DOI https://doi.org/10.32782/1994-4691-2026-1-77-13
УДК 681.533.56

ОБЧИСЛЮВАЛЬНИЙ ФАКТОРНИЙ ЕКСПЕРИМЕНТ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА ТИСКУ ПНЕВМОСИСТЕМИ

COMPUTATIONAL FACTORIAL EXPERIMENT FOR INVESTIGATING THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A PNEUMATIC SYSTEM PRESSURE REGULATOR

В. Т. Дмитрів[1*], д-р техн. наук, проф. ORCID: 0000-0001-9361-6418
Н.-Т. Великий[1], аспірант ORCID: 0009-0001-8550-4974

[1] *Національний університет «Львівська політехніка», Львів, Україна*
*e-mail: vasyl.t.dmytriv@lpnu.ua

Анотація. Метою досліджень є визначення динамічних характеристик регулятора тиску з електромагнітним клапаном для трьох форм затвора за різних параметрів пневмосистеми та перевірка адекватності математичної моделі. Отримано кореляційні залежності часових характеристик роботи клапанної системи регулятора тиску пневмосистеми в залежності від тиску в системі, форми затвора клапана, задана параметром еквівалентного клина, ефективної площі дроселя, що уможливлює обґрунтування ефективності клапанної системи за часовими параметрами закриття-відкриття клапана регулятора. Розраховано критерії узгодженості за невизначеністю вимірювань і точністю вихідних даних моделі. За критерієм Стьюдента систематичної похибки моделі не виявлено, розрахункові значення становлять t = 0,29–1,90. За критерієм Фішера (F = 14,6) модель адекватна. Практичне значення отриманих залежностей полягає в можливості адаптивного вибору конструкції затвора клапана і налаштування пневмосистеми. Якщо пріоритетом є швидке закривання (швидке підвищення тиску в лінії) і стабільність цього часу за змінних тиску живлення і опору лінії, доцільно застосовувати конічний затвор.

.**Ключові слова**: тиск, пневмосистема, клапанна система, критерій Фішера, критерій Стьюдента, рівняння регресії, час відкриття, клин, математична модель, напруга живлення.

Вступ.

Питання функціонування регулятора тиску пневмосистеми полягає в тому щоб унеможливити інерційність керування зміни тиску в системі. Часові характеристики зміни параметрів тиску повинні відповідати заданими часовим інтервалам, які відповідають перехідним характеристикам зміни тиску конкретного об’єкту регулювання. Геометрія поверхні клапана впливає на силові параметри закривання/відкривання регулятора. Тенденція розроблення регуляторів тиску є напрямку зменшення конструкції, зниження маси клапанної системи, що уможливлює зниження потужності приводу й підвищення динаміки перемикання клапана та зменшує інерційність клапанної системи. Факторний експеримент уможливлює експериментально дослідити динамічні характеристики регулятора тиску за різної геометрії поверхні клапана. Тому, з огляду на практичні потреби експериментів, пов'язаних із регулюванням тиску, необхідно обґрунтовувати робочі характеристики пневматичних регуляторів, досліджуючи вплив геометричної форми поверхні на часові характеристики запирання-відпирання клапанної системи.

Огляд літератури.

Пневматичні регулятори тиску широко використовуються для керування подачею в пневмосистемах високого тиску для технологічного й виробничого обладнання, що передбачають створення заданого тиску в пневмосистемах технічних об'єктів [1].

Для покращення робочих характеристик регулятора тиску пневмосистеми ряд дослідників зосереджуються на оптимізації алгоритму керування таким регулятором. Зокрема, є розроблений метод нелінійної компенсації для пневматичної системи на основі пропорційного регулятора потоку; цей метод дозволив компенсувати нелінійність характеристики «вхід–вихід» регулятора та зменшити його загальну нелінійність, що сприяло покращенню характеристик системи [2]. Також було розроблено пневматичний пропорційний регулятор тиску (скидання тиску) для роботи в умовах надвисокого тиску [3]. Для досягнення вищої точності регулювання в ньому було застосовано ПІ-регулятор із коефіцієнтом пропорційності, що змінюється залежно від заданого вихідного тиску; діапазон регулювання тиску становить від 8 до 25 МПа. Зміна конструкції затвора впливає часові параметри регулятора. Так регулятор тиску конічного пневматичного пропорційного регулятора, що базується на системі подвійного замкненого контуру зворотного зв’язку (контур струму та контур тиску) уможливлює здійснювати плавне регулювання вихідного тиску в діапазоні 0–0,6 МПа з похибкою регулювання в межах 1 кПа [4]. Дослідники вважають, що математичну модель необхідно перевірити експериментально. За допомогою експериментів, в яких регулювалися тиск подачі повітря, критичний тиск та об'єм газового балона, було отримано характеристики [5]. Пневматичний регулювальний клапан виконує функцію регулювання потоку системи або рівня в ключовому резервуарі, і його продуктивність має бути гарантована. Тому моделювання й аналіз витікання повітря в лінії подачі повітря, зміни сили ущільнення клапана та помилкові коригування нуля та діапазону позиціювання є важливим елементом експериментальних досліджень [6]. Пневматичний пропорційний регулятор є ключовим компонентом системи з пневматичним навантаженням і відіграє важливу роль у вирішенні проблеми надмірного підвищення тиску (перевантаження). Для забезпечення параметрів регулювання тиску з врахуванням механічних параметрів клапана, застосовується метод нечіткого адаптивного регулятора [7]. Відповідно похибка вихідного тиску регулятора становить 1,24%, що є незначним показником. Діапазон регулювання тиску становить 0,2–0,6 МПа, а максимальне відхилення – 0,012 МПа. Лінійність характеристики становить 1,34% від діапазону вимірювань.

Для отримання поведінки клапанної системи регулятора високого тиску застосовують динамічне моделювання на основі рівняння руху внутрішніх частин, рівняння нерозривності для різноманітних камер та рівняння для масової витрати. Через нелінійність та зв'язок ці рівняння розв'язують за допомогою чисельних методів [8, 9]. Вирішальним для перевірки результатів моделювання залишається експериментальна перевірка факторним планованим експериментом [10]. дослідження динамічних характеристик клапанної системи регулятора тиску, зокрема механізмів керування роботою, динамічних параметрів роботи клапана є одним з основних методів дослідження є незамінним допоміжним засобом у процесі проєктування структури клапанів, вибору типу внутрішніх компонентів та розробки продукції [11–13]

Методологія дослідження.

Визначення динамічних характеристик регулятора тиску з електромагнітним клапаном для трьох форм затвора за різних параметрів пневмосистеми та перевірка адекватності математичної моделі проводиться методом планованого факторного експерименту.

Фактори та рівні їх варіювання вибрано з огляду на модельні результати і обмеження обладнання (табл. 1). Перший фактор – форма затвора клапана X_1. За своєю природою він якісний, проте форму робочої поверхні затвора можна охарактеризувати кількісною ознакою – параметром еквівалентного клина β з моделі пограничного шару (табл. 2). Він пов'язаний з кутом Θ, на який затвор відхиляє струмінь від осі отвору сідла, співвідношенням $\beta = \Theta / 90°$. Кут Θ визначає коефіцієнт сили струменя $k_{стр} = 1 - \cos\Theta$, а параметр β – градієнт тиску в пограничному шарі. Для конічного затвора з кутом при вершині 60° $\Theta = 30°$ і $\beta = 1 / 3$, для сферичного діаметром 4,6 мм $\Theta = 71°$ (кут між дотичною до сфери в точці контакту і віссю клапана) і $\beta = 0{,}789$, для плоского $\Theta = 90°$ і $\beta = 1$. Другий фактор – тиск живлення $X_2 = p_c$. Його рівні 0,2; 0,4 і 0,6 МПа лежать у межах робочого тиску клапана (0,15–0,8 МПа) і діапазону налаштування регулятора AR2000 (0,05–0,85 МПа). Третій фактор – ефективна площа дроселя $X_3 = \mu A_{др}$, задають положенням регулювального гвинта, а відповідні значення визначають калібруванням. Цільові рівні 0,5, 1 і 2 мм² відповідають розрахунковим режимам табл. 2.7 і з огляду на ефективну площу відкритого клапана (близько 1,4 мм² за $d_0 = 1{,}5$ мм) забезпечують помітно різні рівні тиску в лінії відкритого клапана.

Таблиця 1. Фактори і рівні їх варіювання

Фактор	Позначення	Рівень −1	Рівень 0	Рівень +1	Кодування
Форма затвора (параметр еквівалентного клина β)	$X_1 = \beta$	конічний (0,333)	сферичний (0,789)	плоский (1)	$x_1 = (\beta - 2/3)/(1/3)$
Тиск живлення, МПа	$X_2 = p_c$	0,2	0,4	0,6	$x_2 = (p_c - 0{,}4)/0{,}2$
Ефективна площа дроселя, мм²	$X_3 = \mu A_{др}$	0,5	1	2	$x_3 = \log_2 \mu A_{др}$ ($\mu A_{др}$, мм²)

Функціями відгуку є показники динамічної характеристики, визначені в підрозділі 2.2: час закривання $t_{закр}$, часи зростання тиску t_{10} і t_{90}, час встановлення $t_{вст}$, усталений тиск відкритого клапана $p_{л.вст}$, час відкривання $t_{відкр}$ і час спадання тиску t_{90}'.

Загальний вигляд лабораторної установки приведено на рис. 1. Для реєстрації перехідних процесів застосовано двоканальну схему вимірювання (рис. 2). Канал 1 осцилографа реєструє сигнал датчика тиску ДТ, встановленого через трійник у лінії між вентилем і клапаном. Канал 2 реєструє напругу на котушці і використовується для запуску (синхронізації) запису. За наявності шунта $R_ш$ у колі котушки канал 2 можна перемикати на вимірювання струму. Провал струму, зумовлений ЕРС руху, дає незалежну оцінку моментів початку і завершення руху якоря.

Необхідна точність вимірювань визначається очікуваними відмінностями між досліджуваними варіантами. За змодельованими результатами для $p_c = 0{,}6$ МПа і $\mu A_{др} = 1$ мм² час закривання становить 13,3 мс для конічного, 15,3 мс для сферичного і 15,8 мс для плоского затвора клапана. Найменша різниця є між сферичним і плоским затворами, становить 0,5 мс. Час відкривання становить 74,1, 81,5 і 107,4 мс. Для вимірювання тривалості закривання сферичного і плоского затворів, розширена невизначеність середнього значення не перевищувати 0,2–0,3 мс; для тривалості

відкривання достатньо 1–2 мс. Відмінності в усталеному тиску відкритого клапана між затворами, за результатами моделювання, не перевищують 0,006 МПа.

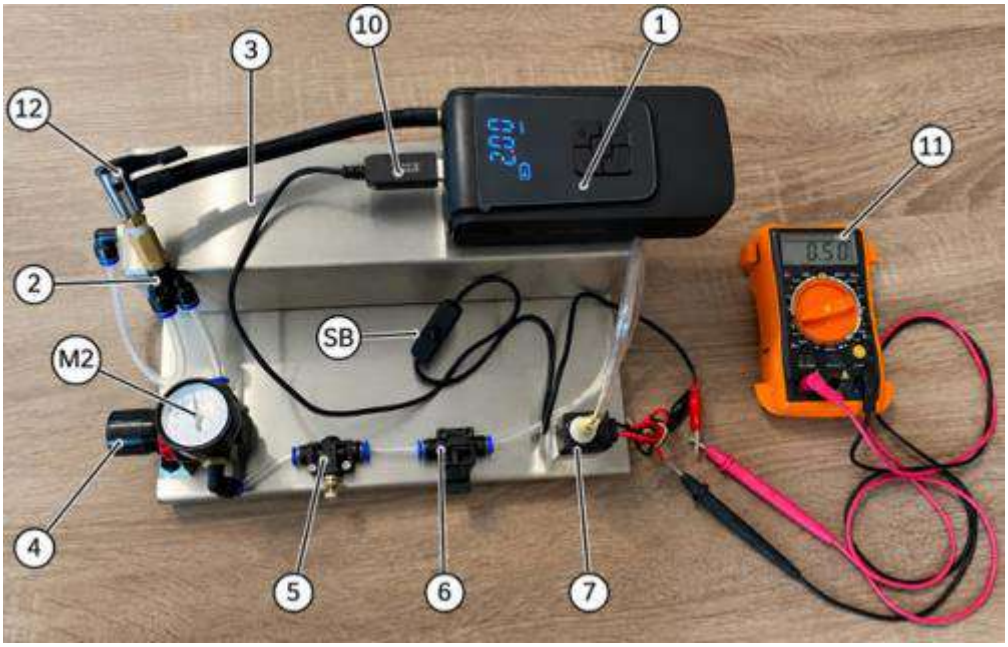


Рис. 1. Загальний вигляд лабораторної установки: 1 – компресор; 2 – трійник; 3 – ресивер; 4 – регулятор тиску; 5 – дросель; 6 – вентиль; 7 – електромагнітний клапан; 10 – кабель живлення компресора; 11 – мультиметр для вимірювання струму котушки; 12 – шланг компресора із затискачем; M2 – манометр; SB – вимикач

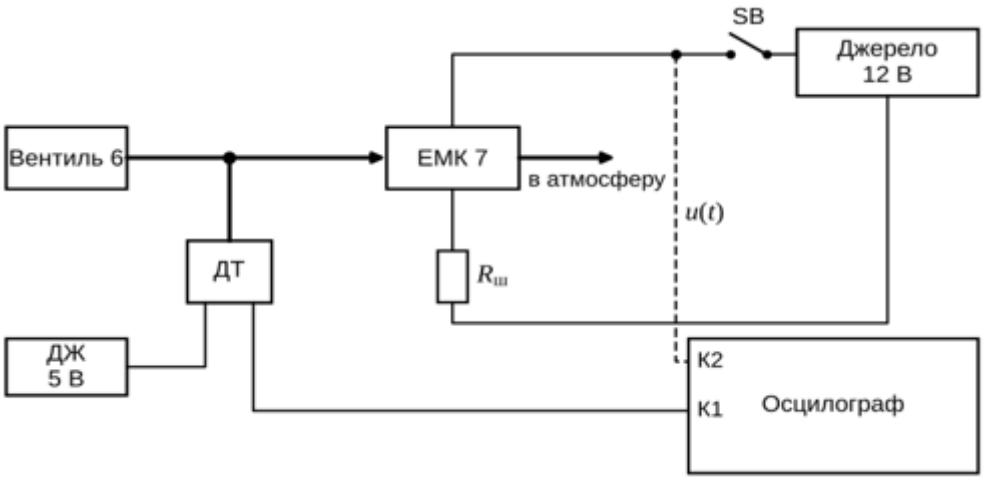


Рис. 2. Схема вимірювання: ДТ – датчик тиску; ДЖ – джерело живлення датчика; SB – кнопковий вимикач; ЕМК – котушка електромагнітного клапана; $R_ш$ – шунт для вимірювання струму (за потреби); К1, К2 – канали осцилографа

Характерні тривалості: тривалість зростання тиску після посадки затвора клапана (1,5 - 22 мс) згідно результатів моделювання); тривалість руху якоря (мілісекунди).

Похибка дискретизації за рівномірного розподілу в межах інтервалу дискретизації $\Delta t_д$ має стандартну невизначеність [14]

$$u_д = \frac{\Delta t_д}{\sqrt{12}}. \quad (1)$$

За частоти дискретизації 10 кГц ($\Delta t_д = 0{,}1$ мс) $u_д \approx 0{,}03$ мс, що значно менше за вимогу. Отже, частота дискретизації не нижче 10 кГц є достатньою. Тривалість запису має охоплювати повний цикл, тобто 0,1 с до подачі сигналу, час утримання кнопки і 0,2

с після її відпускання. За утримання 0,3–0,5 с це становить близько 1 с, тому довжина пам'яті осцилографа має бути не меншою за 10^4 точок на канал.

Вимоги до датчика тиску. Похибка визначення моменту перетину порогового рівня тиску пов'язана з похибкою тиску u_p і швидкістю зміни тиску [14]:

$$u_{t,p} = \frac{u_p}{|dp_п/dt|}. \qquad (2)$$

За моделлю, під час зростання тиску після закриття клапана найбільша швидкість зміни тиску становить 0,01–0,05 МПа/мс. Для датчика з діапазоном 0–1 МПа і зведеною похибкою 0,5 % ($u_p \approx 0{,}005/\sqrt{3} \approx 0{,}003$ МПа) похибка становить $u_{t,p} = 0{,}06$–0,3 мс. Найбільше значення відповідає найменшій провідності дроселя, коли тиск зростає повільно; для визначення моменту закриття, коли крутизна фронту найбільша, похибка не перевищує 0,1 мс. Час відгуку датчика має бути щонайменше на порядок меншим за час зростання тиску, тобто не більше 1 мс. Цим вимогам відповідають п'єзорезистивні датчики тиску з аналоговим вихідним сигналом (наприклад, 0,5–4,5 В) і часом відгуку близько 1 мс.

Оцінювання невизначеності виконується відповідно до настанови JCGM 100 (GUM) [14].

Калібрувальні досліди проводимо наступним чином. Ефективну площу дроселя для кожного положення гвинта визначають за усталеним тиском у лінії відкритого клапана. Якщо течія через дросель і клапан надкритична, з рівності витрат (2.48) випливає

$$\mu A_{\text{др}}\, p_{\text{с}}^{\text{абс}} = \mu A_{\text{к}}\, p_{\text{л.вст}}^{\text{абс}}, \qquad \mu A_{\text{др}} = \mu A_{\text{к}}\, \frac{p_{\text{л.вст}}^{\text{абс}}}{p_{\text{с}}^{\text{абс}}}, \qquad (3)$$

де індекс «абс» позначає абсолютні тиски.

Умова надкритичності для дроселя – $p_{\text{л.вст}}^{\text{абс}}/p_{\text{с}}^{\text{абс}} \le 0{,}528$, для клапана - $p_a/p_{\text{л.вст}}^{\text{абс}} \le 0{,}528$ [15]. Ефективну площу відкритого клапана $\mu A_{\text{к}}$ визначають методом спорожнення ємності [16]. Для цього заповнюють ресивер до 0,6–0,8 МПа, вимикають компресор, повністю відкривають дросель і регулятор, а датчик тиску тимчасово приєднують до ресивера. За надкритичного витікання тиск у ресивері спадає за експонентою, відповідно:

$$\mu A_{\Sigma} = \frac{V_{\text{р}}}{nR_{\text{г}}TC_1\,\Delta t} \ln\frac{p_{\text{р1}}}{p_{\text{р2}}}, \qquad C_1 = \sqrt{\frac{k}{R_{\text{г}}T}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}, \qquad (4)$$

де μA_{Σ} – сумарна ефективна площа послідовно з'єднаних елементів, м²; $p_{\text{р1}}$, $p_{\text{р2}}$ – абсолютні тиски на початку і в кінці інтервалу Δt, Па.

Інтервал вибирають так, щоб $p_{\text{р2}}$ перевищував $p_a/0{,}528 \approx 0{,}19$ МПа. Для послідовно з'єднаних елементів за надкритичного режиму наближено виконується співвідношення $\mu A_{\Sigma}^{-2} = \sum_i \mu A_i^{-2}$ [17], що дає змогу виділити ефективну площу клапана, якщо площі інших елементів значно більші.

Напругу на котушці контролюють мультиметром під час перемикання клапана. Зниження напруги під навантаженням характеризує внутрішній опір джерела живлення (виходу компресора) і використовується для оцінювання фактичних умов закривання клапана.

Результати.

Результати основного факторного експерименту для плану 3^3 у вигляді матриці плану наведено в табл. 2. Значення показників отримано усередненням результатів повторних дослідів у кожному режимі.

Таблиця 2. Матриця плану експерименту і експериментальні значення функцій відгуку

№	Затвор	β	x_1	p_c, МПа	x_2	$\mu A_{др}$, мм²	x_3	$t_{закр}$, мс	t_{90}, мс	$t_{відкр}$, мс	$p_{л.вст}$, МПа
1	конічний	0,333	−1	0,2	−1	0,5	−1	13,2	32,6	132,5	0,022
2	конічний	0,333	−1	0,4	0	0,5	−1	13,1	34,7	124,8	0,081
3	конічний	0,333	−1	0,6	+1	0,5	−1	13,3	34,1	115,2	0,158
4	сферичний	0,789	0,367	0,2	−1	0,5	−1	12,8	33,3	111,6	0,021
5	сферичний	0,789	0,367	0,4	0	0,5	−1	13,5	35,9	95,5	0,079
6	сферичний	0,789	0,367	0,6	+1	0,5	−1	13,3	36,2	86,5	0,152
7	плоский	1	+1	0,2	−1	0,5	−1	12,5	33,1	102,4	0,031
8	плоский	1	+1	0,4	0	0,5	−1	13,3	35,4	85,1	0,080
9	плоский	1	+1	0,6	+1	0,5	−1	14,0	36,2	76,1	0,152
10	конічний	0,333	−1	0,2	−1	1	0	12,2	18,9	125,1	0,105
11	конічний	0,333	−1	0,4	0	1	0	12,7	19,6	118,2	0,238
12	конічний	0,333	−1	0,6	+1	1	0	13,6	20,0	107,2	0,375
13	сферичний	0,789	0,367	0,2	−1	1	0	14,2	20,2	105,2	0,098
14	сферичний	0,789	0,367	0,4	0	1	0	13,9	20,8	90,3	0,242
15	сферичний	0,789	0,367	0,6	+1	1	0	15,6	22,2	81,1	0,368
16	плоский	1	+1	0,2	−1	1	0	13,2	19,9	98,6	0,115
17	плоский	1	+1	0,4	0	1	0	14,4	21,2	83,1	0,246
18	плоский	1	+1	0,6	+1	1	0	16,0	22,9	73,8	0,361
19	конічний	0,333	−1	0,2	−1	2	+1	12,8	14,5	120,1	0,170
20	конічний	0,333	−1	0,4	0	2	+1	13,3	14,1	113,5	0,354
21	конічний	0,333	−1	0,6	+1	2	+1	12,9	14,9	103,3	0,531
22	сферичний	0,789	0,367	0,2	−1	2	+1	14,0	15,9	101,7	0,172
23	сферичний	0,789	0,367	0,4	0	2	+1	15,5	17,1	87,6	0,352
24	сферичний	0,789	0,367	0,6	+1	2	+1	16,4	17,9	79,1	0,530
25	плоский	1	+1	0,2	−1	2	+1	14,2	16,0	96,6	0,172
26	плоский	1	+1	0,4	0	2	+1	15,7	17,5	81,6	0,342
27	плоский	1	+1	0,6	+1	2	+1	17,4	19,1	73,3	0,531

Примітка. β – параметр еквівалентного клина, $\beta = \theta/90°$; $x_1 = (\beta - 2/3)/(1/3)$, $x_2 = (p_c - 0{,}4)/0{,}2$, $x_3 = \log_2 \mu A_{др}$; значення функцій відгуку – середні за результатами дослідів.

Час закривання конічного затвора клапана в усіх 27 режимах лежить у вузьких межах 12,2–13,6 мс і майже не залежить ні від тиску живлення, ні від площі дроселя. Для сферичного затвора він становить 12,8–16,4 мс, для плоского — 12,5–17,4 мс. Найбільший час закривання плоского затвора (17,4 мс) отримано за найбільшого тиску в лінії відкритого клапана (p_c = 0,6 МПа, $\mu A_{др}$ = 2 мм², $p_{л.вст}$ = 0,531 МПа). За найменшої площі дроселя (0,5 мм²) тиск у лінії відкритого клапана малий (0,021–0,158 МПа), сила струменя незначна, і час закривання всіх затворів однаковий у межах 1,5 мс. Час відкривання змінюється у зворотному порядку. Найменший він для плоского затвора (73,3–102,4 мс), найбільший — для конічного (103,3–132,5 мс), а сферичний займає

проміжне положення (79,1–111,6 мс). Зі збільшенням тиску живлення і площі дроселя час відкривання всіх затворів зменшується, оскільки зростає тиск, що діє на затвор у напрямку відкривання. Час зростання тиску t_{90} визначається передусім площею дроселя: за 0,5 мм² він становить 32,6–36,2 мс, за 2 мм² — 14,1–19,1 мс. Усталений тиск у лінії відкритого клапана для трьох затворів.

Відповідно до методики експериментальні дані апроксимовано повним рівнянням регресії другого порядку. Фактори наведені в табл. 1, відповідно є такі:

– фактор X_1 — форма затвора клапана, задана параметром еквівалентного клина β: β = 0,333 для конічного, 0,789 для сферичного і 1 для плоского затвора; кодоване значення $x_1 = (\beta - 2/3)/(1/3)$ становить відповідно −1; 0,367; +1;

– фактор X_2 — тиск живлення p_c = 0,2; 0,4; 0,6 МПа; кодоване значення $x_2 = (p_c - 0{,}4)/0{,}2$ становить −1; 0; +1;

– фактор X_3 — ефективна площа дроселя $\mu A_{др}$ = 0,5; 1; 2 мм²; кодоване значення $x_3 = \log_2 \mu A_{др}$ становить −1; 0; +1;

– функції відгуку y — експериментальні час закривання $t_{закр}$, час зростання тиску до 90 % перепаду t_{90}, час відкривання $t_{відкр}$ і усталений тиск у лінії відкритого клапана $p_{л.вст}$

Вибір параметра β як кількісної характеристики форми затвора клапана має фізичне обґрунтування. Він однозначно пов'язаний з кутом θ, на який затвор відхиляє струмінь від осі отвору сідла: $\pi\beta = 2\theta$, тобто $\beta = \theta/90°$. Цей кут визначає коефіцієнт сили струменя $k_{стр} = 1 - \cos(90°\beta)$ і водночас градієнт тиску в пограничному шарі на поверхні затвора. Показник градієнта тиску $m = \beta/(2 - \beta)$ не є, оскільки однозначно визначається через β і характеризує ту саму ознаку. Маса затвора окремим фактором також не є окремим фактором. Кожна форма затвора має власну масу (5,8 г для плоского і по 7,0 г для конічного і сферичного затворів), тому коефіцієнти при β відображають сумарний вплив форми і маси реальних затворів. Розділити ці впливи можна лише за дослідами із затворами однакової форми і різної маси або різної форми і однакової маси.

Для переходу до натуральних значень факторів рівняння регресії мають такий вигляд (позначено $\lambda = \log_2 \mu A_{др}$, де $\mu A_{др}$ — в мм²; β — безрозмірний; p_c — в МПа):

– для часу закривання, мс:

$$t_{закр} = 11{,}83 + 3{,}794\beta - 2{,}108p_c - 1{,}356\lambda + 6{,}985\beta p_c + 2{,}105\beta\lambda + 1{,}500p_c\lambda - \\ -3{,}241\beta^2 + 1{,}111p_c^2 - 0{,}02222\lambda^2, \quad (5)$$

– для часу зростання тиску до 90 % перепаду, мс:

$$t_{90} = 16{,}06 + 5{,}879\beta + 5{,}115p_c - 9{,}808\lambda + 7{,}651\beta p_c + 1{,}417\beta\lambda - 0{,}8333p_c\lambda - \\ -4{,}467\beta^2 - 6{,}528p_c^2 + 4{,}839\lambda^2, \quad (6)$$

– для часу відкривання, мс:

$$t_{відкр} = 161{,}4 - 72{,}80\beta - 67{,}65p_c - 8{,}972\lambda - 29{,}31\beta p_c + 5{,}544\beta\lambda + 2{,}500p_c\lambda + \\ +27{,}23\beta^2 + 41{,}67p_c^2 + 1{,}183\lambda^2, \quad (7)$$

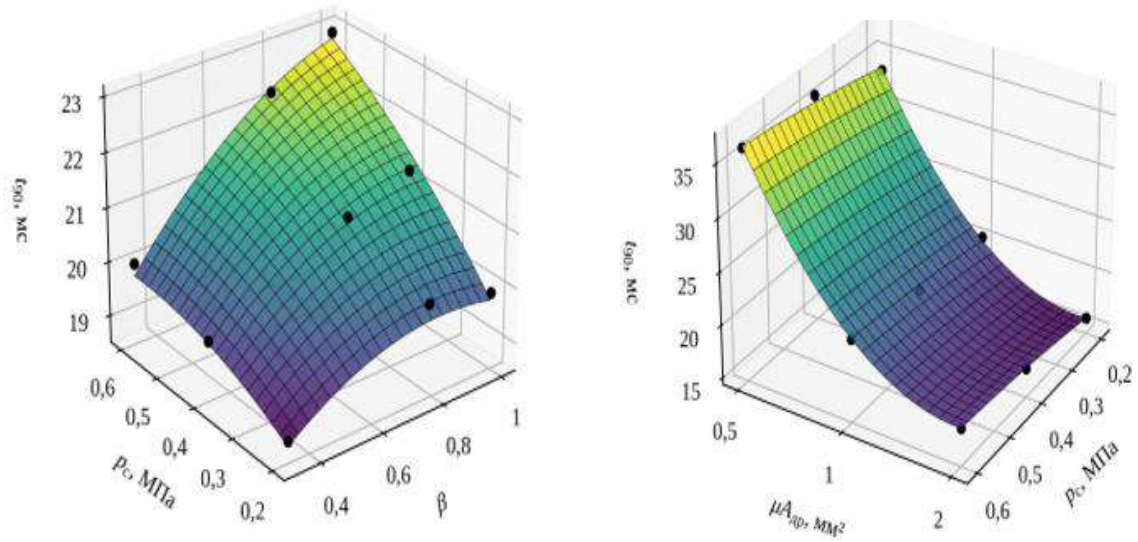
– для усталеного тиску в лінії відкритого клапана, МПа:

$$p_{л.вст} = -0{,}009971 - 0{,}009116\beta + 0{,}6177p_c + 0{,}01856\lambda - 0{,}04539\beta p_c - 0{,}002052\beta\lambda + \\ +0{,}2875p_c\lambda + 0{,}01995\beta^2 + 0{,}05000p_c^2 - 0{,}02033\lambda^2. \quad (8)$$

Рівняння (5–8) справедливі в межах факторного простору $1/3 \le \beta \le 1$, $0{,}2 \le p_c \le 0{,}6$ МПа, $0{,}5 \le \mu A_{др} \le 2$ мм². Коефіцієнти детермінації становлять 0,934–0,999, тобто рівняння пояснюють від 93 до 99,9 % варіації показників. Залишкові середньоквадратичні відхилення (0,42 мс для $t_{закр}$, 0,41 мс для t_{90}, 1,55 мс для $t_{відкр}$ і

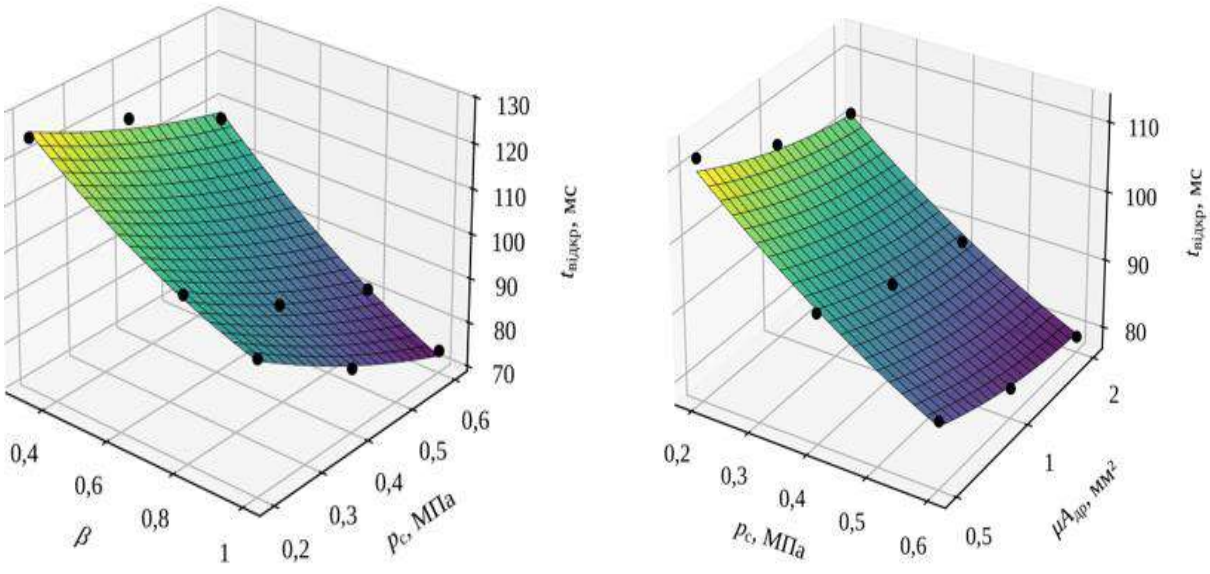
0,0069 МПа для $p_{\text{л.вст}}$) того самого порядку, що й очікувана невизначеність вимірювань (підрозділ 3.3).

Графічне зображення кореляційних залежностей у вигляді поверхонь відгуку наведено на рис. 3, 4.



а б

Рис. 3. Залежність часу зростання тиску t_{90}: а – від параметра форми затвора клапана β і тиску живлення p_c за $\mu A_{др}$ = 1 мм²; б – від тиску живлення і ефективної площі дроселя для сферичного затвора (β = 0,789); точки – експериментальні усереднені значення



а б

Рис. 4. Залежність часу відкривання $t_{\text{відкр}}$: а – від параметра форми затвора клапана β і тиску живлення p_c за $\mu A_{др}$ = 1 мм²; б – від тиску живлення і ефективної площі дроселя для сферичного затвора (β = 0,789).

Аналіз результатів дослідження (рис. 3, залежності (5-8)) показує, що час закривання зростає зі збільшенням усіх трьох факторів, причому головні ефекти близькі за значенням (b_1 = 0,756, b_2 = 0,687 і b_3 = 0,648 мс). Найбільшою за модулем серед взаємодій є b_{13} = 0,702 мс: вплив форми затвора клапана посилюється зі збільшенням площі дроселя. Значущою є і взаємодія b_{12} = 0,466 мс, тобто вплив тиску живлення посилюється зі збільшенням β. Обидві взаємодії мають одну фізичну причину. Збільшення тиску живлення і площі дроселя підвищує тиск у лінії відкритого

клапана, а отже, і силу струменя, яку має подолати електромагніт. Ця сила пропорційна $k_{\text{стр}} = 1 - \cos(90°\beta)$, тому для конічного затвора вона мала, і його час закривання майже не залежить від режиму. Квадратичні коефіцієнти незначущі, тож у межах факторного простору залежність близька до білінійної. Від'ємний коефіцієнт b_{11} відображає те, що за малого тиску в лінії сферичний затвор закривається не швидше за плоский. Причиною є менша маса плоского затвора (5,8 г проти 7,0 г), яка за слабкого струменя переважає

Залежність часу відкривання від факторів (рис. 4) має протилежний характер: час відкривання зменшується зі збільшенням усіх трьох факторів. Вплив форми затвора клапана тут найсильніший: кодований коефіцієнт $b_1 = -16{,}07$ мс перевищує за модулем коефіцієнт тиску $b_2 = -10{,}77$ мс у 1,5 раза, а коефіцієнт площі дроселя $b_3 = -4{,}28$ мс — майже в 4 рази. У межах факторного простору час відкривання змінюється від 73 до 133 мс, тобто у 1,8 раза. Конічний затвор відкривається найповільніше, оскільки сила струменя, що допомагає відкриванню, для нього найменша. Під час відкривання сила струменя сприяє руху затвора, тому плоский затвор, що сприймає найбільшу частку імпульсу, відкривається найшвидше.

Таким чином, отримані дослідження дозволяють встановити що конічний затвор клапана закривається найшвидше, а перевага зростає з тиском: за 0,6 МПа і 2 мм² час закривання плоского затвора в 1,35 рази більший, ніж конічного (модель - 1,27). За 0,5 мм² тиск у лінії малий, і часи закривання трьох затворів відрізняються не більше ніж на 0,7 мс, що відповідає моделі (до 0,9 мс). У діапазоні тиску в лінії відкритого клапана 0,02–0,53 МПа час закривання плоского затвора клапана зростає в середньому на 0,97 мс на кожні 0,1 МПа (модель — 0,91 мс), сферичного — на 0,69 мс (модель — 0,63 мс), а конічного майже не змінюється (0,06 мс; модель — 0,14 мс).

Висновки.

Експериментально підтверджено, що форма затвора клапана визначально впливає на динамічну характеристику регулятора тиску, коли клапан закривається назустріч потоку. Конічний затвор закривається найшвидше і найстабільніше (12,2–13,6 мс за тиску живлення 0,2–0,6 МПа і ефективної площі дроселя 0,5–2 мм²), але відкривається найповільніше (103,3–132,5 мс). Плоский затвор, навпаки, відкривається найшвидше (73,3–102,4 мс), а його час закривання найсильніше зростає з тиском у лінії (з 12,5 до 17,4 мс). Сферичний затвор займає проміжне положення. Час зростання тиску визначається передусім площею дроселя, а усталений тиск у лінії від форми затвора не залежить.

Отримані регресійні моделі уможливлюють обґрунтування форми затвора клапана і налаштування дроселя та регулятора тиску відповідно до режиму роботи пневмосистеми.

Наступним етапом дослідження пропонується визначити вплив конструктивних розмірів на динаміку роботи клапанної системи.

Література

1. Pan Z., Yiping D., , Jiangfeng W. Design and thermodynamic analysis of a hybrid energy storage system based on A-CAES (adiabatic compressed air energy storage) and FESS (flywheel energy storage system) for wind power application. *Energy*, 2014. 70(C). 674–684. https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.04.055

2. Bai Y., Li X. A nonlinear compensation method for pneumatic positioning system with proportional flow regulator. *Hydr. Trans*., 2007. 7. 52–55

3. Wang X., Chen Y. Design and simulation of pneumatic proportional extra-high pressure regulator. *J Zhejiang Univ* (Eng Sci), 2005. 39. 614–617

4. Ban W., Tao G., Meng D. Design of pneumatic proportional pressure regulator pressure controller with pyramid regulator. *J Zhejiang Univ*, 2015. 5. 873–879

5. Yu Q., Zhai J., Wang Q., Zhang X., Tan X. Experimental Study of a New Pneumatic Actuating System Using Exhaust Recycling. *Sustainability*, 2021. 13. 1645. https://doi.org/10.3390/su13041645

6. Yang-seok K., Dae-woong K., Byoung-oh L., Rae-hyuk J., Seung-ho L. Experimental Study of Operating Parameters for Pneumatic Control Valve in Abnormal Conditions. *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, 2016. 40(6). 613–619. https://doi.org/10.3795/KSME-A.2016.40.6.613

7. Wang N., Xu L. Y., Xie F., et al. Research on the dynamic characteristics of pneumatic proportional regulator in pneumatic-loading system and design of fuzzy adaptive controller. *Sci China Tech Sci*, 2022. 65. 956–965. https://doi.org/10.1007/s11431-021-1932-1

8. Shahani A. R., Esmaili H., Aryaei A., Mohammadi S., Najar M. Dynamic Simulation of a High Pressure Regulator. *JCARME*, 2011. 1(1). 17–28. https://doi.org/10.22061/JCARME.2011.3

9. Stryzhak M., Hasanov R. Mathematical Modeling of the Dynamic Performance of a Pneumatic Actuator with a Proportional Pressure Regulator. *Bulletin of the National Technical University KhPI Series Hydraulic machines and hydraulic units*, 2026. 19–26. https://doi.org/10.20998/2411-3441.2026.1.03

10. Luo K., Chen K., Yu X., Zang J., Yang L. Numerical Simulation and Experimental Verification on Dynamic Behavior of Pilot-Operated Isolation Valve. *ICCMT '25: Proceedings of the 2025 2nd International Conference on Computer and Multimedia Technology*, 2025. 481–489. https://doi.org/10.1145/3757749.3757831

11. Shen R., Jiao Z., Parker T., et al. Recent application of Computational Fluid Dynamics (CFD) in process safety and loss prevention: *A review[J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 2020. 67. 104252. https://doi.org/10.1016/j.jlp.2020.104252

12. Scuro N. L., Angelo E., Angelo G., et al. A CFD analysis of the flow dynamics of a directly-operated safety relief valve. *Journal Nuclear Engineering and Design*, 2018. 328. 321–332. https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2018.01.024

13. Tiwari G., Kumar J., Prasad V., et al. Utility of CFD in the design and performance analysis of hydraulic turbines. *A review Journal Energy Reports*. 2020. 6. 2410–2429. https://doi.org/10.1016/j.egyr.2020.09.004

14. JCGM 100:2008. Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement. Sèvres : Joint Committee for Guides in Metrology, 2008.

15. Anderson J. D. Modern Compressible Flow: With Historical Perspective. 3rd ed. New York : McGraw-Hill, 2003. 760 p.

16. ISO 6358-2:2019. Pneumatic fluid power – Determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids – Part 2: Alternative test methods. Geneva : International Organization for Standardization, 2019.

17. Beater P. Pneumatic Drives: System Design, Modelling and Control. Berlin ; Heidelberg : Springer, 2007. https://doi.org/10.1007/978-3-540-69471-7

Дата першого надходження статті до видання 07.10.2026
Дата прийняття статті до друку після рецензування 29.10.2026
Дата публікації (оприлюднення) статті 04.11.2026
Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу(CC BY 4.0)

COMPUTATIONAL FACTORIAL EXPERIMENT FOR INVESTIGATING THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A PNEUMATIC SYSTEM PRESSURE REGULATOR

V. Dmytriv[1], S. N.-T. Velykyi [1]
[1] *Lviv Polytechnic National University*

Abstract

The objective of this research is to determine the dynamic characteristics of a pressure regulator equipped with an electromagnetic valve—considering three different valve plug shapes and various pneumatic system parameters—and to verify the adequacy of the mathematical model. Correlation relationships were derived for the temporal operating characteristics of the pressure regulator's valve system. These relationships depend on system pressure, the shape of the valve plug (defined by an "equivalent wedge" parameter), and the effective throttle area. This allows for an assessment of the valve system's efficiency based on the opening and closing time parameters of the regulator. The results of a three-factor experiment are presented. The factors considered were: X_1 (valve plug shape, defined by the equivalent wedge parameter β: β = 0,333 for a conical plug, 0.789 for a spherical plug, and 1 for a flat plug); X_2 (supply pressure p_c = 0.2, 0.4, 0.6 MPa); and X_3 (effective throttle area μA_{thr} = 0.5, 1, 2 mm²). The experimental response functions include: closing time t_{close}; the time required for pressure to rise to 90% of the differential t_{90}; opening time t_{open}; and the steady-state pressure in the line downstream of the open valve p_{line}. It has been experimentally confirmed that the shape of the valve plug has a decisive influence on the dynamic characteristics of the pressure regulator when the valve closes against the direction of flow. A conical valve element closes the fastest and most consistently (12.2–13.6 ms at a supply pressure of 0.2–0.6 MPa and an effective orifice area of 0.5 - 2 mm², but it opens the slowest (103.3–132.5 ms). Conversely, a flat valve element opens the fastest (73.3–102.4 ms), while its closing time increases most significantly with line pressure (from 12.5 to 17.4 ms). A spherical valve element occupies an intermediate position. The pressure rise time is determined primarily by the orifice area, whereas the steady-state line pressure is independent of the valve element's shape. Consistency criteria were calculated based on measurement uncertainty and the accuracy of the model's input data. According to the Student's criterion, no systematic model error was detected (calculated values: t = 0.29–1.90). Based on the Fisher criterion (F = 14.6), the model is considered adequate. The practical significance of these derived relationships lies in the ability to adaptively select the valve element design and configure the pneumatic system. If the priority is rapid closing (a quick rise in line pressure) and consistency in this timing despite variations in supply pressure and line resistance, a conical valve element is the appropriate choice.

Keywords: pressure, pneumatic system, valve system, Fisher criterion, Student's criterion, regression equation, opening time, wedge, mathematical model, supply voltage.