

стійкість. Можна вводити додаткові коректувальні зворотні зв'язки за швидкістю і прискоренням об'єкта керування або за перепадом тиску в робочих порожнинах гідроциліндра і аналізувати їх вплив на динамічні характеристики приводу.

### **Висновки**

1. Розроблена математична модель електрогідравлічного слідкувального приводу з дросельним регулюванням і зворотним зв'язком за переміщенням об'єкта керування, яка придатна для імітаційного моделювання в середовищі MATLAB Simulink. Математична модель враховує такі нелінійності приводу, як дросельний ефект в розподільному золотнику ЕГП та обмеження переміщення цього золотника від середнього положення.

2. Результати роботи призначені, перш за все, для використання у навчальному процесі, зокрема на кафедрі технологій та автоматизації машинобудування ВНТУ розглянуті модель ЕГСП та обчислювальна структура використовуються під час практичних і лабораторних занять з дисципліни «Теоретичні та експериментальні дослідження в машинобудуванні».

### **Список літератури**

1. Электрогидравлические следящие системы / В. А. Хохлов, В. Н. Прокофьев, Н. А. Борисова и др. / Под ред. В. А. Хохлова. – М. : Машиностроение, 1971. – 432 с.
2. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В. А. Лещенко. – М. : Машиностроение, 1975. – 288 с.
3. Дерібо О. В. Імітаційне моделювання електрогідравлічного слідкувального приводу з керуванням зусиллям на виконавчому органі / О. В. Дерібо, Ж. П. Дусанюк, С. В. Репінський // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2013. – № 5. – С. 108–114.

УДК 621.22

**В.П. Пурдик, к.т.н., доцент,  
В.І. Перепелиця, магістр**

*Вінницький національний технічний університет*

### **ДИНАМІКА ПРИВОДУ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВОК ЦЕГЛИ**

Одним із найбільш проблемних місць технологічного обладнання підприємств – виробників будівельної цегли є стадія формування із суцільного вологого глиняного бруса штучної заготовки цегли, яка реалізується механічним пристроєм подвійного коливального руху і не дозволяє отримати необхідну її геометрію. А вважаючи, що міцність та геометричні розміри згідно стандарту є основними експлуатаційними та якісними характеристиками цегли, вирішення цієї проблеми є актуальним.

Запропонований авторами варіант модернізації ланки формування цегли існуючої виробничої лінії полягає в заміні механічної конструкції на пристрій на основі гідроавтоматики [1], побудований по принципу мехатронної системи. Принципова функціональна схема пристрою представлена на рис.1.

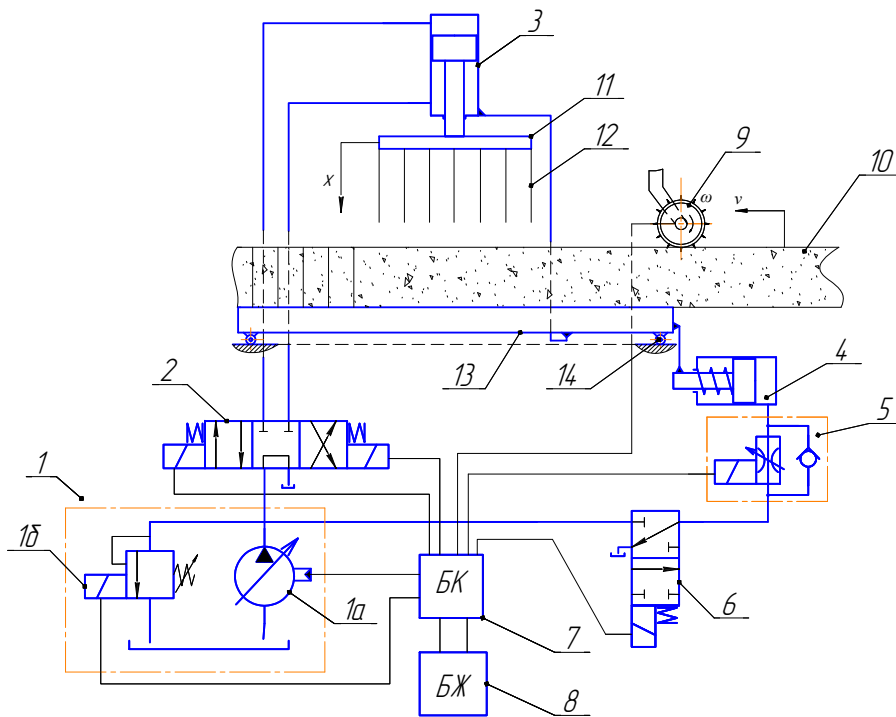


Рисунок 1 – Гідравлічна схема автоматизованого пристрою для формування заготовки цегли

1 - насосна станція, в складі якої насос 1а змінної продуктивності з дистанційним керуванням та запобіжно-переливний клапан 1б з електрогідравлічним керуванням; 2- основний 3-х позиційний 4-х лінійний розподільник з електромагнітним керуванням; 3- гідроциліндр основного робочого руху; 4-гідроциліндр допоміжний; 5-регулятор потоку з пропорційним керуванням та зворотнім клапаном; 6- 2-х позиційний 3-х лінійний розподільник з електромагнітним керуванням; 7- контролер; 8-автономний блок живлення; 9-датчик руху; 10- глиняний брус; 11-траверса; 12- різальні елементи; 13-рухома основа; 14- опори кочення.

Обладнання працює наступним чином. По мірі руху глиняного бруса 10 датчик 9 відраховує розмір  $n$  – ої кількості заготовок цегли (в залежності від кількості ріжучих органів 12) і подає електричний сигнал на блок керування 7. Останній формує керівні сигнали на гідроапаратуру керування – запобіж-но-переливний клапан 1б та розподільники 2 та 6. Клапан 1б переходить із положення «розвантаження насосної станції» в робочий режим – коли підвищується тиск в гідросистемі і витрата робочої рідини від насосної станції на-правляється через відповідну позицію розподільника 2 та 6 на виконавчі гідроциліндри 3 та 4. Гідроциліндр 3 приводить в рух ріжучий орган (траверсу 11 з ріжучими елементами 12) для формування заготовок цегли, а гідроциліндр 4 одночасно з цим забезпечує синхронізацію руху основи всієї конструкції 13, яка розташована на опорах кочення 14, з рухом глиняного бруса 10. Така схема руху забезпечує відсутність відносного руху між виконавчими органами різання та глиняним брусом, що гарантує правильну геометрію зразків цегли при його розрізанні.

В системі керування обладнання, що розглядається, закладені можливості адаптивного керування технологічним процесом. Для цього в його склад введено контролер 7 з автономним блоком живлення 8. В процесі роботи датчик 9 вимірює також швидкість руху глиняного бруса, яка аналізується контролером 7, і який в свою чергу формує керівні сигнали на блок регулювання величиною витрати насосної станції 1 та на регулятор потоку з пропорційним керуванням 5. Таким чином система керування

забезпечує зміну швидкостей руху основних виконавчих органів обладнання в залежності від зміни швидкості подачі глиняного бруса в зону формування його на окремі цеглини.

Прикладами дослідження динаміки таким систем традиційно можуть бути роботи [2,3], а на більш сучасному рівні [4,5].

Основною вимогою до приводу пристрою, що розглядається, є забезпечення максимальної швидкості руху ріжучого органа, яка забезпечує правильну геометричну форму цегли, і яка пов'язана з розрахунком потужності насосної станції. Поставлена задача може бути вирішена за допомогою математичного моделювання.

Динаміка руху ріжучого органа пристрою описується системою диференціальних рівнянь (1), яка містить рівняння балансу сил та потоків.

$$mnp \frac{d^2 h}{dt^2} + b \frac{dh}{dt} + Fmp(v,p,p1,\tau) + Fmex = p1 \cdot S1 - p2 \cdot S2 ;$$

$$Q_n = Q_{\mu} + Q_{кл} + k \cdot W_n \frac{dp}{dt} + k_{г.гп} \cdot W_{г.гп} \frac{dp}{dt}; \quad (1)$$

$$Q_{кл} = \mu \cdot f_{кл} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} ;$$

$$Q_{\mu} = S1 \cdot \frac{dh}{dt}$$

де,  $mnp$ ,  $h$  – відповідно, приведена маса та координата руху ріжучого органа;  $b$  – коефіцієнт в'язкого тертя;  $Fmp(v,p,p1,\tau)$  – сила тертя;  $Fmex$  – технологічне навантаження;  $p1$  – тиск насосної станції;  $p2$  – тиск зливу;  $S1$ ,  $S2$  – відповідно, площа поршневої та штокової порожнин гідроциліндра;  $Q_n$  – витрата насосної станції;  $Q_{кл}$  – витрата через запобіжно-переливний клапан;  $k$  – коефіцієнт податливості робочої рідини;  $W_n$  – об'єм напірної магістралі;  $k_{г.гп}$ ,  $W_{г.гп}$  – відповідно, коефіцієнт податливості та об'єм гнучкого рукава;

$\mu$  – коефіцієнт витрати;  $f_{кл}$  – площа робочого вікна клапана;  $\rho$  – густина робочої рідини.

Складова сили тертя  $Fmp(v,p,p1,\tau)$  в рівнянні балансу сил представляє один із основних негативних факторів, що безпосередньо впливає на швидкість руху виконавчого ріжучого органа обладнання. Математична інтерпретація цієї величини представлялась «падаючою» характеристикою [6,7] в залежності від часу нерухомості виконавчого органа.

В складі рівняння балансу потоків складова –  $k_{г.гп} \cdot W_{г.гп} \frac{dp}{dt}$  представляє об'єм робочої рідини, що витрачається на заповнення об'єму при деформації гнучкого рукава, і яка досить суттєво впливає на динаміку руху ріжучого органа. Пружні властивості гнучкого рукава представлялись реологічною моделлю з урахуванням статичного  $Est.г.гп$  та динамічного  $Ed.г.гп$  модулів пружності [8,9,10].

Технологічне навантаження  $Fmex$ , що виникає при розрізанні глиняного бруса, визначалось, згідно формули Ньютона, як опір руху ріжучих струнних органів у середовищі сирій глини густиною  $\rho_{гл}$  зі швидкістю  $v$ :

$$Fmex = Cx \cdot \rho_{гл} \cdot Sx \cdot v^2 , \quad (2)$$

де,  $Sx$  – площа проекції тіла ріжучих органів, перпендикулярну до напрямку руху;  $\rho_{гл}$  – густина сирій глини;  $v$  – швидкість руху ріжучих органів;  $Cx$  – коефіцієнт опору тіла в середовищі, який є функцією числа Рейнольдса і залежить від форми тіла.

Задавши максимально допустимим часом (1секунда) на робочий рух ріжучого органа при відомому конструктиві пристрою (довжина руху штока гідроциліндра) і вирішивши систему диференціальних рівнянь відносно швидкості ріжучого органа визначаються основні параметри насосної станції. Дослідження математичної моделі виконувалось в середовищі MATLAB Simulink.

В результаті проведених досліджень визначено залежності впливу найбільш вагомих факторів на динаміку руху робочих органів пристрою для формування сирової цегли (діаграми 2,3,4).

Такими факторами виявились – приведена маса  $m_{пр}$  (в цілому інерційність) рухомих частин ріжучого органу; технологічне навантаження  $F_{тп}$ ; сила тертя  $F_{тп}$ , що виникає в процесі руху ріжучих органів пристрою; приведена гідравлічна жорсткість напірної магістралі насосної станції з урахуванням пружних характеристик робочої рідини  $k \cdot W_H \cdot \frac{dp}{dt}$  та гнучкого рукава високого тиску  $k_{г.тп} \cdot W_{г.тп} \cdot \frac{dp}{dt}$ .

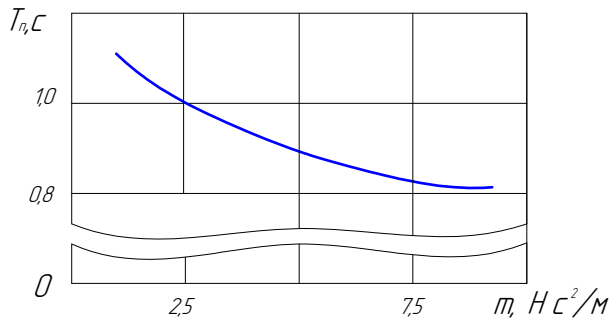


Рисунок 2 - Вплив на тривалість  $T_n$  робочого циклу маси  $m$  рухомих органів ріжучого пристрою

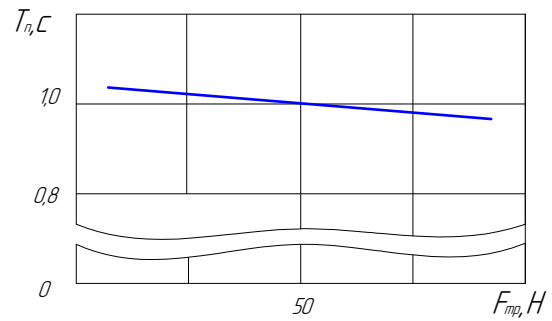


Рисунок 3 - Вплив на тривалість  $T_n$  робочого циклу сил тертя  $F_{тп}$  під час руху органів ріжучого пристрою

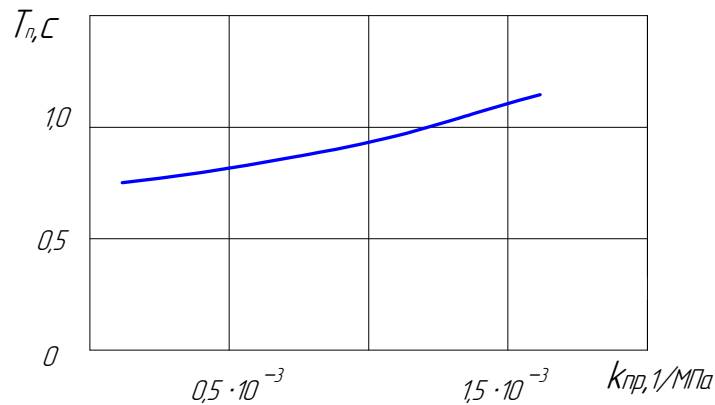


Рисунок 4 – Вплив на тривалість  $T_n$  робочого циклу приведеної гідравлічної жорсткості  $k_{пр}$  напірної магістралі насосної станції

Вплив технологічного навантаження  $F_{тмех}$  на динаміку робочого циклу обладнання для формування цегли виявився незначним. Також в результаті дослідження математичної моделі обладнання були отримані перехідні процеси робочого циклу. Зразки таких осцилограм представлени на рис.5.

Аналіз представлених осцилограм показує, що початок руху основного гідроциліндра (координата  $x$ ) має суттєве запізнення після вмикання золотника основного розподільника (координата  $h$ ) і відбувається тільки після набуття в напірній магістралі певного значення тиску (координата  $p$ ).

При цьому має місце перерегулювання по значенню тиску відносно номінального значення, яке пов'язане з податливістю напірної магістралі та необхідністю створення надмірного зусилля для подолання сил інерції та початкового тертя в момент зрушення штока основного гідроциліндра.

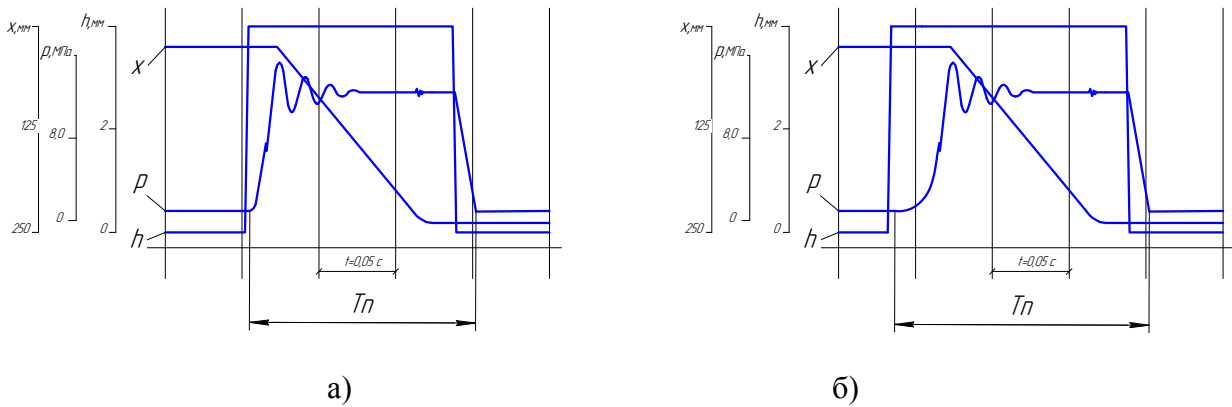


Рисунок 5 – Зразки осцилограм перехідного процесу робочого руху різального пристрою з урахуванням в коефіцієнті податливості  $k_2$  гнучкого рукава динамічного  $E_{д.г.мр}$  (а) та статичного  $E_{ст.г.мр}$  (б) модуля пружності. Позначення:  $x$ -координата руху ріжучого органу пристрою;  $p$ - тиск в напірній магістралі насосної станції;  $h$ - координата руху золотника 3-х позиційного розподільника.

В результаті проведених досліджень встановлено, що для технологічного обладнання з 7-позиційним ріжучим органом, який приводиться в рух гідроциліндром з діаметром поршня 50мм і робочим ходом 250мм необхідна потужність насосної станції становить 4,0кВт при мінімальній витраті 20л/хв.та номінальному тиску 16.0МПа.

На основі отриманих досліджень та розрахунків розроблена конструктивна схема пристрою, в якій враховано вплив найбільш важливих факторів на динаміку руху виконавчих органів пристрою – приведена маса рухомих частин виконавчого органа, сили тертя в напрямних, геометричні параметри гнучкого рукава високого тиску та інш. (див.рис.6).

Дослідний зразок модернізованого обладнання випробувано в реальних виробничих умовах з позитивним результатом (див. рис.7).

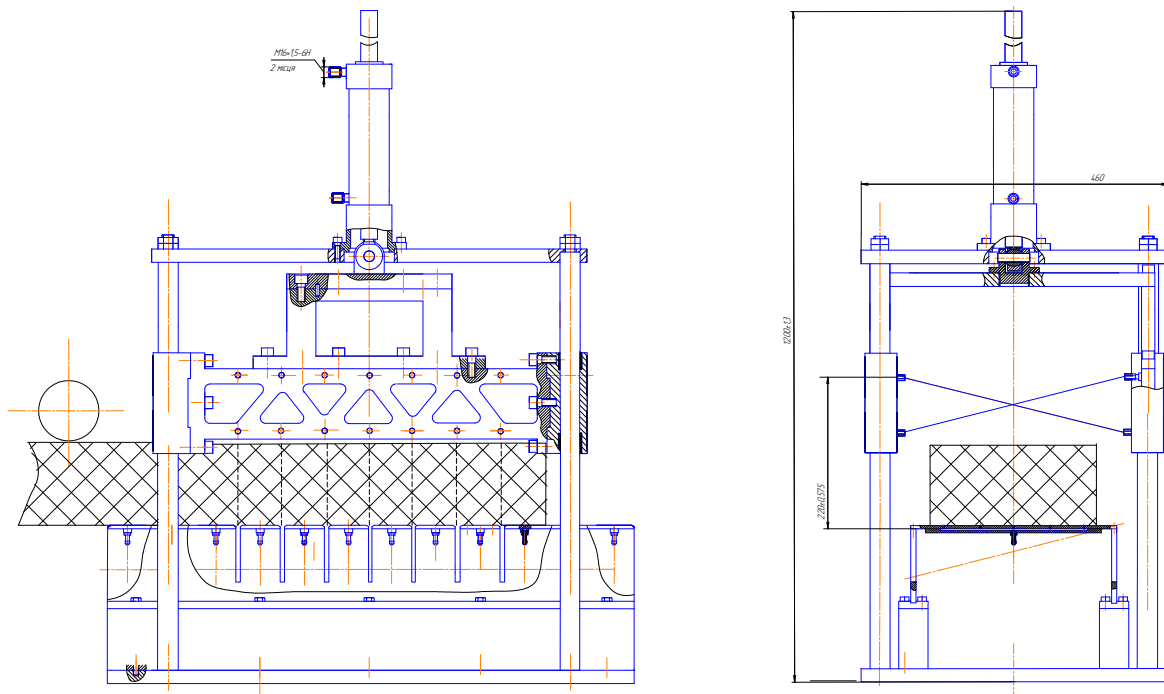


Рисунок 6– Принципова схема модернізованої конструкції обладнання для формування сирової цегли

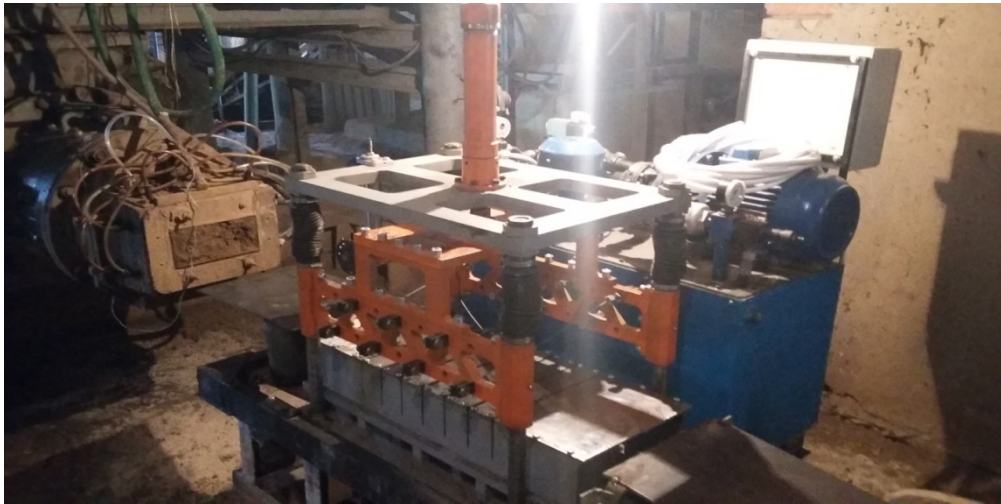


Рисунок 7– Загальний вигляд модернізованого технологічного обладнання для формування цегли під час монтажних робіт на реальному підприємстві

### Список літератури

1. Пурдик В.П., Сапожник В.Г. Адаптивний гідропривод обладнання для формування заготовок цегли. Матеріали ХХІІ міжнарод. наук.техн. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» Черкаси-Київ, 23-26 травня 2017р., С.123-124
2. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем/ Д.Н.Попов.-М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.
3. Сосонкин В.Л. Дискретная гидроавтоматика. М.: Машиностроение. 1972. – 164 с.
4. Козлов Л.Г. Про можливість покращення динамічних характеристик мехатронного привода мобільної машини./ «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування». ІІ Міжнародна науково-технічна конференція 15-16 листопада 2016 р.: збірник тез доповідей. – Вінниця: Т.П.Барановська, 2016. – С 112-116.
5. Kozlov L. Digital PD controller for dynamic correction of the differential component coefficient for mechatronic hydraulic system / L.Kozlov // Tehnomus journal: Proceedings of the XVIIth International Conference «New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies». – Suceava, Romania. – 2013. – С. 120-125.
6. Бусаров Ю.П., Островский М.С. Математическая модель гистерезиса внешнего трения. Машиноведение, 1976, №5, С. 82-87.
7. Бартнев Г.М. и др. Исследование влияния времени предварительного контакта на начальную силу трения пары резина-металл./-В кн.: Резина – конструкционный материал современного машиностроения. – М.: Химия, 1967, с.271-275.
8. Прокофьев В.Н., Лузанова И.А., Выборнов Ф.Г. и др. Модуль объемной упругости резиновых шлангов с металлическими оплетками. – В кн.: Механика машин.
9. Пурдик В.П., Поздняков М.Ю. Експериментальне дослідження динамічних характеристик гнучких рукавів високого тиску./XIV Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП. Промислова гідравліка і пневматика. м. Одеса 18-19 вересня 2013 р. С. 130.
10. K. Ishikawa, Y. Kono, A. Haga, K. Kato, K. Sugawara. Experimental study on dynamic pipe fracture in consideration of hydropower plant model. Annual Journal Water Science and Engineering, 2009, 2(4).