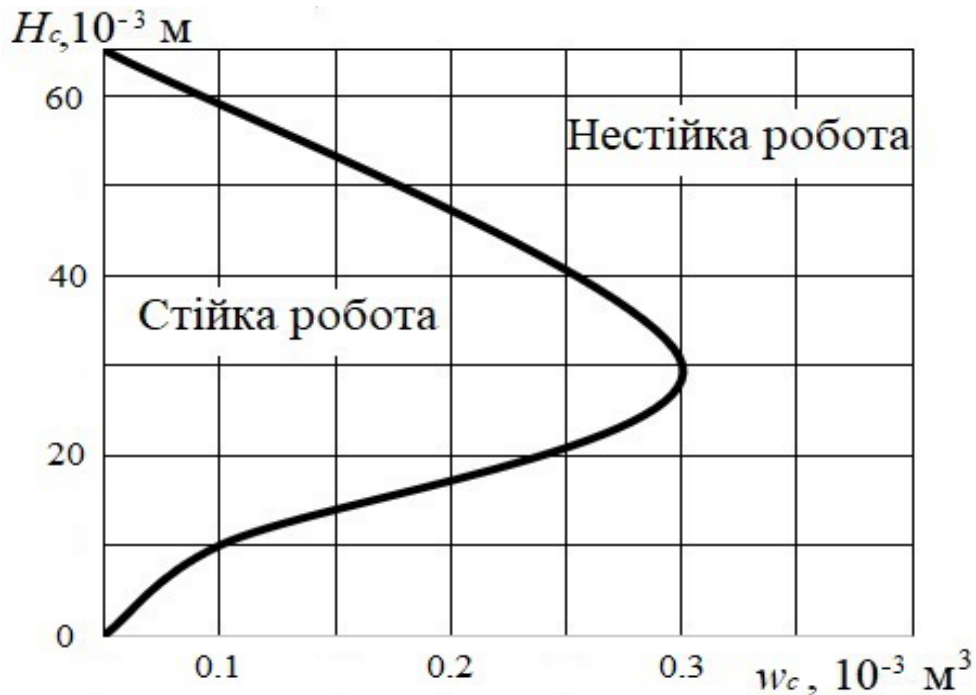


Рисунок 3.13 – Вплив параметрів H_c та w_c на розміщення області стійкості роботи установки.

Проте, з рис. 3.13 випливає, що для забезпечення стійкості роботи установки необхідно обмежити такі параметри як: попереднє стиснення пружини $H_c = (0...70) \cdot 10^{-3}$ м та об'єм камери гідроциліндра $w_c = (0,05...0,4) \cdot 10^{-3}$ м³. Так як, збільшення обох цих параметрів призводить до звуження зони стійкої роботи.

На рис. 3.14 представлено розміщення області стійкості роботи установки від зміни тиску на виході із насоса p_n та площі відкриття робочого вікна гідророзподільника f_p .

З рис. 3.14 випливає, що при збільшенні тиску на виході із насоса p_n область стійкої роботи звужується. А при збільшенні площі відкриття робочого вікна гідророзподільника f_p область стійкої роботи розширюється. При цьому діапазон стійкості для параметра p_n коливається в межах $(15...60) \cdot 10^5$ Па, а для параметра f_p – в межах $(3...24) \cdot 10^{-6}$ м².



Рисунок 3.14 – Вплив параметрів p_n та f_p на розміщення області стійкості роботи гідроприводу установки.

Область розміщення стійкої роботи установки при зміні маси поршня гідроциліндра m_k , об'єму гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем w_d та площі робочого вікна регульованого дроселя f_d показано на рис. 3.15.

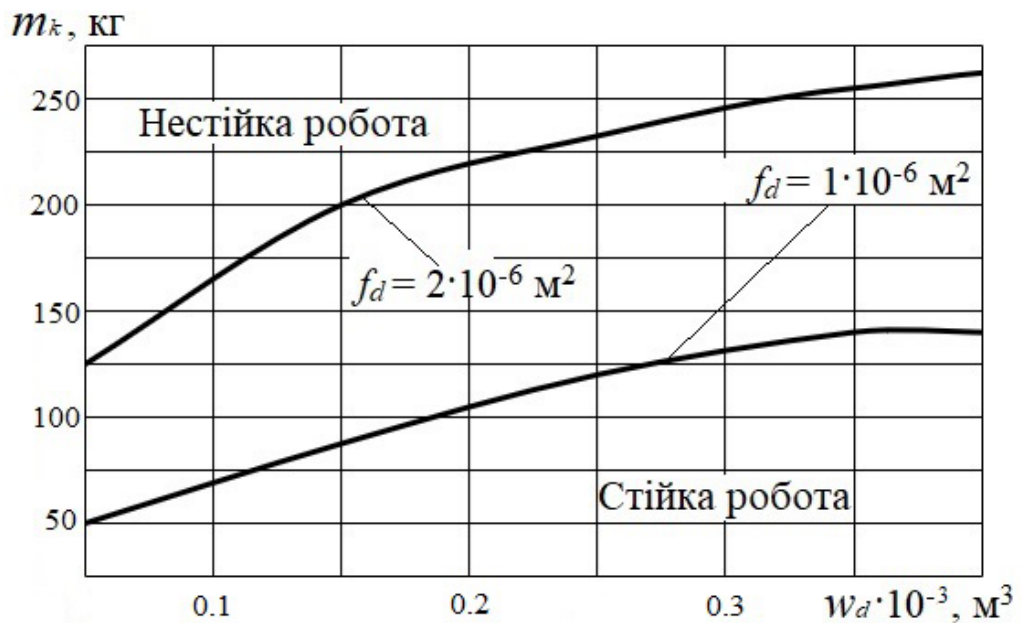


Рисунок 3.15 – Вплив параметрів m_k , w_d та f_d на розміщення області стійкості роботи установки.

Рис. 3.15 показує, що при збільшенні площі робочого вікна регульованого дроселя область стійкості роботи установки розширюється. Розраховано, що область стійкої роботи лежить у діапазоні зміни параметрів $m_k < 300$ кг та $w_d < 0,5 \cdot 10^{-3}$ м³.

Під час проведеного аналізу стійкості, були визначені параметри установки для формування заготовок цегли, які мають суттєвий вплив на протікання перехідних процесів в гідроприводі установки. Для подальших досліджень динамічних, статичних та енергетичних характеристик прийнято наступний діапазон параметрів гідроприводу, що гарантує стійку роботу експериментального зразка установки. Площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (2 \dots 4) \cdot 10^{-6}$ м², площа поршня гідроциліндра $f_c = (10 \dots 50) \cdot 10^{-4}$ м², площа відкриття робочого вікна гідророзподільника $f_p = (10 \dots 15) \cdot 10^{-6}$ м², об'єм гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем $w_d = (0,05 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$ м³, об'єм камери гідроциліндра $w_c = (0,1 \dots 0,4) \cdot 10^{-5}$ м³, попереднє стиснення пружини $H_c = (5 \dots 50) \cdot 10^{-3}$ м, жорсткість пружини $c_c = (20 \dots 40) \cdot 10^3$ Н/м, маса каретки $m_k = (40 \dots 300)$ кг, тиск на виході насоса $p_n = (20 \dots 50) \cdot 10^5$ Па.

3.6 Дослідження динамічних характеристик установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням

Дослідження динамічних характеристик гідроприводу установки для формування заготовок цегли проводилось в середовищі MATLAB Simulink. Оскільки розроблена система нелінійних диференціальних рівнянь є жорсткою, для її розв'язання використовувався чисельний метод Розенброка [99]. На рис. 3.16 показано перехідний процес зміни тиску p_c , по якому визначалися динамічні характеристики гідроприводу установки.

Потрібні динамічні характеристики установки досягаються шляхом підбору відповідних значень її конструктивних параметрів. Параметри змінювались в діапазонах наведених у таблиці 3.5.

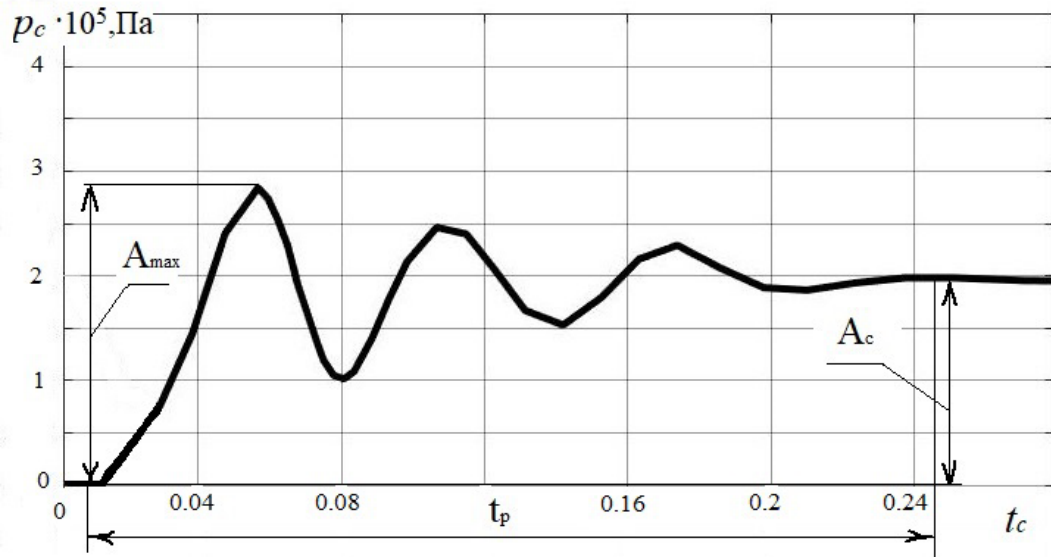


Рисунок 3.16 – Залежність тиску p_c в гідролінії між регульованим дроселем та циліндром від часу t

Таблиця 3.5 – Вплив параметрів гідроприводу установки на t_p та σ

Параметр	Діапазон зміни значення	Одиниці вимірювання	Час регулювання t_p	Перерегулювання σ
f_d	$(2...4) \cdot 10^{-6}$	м^2	+++	++
f_c	$(10...50) \cdot 10^{-4}$	м^2	+	++
f_p	$(10...15) \cdot 10^{-6}$	м^2	+	+
w_d	$(0,1...0,4) \cdot 10^{-3}$	м^3	+	+
w_c	$(0,1...0,4) \cdot 10^{-3}$	м^3	++	+
H_c	$(5...50) \cdot 10^{-3}$	м	+++	+
c_c	$(20...40) \cdot 10^3$	Н/м	++	+
p_n	$(20...50) \cdot 10^5$	Па	+++	++
m_k	40...300	кг	++	+

де «+» – зміна параметра в дослідженому діапазоні змінює час регулювання t_p або показник перерегулювання σ в межах 0...30 %;

«+++» – зміна параметра в дослідженому діапазоні змінює час регулювання t_p

або показник перерегулювання σ в межах 30...60 %;

«+++» – зміна параметра в дослідженому діапазоні змінює час регулювання t_p

або показник перерегулювання σ в межах 60...100 %.

Під час проведення дослідження конструктивні параметри установки змінювалися наступним чином. Один із параметрів змінювався у діапазоні, що відповідає найбільшому, середньому та найменшому значенню. При цьому, інші усі інші параметри були встановлені на постійне значення, що відповідає усередненому значенню у визначених діапазонах. Розраховані часові залежності змінних використовувалися для визначення часу регулювання і перерегулювання. Час регулювання t_p було прийнято рівним моменту, коли змінна p_c після закінчення перехідного процесу увійшла в коридор значень $\pm 5\%$ від усталеного значення. Перерегулювання σ визначалось по залежності p_c від часу за формулою:

$$\sigma = \frac{A_{max} - A_c}{A_c} \cdot 100\%; \quad (3.16)$$

де A_{max} – максимальне значення змінної в перехідному процесі;

A_c – усталене значення змінної.

Ступінь впливу параметрів гідроприводу установки на час регулювання t_p та величину перерегулювання σ зведено у таблиці 3.5.

Проаналізувавши результати дослідження було визначено параметри гідроприводу f_d , f_c , p_n , H_c які мають найбільший вплив на динамічні характеристики установки для формування заготовок цегли.

Вплив параметри гідроприводу f_d , H_c , p_n установки на величину часу регулювання t_p показано на рис. 3.17.

По осі абсцис відкладено значення безрозмірних параметрів P/P_{max} , де P – дійсні поточні значення параметрів, а P_{max} – максимальні значення параметрів. Максимальні значення параметрів відповідають верхнім границям діапазонів зміни параметрів, що наведені в таблиці 3.5.

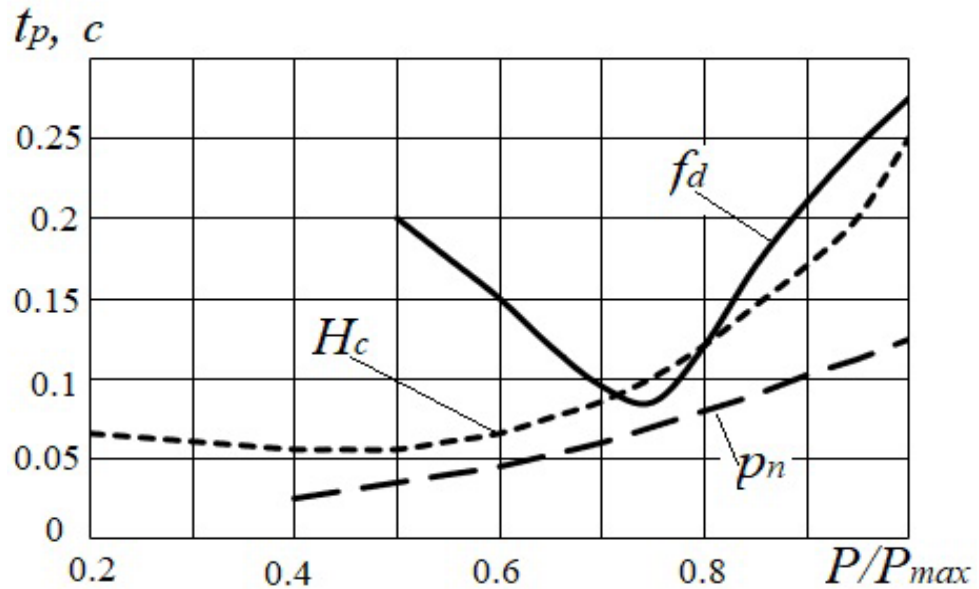


Рисунок 3.17 – Вплив конструктивних параметрів гідроприводу установки на час регулювання t_p по тиску p_c

Вплив параметрів гідроприводу f_d , f_c , p_n установки на величину перегулювання σ показано на рис. 3.18.

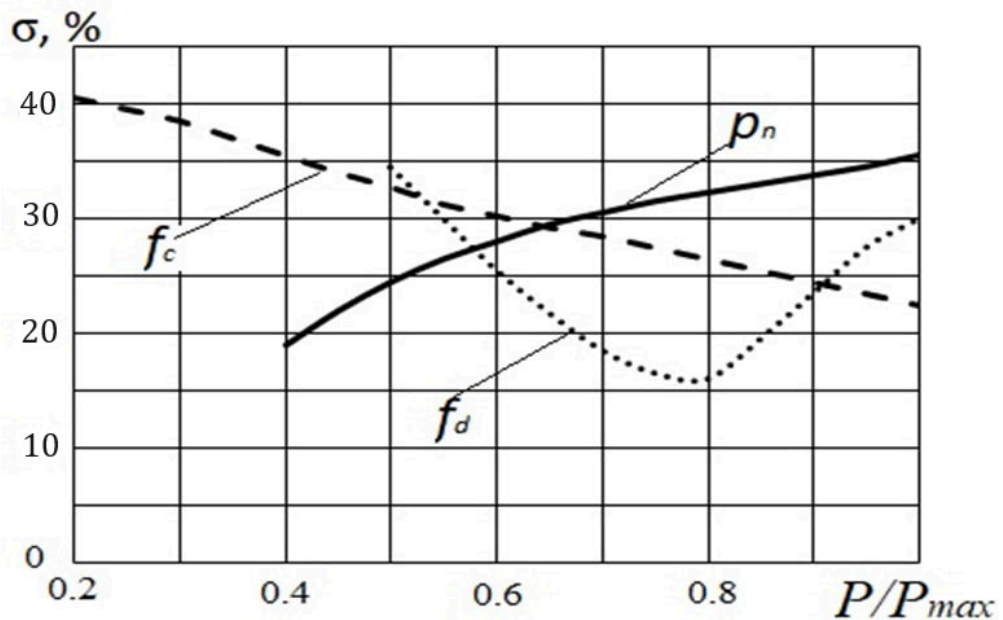


Рисунок 3.18 – Вплив конструктивних параметрів гідроприводу установки на перегулювання σ по тиску p_c

З рис. 3.17 випливає, що час регулювання t_p по тиску p_c в гідроприводі

установки зменшується під час зменшення величини тиску на виході з насоса p_n та попереднього стиснення пружини H_c . Площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя f_d має параболічний вплив. Зменшення часу регулювання t_p по тиску p_c забезпечує величина параметра $f_d = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, при збільшенні показника до $f_d = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ або зменшенні його до $f_d = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ час регулювання t_p по тиску p_c збільшується.

Рис. 3.18 показує, що величина перерегулювання σ по тиску p_c зменшується при зменшенні величини тиску на виході з насоса p_n та при збільшенні площі камери гідроциліндра f_c . Як і у випадку із часом регулювання t_p , залежність зміни величини перерегулювання σ по тиску p_c від зміни відкриття робочого вікна регульованого дроселя f_d має параболічний вигляд. Зменшення величини перерегулювання σ по тиску p_c досягається при значенні параметра $f_d = 3,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, подальше збільшення або зменшення f_d в діапазоні $(2 \dots 4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ – збільшує величину перерегулювання σ по тиску p_c .

3.7 Дослідження впливу параметрів установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням на величину похибки розмірів заготовки цегли

Головною характеристикою установки для формування заготовок цегли є її здатність досягати та утримувати постійною швидкість руху каретки v_k в умовах статичного навантаження. Задля отримання заготовок цегли форми та розмірів у відповідності до стандарту, швидкість руху каретки v_k повинна узгоджуватись із швидкістю подачі глиняного бруса v_b .

Величина похибки δ розмірів заготовки визначалась як подвійна сума модулів різниці швидкості руху каретки v_k і подачі глиняного бруса v_b від початку різання і до кінця руху каретки з кроком t_0 із врахуванням похибки на час затримки ввімкнення електричного реле t_r (формула 3.17):

$$\delta = 2 \left(\sum_1^n \frac{|v_k - v_b|}{t_0} + \frac{|v_k - v_b|}{t_r} \right); \quad (3.17)$$

де $t_0 = 0,05$ с., $t_r = 0,025$ с. – час спрацьовування реле.

Залежності швидкості руху каретки v_k та подачі глиняного бруса v_b від часу t показані на рис. 3.19.

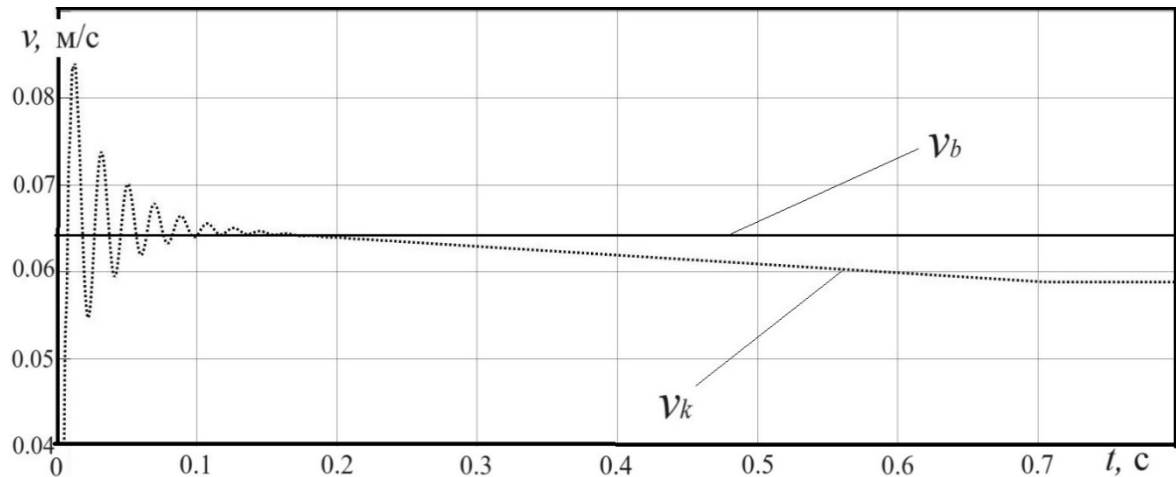


Рисунок 3.19 – Залежності швидкості руху каретки v_k та подачі глиняного бруса v_b від часу t

Діапазон зміни конструктивних параметрів гідроприводу та їх вплив на величину похибки δ розмірів заготовки цегли під час дослідження її характеристик приведено в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Вплив параметрів гідроприводу установки на величину похибки δ розмірів заготовки цегли

Параметр	Діапазон зміни значення	Одиниці вимірювання	Похибка δ
f_d	$(2 \dots 4) \cdot 10^{-6}$	м ²	+++
f_c	$(5 \dots 50) \cdot 10^{-4}$	м ²	+++
f_p	$(10 \dots 15) \cdot 10^{-6}$	м ²	+
w_d	$(0,1 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$	м ³	+
w_c	$(0,1 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$	м ³	+
H_c	$(5 \dots 50) \cdot 10^{-3}$	м	++
c_c	$(20 \dots 40) \cdot 10^3$	Н/м	++
p_n	$(20 \dots 50) \cdot 10^5$	Па	+++
m_k	40...300	кг	+

де «+» – зміна параметра змінює похибку δ в межах 0...30 %;

«++» – зміна параметра змінює похибку δ в межах 30...60 %;

«+++» – зміна параметра змінює похибку δ в межах 60...100 %.

Вплив конструктивних параметрів гідроприводу установки на величину похибки δ розмірів заготовки цегли представлено на рис. 3.20 і 3.21.

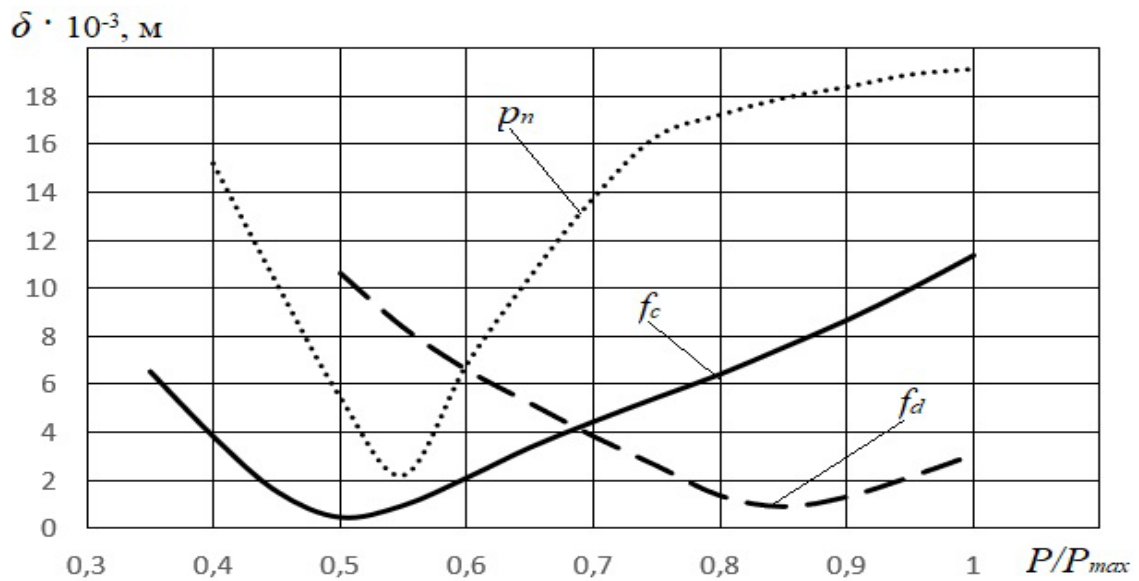


Рисунок 3.20 – Вплив параметрів p_n , f_c та f_d на величину похибки δ розмірів заготовки

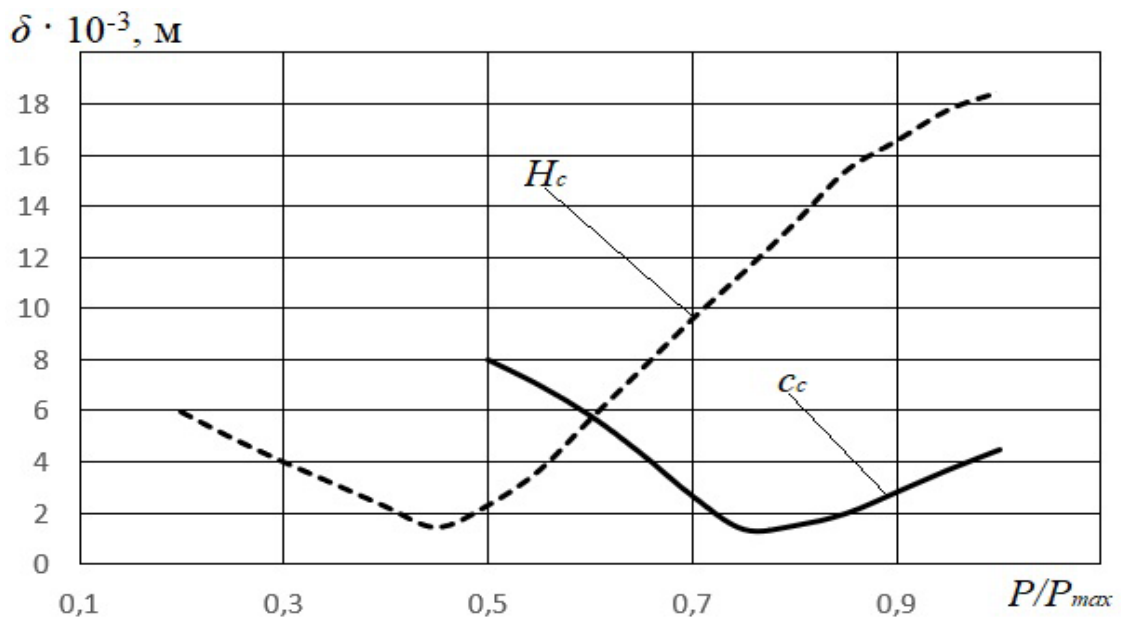


Рисунок 3.21 – Вплив параметрів H_c та c_c на величину похибки δ розмірів заготовки

З рис 3.20 і 3.21 випливає, що для зменшення величини похибки δ розмірів заготовки необхідно підбирати досліджувані конструктивні параметри гідроприводу установки в таких діапазонах:

- попереднє стиснення пружини $H_c = (15 \dots 30) \cdot 10^{-3}$ м;
- площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (2 \dots 4) \cdot 10^{-6}$ м²;
- площа камери гідроциліндра $f_c = (20 \dots 35) \cdot 10^{-4}$ м²;
- жорсткість пружини $c_c = (25 \dots 35) \cdot 10^3$ Н/м;
- тиск на виході з насоса $p_n = (25 \dots 30) \cdot 10^5$ Па.

3.8 Дослідження енергетичних характеристик гідроприводів установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням

Енергетичні характеристики гідроприводу установки для формування заготовок цегли відображають залежність енергії, яка передається через систему, від різних параметрів або умов роботи установки. Дослідження енергетичних характеристик гідроприводу установки дозволяє визначити ефективність системи, виявити можливі енергетичні втрати та покращити його динаміку для економії енергії та забезпечення її оптимальної роботи [107 – 111].

Найважливішими енергетичними характеристика гідроприводу є: витрачена потужність P_k та коефіцієнт корисної дії η .

Корисна потужність P_k на виконання операції формування заготовок цегли визначалась за формулою:

$$P_k = P_c + P_1. \quad (3.18)$$

Потужність гідроприводу каретки P_c визначалась за формулою:

$$P_c = p_c Q_c. \quad (3.19)$$

Потужність гідроприводу траверси P_l визначалась за формулою:

$$P_l = p_l Q_l. \quad (3.20)$$

Потужність насоса P_n визначалась за формулою:

$$P_n = p_n Q_n. \quad (3.21)$$

Втрати потужності в запобіжно-переливному клапані P_z в гідроприводі установки розраховувались за формулою:

$$P_z = P_n - P_c - P_l. \quad (3.22)$$

На рисунку 3.22 показано вплив конструктивних параметрів гідроприводу установки на витрачену корисну потужність P_k .

Конструктивні параметри гідроприводу установки в зазначених діапазонах: площа камери гідроциліндра $f_c = (15...50) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, об'єм гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем $w_d = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, об'єм камери гідроциліндра $w_c = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, площа відкриття робочого вікна гідророзподільника $f_p = (10...15) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, маса каретки $m_k = (20...200) \text{ кг}$, не впливають на витрачену корисну потужність P_k .

Величина витраченої корисної потужності P_k , під час операції формування заготовок цегли, зменшується при зменшенні жорсткості c_c і попереднього стиснення H_c пружини, та при збільшенні площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя f_d і площі камери гідроциліндра f_c .

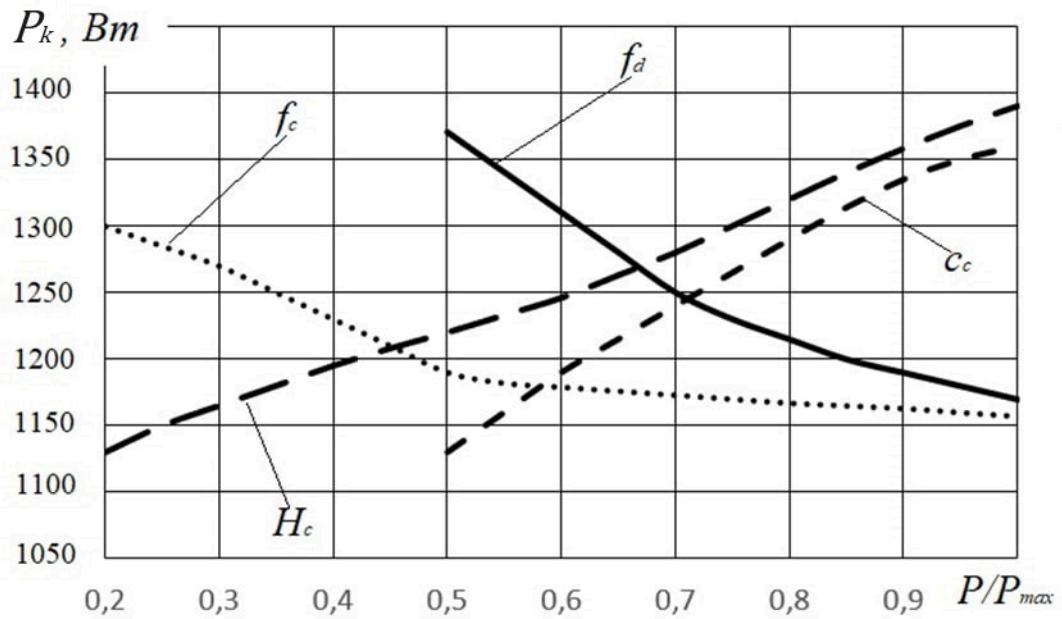


Рисунок 3.22 – Вплив конструктивних параметрів f_c , f_d , c_c та H_c гідроприводу установки на витрачену корисну потужність P_k від насоса

Розподіл потужності гідроприводів установки для формування заготовок цегли представлено на рис. 3.23.

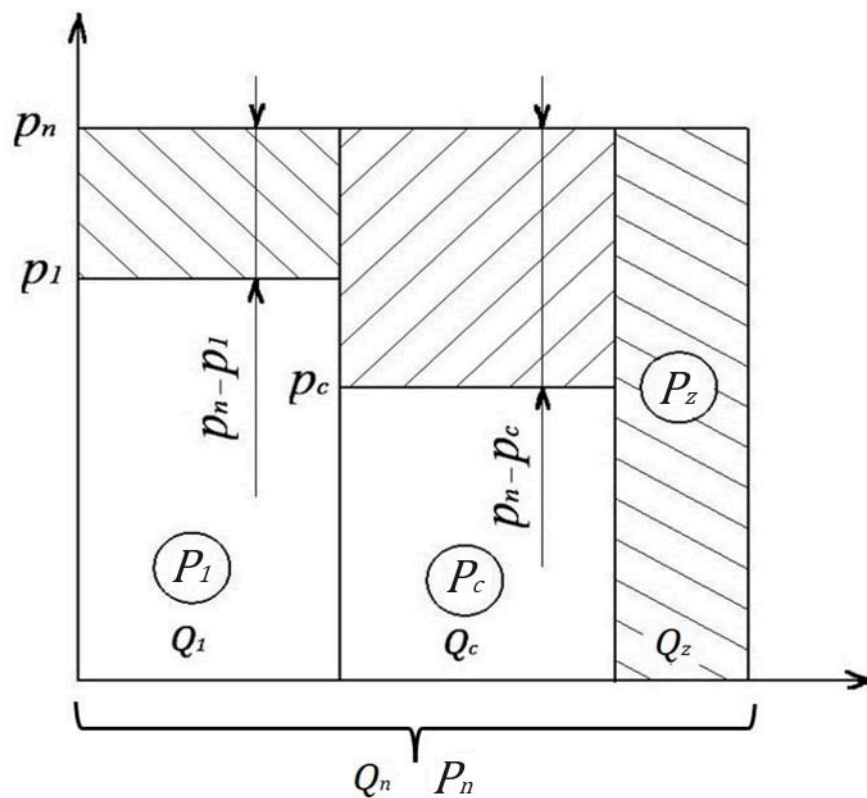


Рисунок 3.23 – Розподіл потужності гідроприводів установки

На основі визначеного розподілу потужності в гідроприводі установки для операції формування заготовок цегли отримано гідравлічний коефіцієнт корисної дії η та діапазони його зміни при різних режимах роботи. Гідравлічний коефіцієнт корисної дії η рахувався за формулою:

$$\eta = \frac{P_c + P_1}{P_n} \cdot 100\%. \quad (3.23)$$

На рис. 3.24 показано залежність коефіцієнта корисної дії η гідроприводу установки для формування заготовок цегли. Коефіцієнта корисної дії η гідроприводу установки зростає зі збільшенням витрат гідроциліндра Q_1 та гідроциліндра Q_c , а також величин тиску p_1 і p_c . Тому, енергетично вигідною буде робота установки при максимально допустимих тисках p_1 , p_c та p_n .

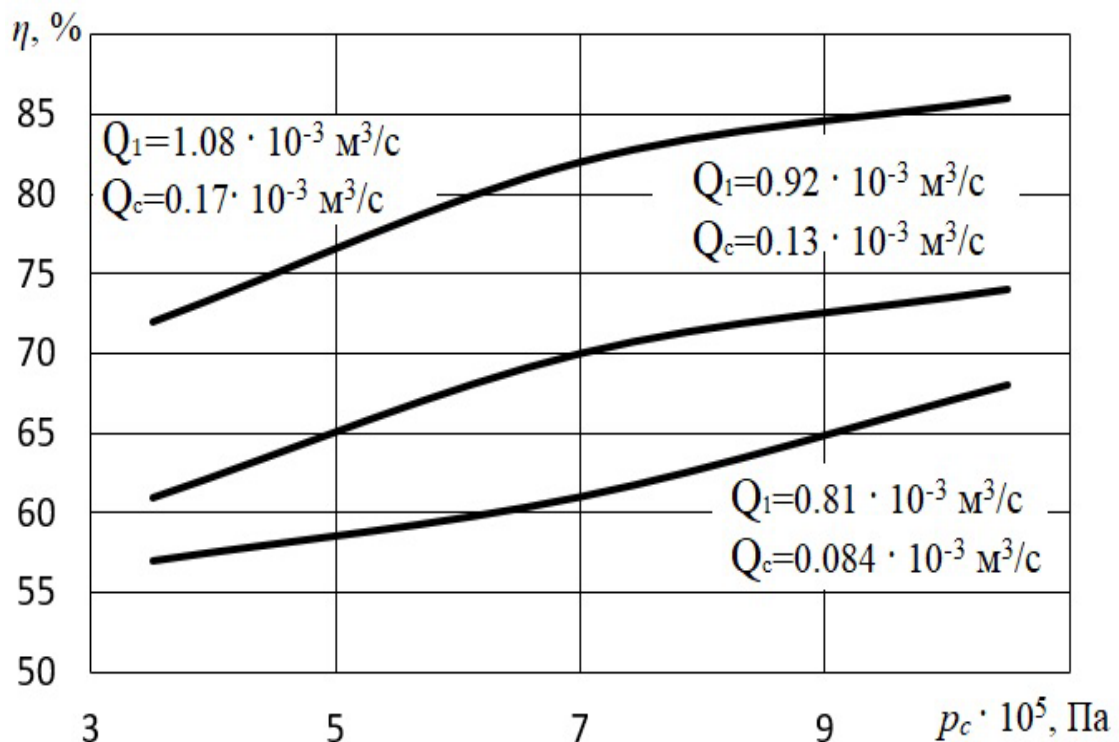


Рисунок 3.24 – Залежність коефіцієнта корисної дії η від режимів роботи гідроприводу установки

3.9 Розрахунок оптимальних конструктивних параметрів гідроприводу установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням

Проаналізувавши динаміку руху каретки установки для формування заготовок цегли було визначено, що найвагоміші параметри які впливають на величина похибки δ розмірів заготовки цегли це: площа робочого вікна дроселя f_d , площа гідроциліндра подачі f_c та номінальний тиск p_n . Обрані параметри змінювалися в таких діапазонах:

$$f_d = (2 \dots 4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, \quad f_c = (10 \dots 30) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \quad p_n = (20 \dots 40) \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Критерій оптимізації K визначався за формулою:

$$K = 0,5 \frac{\delta}{\delta_{max}} - 0,3 \frac{A}{A_{max}} + 0,2 \frac{P_n}{P_{nmax}}; \quad (3.24)$$

де A , A_{max} – продуктивність установки за годину та її максимальна продуктивність в серії дослідів;

P_n , P_{max} – витрачена потужність установки за годину та її максимальна витрачена потужність в серії дослідів;

δ , δ_{max} – похибка розмірів заготовки цегли та максимальна похибка в серії дослідів.

Продуктивність установки A визначалась як частка довжини глиняного бруса, що подається зі швидкістю v_b за одну годину, виходячи із розмірів заготовки:

$$A = \frac{v_b \cdot 3600}{0.065}. \quad (3.25)$$

Проведена параметрична оптимізація з метою пошуку мінімального значення критерію оптимізації K . Кожен із параметрів змінювався на трьох рівнях, і в цілому було проведено 27 експериментів. У кожному експерименті визначали значення критерію оптимізації. Максимальна ефективність

установки досягається при значеннях параметрів оптимізації, що забезпечують мінімальне значення критерію оптимізації. Результати досліджень наведені в табл. 3.7.

Таблиця 3.7 – Результати дослідження критерію оптимізації

№ п/п	$f_c \cdot 10^{-4}$, м ²	$f_d \cdot 10^{-6}$, м ²	$p_n \cdot 10^5$, Па	$\delta \cdot 10^{-3}$, м	A , шт/год	P_n , Вт	$0,4 \frac{\delta}{\delta_{max}}$	$0,4 \frac{A}{A_{max}}$	$0,2 \frac{P_n}{P_{nmax}}$	K
1	10	2	20	9,31	1385	1460	0,400	0,089	0,100	0,411
2	10	2	30	3,42	2935	2190	0,147	0,188	0,150	0,109
3	10	2	40	2,16	3932	2920	0,093	0,251	0,200	0,041
4	10	3	20	8,6	1717	1460	0,369	0,110	0,100	0,360
5	10	3	30	2,97	3877	2190	0,128	0,248	0,150	0,030
6	10	3	40	1,78	5317	2920	0,076	0,340	0,200	-0,063
7	10	4	20	7,74	1772	1460	0,333	0,113	0,100	0,319
8	10	4	30	2,89	4431	2190	0,124	0,283	0,150	-0,009
9	10	4	40	2,71	6258	2920	0,116	0,400	0,200	-0,084
10	20	2	20	1,36	1717	1460	0,058	0,110	0,100	0,049
11	20	2	30	1,18	2326	2190	0,051	0,149	0,150	0,052
12	20	2	40	1,05	2825	2920	0,045	0,181	0,200	0,065
13	20	3	20	1,93	2492	1460	0,083	0,159	0,100	0,024
14	20	3	30	1,66	3378	2190	0,071	0,216	0,150	0,005
15	20	3	40	1,39	4098	2920	0,060	0,262	0,200	-0,002
16	20	4	20	1,78	3157	1460	0,076	0,202	0,100	-0,025
17	20	4	30	1,65	4320	2190	0,071	0,276	0,150	-0,055
18	20	4	40	1,43	5440	2920	0,061	0,348	0,200	-0,086
19	30	2	20	1,14	1329	1460	0,049	0,085	0,100	0,064
20	30	2	30	0,77	1717	2190	0,033	0,110	0,150	0,073
21	30	2	40	1,18	1994	2920	0,051	0,127	0,200	0,123
22	30	3	20	1,26	1938	1460	0,054	0,124	0,100	0,030
23	30	3	30	0,97	2492	2190	0,042	0,159	0,150	0,032
24	30	3	40	0,84	2991	2920	0,036	0,191	0,200	0,045
25	30	4	20	1,08	2548	1460	0,046	0,163	0,100	-0,016
26	30	4	30	0,96	3268	2190	0,041	0,209	0,150	-0,018
27	30	4	40	0,52	3879	2920	0,036	0,248	0,200	-0,012

Оптимальне сполучення параметрів $f_d = 4 \cdot 10^{-6}$ м², $f_c = 20 \cdot 10^{-4}$ м², $p_n = 40 \cdot 10^5$ Па забезпечує величину похибки розмірів заготовки $\delta = 1,43 \cdot 10^{-3}$ м, при величині продуктивності установки $A = 5440$ шт/год, та затраченій потужності $P_n = 2920$ Вт.

Траєкторія руху різальної струни з межами допуску при оптимальному сполученні параметрів установки з релейним керуванням показана на рис. 3.25.

Час за який струна досягає глиняного бруса $t_s = 0,15$ с.

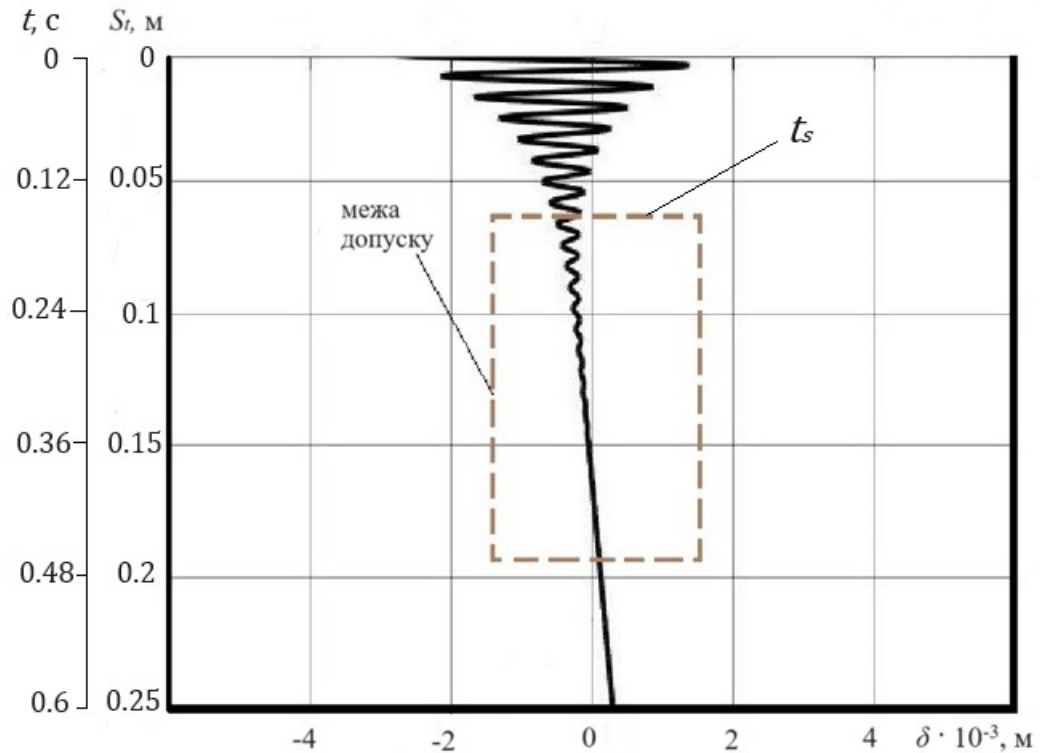


Рисунок 3.25 – Траєкторія руху різальної струни установки із релейним керуванням

В залежності від обраних значень вагових коефіцієнтів складових критерію оптимізації, значення параметрів установки можуть змінюватися. Збільшення вагового коефіцієнту величини продуктивності A в критерії оптимізації K , збільшує продуктивність установки до $A = 6258$ шт/год. за рахунок падіння точності розмірів заготовки до $\delta = 2,71 \cdot 10^{-3}$ м. Відповідно, збільшення вагового коефіцієнту для величини точності δ в критерії оптимізації K , за рахунок падіння продуктивності установки до $A = 1717$ шт/год., зменшує похибку розмірів заготовки до $\delta = 0,77 \cdot 10^{-3}$ м.

3.10 Дослідження стійкості роботи установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

Для дослідження впливу окремих параметрів на стійкість гідроприводу установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера, його

значення змінювалося у діапазоні згідно табл. 3.2. А усі інші параметри бралися з усередненим значенням для обраних діапазонів змін.

На рис. 3.26 представлено розміщення області стійкості роботи установки від: маси каретки m_k , об'єму камери гідроциліндра w_c та площі камери гідроциліндра f_c .

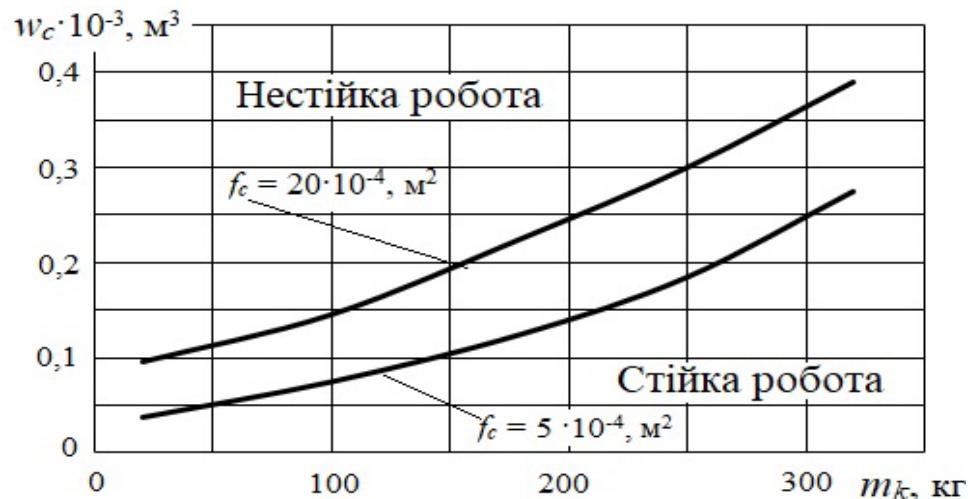


Рисунок 3.26 – Вплив параметрів m_k , w_c та f_c на розміщення області стійкості роботи гідроприводу установки.

З рис 3.26 видно, що об'єм w_c та площа камери гідроциліндра f_c мають значний вплив на стійкість системи. Область стійкої роботи системи звужується при мінімальних значеннях $w_c = (0,04...0,1) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ і $m_k = 20...40 \text{ кг}$, та зростає при $w_c = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ і $m_k = (50...300) \text{ кг}$. При цьому, збільшення площі камери гідроциліндра f_c розширює зону стійкості гідроприводу установки.

На рис. 3.27 представлено розміщення області стійкості роботи установки в залежності від впливу: тиску на виході насоса p_n , жорсткості пружини c_c та попереднього стиснення пружини H_c .

Рис. 3.27 демонструє, що при високих значеннях жорсткості пружини c_c зону стійкості роботи гідроприводу можна розширити за рахунок підвищення тиску на виході насоса p_n . Зменшення попереднього стиснення пружини H_c , при високих значеннях p_n і c_c призводить до розширення зони стійкої роботи.

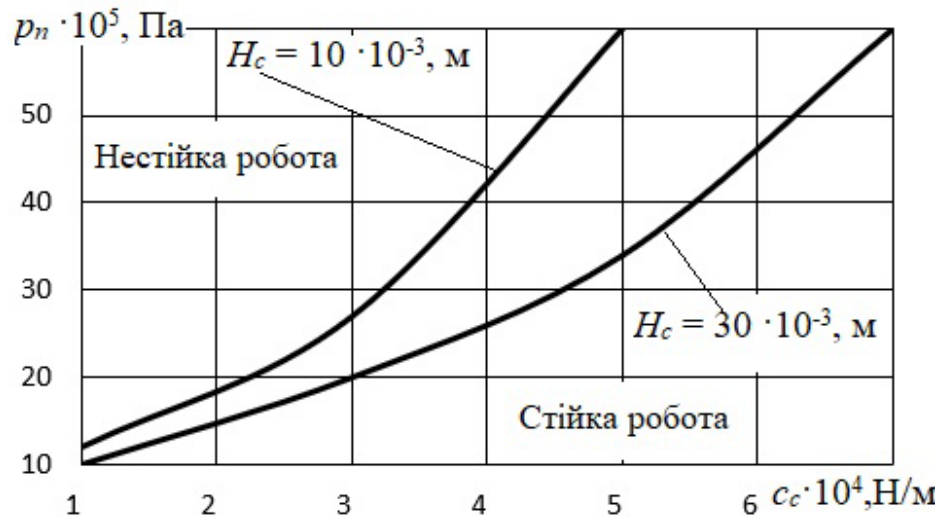


Рисунок 3.27 – Вплив параметрів p_n , c_c та H_c на розміщення області стійкості роботи гідроприводу установки.

При цьому діапазон стійкості для параметра p_n коливається в межах $(15 \dots 50) \cdot 10^5 \text{ Pa}$, а для параметра c_c – в межах $(1 \dots 7) \cdot 10^4 \text{ N/m}$.

На рис. 3.28 представлено розміщення області стійкості роботи установки від зміни площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя f_d , площі відкриття робочого вікна гідророзподільника f_p та об'єму гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем w_d .

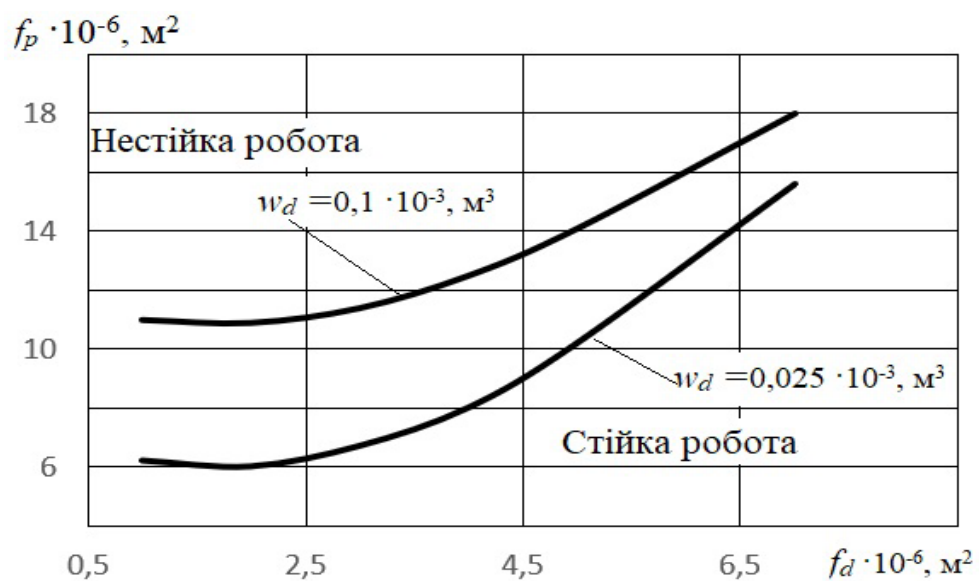


Рисунок 3.28 – Вплив параметрів f_d , f_p та w_d на розміщення області стійкості роботи гідроприводу установки.

З рис. 3.28 визначено, що стійка робота системи буде забезпечена при значенні $f_d = (0,75...7) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, а діапазон стійкості для параметра f_p коливається в межах $(1...18) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. При збільшенні площі відкриття робочого вікна гідророзподільника f_p область стійкої роботи буде звужуватись. Проте із підвищенням об'єму гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем w_d – зона стійкості розширюється.

Проведений аналіз стійкості, дозволив визначити параметри установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера, які мають значний вплив на протікання перехідних процесів в гідроприводі установки. Для подальших досліджень прийнято наступний діапазон параметрів гідроприводу, що гарантує стійку роботу експериментального зразка установки. Площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (1...6) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, площа поршня гідроциліндра $f_c = (5...50) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, площа відкриття робочого вікна гідророзподільника $f_p = (10...15) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, об'єм гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем $w_d = (0,1...0,4) \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, об'єм камери гідроциліндра $w_c = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, попереднє стиснення пружини $H_c = (5...50) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, жорсткість пружини $c_c = (15...45) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, маса каретки $m_k = (40...300) \text{ кг}$, тиск на виході насоса $p_n = (20...50) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

3.11 Дослідження динамічних характеристик установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

Проведені дослідження динамічних характеристик установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера.

Необхідні динамічні характеристики установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера досягаються шляхом підбору відповідних значень її конструктивних параметрів. Параметри змінювались в діапазонах наведених у табл. 3.8.

Таблиця 3.8 – Вплив параметрів гідроприводу установки на t_p та σ

Параметр	Діапазон зміни значення	Одиниці вимірювання	Час регулювання t_p	Перерегулювання σ
f_d	$(1...6) \cdot 10^{-6}$	м^2	+	++
f_c	$(5...50) \cdot 10^{-4}$	м^2	++	++
f_p	$(10...15) \cdot 10^{-6}$	м^2	+	+
w_d	$(0,1...0,4) \cdot 10^{-3}$	м^3	+	+
w_c	$(0,1...0,4) \cdot 10^{-3}$	м^3	++	+
H_c	$(5...50) \cdot 10^{-3}$	м	+	+
c_c	$(15...45) \cdot 10^3$	Н/м	+	+
p_n	$(20...50) \cdot 10^5$	Па	+	++
m_k	40...300	кг	++	+

де «+» – зміна параметра в дослідженому діапазоні змінює час регулювання t_p або показник перерегулювання σ в межах 0...30 %;

«++» – зміна параметра в дослідженому діапазоні змінює час регулювання t_p або показник перерегулювання σ в межах 30...60 %;

«+++» – зміна параметра в дослідженому діапазоні змінює час регулювання t_p або показник перерегулювання σ в межах 60...100 %.

Проведено дослідження в якому один із параметрів змінювався у діапазоні, що відповідає найбільшому, середньому та найменшому значенню, тоді як інші параметри відповідали усередненому значенню у визначених діапазонах. Розраховані часові залежності змінних використовувалися для визначення часу регулювання і перерегулювання.

Ступінь впливу параметрів гідроприводу установки на час регулювання t_p та величину перерегулювання σ зведено у табл. 3.8.

Проаналізувавши результати дослідження було визначено чотири параметри гідроприводу f_d , f_c , p_n , w_c які мають найбільший вплив на динамічні характеристики установки для формування заготовок цегли.

Вплив площі камери гідроциліндра f_c , об'єму камери гідроциліндра w_c , маси каретки m_k установки на величину часу регулювання t_p показано на рис. 3.29.

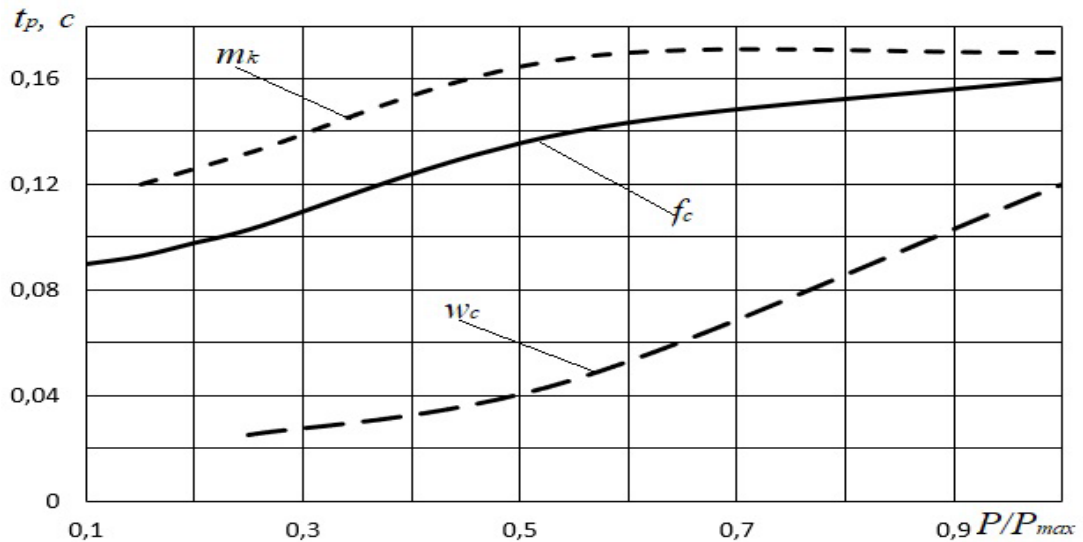


Рисунок 3.29 – Вплив конструктивних параметрів m_k , f_c та w_c гідроприводу установки на час регулювання t_p по тиску p_c

З рис. 3.29 визначено, що час регулювання t_p по тиску p_c в гідроприводі установки зменшується під час зменшення маси каретки m_k , а також при зменшенні об'єму w_c та площі камери гідроциліндра f_c .

Вплив площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя f_d , площі камери гідроциліндра f_c , тиску на виході насоса p_n установки на величину перегулювання σ показано на рис. 3.30.

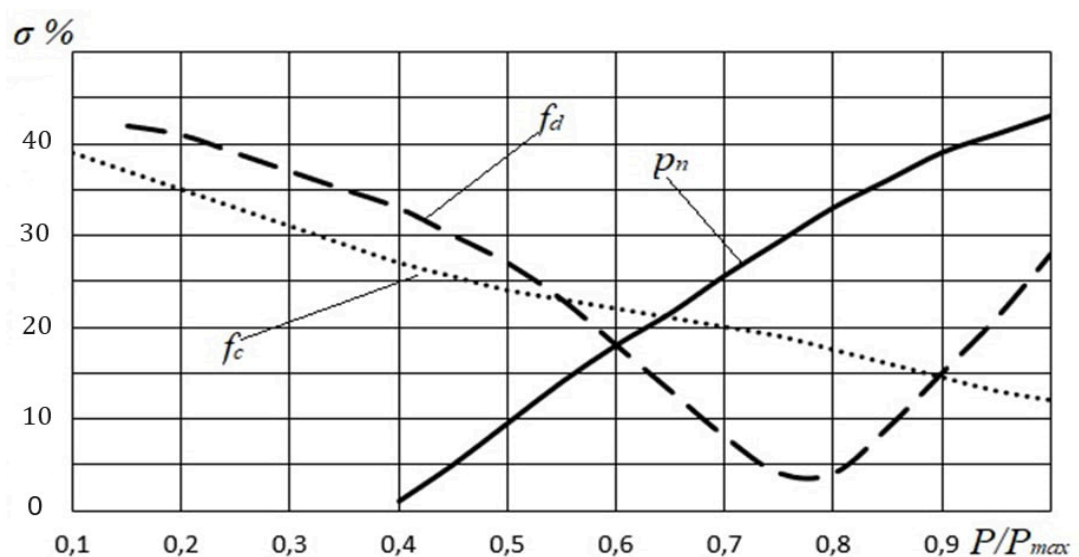


Рисунок 3.30 – Вплив конструктивних параметрів f_d , f_c та p_n гідроприводу установки на перегулювання σ по тиску p_c

Рис. 3.30 показує, що величина перерегулювання σ по тиску p_c зменшується при збільшенні площі камери гідроциліндра f_c , а також при зменшенні величини тиску на виході з насоса p_n . Залежність зміни величини перерегулювання σ по тиску p_c від зміни відкриття робочого вікна регульованого дроселя f_d має параболічний вигляд. Найменша величина перерегулювання σ по тиску p_c досягається при значенні параметра $f_d = 4,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, подальше збільшення або зменшення f_d в діапазоні $(1 \dots 6) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ – збільшує величину перерегулювання σ по тиску p_c .

Максимальні значення параметрів відповідають верхнім границям діапазонів зміни параметрів, що наведені в табл. 3.6.

3.12 Дослідження впливу параметрів установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера на величину похибки розмірів заготовки цегли

Величина похибки δ розмірів заготовки, для установки із керуванням від контролера визначалась за формулою:

$$\delta = 2 \left(\sum_1^n \frac{|v_k - v_b|}{t_0} + \frac{|v_k - v_b|}{t_k} \right); \quad (3.26)$$

де $t_0 = 0,05 \text{ с}$,

$t_k = 0,02 \text{ с}$ – час увімкнення контролера.

Залежності швидкості руху каретки v_k та подачі глиняного бруса v_b від часу t показані на рис. 3.31.

Діапазон зміни конструктивних параметрів гідроприводу установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера під час дослідження їх впливу на величину похибки δ розмірів заготовки цегли приведено в табл. 3.9.

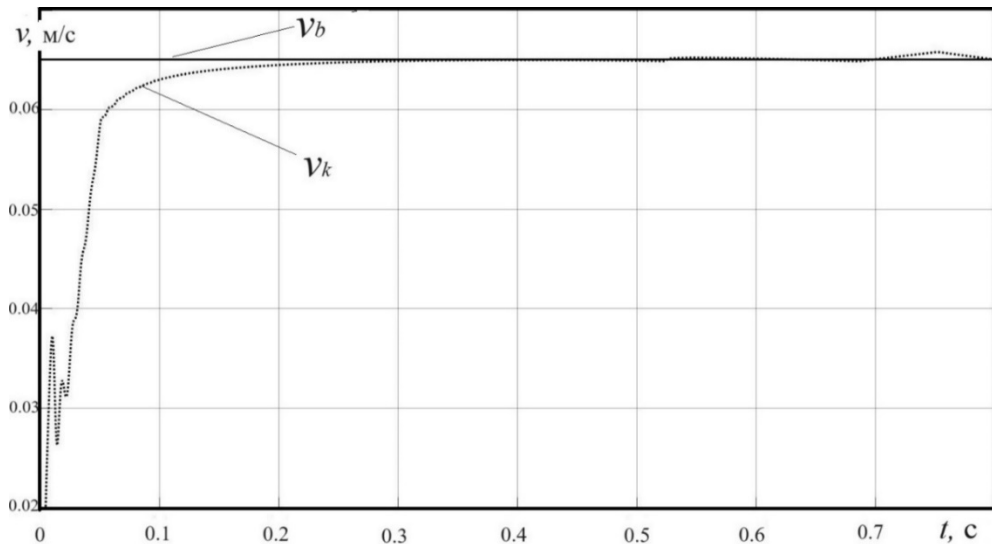


Рисунок 3.31 – Залежності швидкості руху каретки v_k та подачі глиняного бруса v_b від часу t

Таблиця 3.9 – Вплив параметрів гідроприводу установки на величину похибки δ розмірів заготовки

Параметр	Діапазон зміни значення	Одиниці вимірювання	Похибка δ
f_d	$(1 \dots 6) \cdot 10^{-6}$	м^2	+++
f_c	$(5 \dots 50) \cdot 10^{-4}$	м^2	+++
f_p	$(2 \dots 15) \cdot 10^{-6}$	м^2	+
w_d	$(0,1 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$	м^3	+
w_c	$(0,1 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$	м^3	+
H_c	$(5 \dots 50) \cdot 10^{-3}$	м	++
c_c	$(15 \dots 45) \cdot 10^3$	Н/м	++
p_n	$(20 \dots 50) \cdot 10^5$	Па	+++
m_k	40...300	кг	+

де «+» – зміна параметра в дослідженому діапазоні змінює час регулювання t_p або показник перерегулювання σ в межах 0...30 %;

«++» – зміна параметра в дослідженому діапазоні змінює час регулювання t_p або показник перерегулювання σ в межах 30...60 %;

«+++» – зміна параметра в дослідженому діапазоні змінює час регулювання t_p або показник перерегулювання σ в межах 60...100 %.

Вплив конструктивних параметрів гідроприводу установки на величину похибки δ розмірів заготовки представлено на рис. 3.32 і 3.33.

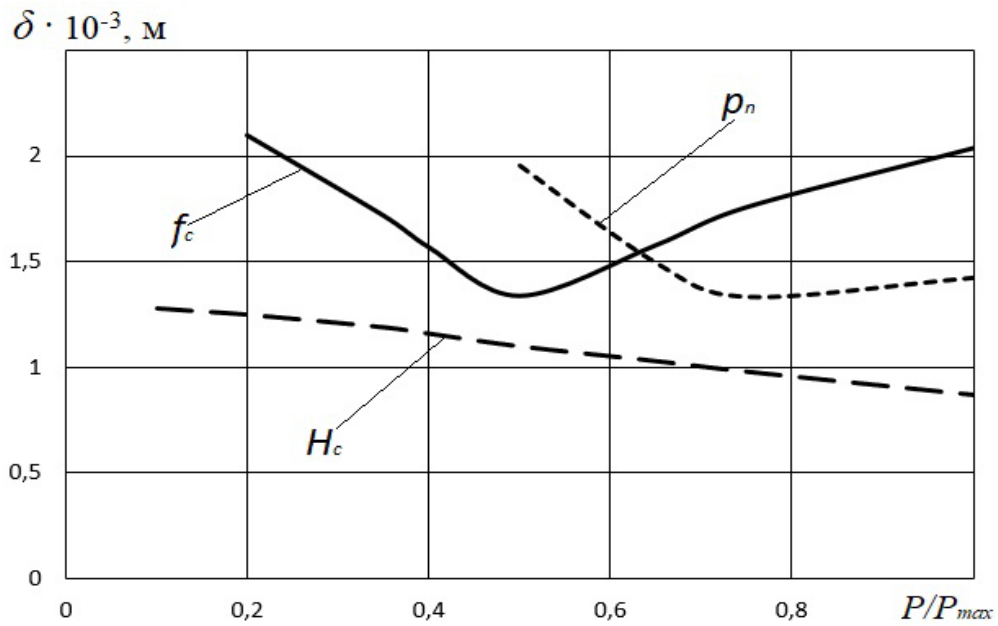


Рисунок 3.32 – Вплив конструктивних параметрів H_c , f_c та p_n гідроприводу установки на величину похибки δ розмірів заготовки

Рис. 3.32 показує, що зменшення величини похибки δ розмірів заготовки відбувається при збільшенні попереднього стиснення пружини H_c . Тиск на виході насоса p_n та площа камери гідроциліндра f_c мають параболічний вплив на δ .

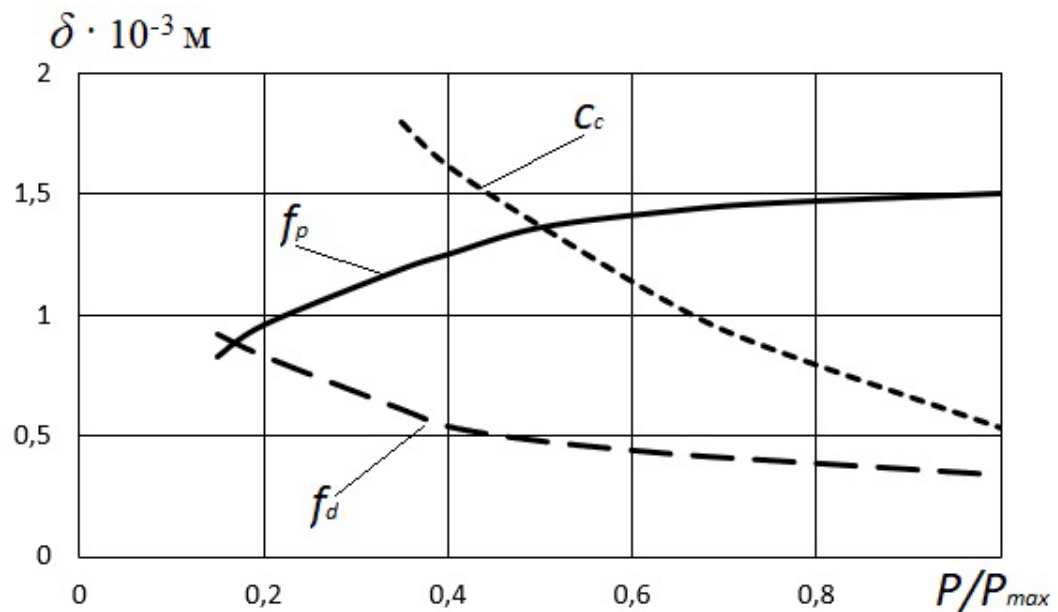


Рисунок 3.33 – Вплив конструктивних параметрів f_d , f_p та c_c гідроприводу установки на величину похибки δ розмірів заготовки

З рис 3.33 випливає, що при збільшенні жорсткості пружини c_c та площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя похибка δ розмірів заготовки зменшує свою величину. Проте похибка δ розмірів заготовки збільшує своє значення під час збільшення площі відкриття робочого вікна гідророзподільника.

Значення параметрів гідроприводів установки при яких забезпечується зменшення величину похибки δ розмірів заготовки лежать в таких діапазонах:

- попереднє стиснення пружини $H_c = (30 \dots 50) \cdot 10^{-3}$ м;
- площа відкриття робочого вікна гідророзподільника $f_p = (10 \dots 15) \cdot 10^{-6}$ м²;
- площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (3 \dots 6) \cdot 10^{-6}$ м²;
- площа поршня гідроциліндра $f_c = (15 \dots 30) \cdot 10^{-4}$ м²;
- жорсткість пружини $c_c = (30 \dots 45) \cdot 10^3$ Н/м;
- тиск на виході насоса $p_n = (30 \dots 40) \cdot 10^5$ Па.

3.13 Дослідження енергетичних характеристик гідроприводів установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

Розраховано енергетичні характеристики гідроприводів установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера.

Конструктивні параметри гідроприводів установки в зазначених діапазонах: об'єм гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем $w_d = (0,1 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$ м³, об'єм камери гідроциліндра $w_c = (0,1 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$ м³, площа відкриття робочого вікна гідророзподільника $f_p = (10 \dots 15) \cdot 10^{-6}$ м², маса каретки $m_k = 40 \dots 300$ кг, не впливають на витрачену потужність гідроциліндра каретки P_c .

На рис. 3.34 і 3.35 показано вплив конструктивних параметрів гідроприводу установки на корисну потужність P_k .

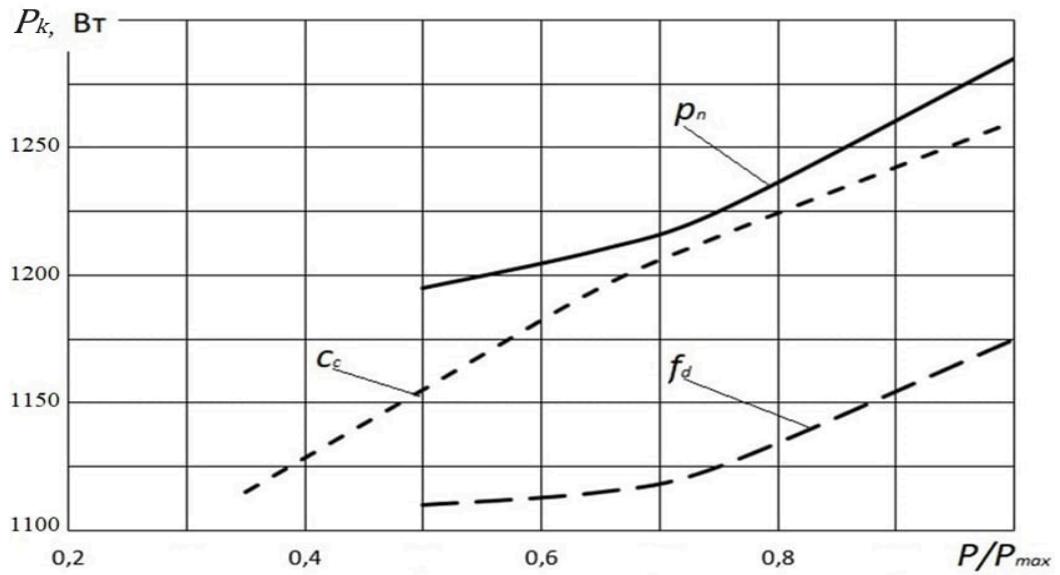


Рисунок 3.34 – Залежність корисної потужності P_k від конструктивних параметрів p_n , c_c , f_c гідроприводу установки

Величина корисної потужності P_k , під час операції формування заготовок цегли, зменшується при зменшенні жорсткості c_c пружини, попереднього стиснення H_c пружини, тиску на виході насоса p_n , площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя f_d та при збільшенні площі камери гідроциліндра f_c .

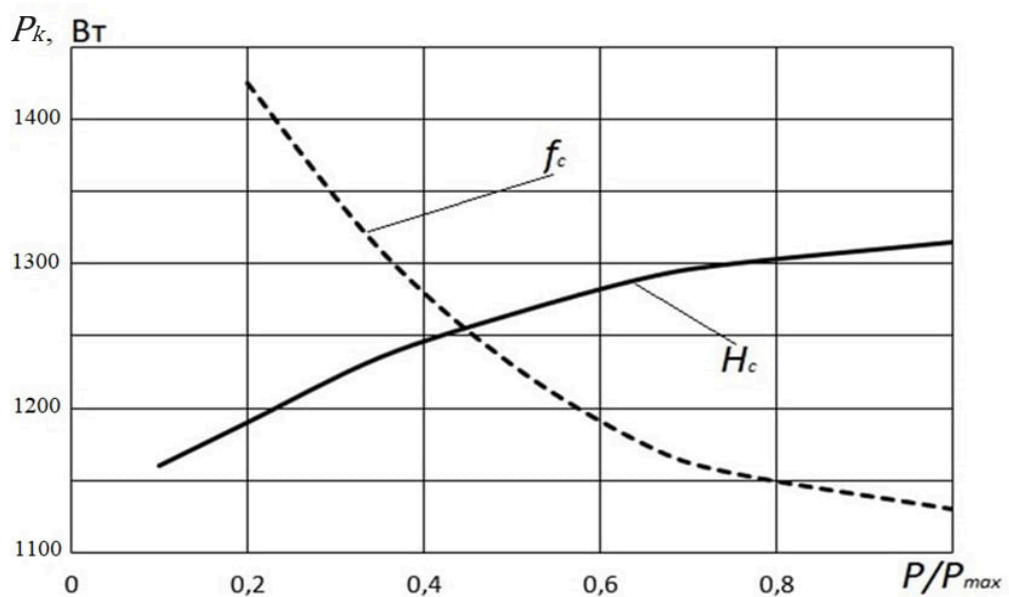


Рисунок 3.35 – Залежність корисної потужності P_k від параметрів f_c , H_c гідроприводу установки

На основі визначеної залежності корисної потужності P_k в гідроприводах установки для операції формування заготовок цегли отримано гідравлічний коефіцієнт корисної дії η та діапазони його зміни при різних режимах роботи. Гідравлічний коефіцієнт корисної дії η рахувався за формулою (3.23).

На рис. 3.36 показано залежність коефіцієнта корисної дії η від режимів роботи гідроприводу установки.

Коефіцієнта корисної дії η гідроприводів установки зростає зі збільшенням витрат гідроциліндра Q_1 та гідроциліндра Q_c , а також величин тиску p_1 і p_c . Тому, ефективною у плані енерговитрат буде робота установки при максимально можливих тисках p_1 , p_c та p_n .

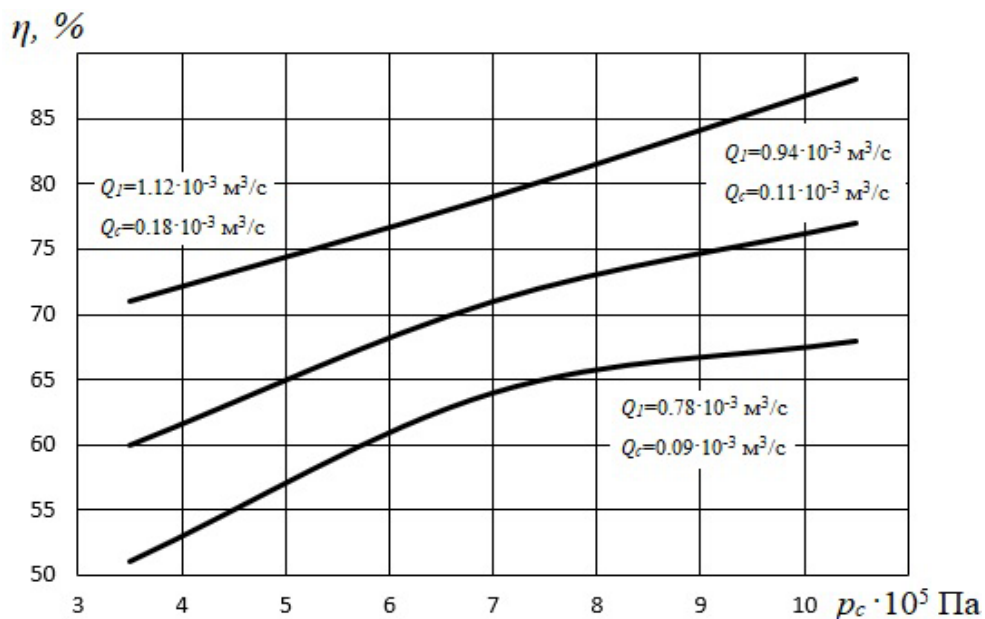


Рисунок 3.36 – Залежність коефіцієнта корисної дії η від режимів роботи гідроприводу установки

3.14 Вплив коефіцієнту підсилення сили струму на виході контролера на величину похибки розмірів заготовки цегли для гідроприводів установки з керуванням від контролера

В результаті проведених досліджень, виявлено необхідність зміни сили

струму i_a на виході контролера від часу переміщення глиняного бруса t_b у вигляді дробово-кускової функції [73] представленої на рис. 3.37. Дробово-кускова функція залежності площі регульованого дроселя f_d від часу переміщення глиняного бруса t_b забезпечувалася шляхом формування контролером залежності напруги i_a від часу переміщення глиняного бруса t_b , представленої рівнянням (3.14).

Час руху каретки було розділено два періоди. Під час першого періоду ($0 \dots t_{b1}$) сила струму i_a на виході контролера представлена зростаючою прямою з коефіцієнтом підсилення k_1 в діапазоні значень (6...9,15) мА. Під час другого періоду ($t_{b1} \dots t_{b2}$) сила струму i_a на виході контролера представлена зростаючою прямою з коефіцієнтом підсилення k_2 в діапазоні значень (9,15...10,0) мА.

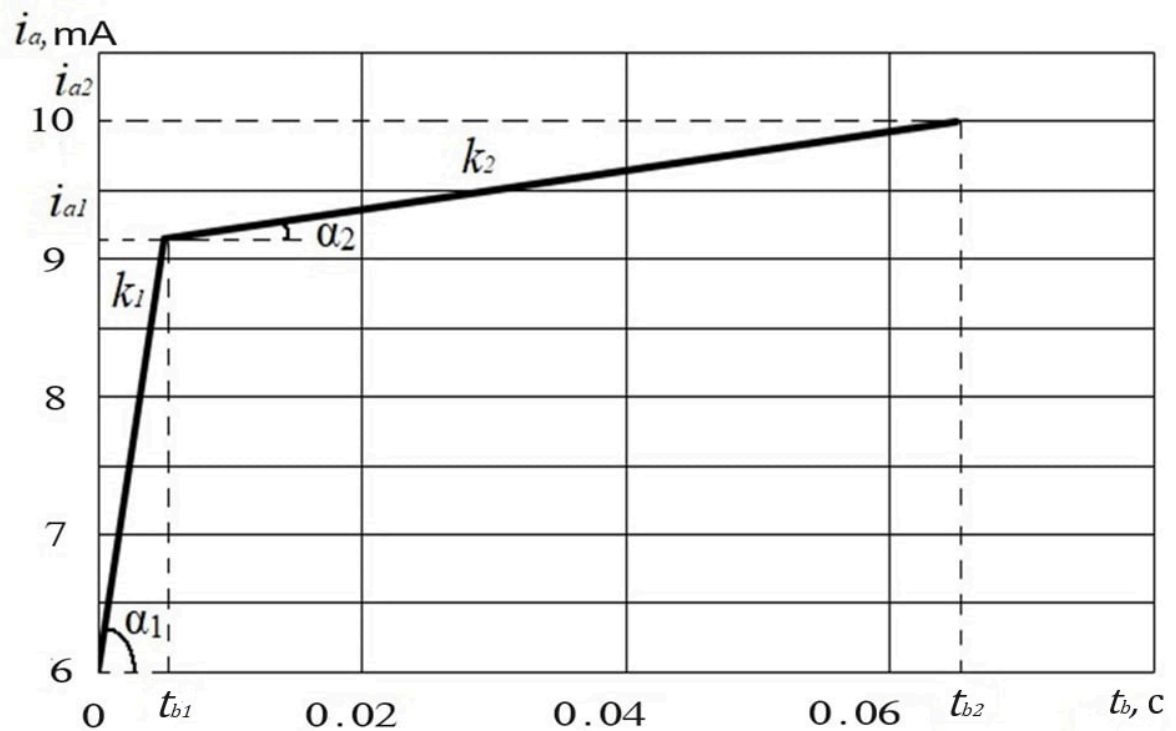


Рисунок 3.37 – Залежність зміни сили струму i_a на виході контролера від часу переміщення глиняного бруса t_b

Вплив коефіцієнтів підсилення k_1 та k_2 дробово-кускової функції на величину похибки δ розмірів заготовки представлено у таб. 3.10.

Значення коефіцієнтів k_1 та k_2 розраховувалися за формулою (3.15).

Таблиця 3.10 – Вплив коефіцієнтів підсилення k_1 та k_2 дробово-кускової функції на похибку δ розмірів заготовки

№	k_1 , мА/с	k_2 , мА/с	$\delta \cdot 10^{-3}$, м
1	0,2	0,0054	1,37
2		0,013	0,94
3		0,028	2,03
4	0,4	0,0054	1,39
5		0,013	0,81
6		0,028	1,82
7	0,6	0,0054	1,27
8		0,013	0,74
9		0,028	1,83

Таблиця 3.10 показує, що найменша величина похибки δ розмірів заготовки визначена в досліді під №8, зі значеннями коефіцієнтів підсилення $k_1 = 0,6$ мА/с і $k_2 = 0,013$ мА/с. На першій ділянці підсилення сили струму, на виході контролера, за допомогою коефіцієнту k_1 , від 6 до 9,15 мА, дозволяє забезпечити стрімкий ріст швидкості каретки до потрібного значення із мінімальними амплітудами коливань під час перехідного процесу. На другій ділянці підсилення сили струму, на виході контролера, за допомогою коефіцієнту k_2 , від 9,15 до 10 мА, компенсує силу протидії пружини 10 на швидкість руху каретки.

Для подальших досліджень обираємо постійне значення коефіцієнту $k_1 = 0,6$ мА/с та коефіцієнт $k_2 = 0,0054 \dots 0,028$ мА/с.

3.15 Розрахунок оптимальних конструктивних параметрів гідроприводів установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

Проаналізувавши динаміку руху каретки установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера було визначено, параметри які

мають найбільший вплив на величина похибки δ розмірів заготовки: коефіцієнт підсилення сили струму на виході контролера k_2 , площа гідроциліндра подачі f_c та номінальний тиск p_n .

Обрані параметри змінювалися в таких діапазонах:
 $k_2 = 0.0054 \dots 0.028$, $f_c = (15 \dots 30) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $p_n = (30 \dots 40) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Критерій оптимізації K визначався за формулою (3.24).

Продуктивність установки A за формулою (3.25).

Проведена параметрична оптимізація з метою пошуку мінімального значення критерію оптимізації K . Було проведено 27 експериментів, при яких кожен параметр змінювався тричі. Максимальна ефективність установки буде досягнута при значеннях параметрів, яким відповідає мінімальне значення критерію оптимізації. Результати зведені в таблицю 3.11.

Таблиця 3.11 – Результати дослідження критерію оптимізації

№ п/п	$f_c \cdot 10^{-4}$, м ²	k_2	$p_n \cdot 10^5$, Па	$\delta \cdot 10^{-3}$, м	A , шт/год	P_n , Вт	$0,4 \frac{\delta}{\delta_{max}}$	$0,4 \frac{A}{A_{max}}$	$0,2 \frac{P}{P_{max}}$	K
1	15	0,0054	20	2,18	4098	1460	0,400	0,237	0,100	0,263
2	15	0,0054	30	1,74	5317	2190	0,319	0,307	0,150	0,162
3	15	0,0054	40	1,27	6425	2920	0,233	0,371	0,200	0,062
4	15	0,013	20	1,52	4265	1460	0,279	0,246	0,100	0,132
5	15	0,013	30	1,25	5483	2190	0,229	0,317	0,150	0,063
6	15	0,013	40	1,06	6591	2920	0,194	0,381	0,200	0,014
7	15	0,028	20	1,45	4652	1460	0,266	0,269	0,100	0,097
8	15	0,028	30	1,7	5871	2190	0,312	0,339	0,150	0,123
9	15	0,028	40	1,76	6923	2920	0,323	0,400	0,200	0,123
10	20	0,0054	20	0,95	3323	1460	0,174	0,192	0,100	0,082
11	20	0,0054	30	0,86	4154	2190	0,158	0,240	0,150	0,068
12	20	0,0054	40	1,15	4929	2920	0,211	0,285	0,200	0,126
13	20	0,013	20	0,97	3434	1460	0,178	0,198	0,100	0,080
14	20	0,013	30	1,14	4320	2190	0,209	0,250	0,150	0,110
15	20	0,013	40	1,45	5095	2920	0,266	0,294	0,200	0,172
16	20	0,028	20	1,12	3711	1460	0,206	0,214	0,100	0,091
17	20	0,028	30	1,35	4542	2190	0,248	0,262	0,150	0,135
18	20	0,028	40	1,29	5428	2920	0,237	0,314	0,200	0,123
19	30	0,0054	20	0,38	2298	1460	0,070	0,133	0,100	0,037
20	30	0,0054	30	0,52	2880	2190	0,095	0,166	0,150	0,079
21	30	0,0054	40	0,91	3378	2920	0,167	0,195	0,200	0,172
22	30	0,013	20	0,61	2437	1460	0,112	0,141	0,100	0,071
23	30	0,013	30	0,98	3046	2190	0,180	0,176	0,150	0,154
24	30	0,013	40	1,18	3545	2920	0,217	0,205	0,200	0,212
25	30	0,028	20	0,44	2714	1460	0,081	0,157	0,100	0,024
26	30	0,028	30	1,07	3378	2190	0,196	0,195	0,150	0,151
27	30	0,028	40	1,26	3822	2920	0,231	0,221	0,200	0,210

Оптимальне сполучення параметрів досягнуто в досліді № 6, при значеннях параметрів оптимізації $k_2 = 0,013$, $f_c = 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $p_n = 40 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Така сукупність параметрів забезпечує величину похибки розмірів заготовки $\delta = 1,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, при величині продуктивності установки $A = 6591 \text{ шт/год}$ та затраченій потужності $P_n = 2920 \text{ Вт}$. Існує можливість підвищення продуктивності виготовленої продукції до $A = 6951 \text{ шт/год}$ при зменшенні точності виготовлених заготовок до $\delta = 1,76 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, а також, можливе досягнення величини похибки розмірів заготовки $\delta = 0,38 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ при зменшенні продуктивності установки до $A = 2298 \text{ шт/год}$ та затраченій потужності $P_n = 1460 \text{ Вт}$.

Траєкторія руху різальної струни з межами допуску при оптимальних параметрах установки з керуванням від контролера показана на рис. 3.38.

Час за який різальна струна досягає глиняного бруса $t_s = 0,15 \text{ с}$.

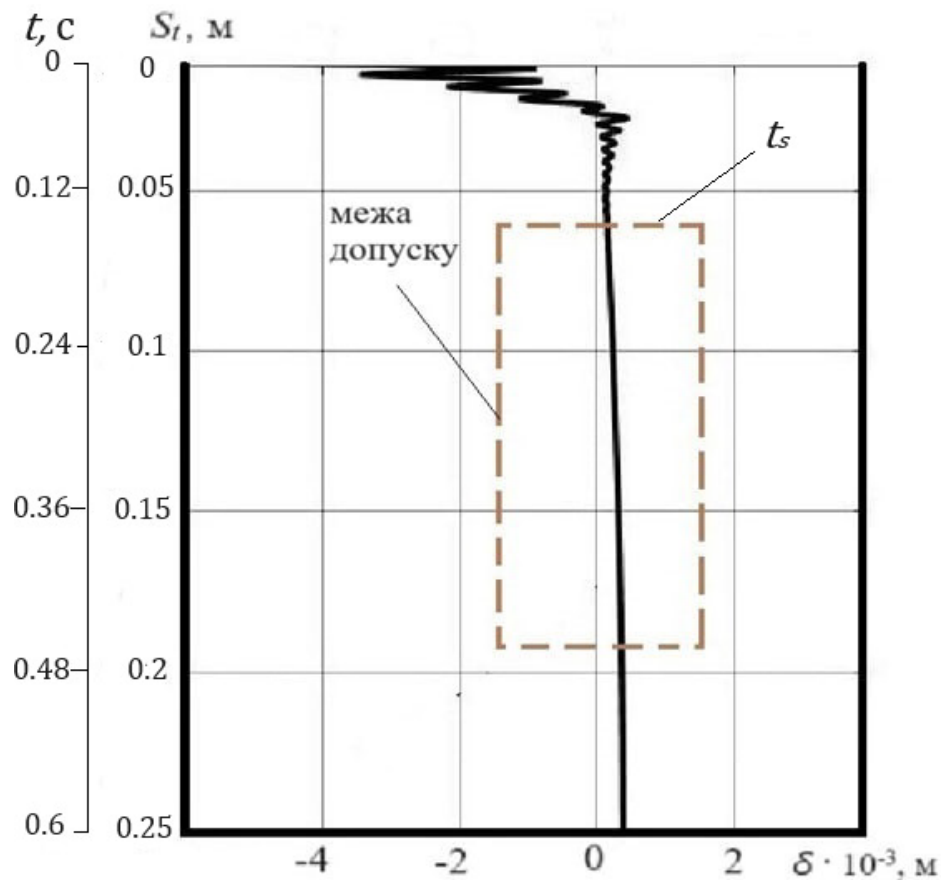


Рисунок 3.38 – Траєкторія руху різальної струни установки з керуванням від контролера

3.16 Висновки до третього розділу

1. Складена математична модель для двох варіантів установки, що враховує витратні характеристики регульованого дроселя визначені за допомогою комп'ютерного моделювання течії робочої рідини в його каналах, а також експериментально визначеної сили опору, яка діє на траверсу із різальними струнами під час формування заготовок цегли.

2. Визначено, що забезпечити стійкості роботи розробленої установки можливо за рахунок раціонального підбору її параметрів:

- для установки із релейним керуванням: площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (2...4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, площа поршня гідроциліндра $f_c = (10...50) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, площа відкриття робочого вікна гідророзподільника $f_p = (10...15) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, об'єм гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем $w_d = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, об'єм камери гідроциліндра $w_c = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, попереднє стиснення пружини $H_c = (5...50) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, жорсткість пружини $c_c = (20...40) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, маса каретки $m_k = (40...300) \text{ кг}$, тиск на виході насоса $p_n = (20...50) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

- для установки з керуванням від контролера: площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (1...6) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; площа камери гідроциліндра $f_c = (5...50) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; площа відкриття робочого вікна гідророзподільника $f_p = (10...15) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; об'єм гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем $w_d = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; об'єм камери гідроциліндра $w_c = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; попереднє стиснення пружини $H_c = (5...50) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; жорсткість пружини $c_c = (15...45) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; маса каретки $m_k = (40...300) \text{ кг}$; тиск на виході насоса $p_n = (20...50) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

3. Вплив параметрів розробленої установки на динамічні характеристики досліджено в діапазонах:

- для установки із релейним керуванням: $f_d = (2...4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_c = (10...50) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $f_p = (10...15) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $w_d = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $w_c = (0,1...0,4) \cdot$

$\cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $H_c=(5\dots50)\cdot 10^{-3} \text{ м}$; $c_c=(20\dots40)\cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $p_n=(20\dots50)\cdot 10^5 \text{ Па}$;
 $m_k = 40\dots300 \text{ кг}$.

- для установки з керуванням від контролера $f_d = (1\dots6)\cdot 10^{-6} \text{ м}^2$;
 $f_c=(5\dots50)\cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $f_p=(10\dots15)\cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $w_d=(0,1\dots0,4)\cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $w_c=(0,1\dots0,4)\cdot 10^{-3} \text{ м}^3$;
 $H_c = (5\dots50)\cdot 10^{-3} \text{ м}$; $c_c = (15\dots45)\cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $p_n = (20\dots50)\cdot 10^5 \text{ Па}$; $m_k = 40\dots300 \text{ кг}$.
 Визначено, що час регулювання t_p зменшується за рахунок вибору менших значень p_n, H_c, m_k, f_c, w_c . Величина перерегулювання σ зменшується за рахунок використання меншого значення p_n та більшого значення f_c .

4. Встановлено діапазон значень, при яких величина похибки δ розмірів заготовки цегли буде зменшуватись:

- попереднє стиснення пружини $H_c = (15\dots30) \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (2\dots4)\cdot 10^{-6} \text{ м}^2$;
- площа поршня гідроциліндра $f_c = (20\dots35)\cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- жорсткість пружини $c_c = (25\dots35)\cdot 10^3 \text{ Н/м}$;
- тиск на виході з насоса $p_n = (25\dots30)\cdot 10^5 \text{ Па}$.

5. Для установки із керуванням від контролера виявлено доцільність зміни сили струму i_a на виході контролера від часу переміщення глиняного бруса t_b у вигляді дробово-кускової функції. Встановлено значення коефіцієнтів підсилення $k_1 = 0,6 \text{ мА/с}$ і $k_2 = 0,013 \text{ мА/с}$, які забезпечують зменшення величини похибки δ розмірів заготовки.

6. Проведено розрахунок оптимальних конструктивних параметрів гідроприводу для двох варіантів установки для формування заготовок цегли: із релейним керуванням та з керуванням від контролера. Для установки із релейним керуванням оптимальне сполучення параметрів $f_d = 4\cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $f_c = 20\cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $p_n = 40\cdot 10^5 \text{ Па}$ забезпечує величину похибки $\delta = 1.43 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, при величині продуктивності установки $A = 5440 \text{ шт/год}$, та затраченій потужності $P_n = 2920 \text{ Вт}$. Для установки із керуванням від контролера оптимальне сполучення параметрів $k_2 = 0.013 \text{ мА/с}$, $f_c = 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $p_n = 40 \cdot 10^5 \text{ Па}$ забезпечує величину похибки $\delta = 1.06 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, при продуктивності установки $A = 6591 \text{ шт/год}$ та затраченій потужності $P_n = 2920 \text{ Вт}$.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДІВ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВОК ЦЕГЛИ

4.1 Експериментальна установка для формування заготовок цегли з релейним керуванням

Для проведення експериментальних досліджень була створена експериментальна установка з релейним керуванням(рис. 4.1).

До складу експериментальної установки з релейним керуванням входить: шестеренні насоси 1 та 17, гідробаки 16 та 30, запобіжно-переливні клапани 11 та 18, гідророзподільники з електромагнітним керуванням 2 і 12, гідророзподільник з ручним керуванням 19, регульовані дроселі 13 та 20, гідроциліндри 4, 14 і 21, каретка 3, траверса 5, різальні струни 6, пружина 10, робочий стіл 7, опори кочення 8, додатковий стіл 22, штовхач глиняного бруса 23, глиняний брус 33, датчик переміщення 9, датчики тиску 24, 26 і 28, манометри 25, 27 і 29, блок керування 15, аналого-цифровий перетворювач 31, персональний комп'ютер 32.

Експериментальна установка з релейним керуванням забезпечує виконання трьох робочих рухів: подачі глиняного бруса, штовхання каретки та розрізання глиняного бруса на заготовки цегли.

Подачу глиняного бруса забезпечує насос 17 який через запобіжно-переливний клапан 18 та гідророзподільник 19 подає робочу рідину до поршневої порожнини гідроциліндра 21. Гідроциліндр 21, прикріплений до штовхача глиняного бруса 23 приводить його в рух. Після чого штовхач 23 подає глиняний брус 33, розміщений на додатковому столі 22, на робочий стіл 7, де і відбувається його різання. Швидкість подачі глиняного бруса контролюється регульованим дроселем 20, встановленим в гідравлічну лінію між штоковою порожниною гідроциліндра 21 і гідророзподільником 19.

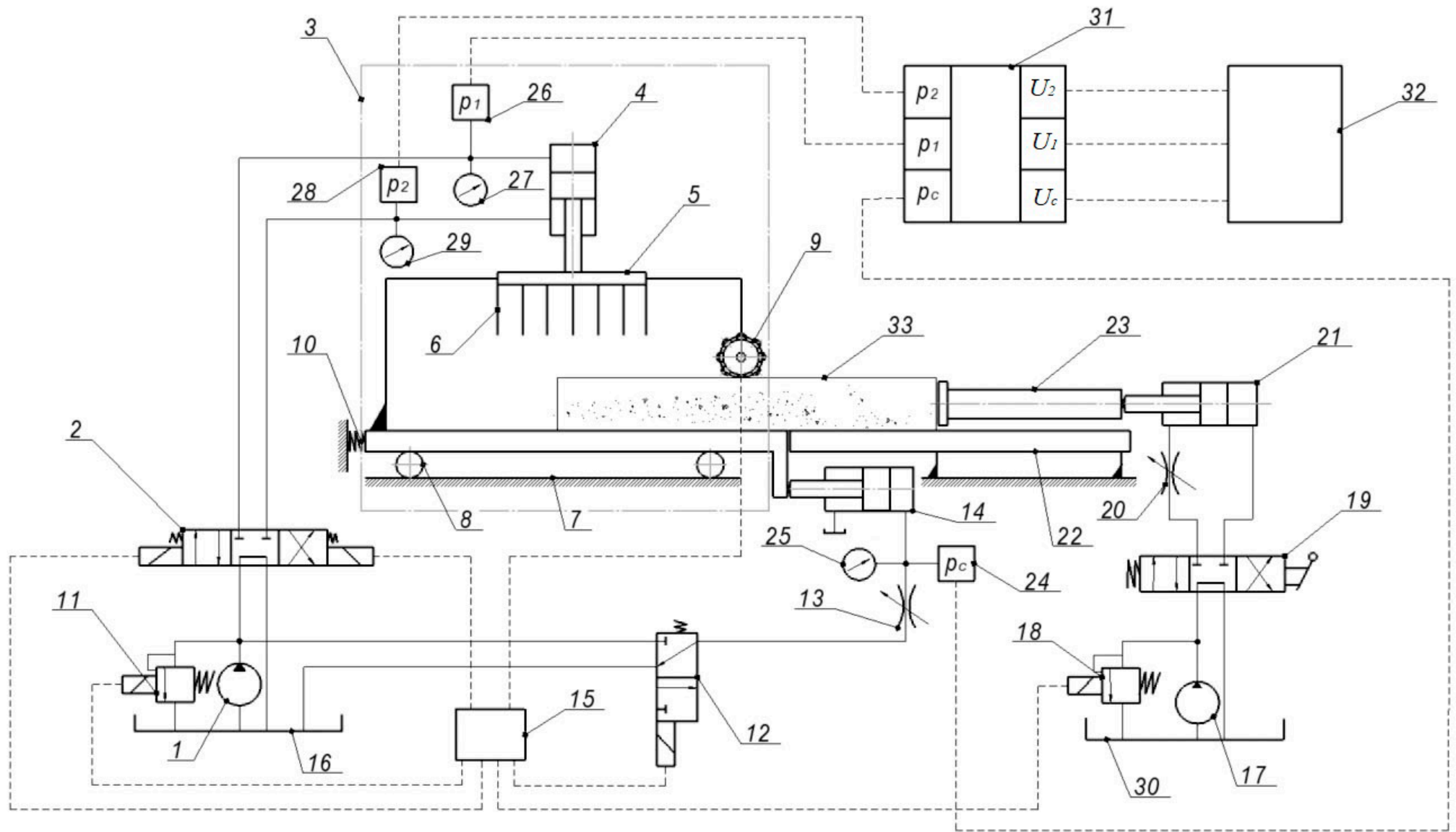


Рисунок 4.1 – Схема експериментальної установки з релейним керуванням

Рух каретки забезпечується подачею насоса 1 з'єднаного із запобіжно-переливним клапаном 11. Датчик переміщення 9 відраховує величину подачі глиняного бруса 33 та подає електричний сигнал на блок керування 15. Після чого, блок керування 15 подає електричний сигнал до електромагніту гідророзподільника 12. Останній перемикається в положення прямого ходу, після чого рідина від насоса 1 через регульований дросель 13 надходить до гідроциліндра 14. Гідроциліндр 14, в свою чергу, приводить до руху каретки 3. Необхідна швидкість руху каретки забезпечується регулюванням площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя 13. Для можливості вимірювання значення робочого тиску гідроциліндра 14, в гідролінію між ним і регульованим дроселем 13 встановлено датчик тиску 24 та манометр 25. Датчик тиску 24 під'єднаний до аналого-цифрового перетворювача 31, через який значення тиску p_c та виводиться на монітор персонального комп'ютера 32.

Рух розрізання глиняного бруса на заготовки цегли виконується за допомогою траверси 5 із закріпленими на ній різальними струнами 6. Траверсу 5 приводить до руху гідроциліндр 4. Робоча рідина до гідроциліндра 4 подається через гідророзподільник 2. Включення електромагніту якого відбувається за допомогою блоку керування 15, одночасно із включенням електромагніту гідророзподільника 12. Вимірювання значень тиску p_1 на вході в гідроциліндр 4 відбувається за допомогою встановлених датчика тиску 26 та манометра 27 в гідролінію між гідророзподільником 2 та поршневою порожниною гідроциліндра 4. Вимірювання значень тиску p_2 на виході із гідроциліндр 4 відбувається за допомогою встановлених датчика тиску 28 та манометра 29 в гідролінію між гідророзподільником 2 та штоковою камерою гідроциліндра 4. Датчики тиску 26 та 28 під'єднані до аналого-цифрового перетворювача 31, через який значення тисків p_1 та p_2 виводиться на персональний комп'ютер 32.

Метрологічна характеристика експериментальної установки з релейним керуванням занесена у таб. 4.1

Таблиця 4.1 – Метрологічна характеристика експериментальної установки з релейним керуванням

Параметр	Прилад	Діапазон вимірювання	Похибка
Тиск	Манометр зразковий МО 1227	0...10 МПа	2%
	Тензометричний датчик тиску	0,2...10 МПа	2%
Переміщення	Датчик переміщення з ковзаючим контактом	0...65 · 10 ⁻³ м	1%
Напруга	Аналого-цифровий перетворювач	-10...10 В	1%
Температура	Лабораторний термометр	0...100 °С	0,5%
Розміри заготовки	Штангель-циркуль електронний	0...0,1 м	0,1%
Час	Секундомір	0...300 с	0,5%

Технічна характеристика експериментальної установки (рис. 4.1):

1. Номінальна подача насоса – $1,14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;
2. Номінальний тиск насоса – 16 МПа;
3. Частота обертання – 2400 об/хв;
4. Номінальна потужність електродвигуна – 3 кВт.

4.2. Визначення сили опору, що діє на траверсу установки під час формування заготовок цегли

Для розробленої математичної моделі установки для формування заготовок цегли потрібно визначити фактичне значення сили опору F_s , що діє на траверсу установки під час її роботи. При чому, в залежності від обраних параметрів різання сила опору буде змінюватися. Основними параметрами різання, що впливають на величину сили опору є:

- товщина різальної струни d_s ;

- кількість різальних струн n ;
- швидкість різання (руху траверси) v_t .

В ході експериментів датчики тиску 26 і 28 вимірювали залежності значень тиску p_1 в поршневій камері та p_2 в штоковій камері гідроциліндра 4. Залежності тиску в гідроциліндрі 4 від часу при різних значеннях v_t наведено на рис. 4.2 – 4.4.

Експерименти проводились зі зміною швидкості різання v_t на трьох рівнях та при трьох значеннях діаметра різальної струни і кількості різальних струн.

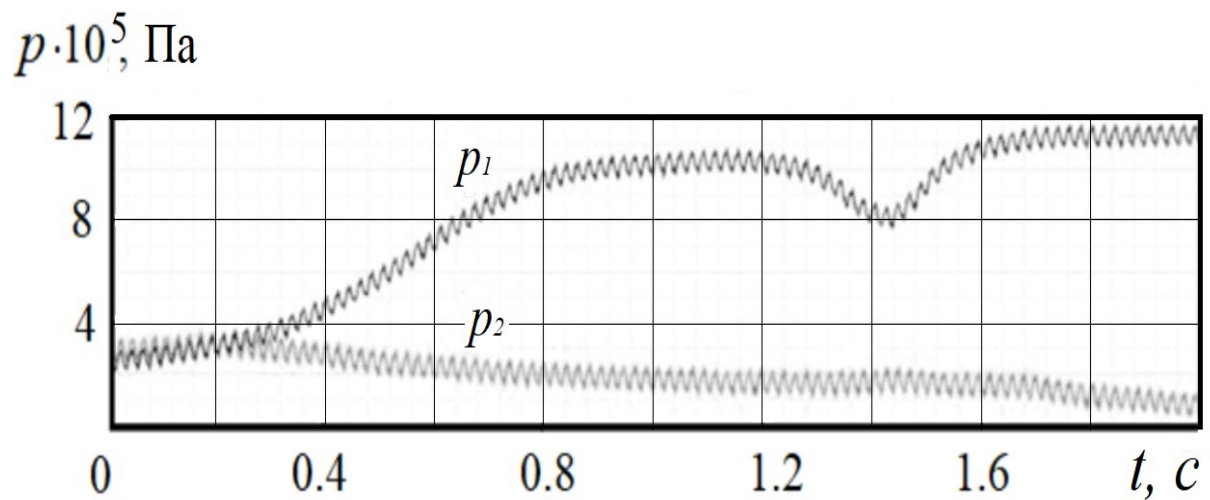


Рисунок 4.2 – Залежність тиску p_1 та p_2 від часу при $v_t=0,2$ м/с

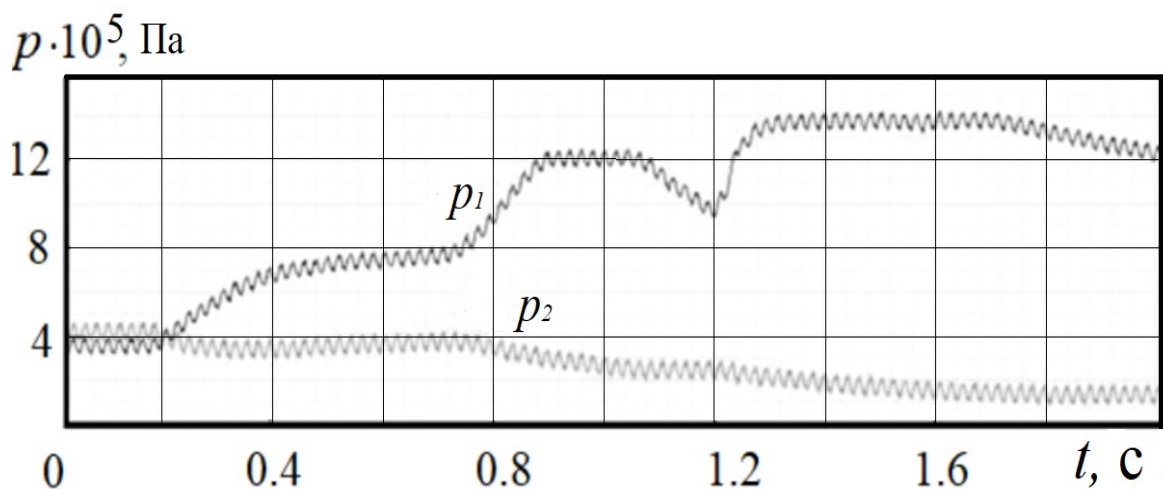


Рисунок 4.3 – Залежність тиску p_1 та p_2 від часу при $v_t=0,3$ м/с

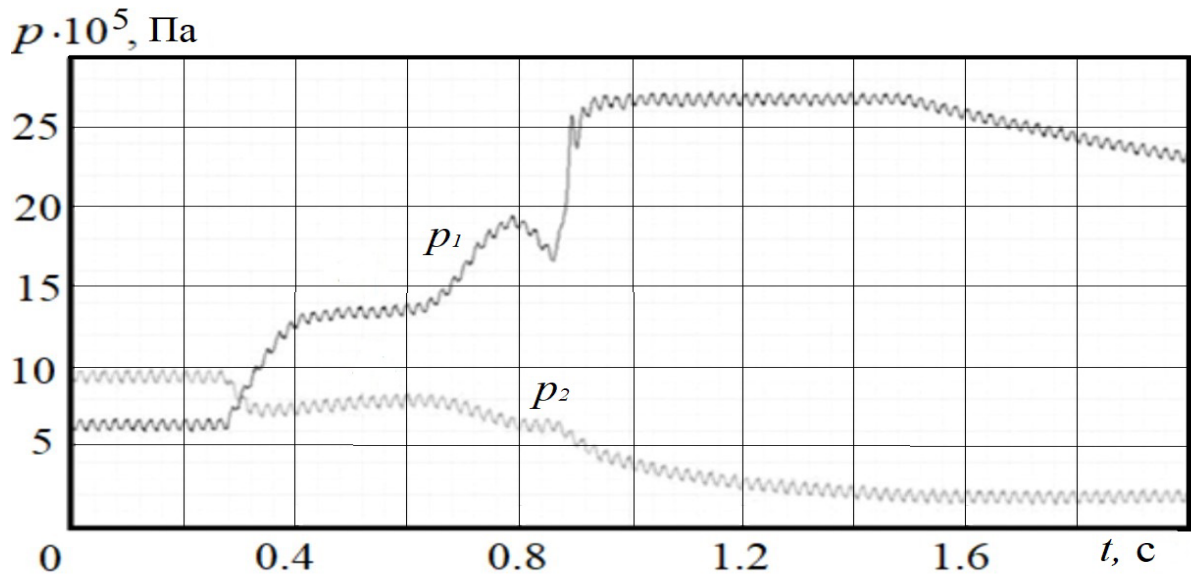


Рисунок 4.4 – Залежність тиску p_1 та p_2 від часу при $v_t=0,4$ м/с

Сила опору F_s , що діє на траверсу установки під час різання визначалась за формулою:

$$F_s = p_1 \cdot f_1 - p_2 \cdot f_2; \quad (4.1)$$

де f_1 – поршнева площа камери гідроциліндра 4;

f_2 – штокова площа камери гідроциліндра 4.

Результати розрахунків апроксимовано за допомогою програми DataFit і отримано рівняння (4.2) залежності сили опору F_s від швидкості різання v_t , діаметра різальної струни d_s та кількості різальних струн n . Отримане рівняння було використано в математичній моделі установки для формування заготовок цегли. Коефіцієнт детермінації для апроксимованої залежності становить $R^2=0,958$.

$$F_s = a \cdot v_t + b \cdot d_s + c \cdot n + d; \quad (4.2)$$

де $a = 2389,4$, $b = 306,4$, $c = 534,3$, $d = -720,1$

Залежності сили опору F_s від кількості різальних струн n , швидкості різання v_t та товщини різальної струни d_s зображена на рис. 4.5 – 4.6.

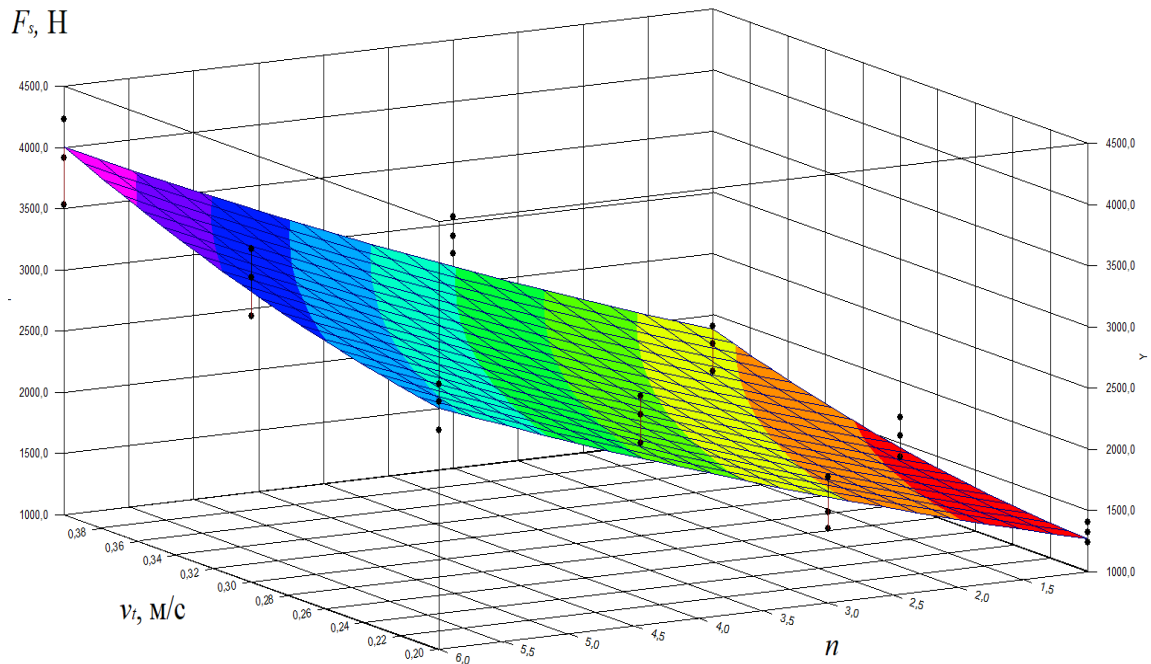


Рисунок 4.5 – Залежність сили опору F_s від n та v_t

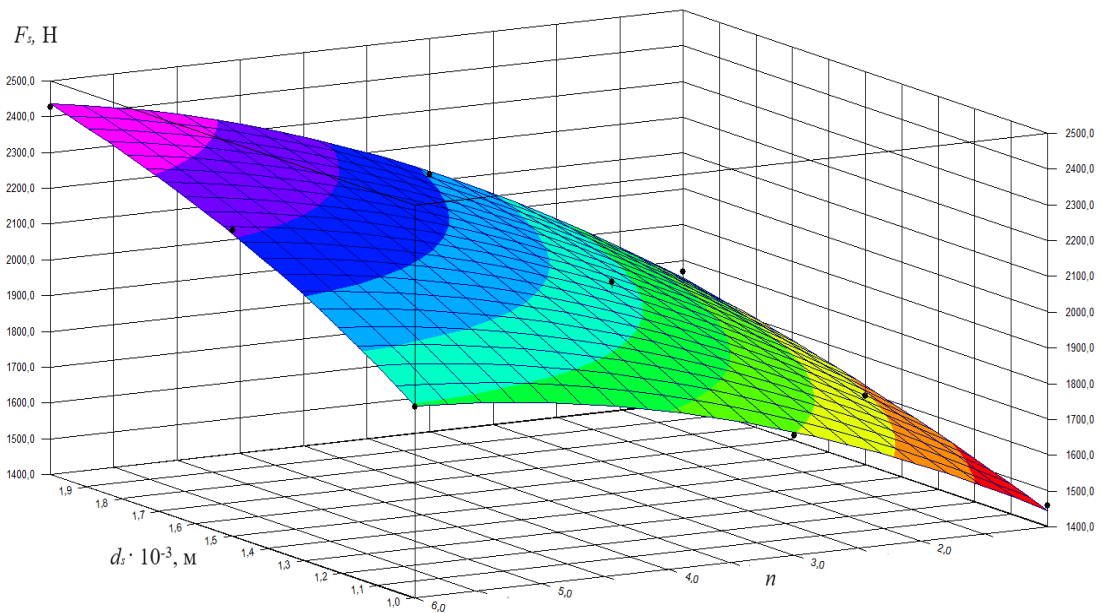


Рисунок 4.6 – Залежність сили опору F_s від d_s та n

Результати експериментальних досліджень по визначенню залежності сили опору F_s від швидкості різання v_t , діаметра різальної струни d_s та кількості різальних струн n занесено в таб. 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати експериментальних досліджень при переміщенні траверси зверху вниз

$d_s \cdot 10^{-3}$, м	v_t , м/с	n	F_s , Н дослід №1	F_s , Н дослід №2	F_s , Н дослід №3	F_s , Н середнє	F_s , Н DataFit
1	0,2	1	634	608	591	611	598
		3	1670	1642	1601	1638	1667
		6	3205	3256	3280	3247	3270
	0,3	1	854	841	812	836	837
		3	1923	1882	1875	1893	1906
		6	3471	3503	3508	3494	3509
	0,4	1	1071	1081	1020	1057	1076
		3	2167	2128	2113	2136	2145
		6	3708	3756	3731	3732	3748
1,5	0,2	1	709	766	758	744	752
		3	1844	1805	1815	1821	1820
		6	3416	3402	3435	3418	3423
	0,3	1	947	959	1020	975	991
		3	2032	2025	2014	2024	2059
		6	3660	3674	3612	3649	3662
	0,4	1	1217	1247	1235	1233	1230
		3	2282	2286	2333	2300	2298
		6	3920	3887	3906	3904	3901
2	0,2	1	923	908	887	906	905
		3	1989	2005	1966	1987	1973
		6	3583	3531	3590	3568	3576
	0,3	1	1116	1142	1139	1132	1144
		3	2217	2215	2259	2230	2212
		6	3785	3806	3823	3805	3815
	0,4	1	1395	1408	1374	1392	1383
		3	2504	2432	2508	2481	2451
		6	4030	4056	4041	4042	4054

Так як, установка працює у двох напрямках, необхідно визначити силу різання F_r , яка діє траверсу із різальними струнами при її русі вверх.

Сила різання F_r , що діє на траверсу установки визначалась за формулою:

$$F_r = F_s - F_h; \quad (4.3)$$

де F_h – сила, що діє на гідроциліндр під час холостого ходу траверси.

Сила холостого руху траверси F_h визначалась під час роботи установки

без подачі глиняного бруса, за формулою:

$$F_h = p_1 \cdot f_1 - p_2 \cdot f_2. \quad (4.4)$$

Результати експериментальних досліджень по визначенню залежності сили різання F_r від швидкості різання v_t , діаметра різальної струни d_s та кількості різальних струн n занесено в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Результати експериментальних досліджень при переміщенні траверси знизу вверх

n	$d_s \cdot 10^{-3}$, м	v_t , м/с	F_r , Н дослід №1	F_r , Н дослід №2	F_r , Н дослід №3	F_r , Н середнє	F_r , Н DataFit
1	1	0,2	134	111	135	127	130
		0,3	356	360	366	361	351
		0,4	547	540	549	545	572
	1,5	0,2	204	199	210	204	200
		0,3	413	426	409	416	421
		0,4	625	621	647	631	642
	2	0,2	271	274	283	276	270
		0,3	487	485	480	484	491
		0,4	693	700	712	702	712
2	1	0,2	280	275	294	283	274
		0,3	518	509	483	503	495
		0,4	726	733	706	722	716
	1,5	0,2	321	339	327	329	344
		0,3	569	566	538	558	565
		0,4	788	797	796	794	786
	2	0,2	401	416	409	408	414
		0,3	654	641	637	644	635
		0,4	866	854	869	863	856
3	1	0,2	406	421	442	423	418
		0,3	620	611	610	614	639
		0,4	877	869	874	873	860
	1,5	0,2	503	512	509	508	488
		0,3	720	714	695	710	709
		0,4	948	932	928	936	930
	2	0,2	571	562	563	565	558
		0,3	804	806	813	808	779
		0,4	1034	1006	1029	1023	1000

Результати розрахунків апроксимовано за допомогою програми DataFit і отримано рівняння (4.5) залежності сили опору F_s від швидкості різання v_t , діаметра різальної струни d_s та кількості різальних струн n . Отримане рівняння було використано в математичній моделі установки для формування заготовок цегли при русі траверси із різальними струнами вгору. Коефіцієнт детермінації для апроксимованої залежності становить $R^2=0,965$.

$$F_r = a \cdot n + b \cdot d_s + c \cdot v_t + d; \quad (4.5)$$

де $a = 144,16$, $b = 140,33$, $c = 2209,44$, $d = -596,66$.

Крім того, для зменшення сили опору під час розрізання глиняного бруса, різальні струни закріплені на траверсі під кутом $\gamma = 20^\circ$. Тому, для розрахунку сумарної сили опору необхідно додатково врахувати момент входження різальної струни в глиняний брус. Шлях який пройде траверса із різальними струнами l_r від початку різання до повного входження в глиняний брус, при якому сила опору буде мати максимальне значення, визначалась:

$$l_r = x_b \tan \gamma; \quad (4.6)$$

де x_b – висота глиняного бруса;

γ – кут нахилу різальної струни до поверхні глиняного бруса.

Тоді, сумарна сила опору F_{sr} із урахуванням сили різання, що діє на траверсу коли різальні струни закріплені під кутом γ , в залежності від величини входження різальної струни в глиняний брус розраховується:

$$F_{sr}(l) = \begin{cases} F_{sr} = F_s - F_r + F_r \frac{l}{l_1}, & \text{при } 0 \leq l < l_1 \\ F_{sr} = F_s, & \text{при } l_1 \leq l < l_2; \\ F_{sr} = F_s - F_r \frac{l}{l_3}, & \text{при } l_2 \leq l < l_3 \end{cases} \quad (4.7)$$

де $l_1 = l_r$; $l_2 = x_b$; $l_3 = 2x_b - l_r$.

4.3 Визначення динамічних характеристик гідроприводу каретки експериментальної установки з релейним керуванням

Для забезпечення розмірів заготовок, що відповідають стандарту, необхідно, щоб час регулювання t_p в гідроприводі каретки завершився в період часу руху траверси – від початку руху до початку різання глиняного бруса. Проведено осцилографування роботи експериментальної установки при зміні швидкості руху каретки v_k . Для цього змінювалась площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя 13. В ході експериментів датчик тиску 24 вимірював залежність значень тиску p_c в поршневій камері гідроциліндра 14.

Незмінні параметри експериментальної установки при яких проводились дослідження: площа камери гідроциліндра $f_c = 20 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, об'єм камери гідроциліндра $w_c = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, об'єм гідролінії дроселя $w_d = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, попереднє стиснення пружини $H_c = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, жорсткість пружини $c_c = 24 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, маса каретки $m = 73 \text{ кг}$, номінальний тиск $p_n = 30 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

На рис. 4.7 показано осцилограму процесу зміни тиску p_c від часу t при русі каретки зі швидкістю $v_k = 0.05 \text{ м/с}$, при цьому площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

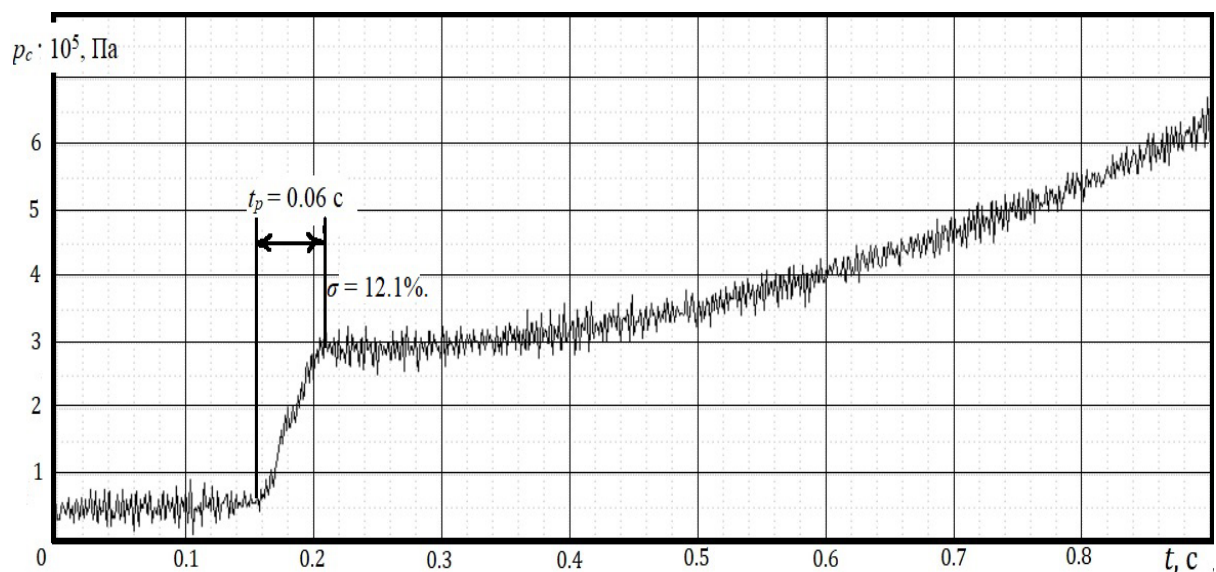


Рисунок 4.7 – Вплив величини площі регульованого дроселя $f_d = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ на час регулювання t_p та величину перерегулювання σ

Регулювання по часу в гідроприводі із регульованим дроселем відбувається за $t_p = 0,06$ с, а величина перерегулювання становить $\sigma = 12,1\%$.

На рис. 4.8 показано осцилограму процесу руху каретки зі швидкістю $v_k = 0.07$ м/с, при цьому площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = 3 \cdot 10^{-6}$ м².

Регулювання по часу в гідроприводі із регульованим дроселем відбувається за $t_p = 0,092$ с, що є меншим за час досягання струною глиняного бруса $t_s = 0,15$ с (рис. 3.25), а величина перерегулювання становить $\sigma = 14,7\%$.

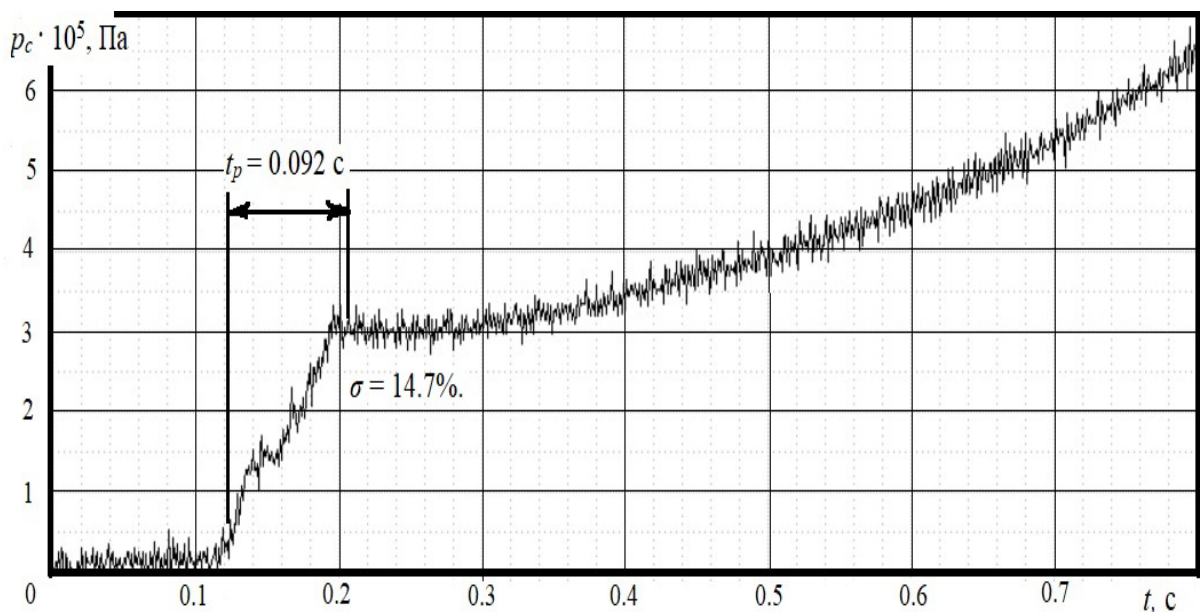


Рисунок 4.8 – Вплив величини площі регульованого дроселя $f_d = 3 \cdot 10^{-6}$ м² на час регулювання t_p та величина перерегулювання σ

4.4 Експериментальне визначення величини похибки розмірів заготовок цегли для установки із релейним керуванням

На експериментальній установці для формування заготовок цегли з релейним керуванням (рис. 4.1) визначено величину похибки розмірів виготовлених заготовок цегли.

Визначення залежності величини похибки δ розмірів заготовки від площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя f_d відбувалося таким

чином. Величина f_d задавалась вручну і змінювалась у діапазоні значень $(1 \dots 4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ з кроком $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. В залежності від зміни f_d змінювалась також швидкість подачі глиняного бруса. За допомогою штовхача 23 прикріпленого до гідроциліндра 21 глиняний брус подавався із допоміжного столу 22 на робочий стіл 7, де і відбувалося відрізання від нього заготовок цегли. Після чого, сформована заготовка цегли вимірювалась за допомогою електронного штангель-циркуля на відповідність заданим розмірам. Для кожної зміни f_d проводилось три експерименти.

Результати експериментальних досліджень статичних характеристик гідроприводу установки для формування заготовок цегли із релейним керуванням занесені у табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Результати експериментальних досліджень статичних характеристик гідроприводу установки при $f_d = (2 \dots 4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

№	$f_d \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2$	$v_b, \text{ м/с}$	$\delta \cdot 10^{-3}, \text{ м}$ дослід №1	$\delta \cdot 10^{-3}, \text{ м}$ дослід №2	$\delta \cdot 10^{-3}, \text{ м}$ дослід №3	$\delta_c \cdot 10^{-3}, \text{ м}$ середнє
1	1	0,08	2,87	2,89	2,77	2,84
2	1,5	0,08	1,73	1,81	1,64	1,73
3	2	0,08	1,18	1,22	1,29	1,23
4	2,5	0,08	1,16	1,12	1,18	1,15
5	3	0,08	1,31	1,34	1,26	1,30
6	3,5	0,08	1,65	1,58	1,69	1,64
7	4	0,08	2,78	2,62	2,56	2,65

За результатами експериментального дослідження визначено залежність величини похибки δ_c розмірів виготовлених заготовок від площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя f_d . Похибка δ_c розмірів заготовок не перевищує $3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, що входить в межі допуску заготовок цегли.

Залежність величини похибки δ розмірів заготовки від зміни площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя f_d , при $f_c = 20 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $p_n = 30 \cdot 10^5 \text{ Па}$ показано на рис. 4.8.

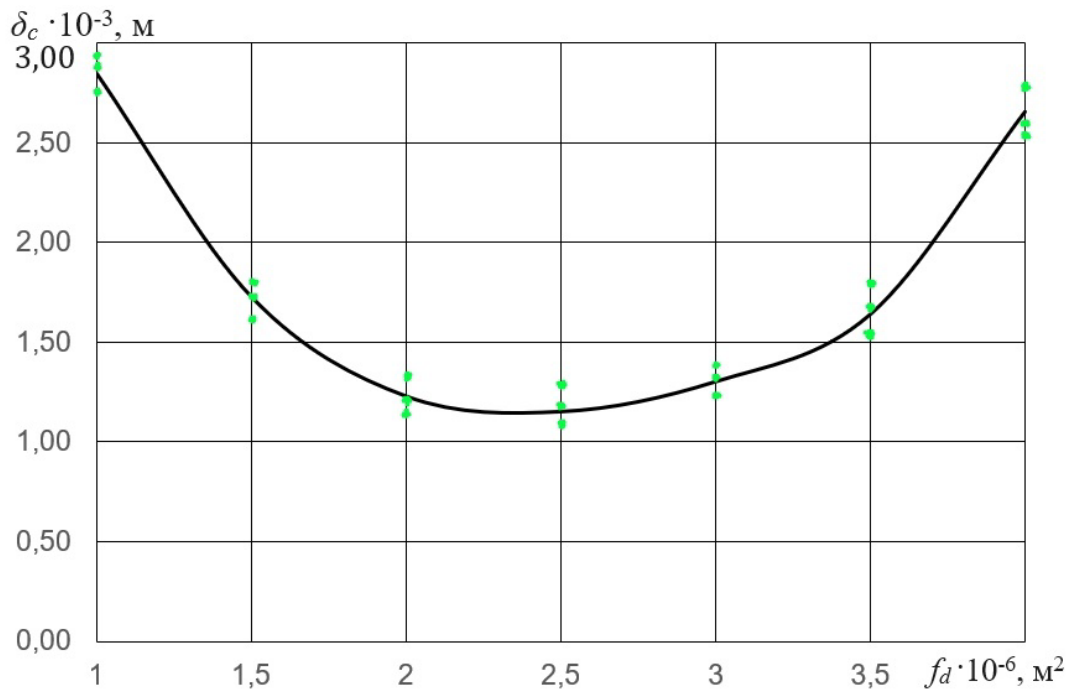


Рисунок 4.8 – Залежність похибки δ_c розмірів заготовок від зміни площі регульованого дроселя f_d

4.5 Ідентифікація математичної моделі установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням

На рис. 4.9 зображено осцилограма зміни тиску p_c гідроциліндра 14 від часу при $f_d = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. Розрахований перехідний процес по тиску p_c гідроциліндра 14 за допомогою комп'ютерного моделювання показаний на рис. 4.10.

Залежність величини тиску p_c в гідролінії між гідроциліндром 14 та регульованим дроселем 13 від часу (рис. 4.10) отримано за допомогою нелінійної математичної моделі при однакових параметрах із експериментальною установкою: $f_c = 20 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $w_c = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $w_d = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $H_c = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $c_c = 24 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, $m = 73 \text{ кг}$, $p_n = 30 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Для підтвердження адекватності математичної моделі необхідно визначити похибку експерименту. Для цього, осцилограма отримана експериментальним шляхом (рис. 4.9) порівнювалася із осцилограмою отриманою в ході комп'ютерного моделювання (рис. 4.10) у шістнадцяти

точках $N = 16$, через інтервал часу $t_0 = 0,05$ с. Крім того, експериментальна осцилограма отримувалась при однакових умовах тричі $r = 3$.

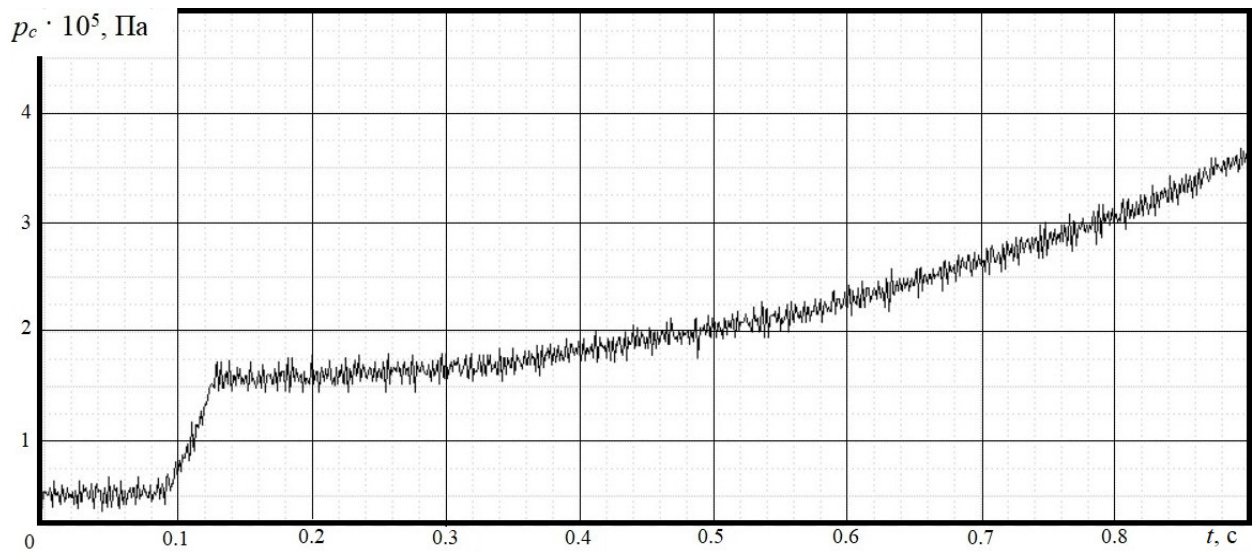


Рисунок 4.9 – Осцилограма зміни тиску p_c гідроциліндра від часу t при переміщенні каретки гідроприводу установки із релейним керуванням при $f_d = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

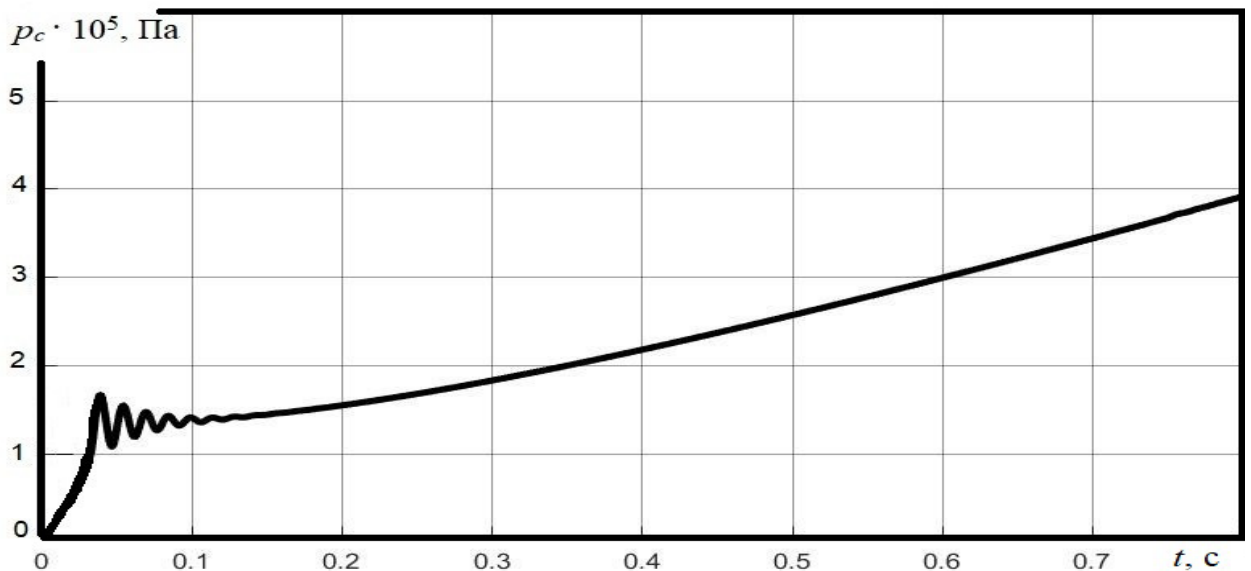


Рисунок 4.10 – Комп'ютерне моделювання переходного процесу зміни тиску p_c гідроциліндра від часу t при переміщенні каретки гідроприводу установки із релейним керуванням при $f_d = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

Для оцінювання відхилень величини тиску p_c гідроциліндра 14 від

середнього його значення обчислювалась дисперсія паралельних дослідів S_y^2 .

Результати дослідів та їх розрахункові параметри наведені в табл. 4.5.

Таблиця 4.5 – Результати визначення дисперсії відтворюваності

при $f_d = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

№	Значення величини тиску гідроциліндра каретки				$y_1 - \bar{y}$	$y_2 - \bar{y}$	$y_3 - \bar{y}$	$(y_1 - \bar{y})^2$	$(y_2 - \bar{y})^2$	$(y_3 - \bar{y})^2$	S_j^2
	$p_c \cdot 10^5, \text{ Па}$										
	y_1	y_2	y_3	y							
1	0,132	0,251	0,151	0,1780	-0,0460	0,0730	-0,0270	0,00212	0,00533	0,00073	0,00409
2	0,913	0,893	0,851	0,8857	0,0273	0,0073	-0,0347	0,00075	0,00005	0,00120	0,00100
3	1,558	1,615	1,382	1,5183	0,0397	0,0967	-0,1363	0,00157	0,00934	0,01859	0,01475
4	1,574	1,705	1,53	1,6030	-0,0290	0,1020	-0,0730	0,00084	0,01040	0,00533	0,00829
5	1,573	1,764	1,573	1,6367	-0,0637	0,1273	-0,0637	0,00405	0,01621	0,00405	0,01216
6	1,616	1,806	1,594	1,6720	-0,0560	0,1340	-0,0780	0,00314	0,01796	0,00608	0,01359
7	1,725	2,018	1,873	1,8720	-0,1470	0,1460	0,0010	0,02161	0,02132	0,00000	0,02146
8	1,879	2,082	2,019	1,9933	-0,1143	0,0887	0,0257	0,01307	0,00786	0,00066	0,01080
9	1,971	2,231	2,188	2,1300	-0,1590	0,1010	0,0580	0,02528	0,01020	0,00336	0,01942
10	2,128	2,422	2,337	2,2957	-0,1677	0,1263	0,0413	0,02811	0,01596	0,00171	0,02289
11	2,252	2,613	2,613	2,4927	-0,2407	0,1203	0,1203	0,05792	0,01448	0,01448	0,04344
12	2,512	2,804	2,719	2,6783	-0,1663	0,1257	0,0407	0,02767	0,01579	0,00165	0,02256
13	2,674	3,08	3,08	2,9447	-0,2707	0,1353	0,1353	0,07326	0,01832	0,01832	0,05495
14	2,939	3,335	3,386	3,2200	-0,2810	0,1150	0,1660	0,07896	0,01322	0,02756	0,05987
15	3,258	3,738	3,881	3,6257	-0,3677	0,1123	0,2553	0,13518	0,01262	0,06520	0,10650
16	3,956	4,461	4,692	4,370	-0,4137	0,0913	0,3223	0,17112	0,00834	0,10390	0,14168
□	35,2157				□						0,55744

Однорідність дисперсії паралельних дослідів перевірялась за G-критерієм Кохрена:

$$G_{py} = \frac{S_{j \max}^2}{\sum_{j=1}^N S_j^2} = \frac{0,14168}{0,55744} = 0,254; \quad (4.1)$$

Гіпотеза про однорідність дисперсії підтверджується, так як

$G_{py} = 0,254 < G_{tab} = 0,335$ [115]. Рівень значущості всіх розглянутих критеріїв $\varphi = 0,05$. При цьому вірогідність P співпадіння експериментальних розрахунків із розрахунками отриманими за допомогою моделювання складає:

$$P = 1 - \varphi = 1 - 0,05 = 0,95 \text{ або } 95\%; \quad (4.2)$$

Розрахункове значення критерію порівнювалось із табличним для ступенів свободи чисельника $f = r - 1 = 3 - 1 = 2$ та знаменника $f = N = 16$. Оскільки $G_{tab} = 0,684 > G_{py} = 0,351$ [115], то гіпотеза про однорідність паралельних дослідів приймається. Отже, дисперсія відтворюваності буде рівною:

$$S_{(y)}^2 = \frac{\sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^n S_j^2}{N(n-1)} = \frac{0,64104}{16} = 0,04; \quad (4.3)$$

Похибка експерименту складає:

$$S_{(y)} = \sqrt{S_{(y)}^2} = \sqrt{0,04} = 0,2; \quad (4.4)$$

Таблиця 4.6 – Результати розрахунку дисперсії адекватності

Номер	\bar{y}	y'	$\bar{y} - y'$	$(\bar{y} - y')^2$
1	0,178	0,156	0,0555	0,00308
2	1,518	1,803	-0,7131	0,50846
3	1,636	1,924	-0,6791	0,46122
4	1,872	2,068	-0,6529	0,42628
5	2,130	2,243	-0,6350	0,40323
6	2,492	2,484	-0,5847	0,34191
7	2,944	2,729	-0,3685	0,13582
Σ				0,2618

В таб. 4.6 наведено розрахункові значення для визначення дисперсії адекватності, де \bar{y} – середнє арифметичне значення величини тиску p_c гідроциліндра 14, що отримане в результаті експериментальних досліджень. Де, y' – значення величини тиску p_c гідроциліндра 14, що отримане в результаті математичного моделювання.

Тоді дисперсія адекватності становить:

$$S_{ag}^2 = \frac{\sum_{j=1}^N (\bar{y} - y')^2}{N - \beta} = \frac{0,2618}{6} = 0,0436; \quad (4.5)$$

Адекватність математичної моделі оцінювалась за критерієм Фішера:

$$F_{py} = \frac{S_{ag}^2}{S_{(y)}^2} = \frac{0,0436}{0,04} = 1,09; \quad (4.6)$$

За [115] визначено критичне (табличне) значення F-критерію для ступенів свободи $f_1^* = N - \beta = 7 - 1 = 6$ та $f_2^* = N(r - 1) = 7(3 - 1) = 14$.

Оскільки $F_{py} = 1,09 < F_{tab} = 2,9$, то математична модель (3.1–3.10) є адекватною.

4.6 Експериментальна установка для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

На рис. 4.11 зображена схема експериментальної установки для проведення досліджень гідроприводу установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера.

Експериментальна установка з керуванням від контролера складається із: шестеренних насосів 1 та 17, гідробаків 16 та 30, запобіжно-переливних клапанів 11 та 18, гідророзподільників з електромагнітним керуванням 2 і 12, гідророзподільника з ручним керуванням 19, регульованого дроселя 13 з електромагнітним керуванням та регульованого дроселя 20, гідроциліндрів 4,

14 і 21, каретки 3, траверси 5, різальних струн 6, пружини 10, робочого столу 7, опор кочення 8, додаткового столу 22, штовхача глиняного бруса 23, глиняного бруса 33, датчика переміщення 9, датчиків тиску 24, 26 і 28, манометрів 25, 27 і 29, контролера 15, аналого-цифрового перетворювача 31, персональний комп'ютер 32, датчиків кінцевого положення 34, 35 і підсилювачів 36 для електромагнітів запобіжно-переливних клапанів 11 та 18, гідророзподільників 2 та 12, регульованого дроселя 13.

У експериментальній установці з керуванням від контролера зміна площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя f_d забезпечувалась шляхом зміни сили струму i_a на виході контролера від часу переміщення глиняного бруса t_b у вигляді дробово-кускової функції (рівняння 3.14). В залежності від часу руху глиняного бруса t_b , струм на виході із контролера підсилювався коефіцієнтами k_1 та k_2 (рівняння 3.15).

Для установки було використано контролер FC 620 FST фірми FESTO, технічні характеристики якого представлені у табл. 4.7.

Таблиця 4.7 – Технічні характеристики контролера FS 620 FST

№	Параметр	Значення
1	Номінальна напруга	24 В, +25% / -15%
2	Діапазон сигналу	0...20 мА
3	Максимальний опір навантаження	600 Ом
4	Робоча температура	0...+55 °С
5	Абсолютна точність	0,4 %
6	Маса	490 г

Застосовано підсилювач E-MI-AC-01F італійської фірми ATOS, основні параметри якого представлені у табл. 4.8.

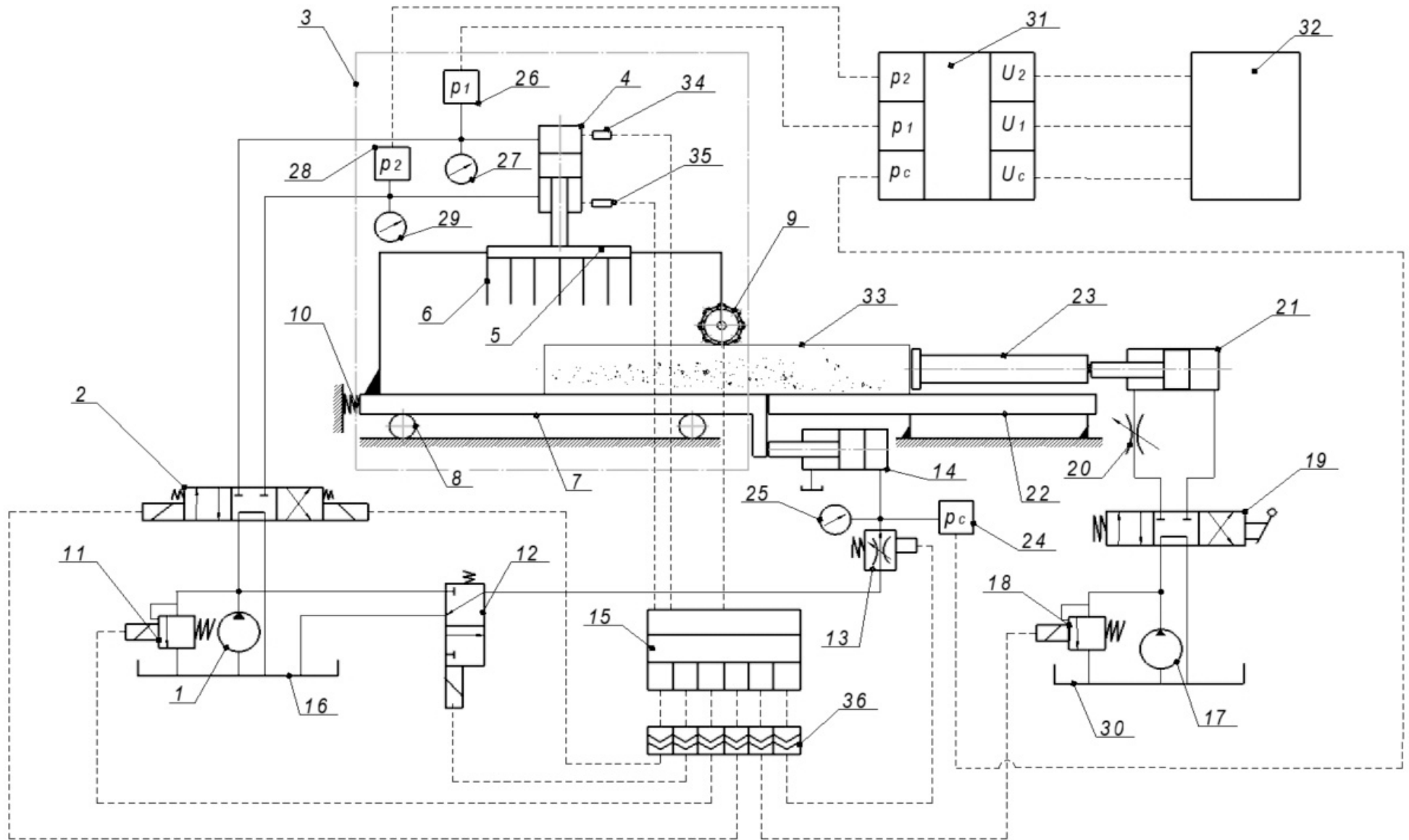


Рисунок 4.11 – Схема експериментальної установки з керуванням від контролера

Таблиця 4.8 – Основні параметри підсилювача Е-МІ-АС-01F

№	Параметр	Значення
1	Номінальна напруга	24 В
2	Максимальна потужність	40 Вт
3	Струм живлення	$I_{max}=2.7$ А
4	Діапазон зміни сигналу управління	0...10 В (0...5 В _{min}) – 0...20 мА (при управлінні по струму)
5	Вхідний опір	$R_i > 50$ кОм – $R_i = 250$ Ом (при управлінні по струму)
6	Робоча температура	0...+50 °С
7	Маса	190 г

4.7 Визначення динамічних характеристик гідроприводу каретки експериментальної установки з керуванням від контролера

Проведено осцилографування роботи експериментальної установки (рис. 4.11) при зміні швидкості руху каретки v_k . Сила струму i_a формувалась програмно контролером 15 за залежністю наведеною на рис. 3.30. При осцилографуванні процесу роботи експериментальної установки реєструвався тиск p_c на гідроциліндрі 14 за допомогою датчика тиску 24 та аналого-цифрового перетворювача 31. Результати обробки сигналу виводились на персональний комп'ютер 32 за допомогою програми PowerGraph.

Незмінні параметри експериментальної установки при яких проводились дослідження: площа камери гідроциліндра 14 $f_c = 20 \cdot 10^{-4}$ м², об'єм камери гідроциліндра 14 $w_c = 0.4 \cdot 10^{-3}$ м³, об'єм гідролінії дроселя $w_d = 0.1 \cdot 10^{-3}$ м³, попереднє стиснення пружини $H_c = 10 \cdot 10^{-3}$ м, жорсткість пружини $c_c = 24 \cdot 10^3$ Н/м, маса каретки $m = 73$ кг, номінальний тиск $p_n = 30 \cdot 10^5$ Па.

На рис. 4.12 показано осцилограму процесу руху каретки зі швидкістю $v_k = 0.1$ м/с, при цьому коефіцієнт підсилення сили струму на виході контролера $k_2 = 0,028$.

Регулювання по часу в гідроприводі із регульованим дроселем

відбувається за $t_p = 0.08$ с що є меншим за час досягання струною глиняного бруса $t_s = 0,15$ с (рис. 3.38), а величина перерегулювання становить $\sigma = 9.7\%$.

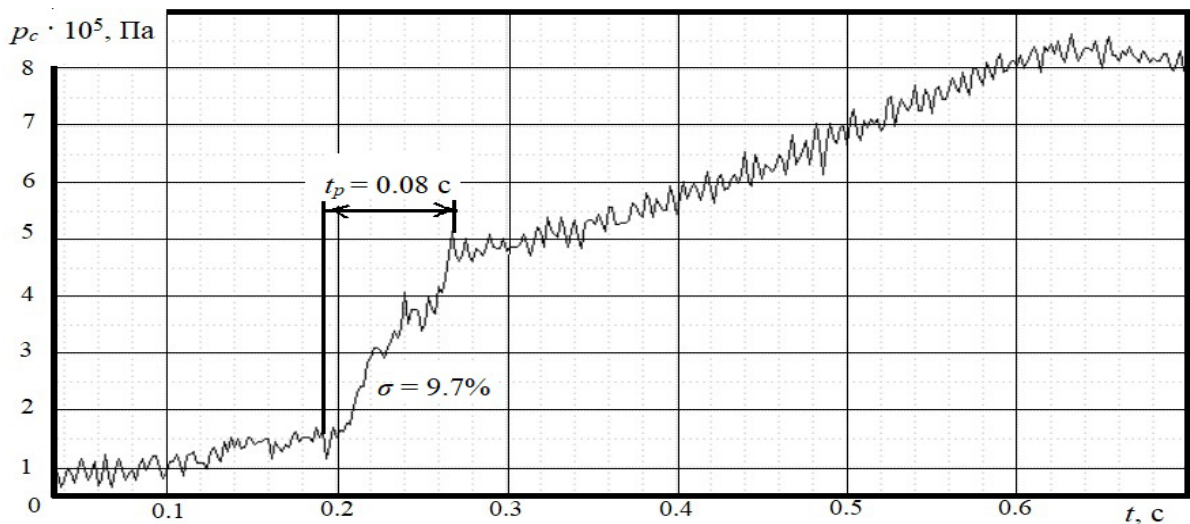


Рисунок 4.12 – Вплив коефіцієнт підсилення сили струму на виході контролера $k_2 = 0,028$ на час регулювання t_p та величина перерегулювання σ

На рис. 4.13 показано осцилограму процесу руху каретки зі швидкістю $v_k = 0.07$ м/с, при цьому коефіцієнт підсилення сили струму на виході контролера $k_2 = 0,013$.

Регулювання по часу в гідроприводі із регульованим дроселем відбувається за $t_p = 0.04$ с, а величина перерегулювання становить $\sigma = 5.3\%$.

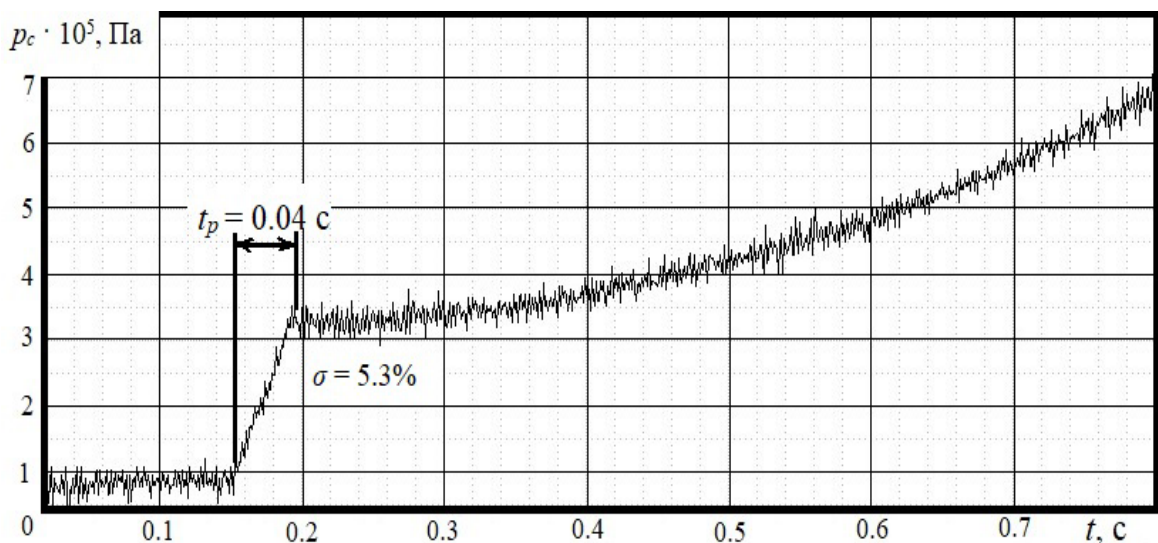


Рисунок 4.13 – Вплив коефіцієнт підсилення сили струму на виході контролера $k_2 = 0,013$ на час регулювання t_p та величина перерегулювання σ

4.8 Експериментальне визначення величини похибки розмірів заготовок цегли для установки з керуванням від контролера

На експериментальній установці (рис. 4.11) визначено величину похибки розмірів заготовок для установки з керуванням від контролера.

Визначення залежності величини похибки δ розмірів заготовки від зміни коефіцієнт підсилення сили струму на виході контролера k_2 відбувалося таким чином. Величина сили струму i_a задавалась програмно від контролера 15 і реєструвалась на персональному комп'ютері. Зміна сили струму i_m на виході із підсилювача 16 відбувалась у діапазоні значень (7...10) мА. Коефіцієнт підсилення сили струму на виході контролера k_1 залишався сталим і відповідав значенню 0.6, а коефіцієнт k_2 задавався у діапазоні значень 0.028...0.0054. Всього коефіцієнт k_2 змінювався 7 разів. Для кожної зміни коефіцієнта k_2 проводилось по три експерименти.

Результати експериментальних досліджень похибки δ_c розмірів заготовок при розрізанні бруса установкою для формування заготовок цегли з керуванням від контролера занесені у табл. 4.9.

Таблиця 4.9 – Результати експериментальних досліджень похибки δ_c розмірів заготовок при $k_2 = 0,028...0,0054$ мА/с

№	k_2	v_b , м/с	$\delta_1 \cdot 10^{-3}$, м дослід №1	$\delta_2 \cdot 10^{-3}$, м дослід №2	$\delta_3 \cdot 10^{-3}$, м дослід №3	$\delta_c \cdot 10^{-3}$, м середнє
1	0.028	0,08	1,63	1,56	1,48	1,56
2	0.024	0,08	1,35	1,41	1,26	1,34
3	0.02	0,08	1,21	1,14	1,23	1,19
4	0.016	0,08	1,09	0,94	1,04	1,02
5	0.013	0,08	1,16	1,12	1,09	1,12
6	0.009	0,08	1,52	1,36	1,42	1,43
7	0.0054	0,08	1,83	1,75	1,86	1,81

Залежність величини похибки δ_c від зміни величини коефіцієнта k_2 дробово-кускової функції показано на рис. 4.14.

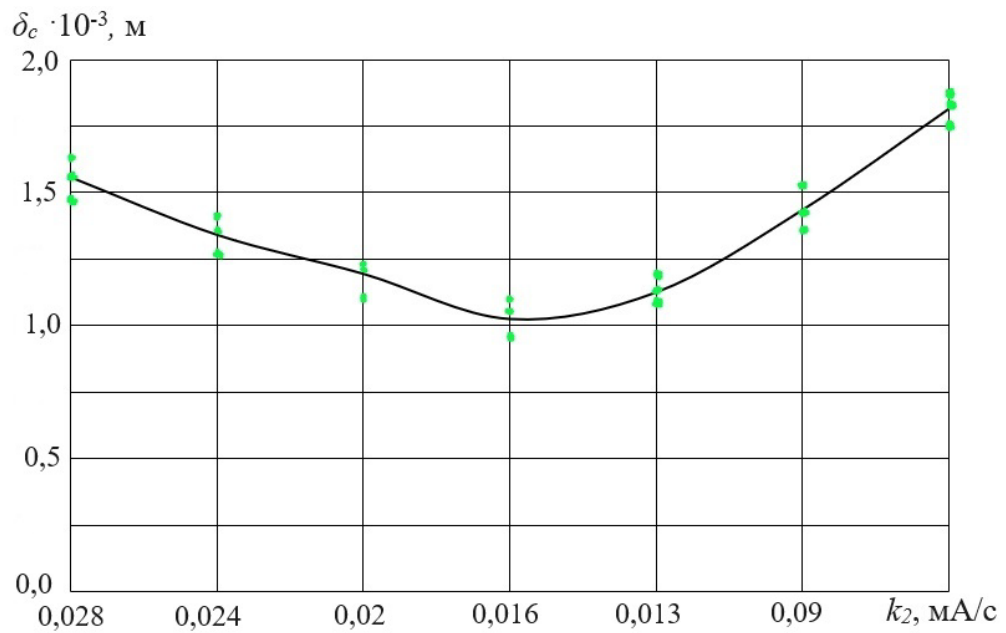


Рисунок 4.14 – Залежність похибки δ_c розмірів заготовок від зміни коефіцієнту k_2

Розміри експериментально отриманих заготовок цегли вимірювались за допомогою електронного штангель-циркуля. Сформовані заготовки цегли показані на рис. 4.15.



Рисунок 4.15 – Сформовані заготовки цегли

За результатами експериментального дослідження визначено залежність величини похибки δ розмірів заготовок цегли від коефіцієнта підсилення сили струму на виході контролера k_2 . Похибка δ розміру заготовки не перевищує

$3 \cdot 10^{-3}$ м, а мінімальне його значення становить $0,98 \cdot 10^{-3}$ м, що в порівнянні із експериментальним дослідженням установки із релейним керуванням є меншим.

4.9 Ідентифікація математичної моделі установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

На рис. 4.16 осцилограма зміни тиску p_c від часу при $k_2 = 0,013$. Визначений перехідний процес по тиску p_c гідроциліндра 14 за допомогою комп'ютерного моделювання показаний на рис. 4.17.

Залежність перехідного процесу зміни величини тиску p_c в гідролінії між гідроциліндром 14 та регульованим дроселем 13 отримано за допомогою нелінійної математичної моделі при однакових параметрах із експериментальною установкою. Незмінні параметри експериментальної установки при яких проводились дослідження: площа камери гідроциліндра 14 $f_c = 20 \cdot 10^{-4}$ м², об'єм камери гідроциліндра 14 $w_c = 0,4 \cdot 10^{-3}$ м³, об'єм гідролінії дроселя $w_d = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м³, попереднє стиснення пружини $H_c = 10 \cdot 10^{-3}$ м, жорсткість пружини $c_c = 24 \cdot 10^3$ Н/м, маса каретки $m = 73$ кг, номінальний тиск $p_n = 30 \cdot 10^5$ Па.

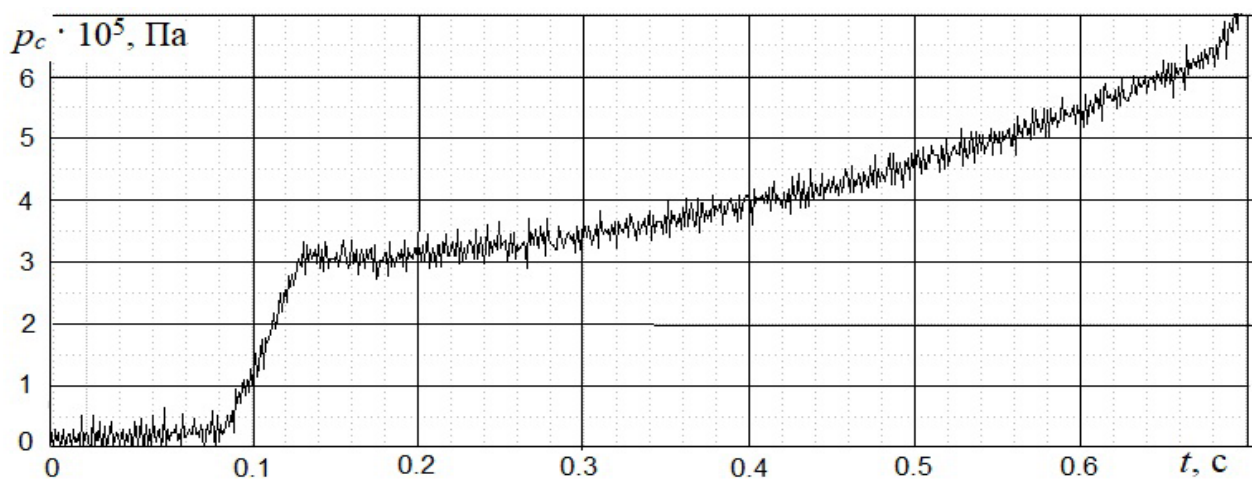


Рисунок 4.16 – Осцилограма зміни тиску p_c гідроциліндра від часу t при переміщенні каретки гідроприводу установки з керуванням від контролера при $k_2 = 0,013$

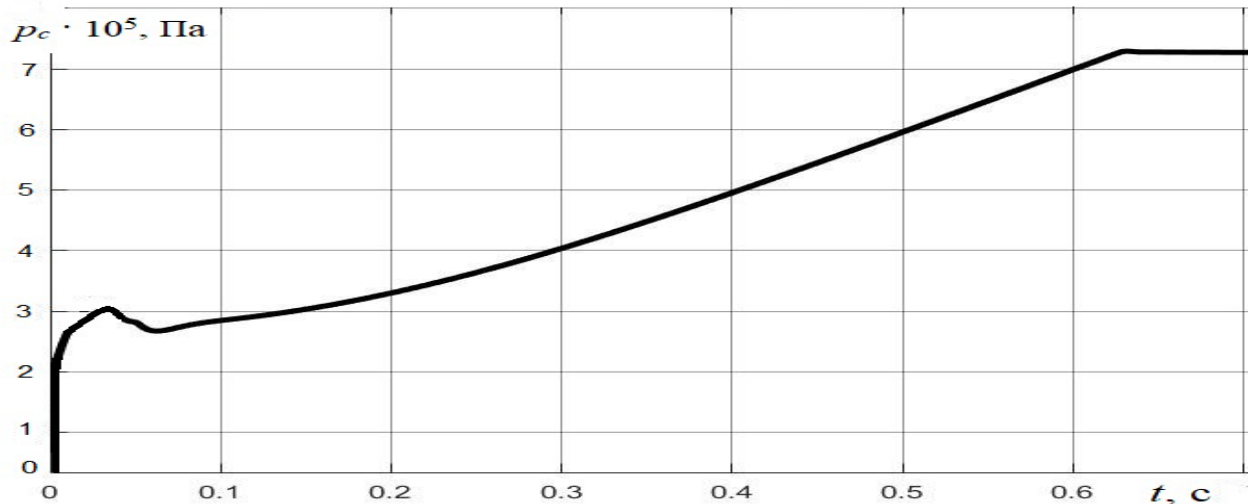


Рисунок 4.17 – Комп’ютерне моделювання перехідного процесу зміни тиску p_c гідроциліндра від часу t при переміщенні каретки гідроприводу установки з керуванням від контролера при $k_2 = 0,013$

Для підтвердження математичної моделі необхідно визначити похибку експерименту. Для цього, осцилограма отримана експериментальним шляхом (рис. 4.16) порівнювалася із осцилограмою отриманою в ході комп’ютерного моделювання (рис. 4.17) у семи точках $N = 7$. Крім того, експериментальна осцилограма отримувалась при однакових умовах тричі $r = 3$. Для оцінювання відхилень величини тиску p_c гідроциліндра 14 від середнього його значення обчислювалася дисперсія паралельних дослідів S_y^2 . Результати дослідів та їх розрахункові параметри наведені в табл. 4.10.

Однорідність дисперсії паралельних дослідів перевірялась за G-критерієм Кохрена:

$$G_{py} = \frac{S_{j\max}^2}{\sum_{j=1}^N S_j^2} = \frac{0,00863}{0,0734} = 0,117; \quad (4.1)$$

Гіпотеза про однорідність дисперсії підтверджується, так як $G_{py} = 0,117 < G_{tab} = 0,335$ [115]. Рівень значущості всіх розглянутих критеріїв $\varphi = 0,05$. При цьому вірогідність P співпадиння експериментальних

розрахунків із розрахунками отриманими за допомогою моделювання складає:

$$P = 1 - \varphi = 1 - 0,05 = 0,95 \text{ або } 95\%; \quad (4.2)$$

Таблиця 4.10 – Результати дослідів експериментальної осцилограми
при $k_2 = 0,013$

№	Значення величини тиску гідроциліндра каретки				$y_1 - y$	$y_2 - y$	$y_3 - y$	$(y_1 - y)^2$	$(y_2 - y)^2$	$(y_3 - y)^2$	S_j^2
	$p_c \cdot 10^5, \text{ Па}$										
	y_1	y_2	y_3	y							
1	0,32	0,21	0,29	0,273	0,0467	-0,0633	0,0167	0,00218	0,00401	0,00028	0,00323
2	0,58	0,47	0,48	0,510	0,0700	-0,0400	-0,0300	0,00490	0,00160	0,00090	0,00370
3	1,81	1,74	1,83	1,793	0,0167	-0,0533	0,0367	0,00028	0,00284	0,00134	0,00223
4	3,11	3,06	3,02	3,063	0,0467	-0,0033	-0,0433	0,00218	0,00001	0,00188	0,00203
5	3,09	3,01	3,16	3,087	0,0033	-0,0767	0,0733	0,00001	0,00588	0,00538	0,00563
6	3,37	3,23	3,3	3,300	0,0700	-0,0700	0,0000	0,00490	0,00490	0,00000	0,00490
7	3,16	3,28	3,21	3,217	-0,0567	0,0633	-0,0067	0,00321	0,00401	0,00004	0,00363
8	3,29	3,35	3,37	3,337	-0,0467	0,0133	0,0333	0,00218	0,00018	0,00111	0,00173
9	3,52	3,41	3,55	3,493	0,0267	-0,0833	0,0567	0,00071	0,00694	0,00321	0,00543
10	4,12	3,98	4,08	4,060	0,0600	-0,0800	0,0200	0,00360	0,00640	0,00040	0,00520
11	4,57	4,68	4,61	4,620	-0,0500	0,0600	-0,0100	0,00250	0,00360	0,00010	0,00310
12	5,21	5,01	5,26	5,160	0,0500	-0,1500	0,1000	0,00250	0,02250	0,01000	0,01750
13	5,62	5,59	5,71	5,640	-0,0200	-0,0500	0,0700	0,00040	0,00250	0,00490	0,00390
14	6,08	5,98	6,03	6,030	0,0500	-0,0500	0,0000	0,00250	0,00250	0,00000	0,00250
15	6,49	6,51	6,66	6,553	-0,0633	-0,0433	0,1067	0,00401	0,00188	0,01138	0,00863
□	54,136				□						0,0734

Розрахункове значення критерію порівнювалось із табличним для ступенів свободи чисельника $f = r - 1 = 3 - 1 = 2$ та знаменника $f = N = 16$. Оскільки $G_{tab} = 0,684 > G_{py} = 0,117$ [115], то гіпотеза про однорідність паралельних дослідів приймається. Отже, дисперсія відтворюваності буде рівною:

$$S_{(y)}^2 = \frac{\sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^n S_j^2}{N(n-1)} = \frac{0,0734}{15} = 0,0049; \quad (4.3)$$

Похибка експерименту складає:

$$S_{(y)} = \sqrt{S_{(y)}^2} = \sqrt{0,0049} = 0,07; \quad (4.4)$$

В таб. 4.8 наведено розрахункові значення для визначення дисперсії адекватності, де y – середнє арифметичне значення величини тиску p_c гідроциліндра 14, що отримане в результаті експериментальних досліджень. Де, y' – значення величини тиску p_c гідроциліндра 14, що отримане в результаті математичного моделювання.

Тоді дисперсія адекватності становить:

$$S_{ag}^2 = \frac{\sum_{j=1}^N (y-y')^2}{N-\beta} = \frac{0,029}{6} = 0,00483; \quad (4.5)$$

Таблиця 4.11 – Результати розрахунку дисперсії адекватності

Номер	y	y'	$y - y'$	$(y - y')^2$
1	0,510	0,52	-0,01	0,0001
2	3,063	3,031	0,032	0,001024
3	3,30	3,26	0,04	0,0016
4	3,37	3,35	0,02	0,0004
5	4,06	4,03	0,03	0,0009
6	5,16	5,21	-0,05	0,0025
7	6,03	6,18	-0,15	0,0225
Σ				0,029

Адекватність математичної моделі оцінювалась за критерієм Фішера:

$$F_{py} = \frac{S_{ag}^2}{S_{(y)}^2} = \frac{0,00483}{0,0049} = 0,99; \quad (4.6)$$

За [115] визначено критичне (табличне) значення F-критерію для ступенів свободи $f_1^* = N - \beta = 7 - 1 = 6$ та $f_2^* = N(r - 1) = 7(3 - 1) = 14$.

Оскільки $F_{py} = 0,99 < F_{tab} = 2,9$, то математична модель (3.1–3.15) є адекватною.

4.10 Установка для формування заготовок цегли з гідравлічними приводами

В ході проведення імітаційних та експериментальних досліджень було розроблено системи управління швидкістю руху каретки, установки для формування заготовок цегли, з релейним керуванням та з керуванням від контролера. Використовуючи розроблені схеми, була сконструйована та виготовлена установка для формування заготовок цегли з гідравлічними приводами (рис. 4.8).

За допомогою виготовленої експериментальної установки: визначалась сила опору, що діє на траверсу із різальними струнами під час розрізання глиняного бруса на заготовки цегли зверху вниз та сила різання що діє на траверсу із різальними струнами під час розрізання глиняного бруса на заготовки цегли знизу вверх; підтверджувалась адекватність математичних моделей установки із релейним керуванням та з керуванням від контролера.

До складу установки для формування заготовок цегли входять: гідравлічний бак 1, насосна станція 2, запобіжно-переливний клапан 3, трьох-позиційний гідророзподільник 4, манометр 5, гнучкі рукави високого тиску 6, 7 та 11, датчики тиску 8, 9 та 19, гідроциліндри 10 та 16, траверса із різальними струнами 20, регульований дросель 12, робочий стіл 13, каретка 14, двох-позиційний гідророзподільник 15, датчик переміщення 17, блок керування 18.

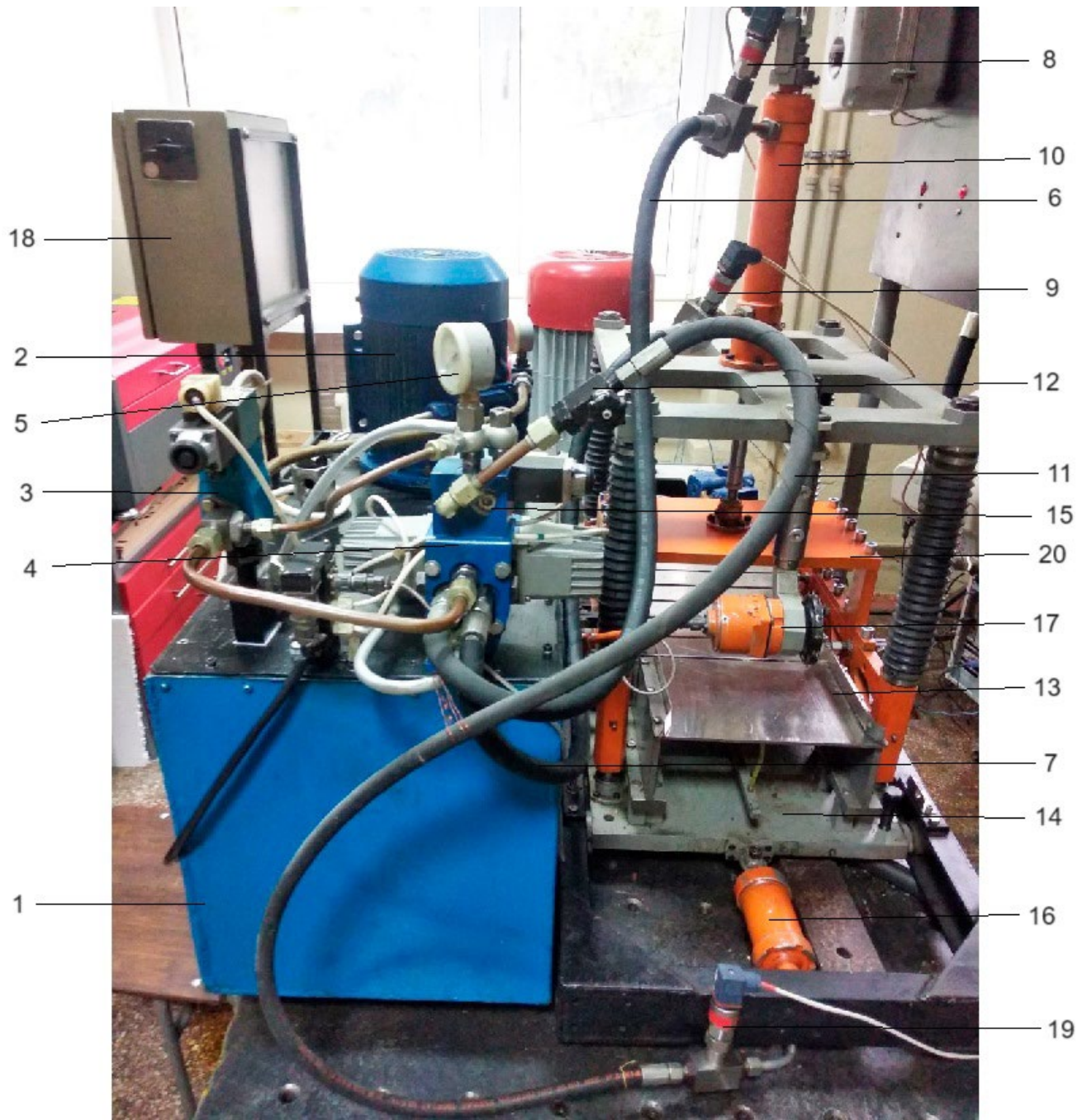


Рисунок 4.18 – Установка для формування заготовок цегли

Гідравлічний привід для подачі глиняного бруса на робочий стіл зображено на рис. 4.19.

Подачу глиняного бруса на робочий стіл забезпечує гідравлічний привід до складу якого входять: гідравлічний бак 1, насосна станція 2, запобіжно-переливний клапан 3, гідророзподільник з ручним керуванням 4, рукава високого тиску 5, 6, 7, 8, 9 та 10, гідроциліндр 11, регульований дросель 12, штовхач глиняного бруса 13, додатковий стіл 14.

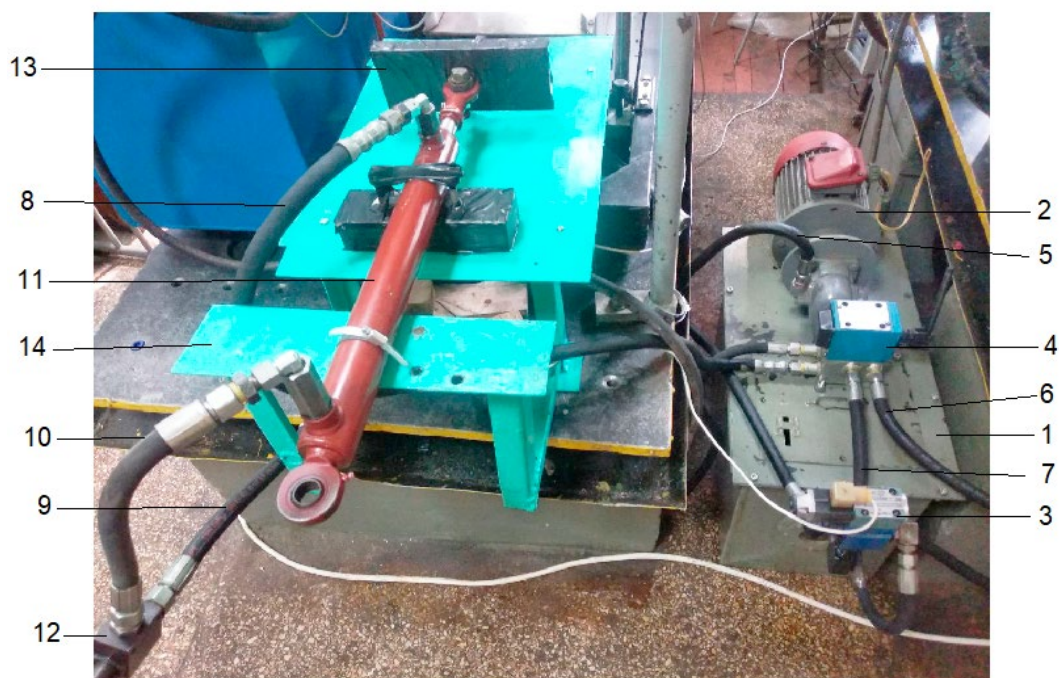


Рисунок 4.19 – Гідравлічний привід для подачі глиняного бруса

Загальний вигляд експериментальної установки зображено на рис. 4.20.



Рисунок 4.20 – Загальний вигляд експериментальної установки

Випробування установки проводились на кафедрі «Технологій та автоматизації машинобудування» Вінницького національного технічного університету. Глиняний брус для проведення експериментальних досліджень було надано підприємством «Липовецький цегельний завод».

Експериментальні дослідження по визначенню сили опору, що діє на траверсу із різальними струнами проводились при змінній кількості різальних струн $n = 1 \dots 6$.

Експериментальні дослідження по визначенню розмірів сформованих заготовок цегли проводились при кількості різальних струн $n = 3$ та при швидкості подачі глиняного бруса $v_b = 0.08$ м/с.

Процес подачі та розрізання глиняного бруса на заготовки цегли показано на рис. 4.21 – 4.23.



Рисунок 4.21 – Подача глиняного бруса в зону різання установки

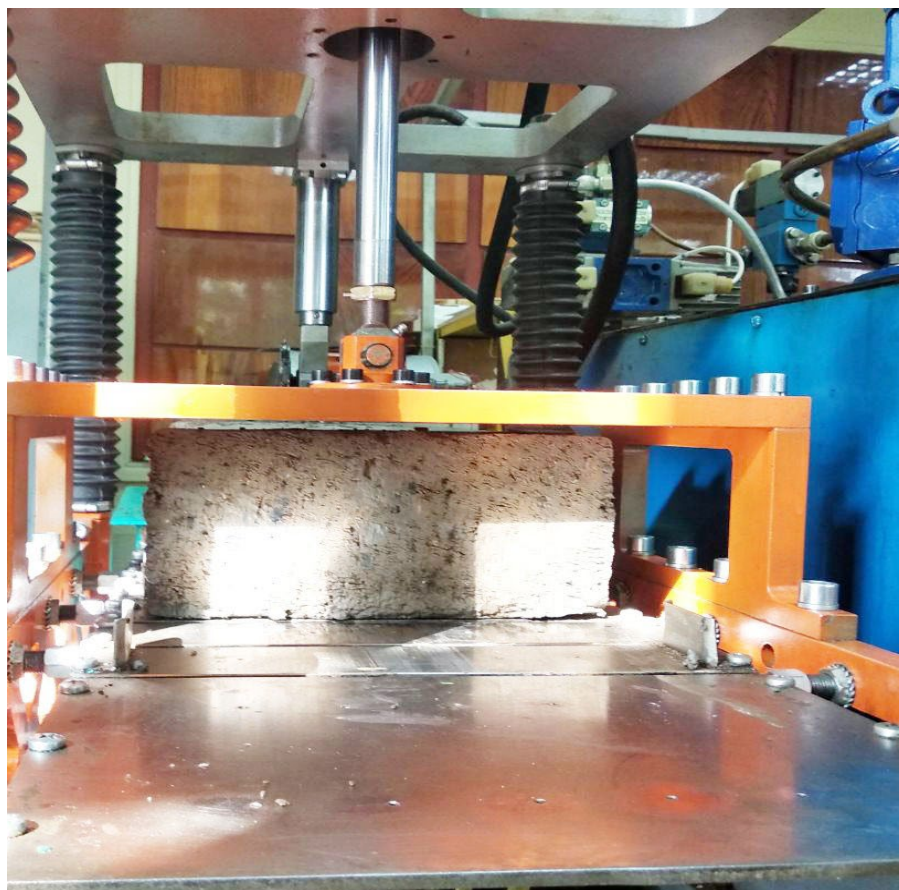


Рисунок 4.22 – Розрізання глиняного бруса (рух траверси зверху вниз)



Рисунок 4.23 – Розрізання глиняного бруса (рух траверси знизу вверх)

4.11 Висновки до четвертого розділу

1. За результатами досліджень було сконструйовано та виготовлено установку для формування заготовок цегли, випробування якої успішно проведені на кафедрі Технологій та автоматизації машинобудування ВНТУ.

2. Рекомендовано залежність для визначення силу опору що діє на траверсу з різальними струнами під час розрізання глиняного бруса зверху вниз на заготовки цегли від: кількості різальних струн n , товщини різальної струни d_s , швидкості різання v_t .

3. Рекомендовано залежність для визначення силу різання що діє на траверсу з різальними струнами під час розрізання глиняного бруса знизу вверх на заготовки цегли від: кількості різальних струн n , товщини різальної струни d_s , швидкості різання v_t .

4. Величина похибки розмірів заготовки цегли лежить в діапазоні:

- $\delta = (1,15 \dots 2,84) \cdot 10^{-3}$ м при зміні площі регульованого дроселя $f_d = (1 \dots 4) \cdot 10^{-3}$ м² для установки із релейним керуванням;
- $\delta = (1,02 \dots 1,81) \cdot 10^{-3}$ м при зміні коефіцієнта $k_2 = (0,028 \dots 0,0054)$ мА/с для установки з керуванням від контролера;

5. Підтверджено адекватність для математичних моделей установки для формування заготовок цегли із релейним зв'язком та установки для формування заготовок цегли з керуванням від контролера

6. Матеріали по розробленню системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли передані на підприємство «Липовецький цегельний завод» м. Липовець. Очікуваний економічний ефект при програмі випуску керамічної цегли 500 тис. шт для однієї установки становить 56 тис. грн.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної науково-технічної задачі, що полягає у підвищенні точності та продуктивності виготовлення заготовок цегли пластичним методом завдяки розробленні системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли.

Основні наукові та практичні результати полягають в наступному:

1. На основі проведеного аналізу сучасного стану виробництв із виготовлення керамічної цегли визначено, що модернізувати технологічне обладнання слід, в першу чергу, на етапі формування із суцільного глиняного бруса заготовок цегли. Ефективним засобом покращення характеристик автоматизованих установок для виробництва заготовок цегли є застосування системи електрогідравлічних приводів на основі контролерів, що забезпечують синхронізацію робочих рухів установки. Це дозволяє підвищити точність розмірів заготовок та продуктивності їх виготовлення.

2. Розроблено нову систему гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли з релейним керуванням. Удосконалено розроблену схему автоматизованої установки за допомогою встановлення регульованого дроселя з пропорційним електромагнітним керуванням та контролера. Система забезпечує необхідну швидкість руху каретки установки в залежності від швидкості подачі глиняного бруса.

3. Експериментально визначено силу опору, що діє на траверсу із різальними струнами під час розрізання глиняного бруса на заготовки цегли, в залежності від трьох параметрів: кількості різальних струн, товщини різальної струни та швидкості різання.

4. Проведено моделювання течії робочої рідини через регульований дросель. Визначено залежність витрати робочої рідини через робоче вікно регульованого дроселя від чотирьох параметрів: величини зміщення

золотника, тисків на вході та виході регульованого дроселя, температури робочої рідини.

5. Розроблена узагальнена нелінійна математична модель системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли, яка включає: експериментально визначену залежність сили опору в приводі руху траверси із різальними струнами та витратні характеристики регульованого дроселя, що визначались за допомогою комп'ютерного моделювання течії робочої рідини по його каналам; що дозволило визначити оптимальні параметри гідроприводів з релейним та програмним керуванням, при яких мінімізується похибка розмірів заготовки та забезпечується максимальна продуктивність роботи.

6. Проведено експериментальні дослідження системи гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок з релейним керуванням та керуванням від контролера. В результаті чого була підтверджена працездатність системи та адекватність математичної моделі; визначена залежність величини похибки розмірів заготовки від зміни площі робочого вікна регульованого дроселя та коефіцієнта підсилення сили струму на виході контролера.

7. Визначено, що забезпечити стійкості роботи розробленої установки можливо за рахунок раціонального підбору її параметрів з таких діапазонів:

- для установки із релейним керуванням: площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (2...4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, площа поршня гідроциліндра $f_c = (10...50) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, площа відкриття робочого вікна гідророзподільника $f_p = (10...15) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, об'єм гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем $w_d = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, об'єм камери гідроциліндра $w_c = (0,1...0,4) \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, попереднє стиснення пружини $H_c = (5...50) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, жорсткість пружини $c_c = (20...40) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, маса каретки $m_k = (40...300) \text{ кг}$, тиск на виході насоса $p_n = (20...50) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

- для установки з керуванням від контролера: площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (1...6) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; площа камери гідроциліндра $f_c = (5...50) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; площа відкриття робочого вікна гідророзподільника $f_p = (10...15) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; об'єм гідролінії між гідророзподільником та регульованим дроселем $w_d = (0,1...0,4) \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$; об'єм камери гідроциліндра $w_c = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; попереднє стиснення пружини $H_c = (5...50) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; жорсткість пружини $c_c = (15...45) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; маса каретки $m_k = (40...300) \text{ кг}$; тиск на виході насоса $p_n = (20...50) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

8. Встановлено діапазон значень параметрів установки, в яких зменшується похибки δ розмірів заготовки цегли:

- для установки із релейним керуванням: попереднє стиснення пружини $H_c = (15...30) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (2...4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; площа поршня гідроциліндра $f_c = (20...35) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; жорсткість пружини $c_c = (25...35) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; тиск на виході з насоса $p_n = (25...30) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

- для установки з керуванням від контролера: попереднє стиснення пружини $H_c = (30...50) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя $f_d = (3...6) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; площа поршня гідроциліндра $f_c = (15...30) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; жорсткість пружини $c_c = (30...45) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; тиск на виході з насоса $p_n = (30...40) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

9. Для установки із керуванням від контролера виявлено доцільність зміни сили струму i_a на виході контролера від часу переміщення глиняного бруса у вигляді дробово-кускової функції із змінними коефіцієнтами підсилення. Встановлено значення коефіцієнтів підсилення $k_1 = 0,6 \text{ мА/с}$ і $k_2 = 0,013 \text{ мА/с}$, які забезпечують найменшу величину похибки розмірів заготовки.

10. Проведено розрахунок оптимальних конструктивних параметрів двох варіантів гідроприводів установки для формування заготовок цегли:

- для установки із релейним керуванням: $f_d = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $f_c = 20 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $p_n = 40 \cdot 10^5 \text{ Па}$ забезпечує величину похибки розмірів заготовки

$\delta = 1,43 \cdot 10^{-3}$ м, при величині продуктивності установки $A = 5440$ шт/год, та затраченій потужності $P_n = 2920$ Вт.

- для установки із керуванням від контролера: $k_2 = 0,013$ мА/с, $f_c = 15 \cdot 10^{-4}$ м², $p_n = 40 \cdot 10^5$ Па забезпечує величину похибки $\delta = 1,06 \cdot 10^{-3}$ м, при величині продуктивності установки $A = 6591$ шт/год та затраченій потужності $P_n = 2920$ Вт.

11. Розроблено критерій оцінки ефективності роботи автоматизованої установки для формування заготовок цегли в залежності від: точності виготовленої продукції, продуктивності та енерговитрати.

12. Результати роботи передано на підприємство «Липовецький цегельний завод» м. Липовець. Розраховано, що економічний ефект при впровадженні становить 56 тис. грн на одну установку при програмі випуску 500 тис. шт.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- [1] В. Г. Нестеров, та І. Ф. Телющенко, *Технологія керамічних будівельних матеріалів*. Київ, Україна: Основа, 2020.
- [2] І. І. Мороз, *Технологія будівельної кераміки*. Київ: Вища школа, 1980.
- [3] Ю. Г. Гасан, та Т. М. Пащенко, *Будівельні матеріали. Частина 1*. Київ, Україна: КНУБА, 2013.
- [4] Г. Р. Буткевич, та С. А. Ковальов, «Стан та перспективи розвитку промисловості будівельні матеріалів», *Будівельні матеріали*, № 3, 2006.
- [5] Міністерство регіонального розвитку та будівництва України. (2008, Груд. 25) *Наказ №639 ДСТУ Б В.2.7-61-2008. Цегла та камені керамічні рядові та лицьові. Технічні умови*. [Текст].
- [6] В. І. Перепелиця, «Аналіз обладнання для виготовлення заготовок сирової цегли методом пластичного формування», на *L Науково-технічній конференції ФМТ*, Вінниця, ВНТУ, 2021.
- [7] І. І. Назаренко, *Машини для виробництва будівельних матеріалів*. Київ, Україна: "ВІПОЛ", 1999.
- [8] І. І. Назаренко, та О. В. Туманська, *Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів*. Київ, Україна: Вища школа, 2004.
- [9] ПРАТ «ХМЗ«ПЛІНФА» *Обладнання для виробництва цегли*. [Електронний ресурс] Доступно: <https://plinf.kh.ua/equipment/cutters/>. Дата звернення: Вер. 20, 2023.
- [10] Y. Jia, Q. Li-jun, «Hydraulic sheet metal bending machine hydraulic servo valve synchronization system research», on *Second International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering*, 2011. Doi: 10.1109/MACE18262.2011
- [11] О. М. Гавриленко, та С. П. Кулініч, «Синхронізація руху гідроциліндрів приводу паперорізальної машини» на *III науково-технічній*

конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Вінниця – Київ, с.13, 2006.

[12] А. В. Люта, та Є. Ф. Чекулаєв, *Гідропневмоприводи та пристрої автоматики: Навчальний посібник, 2-е видання (перероблене)*. Краматорськ, Україна: ДДМА, 2020.

[13] Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, та Л. Г. Козлов, *Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник*. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2013.

[14] О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, та С.І. Пастушенко; за ред. О.М. Погорільця, *Гідропривід сільськогосподарської техніки: Навчальне видання*. Київ, Україна: Вища освіта, 2004.

[15] Л. Є. Пелевін, Д. О. Міщук, В. П. Рашківський, Є. В. Горбатюк, Г. О. Аржаєв, та В. Ф. Красніков, *Гідравліка, Гідромашини та гідропневмоавтоматика*. Київ, Україна: КНУБА, 2015.

[16] В. А. Дідур, О. Д. Савченко, Д. П. Журавель, та С. І. Мовчан, *Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі*. Київ, Україна: Аграрна освіта, 2008.

[17] В. А. Дідур, О. Д. Савченко, С. І. Пастушенко, та С.І. Мовчан, *Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод*. Запоріжжя, Україна: Прем'єр, 2005.

[18] В. Р. Кулінченко, *Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: підручник для студентів вузів*. Київ, Україна: ІНКОС: Центр навчальної літератури, 2006.

[19] В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Струтинський та ін. за ред. В. О. Федорця, *Гідроприводи та гідропневмоавтоматика: Підручник*. Київ, Україна: Вища школа, 1995.

[20] W. Shen, J. Wang, H. Huang, J. He, «Fuzzy sliding mode control with state estimation for velocity control system of hydraulic cylinder using a new hydraulic transformer», *European Journal of Control, Volume 48*, p. 104-114, 2019. ISSN 0947-3580, Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ejcon.2018.11.005>.

[21] Y.-Q. Guo, X.-M. Zha, Y.-Y. Shen, Y.-N. Wang, and G. Chen, «Research on PID Position Control of a Hydraulic Servo System Based on Kalman Genetic Optimization». *Actuators*, Volume 11, Issue 6, 2022
Doi: <https://doi.org/10.3390/act11060162>.

[22] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та І. В. Севостьянов, *Приводи автоматизованого устаткування. Навчальний посібник. Ч III*. Вінниця, Україна: ВДТУ, 2002.

[23] C.-Y. Chen, L.-Q. Liu, C.-C. Cheng, T.-C. Chiu, «Fuzzy controller design for synchronous motion in a dual-cylinder electro-hydraulic system», *Control Engineering Practice*, Volume 16, Issue 6, p. 658-673, ISSN 0967-0661, 2008.
Doi: <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2007.08.005>.

[24] W. Piotr, and D. Ryszard, «Synchronized Trajectory Tracking Control of 3-DoF Hydraulic Translational Parallel Manipulator», *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 317, p. 269-277, Doi: 10.1007/978-3-319-10990-9_24.

[25] R. Al-Baldawi, A. Faraj, and H. Saad, «Theoretical and Experimental Study of Hydraulic Actuators Synchronization by Using Flow Divider Valve», *Journal of Engineering and Development*, Volume 18, №.5, 2014.
Doi: 10.13140/RG.2.2.11932.95367.

[26] Y. Yu, and J. Xing, «Simulation analysis of cooperative motion fuzzy control of distributed lifting units», *Journal of Physics: Conference Series* 2087. 2021. Doi: 10.1088/1742-6596/2087/1/012050.

[27] W. Liu, J. Wei, and B. Hu, «Analysis and Optimization of a Hydraulic-Feedback Proportional Throttlecartridge Valve», *Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications, Ltd.*, volume 481, pp. 162–170, December. 2013.
Doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.481.162>.

[28] B. He, C. Zhao, H. Wang, X. Chang, B. Wen, «Dynamics of synchronization for four hydraulic motors in a vibrating pile driver system», *Advances in Mechanical Engineering* 8(8). 2016. Doi:10.1177/1687814016659043.

[29] C. Luo, X. Mo, J. Li, Z. Tang, and S. Huang, «Coupling Synchronization Criterion of Two Hydraulic Motors in an Eccentric Rotary

Vibration Machine», *Shock and Vibration*, p.1–11, 2019.
Doi: <https://doi.org/10.1155/2019/6086874>.

[30] G. Huang, Y. Chen, and J. Yu, «Simulation Analysis in Cylinder Hydraulic Synchronous Control System of Main Drive System of Heavy Forging Hydraulic Press», *Advanced Materials Research*, Volume 765-767, pp.1899–1902, 2013.

[31] K. Li, M. Mannan, M. Xu, and Z. Xiao, «Electro-hydraulic proportional control of twin-cylinder hydraulic elevators», *Control Engineering Practice*, Volume 9, Issue 4, Pages 367-373, ISSN 0967-0661, 2001.

[32] P. Teixeira, W. Vianna, R. Penteado, P. Krus, and V. De Negri, «Pressure Modeling and Analysis of a Synchronized Hydraulic Press Brake With Variable-Speed Pump», *Fluid Power System Technology*, 2015.
Doi: <https://doi.org/10.1115/FPMC2015-9634>.

[33] Proportional valves type QVHZO, QVKZOR. Catalog firms Atos (Italy), [Online]. Available: www.atos.com. Accessed on: May 02, 2023.

[34] W. Liu, J. Wei, and B. Hu, «Analysis and Optimization of a Hydraulic-Feedback Proportional Throttlecartridge Valve», *Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications, Ltd.*, vol. 481, pp. 162–170, December. 2013.
Doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.481.162>.

[35] J. Renn, and C. Tsai, «Development of an unconventional electro-hydraulic proportional valve with fuzzy-logic controller for hydraulic presses», *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 26, pp. 10-16, July. 2005. Doi: <https://doi.org/10.1007/s00170-003-1973-7>.

[36] C. Chen, L. Liu, C. Cheng, and G. Chiu, «Fuzzy controller design for synchronous motion in a dual-cylinder electro-hydraulic system», *Control Engineering Practice*, vol. 16, pp. 658-673, June. 2008,
Doi:10.1016/j.conengprac.2007.08.005.

[37] A. Rybak, R. Gorbunov, A. Olshevskaya, N. Ugrekhelidze, and M. Egyan, «Mathematical Model of a Throttle Flow Divider with an Elastic Regulating

Element», *XIV International Scientific Conference "INTERAGROMASH 2021", Lecture Notes in Networks and Systems, vol 246*, pp. 207-216, October. 2021.

[38] Л. Г. Козлов, та Д. О. Лозінський, «Моделювання робочих процесів в гідроприводі із клапанно-золотниковим розподільником з пропорційним електрогідравлічним управлінням», *Вісник донецького університету, Сер. А: Природничі науки*, с. 156–161, 2008.

[39] Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський, О. В. Петров, та Д. О. Лозінський, «Математичне моделювання системи управління гідроприводом з пропорційним керуванням», *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, № 3(109), ч. 1*, с. 20–26, 2007.

[40] Л. Г. Козлов та Д. О. Лозінський, «Дослідження нелінійних характеристик системи керування пропорційним розподільником з електрогідравлічним керуванням», *Промислова гідравліка і пневматика, № 2 (20)*, с.83-86, 2008.

[41] Л. Г. Козлов, та Д. О. Лозінський, «Порівняльна характеристика схем живлення системи керування пропорційним електрогідравлічним розподільником», *Вісник Хмельницького національного університету, №4 Технічні науки*, с.21-24, 2006.

[42] Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, та С. В. Репінський, «Удосконалення схем регуляторів подачі насосів гідросистем, чутливих до навантаження, та їх статичні характеристики», *Вісник Вінницького політехнічного інституту, № 5*, с. 88–92, 2004.

[43] Ju. Burennikov, L. Kozlov, S. Repinskiy, and G. Kozlova, «Modelling of the variable-displacement pump control system using MATLAB Simulink software package», *Tehnomus XIII: Tehnologii și produse noi în construcția de mașini: a XIII-a Conferință Științifică cu participare internațională – Universitatea «Ștefan cel Mare» Suceava. Facultatea de Inginerie Mecanică – Suceava: Editura Universității din Suceava*, pp. 516–520, 2005.

[44] О. П. Губарев, та О. С. Ганпанцурова, «Адаптація логіки керування пневматичним виконавчим модулем мехатронної системи», *Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут"*, № 41(1213), с. 32–38, 2016.

[45] О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, Н. С. Д'яконова, та А. Ю. Космина «Гідропривод з пружно-гідролічним дозуванням рідини», *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Гідролічні машини та гідроагрегати*, № 17 (1293), с. 25-33, 2018.

[46] Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, та С. В. Репінський, «Огляд електрогідролічних систем керування насосами змінної продуктивності», *Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки»*, № 2(235), с. 202–206, 2016.

[47] Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, та С. В. Репінський, «Моделювання системи керування насосом змінної продуктивності за допомогою програмного пакета MATLAB Simulink» *Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія*, № 1(5), с. 89–93, 2006.

[48] Л. Г. Козлов, «Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS- регулюванням», дис. канд. техн. наук., ВДТУ, Вінниця, 2000.

[49] Л. Г. Козлов, «Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з адаптивними регуляторами на основі нейромереж для мобільних робочих машин», дис. д-ра техн. наук, КПІ, Київ, 2015.

[50] D. Knezeviü, and V. Saviü, «Mathematical modelling of changing of dynamic viscosity asa function of temperature and pressure of mineral oils for hydraulic system», *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*, vol. 4, № 1, p. 27- 34, 2006.

[51] A. Akers, M. Gassman, R. Smith, *Hydraulic Power System Analysis*, (1st ed.). CRC Press. /Taylor & Francis, ISBN 0-8247-9956-9, 2006. Doi: <https://doi.org/10.1201/9781420014587>.

[52] V. Savić, D. Knežević, D. Lovrec, M. Jocanović, and V. Karanović «Determination of Pressure Losses in Hydraulic Pipeline Systems by Considering

Temperature and Pressure», *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, [S.l.], v. 55, n.4, p. 237-243, august 2017. ISSN 0039-2480. Available at: <<https://www.sv-jme.eu/article/determination-of-pressure-losses-in-hydraulic-pipeline-systems-by-considering-temperature-and-pressure/>>. Date accessed: 02 sep. 2023.doi:<http://dx.doi.org/>.

[53] Yu.A. Burennikov, L.G. Kozlov, and O.V. Petrov «A. Determination of hydrodynamic force and improvement of the design of directional control valve for the mechatronic drive based on computer simulation of hydrodynamic processes» *Buletinul institutului politehnic din iasi*. Tomul LX (LXIV), fasc. 3-4, pp. 89 – 97, 2014.

[54] Л. Г. Козлов, та О. В. Піонткевич, «Визначення гідродинамічної сили на золотнику гальмівного клапана на основі імітаційного моделювання течії робочої рідини в його каналах», *XXI Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»*: міжнар. наук.-техн. конф., 24-27 травня 2016 р. : тези доп., Київ : НТУУ «КПІ», с. 134–136, 2016.

[55] Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, та О. О. Коваль «Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси гідропривода стрічкового конвеєра», *Промислова гідравліка і пневматика*, №. 2, с. 37–47, 2016.

[56] Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський, та О. В. Поліщук, «Оптимізація конструктивних параметрів комбінованого регулятора подачі аксіально-поршневого регульованого насоса», *Промислова гідравліка і пневматика*, № 1(35). с. 73–77, 2012.

[57] Л. Г. Козлов, Л. В. Крещенецький, та О. В. Петров, «Оптимізація конструктивних параметрів гідророзподільника для гідроприводів, чутливих до навантаження мобільних робочих машин», *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. № 36, с. 74–76, 2007.

[58] Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, та Д. О. Лозінський, «Оптимізація гідророзподільника для гідроприводів з пропорційним електрогідравлічним регулюванням», *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, №. 6, с. 225–229, 2010.

- [59] T. Ho and K. Ahn, «Design and control of a closed-loop hydraulic energy regenerative system», *Automation in Construction*, volume 22, pp. 444–458, 2012.
- [60] F. Adesina, T. Mohammed, O. Ojo, «Design and Fabrication of a Manually Operated Hydraulic Press», *Open Access Library Journal*, vol.5 No.4, Paper ID 84045, p. 10, 2018.
- [61] С. Г. Сергєєв, Л. Г. Козлов, М. М. Харченко, та Д. О. Лозінський, «Про енергетичні втрати в мобільних машинах типу навантажувача «БОРЕКС 2271», *Вісник Тернопільського державного технічного університету*, № 4, с. 113–119, 2009.
- [62] F. Koenigsberger, *Design Principles of Metal-Cutting Machine Tools*. Elsevier, 2013.
- [63] Л. Г. Козлов, та О. В. Петров, «Енергоощадний гідропривод, чутливий до навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника», *Промислова гідраліка і пневматика*, № 2(36), с. 77– 80, 2012.
- [64] W. Durfee, Z. Sun, and J. Van de Ven, *Fluid Power System Dynamics*. Center for Compact and Efficient Fluid Power, 2015.
- [65] С.Г. Сергєєв, Л.Г. Козлов, та О.В. Петров, «Підвищення гідравлічного ККД приводів неповноповоротних екскаваторів», *Наукові нотатки*, № 25 ч. 2, с. 227-230, Луцьк, 2009.
- [66] О. М. Гавриленко, та С. П. Кулініч, «Моделювання роботи гідравлічного приводу з синхронізованими двигунами», *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2019)» : матеріали тез доповідей ІХ міжнародної науково-практичної конференції, у 2-х т., Чернігів : ЧНТУ, Т. 1, с. 230, 2019.*
- [67] В. П. Пурдик, та В. Г. Сапожник, «Адаптивний гідропривод обладнання для формування заготовок цегли», *Матеріали ХХІІ міжнарод. наук.техн. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» Черкаси-Київ, 23-26 травня 2017 р., с.123-124, 2017.*

[68] Л. Г. Козлов, «Мехатронна гідросистема мобільної машини», *Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля*, 6, с. 22-30, 2012.

[69] Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, та С. В. Репінський, «Огляд електрогідравлічних систем керування насосами змінної продуктивності», *Вісник Хмельницького національного університету* №2, с. 202-206, 2016.

[70] Л. Г. Козлов, «Про можливість покращення динамічних характеристик мехатронного привода мобільної машини», *«Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування». II Міжнародна науково-технічна конференція 15-16 листопада 2016 р.: збірник тез доповідей*, Вінниця, с. 122-116, 2016.

[71] Л. Г. Козлов, та В. Г. Пилявець, «Мехатронна гідросистема з адаптивним регулятором на основі мікроконтролера», *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів і систем*, с. 206-207, 2016.

[72] В. І. Перепелиця, «Автоматизований пристрій для формування заготовок цегли з гідравлічним приводом та керуванням від контролера», *Матеріали XXII Міжнародної науково-технічної конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» 17 – 18 листопада 2021 р.* – Київ, 2021.

[73] В. І. Перепелиця, та Л. Г. Козлов, «Система управління на базі контролера для керування швидкістю руху каретки установки для формування заготовок цегли» *Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві*, Том 34, № 1, с. 190-196, 2023. DOI: <https://doi.org/10.31649/2311-1429-2023-1-190-196>.

[74] В. Г. Пилявець, С. І. Котик, та Л. Г. Козлов, «Гідророзподільник для адаптивних гідросистем з електрогідравлічним керуванням», *Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ*, Вінниця, 27-28 квітня 2020.

[75] Д. О. Лозінський, Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук, О. О. Солтик та В. О. Павлюк, «Комп'ютеризована система керування роботом

МП-11 на базі вільнопрограмованого контролера FESTO FC620 FST», *Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія*, № 2, 2013.

[76] O. Petrov, L. Kozlov, D. Lozinskiy, and O. Piontkevych, «Improvement of the Hydraulic Units Design Based on CFD Modeling». *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. Doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_65.

[77] O. V. Petrov, L. G. Kozlov, O. O. Pavluk, P. O. Pechenkin, and Y. O. Fedotenko, «Improvement of the design elements of hydraulic units based on computer simulation of hydrodynamic processes in CAD/CAE system». *Modern scientific research and their practical application*, 11307, pp. 192-201, 2013.

[78] K. Rezvaya, E. Krupa, A. Shudryk, V. Drankovskiy, and V. Makarov, «Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs». *In 2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems*, pp. 205-209, 2018.

[79] O. Kletska, A. Falendysh, A. Kagramanjan, and A. Onishchenko, «3-D simulation using for hydraulic calculation of the heat Accumulator». *In MATEC Web of Conferences*, vol. 240, 2018.

[80] Л. Г. Козлов, та О. В. Піонткевич, «Визначення гідродинамічної сили на золотнику гальмівного клапана на основі імітаційного моделювання течії робочої рідини в його каналах». *XXI Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: 24-27 травня 2016 р., Київ: НТУУ «КПІ», с. 134-136, 2016.*

[81] Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, та О. В. Петров, «Математичне моделювання просторового руху маніпулятора з урахуванням гідродинамічних процесів у гідророзподільнику мехатронного приводу» *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, № 5, с. 134-141, 2014.

[82] О. В. Петров, Л. Г. Козлов, Ж. П. Дусанюк, та А. В. Черниш, «Математичне моделювання робочих процесів у гідроприводі, чутливому до навантаження, з довгими робочими гідролініями». *Збірник наукових праць*

Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки, №1, с. 187-192, 2014.

[83] M. Bak, «Model based design of electro-hydraulic motion control systems for offshore pipe handling equipment». Faculty of Engineering and Science, University of Agder, 2014.

[84] В. А. Матвійчук, Н. Р. Веселовська, та С. А. Шаргородський, *Математичне моделювання новітніх технологічних систем. : монографія*, Вінниця, 193 с., 2021.

[85] В. Бадах, П. Лук'янов та К. Павлова, «Нелінійна модель системи первинного контролю політом «ЕМП-ЗАКРИЛКИ». *Матеріали науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»*, 2(27), с. 66–69, 2023.

[86] С. А. Шаргородський, «Особливості врахування хвильових процесів при побудові математичних моделей». *Міжнар. наук.-практ. конф. «Проблеми та перспективи інноваційної діяльності в агропромисловій інженерії»*, 19-20 листоп. 2020. Вінниця: ВНАУ, 8 с., 2020.

[87] L. Polishchuk, and O. Piontkevych, «Dynamics of adaptive drive of mobile machine belt conveyor». *Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНІКА 2017»*, Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017., pp. 307–311, 2017.

[88] Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, та О. В. Піонткевич, «Вплив параметрів на стійкість та швидкодію гідропривода з електрогідравлічним керуванням». *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки*, с. 29–33, 2013.

[89] Л. К. Поліщук, та О. В. Піонткевич, «Вибір параметрів механічної системи конвеєра для зменшення динамічних навантажень в гідроприводі». *Матеріали XXII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»*, Черкаси-Київ, 23-26 травня 2017 р., Київ: НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», с. 139–141, 2017.

[90] L. Polishchuk, Ye. Kharchenko, O. Piontkevych, and O. Koval, «Research of dynamic processes in the control system of the hydraulic drive of belt conveyors with variable cargo flows». *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Т. 2, № 8 (80), с. 22–29, 2016.

[91] Л. Г. Козлов, та Д. О. Лозінський, «Моделювання робочих процесів в гідроприводі із клапанно-золотниковим розподільником з пропорційним електрогідравлічним управлінням». *Вісник донецького університету, Сер. А: Природничі науки.*, с. 156–161, 2008.

[92] О. П. Губарев, та О. С. Ганпанцурова, «Адаптація логіки керування пневматичним виконавчим модулем мехатронної системи». *Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут"*, № 41(1213), с. 32–38, 2016.

[93] О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, Н. С. Д'яконова, та А. Ю. Космина, «Гідропривод з пружно-гідравлічним дозуванням рідини». *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: зб. наук. пр., Харків : НТУ "ХПІ", № 17 (1293), с. 25-33, 2018.*

[94] С. В. Репінський, Д. О. Лозінський, О. О. Ланова, та М. П. Кучеренко, «Математична модель пропорційної електрогідравлічної системи керування регульованим насосом». *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, с.105-109, 2013.

[95] В. Р. Кулінченко, *Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривод: Підручник*, Київ, Україна: Фірма «Інкос», Центр навчальної літератури, 2006.

[96] Л. Г. Козлов, В. Я. Шаматієнко, В. А. Ковальчук, В. М. Черніюк, «Стійкість гідропривода з пропорційним керуванням при знакозмінному навантаженні». *Вісник ХНУ*, №4, с. 14-19, 2011.

[97] Л. Г. Козлов, І. В. Бойко, О. В. Піонткевич, «Вплив параметрів системи керування на стійкість гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження». *Наукові нотатки*, №40, с. 118-123, 2013.

[98] В. Г. Пилявець, А. О. Товкач, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, та О. О. Кравчук, «Експериментальні дослідження адаптивної гідросистеми

на базі розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням». *Наукові праці ВНТУ*, № 1, 2020.

[99] І. О. Князь, *Комп'ютерне моделювання динамічних систем. Розділ «Основи комп'ютерного моделювання»*. Навчальний посібник. Сумський державний університет., м. Суми, 2011.

[100] Л. К. Поліщук, *Динаміка вмонтованого гідроприводу конвеєрів мобільних машин*, Вінниця, Україна: ВНТУ, 2018.

[101] О. В. Піонткевич, «Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики». *Вісник машинобудування та транспорту*, №2(4), с. 68–76, 2016.

[102] В. Г. Пилявець, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, та В. А. Ковальчук, «Про можливість покращення динамічних характеристик механотронного гідропривода з перехресним зв'язком». *Problems of Friction and Wear*, №4 (85), pp. 76-82, 2019.

[103] О. В. Дерібо, Ж. П. Дусанюк, та С. В. Репінський, «Вплив коливань подачі шестеренного насоса на динамічні процеси в гідроприводі з довгою напірною гідролінією». *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. № 5, с. 86–91, 2022.

[104] Л. К. Поліщук, *Динаміка вмонтованого гідроприводу конвеєрів мобільних машин: монографія*, Вінниця, Україна: ВНТУ, 2018.

[105] Л. К. Поліщук, Є. В. Харченко, О. В. Піонткевич, та О. О. Коваль, «Дослідження динамічних процесів в системі керування гідропривода стрічкових конвеєрів із змінними вантажопотоками». *Східно-Європейський журнал передових технологій*, 2/8 (80), с. 22–29, 2016.

[106] V. Forental, M. Forental, and F. Nazarov, «Investigation of Dynamic Characteristics of the Hydraulic Drive with Proportional Control». *Procedia Engineering. International Conference on Industrial Engineering*, № 129, pp. 695–701, 2015.

[107] О. П. Губарев, О. В. Левченко, та Х. Самандиджан, «Дослідження енергетичних втрат систем промислового гідроприводу».

Journal of Mechanical Engineering NTUU" Kyiv Polytechnic Institute", №72, pp. 32-39, 2014.

[108] О. П. Губарев, та О. В. Левченко, «Дослідження енергетичного балансу системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків». *Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати*, №42, с. 21-27, 2017.

[109] С. В. Репінський, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, та О. В. Паславська, «Енергозбереження в гідроприводах машин шляхом використання адаптивних цифрових регуляторів». In *II Міжнародна науково-технічна конференція «Гідро-та пневмоприводи машин»: міжнар. наук.-техн. конф.*, 15-16 листопада 2016 р., ВНТУ, с. 98–100, 2016.

[110] О. В. Левченко, «Особливості оцінки ефективності багатопривідної гідравлічної системи». *Наукові праці ДНТУ. Серія: «Гірничо-електромеханічна»*, вип. 2(24), с. 142–149, 2012.

[111] О. В. Левченко, «Підвищення ефективності роботи систем гідроприводів циклічної дії». *Вісник Національного технічного університету України («КПІ») Серія «Машинобудування»*, вип. 65, с. 125–130, 2012.

[112] Т. В. Тарасенко, В. М. Бадах, «Дослідження локалізації і інтенсивності кавітаційної ерозії при високонапірному дроселюванні рідини в гідравлічних пристроях» *Проблеми тертя та зношування*, № 12, 2019. DOI: 10.18372/0370-2197.2(83).13697

[113] В. М. Бадах, та Р. О. Єременко, «Проблема розробки перспективного електрогідравлічного привода більш електричного літака». *Матеріали науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»*, №25, с.373-375, 2020.

[114] В. М. Бадах та Р. О. Єременко, «Перспективний лінійний гідравлічний привод». *Матеріали XXII Міжнародної науково-технічної конференції «Промислова гідравліка і пневматика»*, Київ, с. 214-216, 2021.

[115] В. В. Мотигін, С. М. Павлов, *Планування експерименту в інженерних дослідженнях: навч. посіб.* Вінниця, Україна: ВДТУ, 2001.

ДОДАТКИ

Додаток А

Акт впровадження результатів досліджень

Затверджую»
 Директор підприємства
 «Липовецький цегельний завод»
 Олександр ОСАДЧИЙ
 «серпня» 2023 р.



АКТ

впровадження результатів дисертації
 на здобуття наукового ступеня доктора філософії
 Перепелиці В'ячеслава Ігоровича

Цим актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи Перепелиці В. І. впровадженні на підприємстві «Липовецький цегельний завод» м. Липовець.

В дисертаційній роботі Перепелиці В. І. обґрунтовано вимоги до систем синхронізації різальних автоматів глиняного бруса, на основі яких запропоновано нову систему синхронізації гідроприводу установки для формування заготовок цегли у двох варіантах: з релейним керування та керуванням від контролера.

Використання запропонованої системи синхронізації гідроприводу установки для формування заготовок цегли забезпечує високу точність та продуктивність виготовлення заготовок цегли при безперервній подачі глиняного бруса.

Рекомендації щодо вибору схеми гідравлічної системи та параметрів гідроагрегатів передані на підприємство «Липовецький цегельний завод».

Застосування гідравлічної системи синхронізації установки для формування заготовок цегли із релейним керуванням дозволяє отримати продукцію з величиною відхилення до 0,77 мм., а із керуванням від контролера – з величиною відхилення до 0,38 мм, не втрачаючи при цьому величину продуктивності. Продуктивність установки досягає 6951 шт/год. Річний економічний ефект при програмі випуску 500 тис. шт. становить 56 тис. грн. на одну установку.

Директор

Економіст

Бухгалтер

Олександр ОСАДЧИЙ

Олена НЕЧИПОРУК

Алла ШЕВЧУК

Додаток Б

Економічний ефект при впровадженні розробленої установки на підприємство «Липовецький цегельний завод»

У програмі обсягу виготовленої продукції для підприємства «Липовецький цегельний завод» на 2023 рік закладена кількість виготовлених цеглин становить 500 тис. шт. Таку кількість виготовленої продукції приймаємо за один виробничий цикл.

Виробництво працює $g = 8$ год на добу. Із використання різального автомата СМК-163 із швидкістю виготовлення заготовок цегли $n_a = 4200$ шт/год, для виробництва $n_c = 500$ тис. цеглин необхідна кількість робочих днів D становить:

$$D = \frac{n_c}{n_a g} = \frac{500000}{4200 \cdot 8} = 15 \text{ днів.} \quad (\text{Б.1})$$

Розрахуємо витрати підприємства затрачені для одного виробничого циклу.

Приймаємо, що в цеху споживається електроенергія тариф на яку становить $C_E = 2,64$ грн/кВт. Витрата електроенергії за один робочий день $E = 85,41$ кВт. Тоді вартість електроенергії за один виробничий цикл W_E дорівнює:

$$W_E = EC_E D = 85,41 \cdot 2,64 \cdot 15 = 3382,24 \text{ грн.} \quad (\text{Б.2})$$

Загальна кількість води для формування глиняної маси, а також для потреб працівників за добу $V_v = 6,8$ м³. При тарифі на воду $C_v = 23,38$ грн, загальна вартість води за виробничий цикл W_v рівна:

$$W_v = V_v C_v D = 6,8 \cdot 23,38 \cdot 15 = 2384,76. \quad (\text{Б.3})$$

Так як виробництво працює лише в теплу пору року, витрату газу

приймаємо лише для тунельної печі за добу $V_g = 127 \text{ м}^3$ із тарифом $C_g = 7,96 \text{ грн/м}^3$. Загальна вартість W_g якого буде:

$$W_g = V_g C_g D = 127 \cdot 7,96 \cdot 15 = 15163,8 \text{ грн.} \quad (\text{Б.4})$$

Для виготовлення 500 тис. цеглин використовується $m_g = 1680000 \text{ кг}$ глини. Разом з урахуванням усіх витрат в масо-заготівельному цеху вартість глиняної маси $C_m = 1,05 \text{ грн/кг}$. Отже, загальна сума за глиняну масу W_m рівна:

$$W_m = C_m \cdot m_g = 1680000 \cdot 1,05 = 1764000 \text{ грн.} \quad (\text{Б.5})$$

Сумарна заробітна плата усіх працівників підприємства за 15 днів $W_p = 156405 \text{ грн}$.

Інші витрати $W_w = 7845$ на один робочий цикл. До них відносимо засоби з охорони праці, засоби гігієни, запчастини для обладнання, канцелярія, тощо.

Загальна сума витрат W_z при використанні різального автомата СМК-163 буде рівною:

$$W_z = W_E + W_v + W_g + W_m + W_p + W_w = 3382,24 + 2384,76 + 15163,8 + 1764000 + 156405 + 7845 = 1949181 \text{ грн.} \quad (\text{Б.6})$$

Виручка підприємства S за $n_c = 500$ тис. шт. реалізованих цеглин при ціні за одиницю $C_c = 4,70 \text{ грн}$ буде рівна:

$$S = n_c C_c = 500000 \cdot 4,70 = 2350000 \text{ грн.} \quad (\text{Б.7})$$

Тоді, чистий прибуток P при реалізації продукції виготовленої за один робочий цикл становитиме:

$$P = S - W_z = 2350000 - 1949181 = 400819 \text{ грн.} \quad (\text{Б.8})$$

Розрахуємо витрати виробництва при використанні установки для формування заготовок цегли (УФЗ). Швидкістю виготовлення заготовок $n_a = 5440$ шт/год, тоді виготовлена кількість виробів n_c за $D=15$ робочих днів буде, при $g = 8$ годин буде рівна:

$$n_c = D n_a g = 15 \cdot 5440 \cdot 8 = 652800 \text{ шт.} \quad (\text{Б.9})$$

За рахунок більшого енергоспоживання УФЗ, витрата електроенергії за один робочий день збільшиться до $E = 96,77$ кВт. Тоді вартість електроенергії за один виробничий цикл W_E розраховуємо за формулою (Б.2).

Установка для формування заготовок цегли працює з вищою продуктивністю, тому загальна кількість спожитої води буде рівна $V_v = 8,8$ м³, витрата газу для тунельної печі зросте до $V_g = 152$ м³, а необхідна кількість глини збільшиться до $m_g = 2142000$ кг. Тоді вартість води W_v , газу W_g та глини W_m за один виробничий цикл розраховуємо за формулами (Б.3), (Б.4) та (Б.5) відповідно.

Збільшення об'єму виготовленої продукції призведе до зростання заробітної плати працівників підприємства до $W_p = 189315$ грн. та підвищення інші витрати до $W_w = 10859$ за один робочий цикл.

Загальну суму витрат W_z при встановленні на підприємство УФЗ розраховуємо за формулою (Б.6).

Виручку підприємства S за $n_c = 652800$ шт. реалізованих цеглин розраховуємо за формулою (Б.7).

Для визначення чистого прибутку P при реалізації продукції виготовленої за допомогою УФЗ використовуємо формулу (Б.8).

Витрати економічних ресурсів, що затрачує виробництво за 1 робочий цикл, для випадків використання різального автомата СМК-163 та розробленої УФЗ приведена у табл. Б.1.

Таблиця Б.1 – Витрата економічних ресурсів підприємства за один робочий цикл

Ресурс	СМК-163		УФЗ	
	Витрата	Вартість, грн	Витрата	Вартість, грн
Електроенергія	1281,15 кВт	3382,24	1451,55 кВт	3832,1
Вода	102 м ³	2384,76	132 м ³	3086,16
Газ	1905 м ³	15163,8	2280 м ³	18148,8
Глиняна маса	1680000 кг	1764000	2142000 кг	2249100
Заробітна плата	-	156405	-	189315
Інші витрати	-	7845	-	10859
Обладнання	-	-	1 шт	137000
Всього	-	1949181	-	2611147

Економічний ефект P від впровадження установки для формування заготовок цегли на підприємство ТОВ «Липовецький цегельний завод» для одного виробничого циклу складає:

$$P = P_{ufz} - P_{cmk} = 456819 - 400819 = 56000 \text{ грн.} \quad (\text{Б.10})$$

Отже, для при програмі випуску керамічної цегли 500 тис. шт – економічний ефект від впровадження установки для формування заготовок цегли буде складати 56 тис. грн.

Додаток В

Програмування контролера FC 620-FST

На рис. В1 показано вигляд промислового контролера FC 620-FST фірми FESTO.

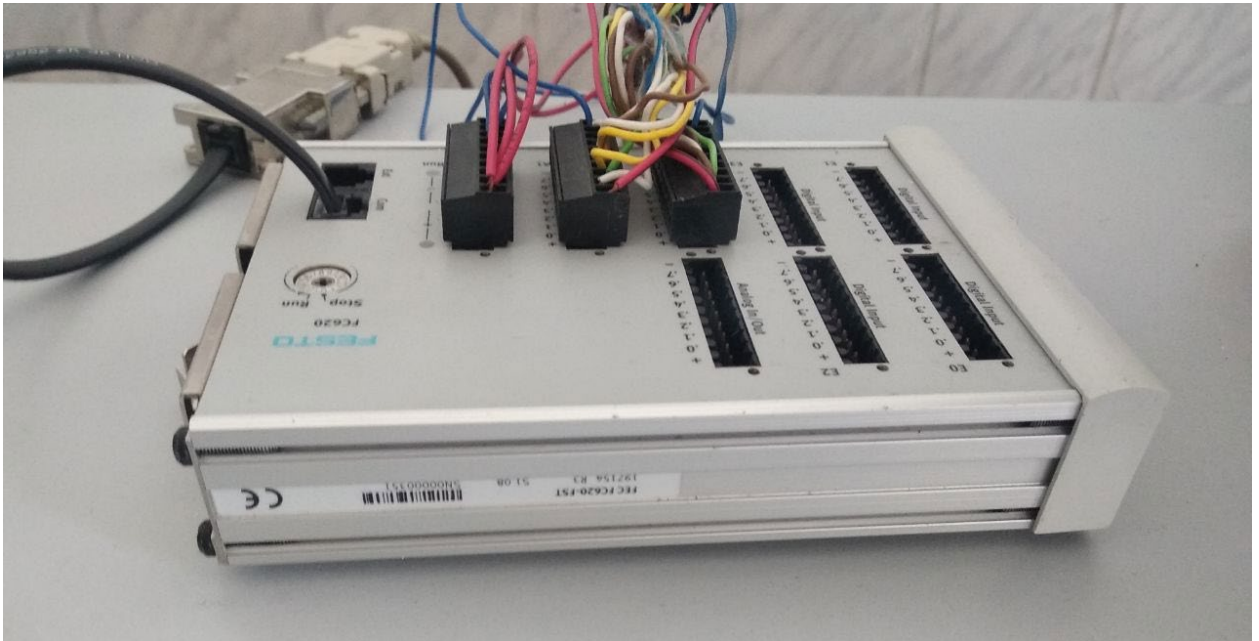


Рисунок В1 – Промисловий контролер FC 620-FST

Програмування даного контролера виконувалось на мові STL (Statement List).

Лістинг програми

```

STEP prep
IF      NOP
THEN RESET    T1
  RESET    O0.1    'directional valve 2 fill
  RESET    O0.2    'directional valve 12 fill
  RESET    O0.3    'directional valve 2 drain
  LOAD     V0
  TO       OW2     'flow control valve value
STEP 0
IF      move    'displacement sensor
THEN SET    dv12_fill    'directional valve 12 fill
  SET     dv2_fill    'directional valve 2 fill
  SET     T1
  WITH   0.2s
STEP 1
IF      N    T1
THEN LOAD    V0
  
```

```

    TO    OW2    'flow control valve value
    SET   T1
    WITH  0.1s
STEP 2
IF      N    T1
THEN LOAD    V1800
    TO    OW2    'flow control valve value
    SET   T1
    WITH  0.1s
STEP 3
IF      N    T1
THEN LOAD    V3600
    TO    OW2    'flow control valve value
    SET   T1
    WITH  0.1s
STEP 4
IF      N    T1
THEN LOAD    V3750
    TO    OW2    'flow control valve value
    SET   T1
    WITH  0.1s
STEP 5
IF      N    T1
THEN LOAD    V3900
    TO    OW2    'flow control valve value
    SET   T1
    WITH  0.1s
STEP 6
IF      N    T1
THEN LOAD    V4050
    TO    OW2    'flow control valve value
    SET   T1
    WITH  0.1s
STEP 7
IF      N    T1
THEN RESET  dv12_fill 'directional valve 12 fill
    SET   T1
    WITH  0.6s
STEP 8
IF      N    T1
    AND    move    'displacement sensor
THEN RESET  dv2_fill 'directional valve 2 fill
    SET   dv2_drain 'directional valve 2 drain
    SET   T1
    WITH  0.2s
STEP 9
IF      N    T1
THEN LOAD    V0
    TO    OW2    'flow control valve value
    SET   T1
    WITH  0.1s
STEP 10
IF      N    T1
THEN LOAD    V1800
    TO    OW2    'flow control valve value
    SET   T1
    WITH  0.1s
STEP 11
IF      N    T1

```

```
THEN LOAD    V3600
  TO        OW2      'flow control valve value
  SET      T1
  WITH     0.1s
STEP 12
IF         N  T1
THEN LOAD  V3750
  TO      OW2      'flow control valve value
  SET    T1
  WITH  0.1s
STEP 13
IF         N  T1
THEN LOAD  V3900
  TO      OW2      'flow control valve value
  SET    T1
  WITH  0.1s
STEP 14
IF         N  T1
THEN LOAD  V4050
  TO      OW2      'flow control valve value
  SET    T1
  WITH  0.1s
STEP 15
IF         N  T1
THEN RESET dv12_fill  'directional valve 12 fill
  SET    T1
  WITH  0.6s
STEP 16
IF         N  T1
THEN JMP TO 0
```

Додаток Г**СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ****Статті у фахових виданнях України:**

[1] В. І. Перепелиця, «Дослідження динаміки руху ріжучого органу автоматизованого пристрою для формування заготовок цегли», *Наукові праці ВНТУ*, № 4, с.42-48, 2021. DOI: <https://doi.org/10.31649/2307-5376-2020-4-42-48>

[2] В. І. Перепелиця, Л. Г. Козлов, «Визначення параметрів установки для формування заготовок цегли, що забезпечують мінімальну похибку переміщення», *Вісник Хмельницького національного університету: Технічні науки*, № 4, с. 198-203, 2022. DOI: <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2022-311-4-198-203>

[3] В. І. Перепелиця, Л. Г. Козлов, «Система управління на базі контролера для керування швидкістю руху каретки установки для формування заготовок цегли» *Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві*, Том 34, № 1, с. 190-196, 2023. DOI: <https://doi.org/10.31649/2311-1429-2023-1-190-196>

Опубліковані праці апробаційного характеру:

[4] В. П. Пурдик, В. І. Перепелиця, «Динаміка приводу обладнання для формування заготовок цегли», *Матеріали III Міжнародної науково-технічної конференції «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» 27 – 29 грудня 2018 р.): Збірник тез доповідей*, – Вінниця : ВНТУ, 2019. с. 102-108. Режим доступу: <http://ir.lib.vntu.edu.ua/handle/123456789/25557>

[5] В. П. Пурдик, В. І. Перепелиця, М. П. Коріненко, «До розрахунку швидкодії рубильної машини для формування штучних зразків сирової цегли» *Матеріали I-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» 13 – 15 травня 2019 р.): Збірник тез доповідей* – Вінниця : ВНТУ, 2019. с. 314-316. Режим доступу: <http://repository.vsau.org/getfile.php/22938.pdf>

[6] В. П. Пурдик, В. І. Перепелиця, «Імітаційне дослідження динаміки пристрою для формування заготовок сирі цегли» *Матеріали XLIX Науково-технічної конференції факультету машинобудування та транспорту*, Вінниця – 2020. Режим доступу: <https://ir.lib.vntu.edu.ua/handle/123456789/29156>

[7] В. І. Перепелиця, «Аналіз обладнання для виготовлення заготовок сирі цегли методом пластичного формування» *Матеріали I Науково-технічної конференції факультету машинобудування та транспорту*, Вінниця – 2021. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2021/paper/view/12299/10230>

[8] В. І. Перепелиця, «До розрахунку робочого циклу ріжучого органу струнного різального автомата для формування цегли» *Матеріали II-ої Міжнародної науково-технічної конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» 13 – 15 травня 2021 р.* – Вінниця : ВНТУ, 2021. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2021/paper/viewFile/13347/11208>

[9] В. І. Перепелиця, «Порівняльна характеристика струнних різальних автоматів для формування цегли-сирцю із пластичного глиняного бруса» *Матеріали XXVI Міжнародної науково-технічної конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» 7 – 10 вересня 2021 р.* – Київ-Херсон, 2021. Режим доступу: <http://repository.vsau.org/getfile.php/29690.pdf>

[10] В. І. Перепелиця, «Автоматизований пристрій для формування заготовок цегли з гідравлічним приводом та керуванням від контролера» *Матеріали XXII Міжнародної науково-технічної конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» 17 – 18 листопада 2021 р.* – Київ, 2021. Режим доступу: <http://repository.vsau.org/getfile.php/30274.pdf>

[11] Л. Г. Козлов, В. І. Перепелиця, «Вплив параметрів автоматизованого пристрою для формування цегли на його динамічні характеристики» *Матеріали LI Науково-технічної конференції факультету*

машинобудування та транспорту, Вінниця – 2022. Режим доступу:
https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/1/vntu_2022_netpub.pdf

[12] В. І. Перепелиця, Л. Г. Козлов, «Аналіз способів синхронізації декількох гідроциліндрів» *Матеріали III Міжнародної науково-технічної конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту»*, – Вінниця : ВНТУ, 2023. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2023/paper/viewFile/18152/14990>

[13] V. Perepelytsia, L. Kozlov, I. Buriennikov, N. Burennikova, S. Kozlov, O. Rusu, «Optimization of hydraulic drives for synchronizing the working movements of the machine for automated brick production» *The 11th International Conference on «Modern Manufacturing Technologies in Industrial Engineering»*, *Book of Abstracts, June 14th – 17th 2023*, Continental Forum Hotel, Bucharest, Romania.