

© В. І. Клименко, докт. техн. наук, професор кафедри автомобілів імені А. Б. Гредескула, ORCID: 0000-0002-7399-0397, e-mail: valeriy.klimenko@gmail.com;
© О. О. Ярита, канд. техн. наук, доцент кафедри автомобілів імені А. Б. Гредескула, ORCID: 0000-0003-4948-6577 e-mail: aleks.yarita@gmail.com (Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

© Valeriy Klimenko, Doctor of Engineering, Professor at the A. B. Gredescula department of Automobile, ORCID: 0000-0002-7399-0397, e-mail: valeriy.klimenko@gmail.com;
© Oleksandr Yarita, Candidate of Engineering, associate professor at the A. B. Gredescula department of Automobile, ORCID: 0000-0003-4948-6577 e-mail: aleks.yarita@gmail.com (Kharkiv National Automobile and Highway University)

ЩОДО ОСОБЛИВОСТЕЙ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПРискорювального Клапана Вдосконаленої Конструкції у складі електропневматичного Приводу Зчеплення

REGARDING THE SPECIFICS OF THE OPERATIONAL PROCESS OF AN ADVANCED-DESIGN ACCELERATOR PEDAL VALVE WITHIN AN ELECTRO-PNEUMATIC CLUTCH ACTUATOR

Анотація. Процес керування зчепленням транспортного засобу є невід'ємною складовою роботи водія та потребує від нього певних навичок і фізичних зусиль, особливо коли йдеться про водіїв вантажних автомобілів та автобусів. Одним зі шляхів спрощення процесу керування зчепленням даних видів транспортних засобів вбачається використання розробленої конструкції електропневматичного приводу зчеплення. Особливістю запропонованого приводу зчеплення є використання у конструкції прискорювального клапана, що дає змогу забезпечити необхідні експлуатаційні показники на будь-яких режимах роботи. Конструкція прискорювального клапана, що використовується у складі електропневматичного приводу зчеплення вдосконалена шляхом використання дроселя, який поєднує керуючу та силову його порожнини. Наявність вказаного отвору між порожнинами прискорювального клапана зокрема дає змогу швидше вирівняти у них тиск, та покращити таким чином точність позиціонування штока виконавчого механізму. Для підтвердження працездатності запропонованої конструкції прискорювального клапана було створено математичну модель, яка описує робочий процес електропневматичного приводу зчеплення. Шляхом математичного моделювання було досліджено роботу прискорювального клапана залежно від тривалості керуючого імпульсу, який подається на відповідний електропневматичний клапан. Для підтвердження коректності роботи математичної моделі отримані результати були співставлені з результатами експериментальних досліджень. На основі результатів математичного моделювання робочих процесів, що протікають під час роботи прискорювального клапана, показано відмінність запропонованої конструкції від раніше відомих. Отримано числові значення тривалості керуючого імпульсу, що призводить до спрацювання прискорювального клапана запропонованої конструкції.

Ключові слова: прискорювальний клапан, дросель, математична модель, порожнина.

Abstract: The process of managing the clutch of a vehicle is an integral component of a driver's work and requires specific skills and physical effort, especially for drivers of trucks and buses. One way to simplify the clutch control process for these types of vehicles involves using a developed design of an electro-pneumatic clutch actuator. The particularity of the proposed clutch actuator lies in the utilization of an accelerator pedal valve in its construction, enabling the provision of necessary operational parameters under various working conditions. The construction of the accelerator pedal valve used in the electro-pneumatic clutch actuator has been enhanced by incorporating a throttle that combines its control and power cavities. The presence of this aperture between the cavities of the accelerator pedal valve allows for quicker pressure equalization within them, thereby improving the precision of the actuating mechanism's shaft positioning. To validate the functionality of the proposed accelerator pedal valve design, a mathematical model describing the operational process of the electro-pneumatic clutch actuator was created. Through mathematical simulations, the performance of the accelerator pedal valve was investigated based on the duration of the controlling impulse supplied to the respective electro-pneumatic valve. To verify the accuracy of the mathematical model, the obtained results were compared with experimental research outcomes. The obtained numerical values for the duration of the controlling impulse leading to the operation of the accelerator pedal valve in the proposed design were determined based on the results of the mathematical modeling of operational processes. These findings highlight the distinctiveness of the proposed construction compared to previously known designs. Numeric values for the du-

ration of the controlling impulse that triggers the operation of the accelerator pedal valve in the proposed construction were obtained.

Ключові слова: accelerator pedal valve, throttle, mathematical model, cavity.

Вступ

Автомобілебудування, як власне й інші галузі промисловості, постійно розвивається та еволюціонує. Серед головних факторів, які забезпечують подібний прогрес потрібно вказати досягнення у галузі науки та технологій. Основними напрямками для вдосконалення транспортних засобів на сьогодні вбачаються покращення економічності, зменшення шкідливих викидів до атмосфери, покращення показників комфорту та безпеки.

Процес керування зчепленням – невід’ємна складова процесу керування транспортним засобом із механічною трансмісією. На сьогодні основним шляхом удосконалення приводів керування зчепленням залишається використання різних типів підсилювачів, застосування нових джерел енергії. Для застосування на великовантажних автомобілях та автобусах, де для керування зчепленням необхідно реалізувати значні зусилля, у даному контексті найбільш перспективним виглядає удосконалення конструкції виконавчого механізму електропневматичного приводу зчеплення (далі – ЕППЗ), яке дасть змогу забезпечити його стабільні експлуатаційні характеристики незалежно від режимів роботи.

У пневматичних системах для пришвидшення спрацьовування апаратів широко застосовуються прискорювальні клапани різних конструкцій [1, 2]. Основним їхнім завданням є скорочення часу спрацьовування механізму завдяки підвищенню швидкості наповнення та спорожнення порожнин апаратів робочим тілом. Однак, позитивний ефект від застосування прискорювальних клапанів, такий як підвищення швидкодії завжди пов’язаний з присутністю певних недоліків:

– у випадку застосування релейного способу подачі стисненого повітря до керуючої порожнини може спостерігатися перерегулювання на виході із прискорювального клапана, що обумовлено порівняно невеликими розмірами керуючої порожнини і, відповідно,

значним стрибкоподібним переміщенням поршня (золотника);
– під час подачі стисненого повітря в керуючу порожнину поршень може увійти в автоколивання, оскільки він у поєднанні з пружиною клапана утворює коливальну систему. Ці коливання небажані, оскільки вони викликають шуми і можуть призвести до руйнації клапана.

Враховуючи позитивний ефект від використання прискорювального клапана у пневматичних системах, було вирішено включити його у конструкцію ЕППЗ [3]. З метою зменшення впливу недоліків, притаманних прискорювальним клапанам відомих конструкцій, на роботу ЕППЗ, було запропоновано альтернативну конструкцію [4].

Особливості роботи прискорювального клапана удосконаленої конструкції

Конструкція прискорювального клапана, запропонована для використання у складі ЕППЗ, відрізняється наявністю дроселя 4 (рис. 1), що поєднує його керуючу та силову порожнини (В та Б відповідно), дозволяючи зменшити негативний ефект від стрімкого наростання тиску у керуючій порожнині В та швидше вирівняти тиск з обох боків поршня 5 [4].

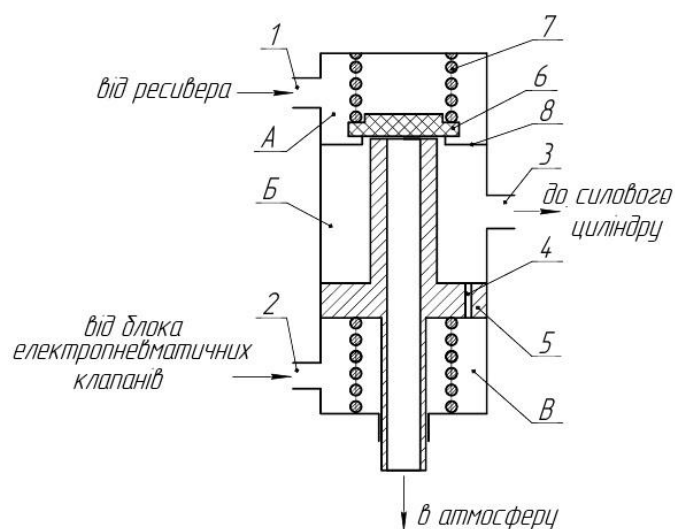
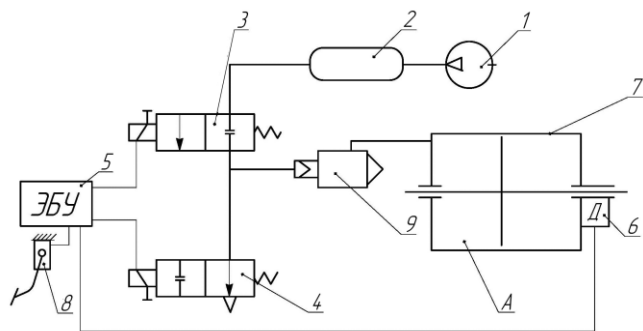


Рис. 1. Схема запропонованого прискорювального клапана

Завдяки використанню нових взаємозв'язків між елементами прискорювально-

го клапана досягається зменшення ефекту перерегулювання при релейному способі подачі повітря в керуючу порожнину, а також зменшення коливань поршня.

У контексті роботи електропневматичного приводу зчеплення використання запропонованого прискорювального клапана дає змогу (рис. 2) [3] забезпечити необхідне підвищення точності позиціонування штока виконавчого механізму [5] без суттєвого зниження показників швидкодії.



1 – компресор, 2 – ресивер, 3 – впускний електропневматичний клапан, 4 – випускний електропневматичний клапан, 5 – електронний блок керування, 6 – датчик переміщення штока, 7 – пневматичний циліндр, 8 – орган керування, 9 – прискорювальний клапан

Рис. 2. Схема електропневматичного приводу керування зчепленням з прискорювальним клапаном

Відповідно до наведеної схеми (рис. 1) у стані спокою (орган керування зчепленням перебуває у вихідному положенні) у керуючій порожнині прискорювального клапана тиск рівний атмосферному. Відсутність надлишкового тиску на поршень 5 призводить до утворення між ним та клапаном впуску-випуску 6 зазору. Завдяки зазору, який утворився, порожнина Б через наскрізний отвір у поршні 5 сполучається з атмосферою. Водночас атмосферний тиск через вихід 3 встановлюється в силовій порожнині пневматичного циліндра і, завдяки дроселю 4, в керуючій порожнині В. У цей час клапан впуску 6 притиснутий до свого сідла 8 за рахунок зусилля пружини 7 та додаткового зусилля, утвореного тиском повітря.

У випадку виведення органу керування зчепленням із вихідного положення, в керуючу порожнину через вхід 2 потрапляє стиснене повітря у формі коротких імпульсів (релейний спосіб керування). Тривалість

імпульсів та пауз між ними розраховуються електронним блоком керування (далі – ЕБК) залежно від параметрів переміщення органу керування зчепленням, мінімальна тривалість імпульсу також обмежена технічними характеристиками електропневматичного клапана, що використовується на вході в прискорювальний клапан. Підвищення тиску в керуючій порожнині призводить до переміщення поршня 5, вибору зазору між поршнем і клапаном 6 і роз'єднання вихідної порожнини Б з атмосферою. У цей же час через дросель 4, виконаний у поршні 5, відбувається перетікання стисненого повітря з керуючої порожнини у вихідну порожнину Б, тиск у силовій порожнині циліндра починає підвищуватися ще до спрацювання прискорювального клапана. Оскільки площа перетину входу 2 в декілька разів більше ніж дроселя 4, тиск у керуючій порожнині підвищується, що призводить до зростання зусилля на поршні 5 та спрацювання прискорювального клапана. Впускний клапан 6 відкривається і вихідна порожнина Б з'єднується з живлячою порожниною А, тиск у силовій порожнині пневматичного циліндра стрімко зростає.

Завдяки перетіканню повітря між порожнинами В та Б зменшується перерегулювання, а після закриття впускного електропневматичного клапана тиск у порожнинах швидко вирівнюється. При цьому клапан 6 завдяки зусиллю пружини 7 і тиску повітря притискається до сідла 8. Водночас поршень 5 залишається притисненим до клапана 6 завдяки притискній силі, наявності якої зумовлена різницею площ з двох боків поршня. Це не дає змоги стисненому повітрю виходити у атмосферу через осьовий отвір у поршні. У такому стані спокою, коли обидва клапана закрито, система перебуває до наступної команди ЕБК.

У разі подачі ЕБК сигналу на ввімкнення зчеплення, з керуючої порожнини через вхід 2 та випускний електропневматичний клапан стиснене повітря випускається в атмосферу. Різке падіння тиску в керуючій порожнині призводить до переміщення поршня 5 і його відриву від клапана 6. Відповідно на деякий час вихідна порожнина через отвір в поршні 5 сполучається з атмосферою, а після вирівнювання тиску в порожнинах В та Б поршень знову притискається до сідла 6. Таким чином, реалізується функція регулюван-

ня при випуску повітря із силової порожнини пневматичного циліндра.

За умови подачі керуючого сигналу не релейним способом, подача стисненого повітря в керуючу порожнину прискорювального клапана, призводить до різкого переміщення поршня 5 і, відповідно, повного відкриття впускного клапана 6. Тиск у силевій порожнині пневматичного циліндра підвищується максимально швидко. Випуск відбувається у зворотному порядку.

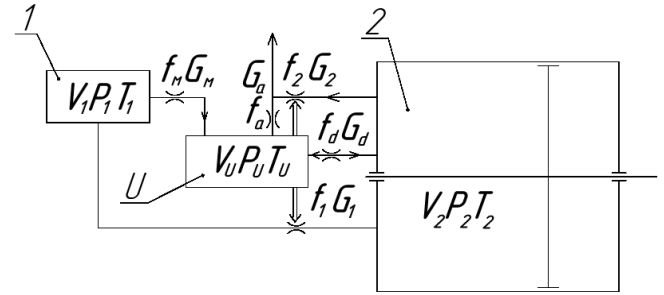
Математична модель роботи прискорювального клапана у складі електропневматичного приводу керування зчепленням

Основна відмінність у роботі запропонованого прискорювального клапана [4] від раніше існуючих конструкцій спостерігається на режимах, коли повітря в керуючу порожнину подається у вигляді коротких імпульсів, це відповідає повільному натисканню (відпусканню) педалі. У нашій роботі передусім розглядаються процеси, які протікають у порожнинах прискорювального клапана до відкриття клапана впуску 6 (**рис. 1**).

Математична модель прискорювального клапана включає: диференціальні рівняння газодинамічних функцій [6], диференціальні рівняння, що описують роботу прискорювального клапана, а також рівняння зв'язку. Під час побудови моделі були прийняті припущення:

- пневматичний ланцюг розглядається як система із зосередженими параметрами;
- повітря розглядається як ідеальний газ;
- температура повітря в ємностях приймається однаковою та постійною за час перехідного процесу;
- тиск повітря в ресивері не змінюється за час перехідного процесу.

Наповнення силової порожнини пневматичного циліндру у початковий момент часу здійснюється з керуючої порожнини U прискорювального клапана через дросель (**рис. 3**), а після спрацьовування клапана – і через його основний переріз. Значенням тиску, температури та об'єму, що відповідають певним розрахунковим порожнинам надамо відповідні індекси.



1 – ресивер; 2 – силова порожнина пневматичного циліндра; U – керуюча порожнина прискорювального клапана; T, V, P – температура, об'єм та тиск повітря відповідних ланок

Рис. 3. Розрахункова схема пневматичної частини ЕППЗ

Відповідно до розрахункової схеми, наведеної на **рис. 3**, система рівнянь для процесу наповнення керуючої порожнини U прискорювального клапана має вигляд:

$$\begin{cases} kR[TG_M - T G_a] dt = V_U dp_U \\ G_M = K\mu_M f_M p_1 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_M); \\ G_a = K\mu_d f_d p_U \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_d) \end{cases} \quad (1)$$

Рівняння процесу спорожнення керуючої порожнини U прискорювального клапана відрізняються функцією витрати і матимуть вигляд:

$$\begin{cases} kR[T \cdot (-G_a) + T G_d] dt = V_U dp_U \\ G_a = K\mu_a f_a p_U \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Z_a) \\ G_d = K\mu_d f_d p_2 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_d) \end{cases} \quad (2)$$

де T – температура, К; G_M – витрата повітря через впускний електропневматичний клапан; G_a – витрата повітря через дросель; V_U – об'єм керуючої порожнини прискорювального клапана, м³; V_2 – об'єм силової порожнини пневматичного циліндра, м³; V_1 – об'єм ресиверу, м³; p_U – тиск повітря в керуючій порожнині прискорювального клапана, МПа; p_1 – тиск повітря в ресивері, МПа; p_2 – тиск повітря у силевій порожнині пневматичного циліндра, МПа; f_M – площа поперечного перерізу

впускного електропневматичного клапана, m^2 ; f_d – площа поперечного перерізу дроселя, m^2 ; f_a – площа поперечного перерізу випускного електропневматичного клапана, m^2 ; μ_m – коефіцієнт витрати впускного електропневматичного клапана; μ_a – коефіцієнт витрати випускного електропневматичного клапана; μ_d – коефіцієнт витрати дроселя.

Запишемо систему рівнянь для процесів наповнення та спорожнення силової порожнини пневматичного циліндра. Вона виглядатиме аналогічно системі, що описує процеси в керуючій порожнині прискорювального клапана:

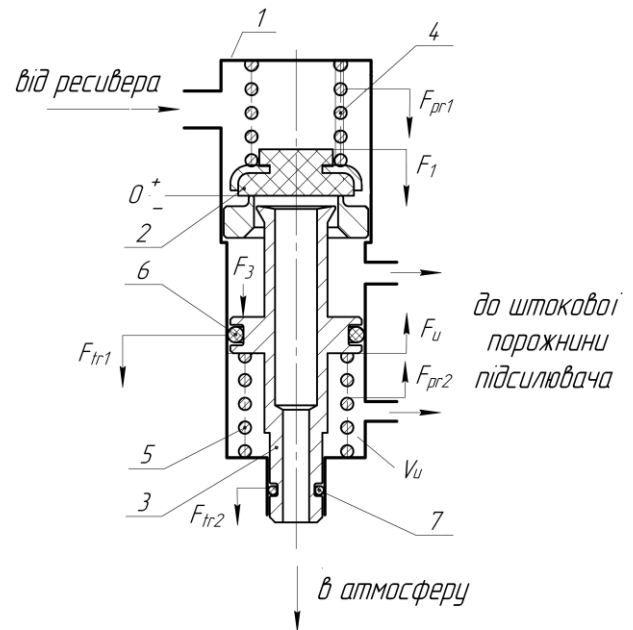
$$\begin{cases} kR[TG_1 + TG_d]dt = V_2 dp_2 \\ G_1 = K\mu_1 f_1 p_1 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_1) ; \\ G_d = K\mu_d f_d p_U \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_d) \end{cases} \quad (3)$$

Рівняння процесу спорожнення силової порожнини пневматичного циліндра ЕППЗ відрізнятимуться лише функцією витрати і матимуть вигляд:

$$\begin{cases} kR[T \cdot (-G_2) + T(-G_d)]dt = V_2 dp_2 \\ G_2 = K\mu_2 f_2 p_2 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Z_2) ; \\ G_d = K\mu_d f_d p_2 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Z_d) \end{cases} \quad (4)$$

де G_1 – витрата повітря при наповненні силової порожнини циліндра через прискорювальний клапан; G_2 – витрата повітря при спорожненні силової порожнини циліндра через прискорювальний клапан; f_1 – площа поперечного перерізу впускного каналу прискорювального клапана, m^2 ; f_2 – площа поперечного перерізу випускного каналу прискорювального клапана, m^2 ; μ_1 – коефіцієнт витрати прискорювального клапана на впуск; μ_2 – коефіцієнт витрати прискорювального клапана на випуск; G_d – витрати повітря через випускний електропневматичний клапан.

Для опису процесів, які протікають у прискорювальному клапані, необхідно враховувати його основні габаритні параметри та функціональні зв'язки між елементами (рис. 4).



1 – корпус; 2 – клапан; 3 – золотник; 4 – пружина клапана; 5 – пружина золотника; 6, 7 – ущільнюючі кільця

Рис. 4. Розрахункова схема прискорювального клапана

В закритому положенні впускного і випускного електропневматичних клапанів у керуючій порожнині прискорювального клапана надлишковий тиск відсутній, відповідно силова порожнина пневматичного циліндра через осьовий канал в золотнику пов'язана з атмосферою. Цей стан прискорювального клапана є вихідним при моделюванні його роботи.

Виходячи з розрахункової схеми прискорювального клапана (рис. 4) умова руху золотника 3 у початковий момент часу визначається залежністю:

$$m_{zol} \cdot a_{zol} = F_{pr2} + F_u - F_{tr1} - F_{tr2} - F_3, \quad (5)$$

де m_{zol} – маса золотника, кг; a_{zol} – прискорення золотника, m/c^2 ; F_{pr2} – зусилля пружини золотника 5 Н; F_u – сила, що діє на золотник 3 від тиску повітря в керувальній порожнині прискорювального клапана, Н; F_{tr1} – сила тертя ущільнюючого кільця 6, Н; F_{tr2} – сила тертя ущільнюючого кільця 7, Н; F_3 – сила, що діє на золотник 3 від тиску повітря в проточній порожнині прискорювального клапана Н.

Під час моделювання переміщення золотника прийнято припущення, що він перемі-

щується на 2 мм, після чого з'являються сили опору з боку клапана. З урахуванням припущень, рівняння руху золотника набуде вигляду:

$$(m_{zol} + m_{kl}) \cdot a_{zol} = F_{pr2} + F_u - F_{tr1} - F_{tr2} - F_3 - F_{pr1} - F_1, \quad (6)$$

де m_{kl} – маса клапана, кг; F_{pr1} – зусилля пружини клапана 5, Н; F_1 – сила, що діє на золотник 3 з боку клапана 2, обумовлена тиском повітря у силовій порожнині прискорювального клапана, Н.

Оскільки у процесі роботи золотник переміщується на незначні відстані, в ході математичного моделювання об'єм керуючої порожнини прискорювального клапана був прийнятий постійним $V_u=const$. Основною метою цієї роботи є моделювання початкової стадії наповнення пневматичного циліндра і переміщення поршня при таких значеннях тиску не можливі, об'єм силовій порожнині також був прийнятий постійним $V_2=const$.

Одним із головних завдань моделювання наповнення керуючої порожнини прискорювального клапана є необхідність визначення граничного часу t_{zp} , відкриття електропневматичного клапана, при якому не просто спостерігається перетікання повітря через перетин дроселя, а і відбувається спрацювання прискорювального клапана.

Відповідно до осцилограми отриманої у результаті моделювання (рис. 5), зміна часу перебування впускного електропневматичного клапана у відкритому стані в інтервалі від $t_{imn}=0,025$ до $t_{imn}=0,045$ с не призводить до спрацювання прискорювального клапана. Наповнення силовій порожнині пневматичного циліндру здійснюється шляхом перетікання повітря через дросель. При відкритті електропневматичного клапана на час $t_{imn}=0,05$ с, спостерігається різке підвищення тиску у силовій порожнині пневматичного циліндру, що свідчить про спрацювання прискорювального клапана.

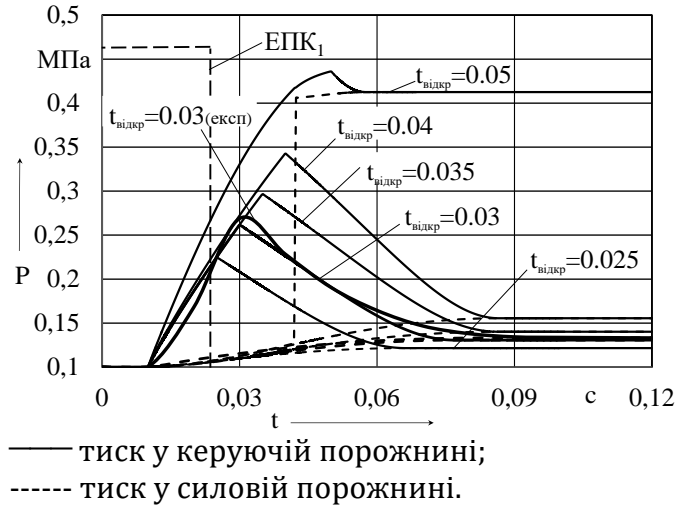


Рис. 5. Вплив часу відкриття впускного електропневматичного клапана на процес наповнення силовій порожнині пневматичного підсилювача

Для підтвердження коректності результатів математичного моделювання на осцилограму (рис. 5) було накладено криву процесу наповнення силовій порожнині пневматичного циліндра для часу відкриття електропневматичного клапана $t_{відкр}=0,03$ с, отриману експериментальним шляхом. Для часу відкриття електропневматичного клапана $t=0,03$ с результати моделювання практично збігаються із експериментальними даними, що свідчить про адекватність роботи запропонованої математичної моделі під час розрахунку процесу вимикання зчеплення.

Висновки

Запропоновано нові взаємозв'язки між конструктивними елементами прискорювального клапана, які дають змогу досягти високої точності позиціонування штока пневматичного циліндра без втрати швидкодії роботи.

Математичне моделювання робочого процесу електропневматичного приводу керування зчепленням з прискорювальним клапаном дало змогу визначити граничний час відкриття впускного електропневматичного клапана, після перевищення якого настає спрацювання прискорювального клапана. Відповідно імпульси тривалістю $t_{imn} < t_{zp}$ будуть використовуватися в електронному блоці керування для забезпечення точності регулювання, а тривалістю $t_{imn} > t_{zp}$ – для отримання необхідної швидкодії.

References

1. Mikhaylovskiy E. V., Serebryakov K. B., Tur E. Ya. (1987). *Ustroystvo avtomobilya: uchebnyk dlya uchashchikhsya avtotransportnykh tekhnikumov*. Moscow, Mashinostroyeniye, 352.
2. Mordashov Yu. F., Nosakov V. N., Zapoynov V. D. (2010). *Ustroystvo avtomobiley KamAZ: Uchebnoye posobiye*. Novyi Novgorod, VGIPU, 78.
3. Bogomolov V. O., Klimenko V. I., Yarita O. O. (2015). Patent 108703, MPK V60K 23/00. Vehicle clutch drive amplifier, #201401541; stated 17.02.2014. Ukraine, Bulletin, 10, 5.
4. Bogomolov V. O., Klimenko V. I., Mikhalevich M.G., Yarita O. O. (2015). Patent 109503, MPK V60K 23/00. Accelerator valve # 201405006; stated 12.05.2014. Ukraine, Bulletin, 16, 4.
5. Mikhalevich N. G., Yarita A. A. (2016). Justification for the stepwise characteristics of the maximum accuracy of the clutch control mechanism. Improving the organization of road traffic and the transportation of passengers and goods: a collection of scientific papers based on the results of the International Research and Production Complex "Road Safety". Minsk, BNTU, 446-452.
6. Gerts E. V. (1968). *Pneumatic actuators*. Moscow, Mashinostroyeniye, 359.