

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЯРИТА ОЛЕКСАНДР ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 681.583.35, 681.587.357

ДИСЕРТАЦІЯ

ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДУ ЗЧЕПЛЕННЯ ВЕЛИКОВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ ТА АВТОБУСІВ

05.22.02 – автомобілі та трактори

27 Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____ О.О. Ярита

Науковий керівник Михалевич Микола Григорович,
кандидат технічних наук, доцент

Харків – 2017

АНОТАЦІЯ

Ярмта О. О. Вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.02 «Автомобілі та трактори» (274 – Автомобільний транспорт). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет МОН України, Харків, 2017.

Дисертація присвячена покращенню експлуатаційних показників електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів, удосконаленню конструкції виконавчого механізму приводу керування зчепленням, удосконаленню конструкції прискорювального клапана, пошуку шляхів оптимізації роботи алгоритму керування електропневматичним приводом зчеплення.

Актуальність дисертаційної роботи визначається необхідністю вирішення науково-практичної задачі, пов'язаної з поліпшенням умов роботи водіїв великовантажних автомобілів та автобусів за рахунок вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення.

Одним із шляхів поліпшення умов роботи водіїв великовантажних автомобілів та автобусів є полегшення процесу керування агрегатами трансмісії, зокрема зчепленням. Збільшення потужності двигунів транспортних засобів та крутного моменту, який передається зчепленням, призводить до підвищення зусилля необхідного для керування ним. Для виконання існуючих нормативів, які стосуються легкості та зручності керування агрегатами трансмісії транспортних засобів, автомобільні виробники повинні використовувати у приводі зчеплення різноманітні підсилювачі та розробляти автоматизовані системи керування.

Відсутність подібних розробок на території України призводить до використання вітчизняними автомобільними заводами продукції провідних світових виробників автомобільних компонентів, котрі в останні десятиліття вирішують проблему зменшення зусилля на органі керування зчепленням шляхом застосування

електропневматичного приводу зчеплення. Використання закордонних компонентів призводить до збільшення вартості вітчизняних транспортних засобів та зниження їх конкурентоспроможності на ринку.

Шляхом аналізу інформаційних джерел встановлено вимоги, які висуваються до приводів керування зчепленням, зокрема величина ходу та зусилля на педалі зчеплення. Виокремлено вимоги, що додатково висуваються до приводів керування зчепленням, які у своєму складі мають електронні компоненти.

На основі проведеного аналізу існуючих конструкцій приводів керування зчепленням зроблено висновок про доцільність подальшого вдосконалення електропневматичного приводу керування зчепленням, як найбільш актуального на сьогодні для застосування у трансмісіях великовантажних автомобілів та автобусів. Основним недоліком подібних конструкцій на даний момент вбачається необхідність застосування великої кількості електропневматичних клапанів для нівелювання протиріччя між показниками швидкодії та точності регулювання. Це, в свою чергу, негативно впливає на вартість та надійність приводу. Висунена робоча гіпотеза вдосконалення робочого процесу електропневматичного приводу шляхом застосування у його конструкції прискорювального клапана спільно з двома керувальними електропневматичними клапанами.

Для визначення експлуатаційних показників існуючих на сьогодні конструкцій електропневматичних приводів керування зчепленням було проведено серію пошукових експериментів. У якості основного параметра, що дозволяє зробити висновок про працездатність конструкції було обрано швидкодію механічної частини приводу.

У перебізі аналізу робочого процесу електропневматичного приводу зчеплення порівнювалися різні варіанти реалізації блоку керування тиском у штоковій порожнині виконавчого механізму, які складалися з:

- двох електропневматичних клапанів;
- чотирьох електропневматичних клапанів;
- двох електропневматичних клапанів та прискорювального клапану

16.3518010 виробництва ПАТ «Полтавський автоагрегатний завод»;

– двох електропневматичних клапанів та прискорювального клапану розробки ХНАДУ.

За підсумками аналізу отриманих результатів для подальшого вдосконалення запропонована конструкція виконавчого механізму з прискорювальним клапаном власної розробки. Визначено, що запропоновані нові взаємозв'язки між конструктивними елементами прискорювального клапана дозволяють отримати одночасно необхідну швидкодію приводу та високу точність регулювання, за умови використання лише двох електропневматичних клапанів.

Головна відмінність запропонованого прискорювального клапана від існуючих – наявність дроселя, який сполучає керувальну та вихідну порожнини клапана. Присутність у конструкції прискорювального клапана дроселя робить його менш чутливим до стрибкоподібного наростання тиску у керувальній порожнині, підвищуючи таким чином точність регулювання.

Виконано математичний опис робочого процесу виконавчого механізму електропневматичного приводу керування зчепленням.

Математична модель виконавчого механізму електропневматичного приводу керування зчепленням включає: диференціальні рівняння газодинамічних функцій, диференціальні рівняння, які описують роботу прискорювального клапана та пневматичного циліндра, а також рівняння зв'язку.

Теоретичні дослідження робочого процесу електропневматичного приводу керування зчепленням дозволили визначити оптимальне співвідношення між діаметром дроселя прискорювального клапана та умовним діаметром керувального електропневматичного клапана, що дозволяє одночасно забезпечити необхідну точність регулювання і високу швидкодію. Для вдосконаленої конструкції це співвідношення знаходиться в межах 0,33-0,43.

Встановлено, що для забезпечення комфортного та плавного рухання транспортного засобу (з урахуванням чутливості вестибулярного апарату людини до зміни прискорення) дискретність позиціонування штоку виконавчого механізму, у зоні де відбувається буксування зчеплення, не повинна перевищувати 0,26 мм.

В ході виконання дисертаційного дослідження розроблено експериментальний стенд для дослідження робочих процесів електропневматичного приводу зчеплення, описано методику отримання даних для побудови статичної характеристики силового циліндра, проведено порівняльний аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень робочого процесу.

Отримані статичні характеристики виконавчого механізму електропневматичного приводу керування зчепленням із діаметром пневматичного циліндра 100 і 80 мм дозволяють зробити висновок про позитивний вплив зменшення діаметру циліндра на точність позиціонування штока.

Встановлено, що точність позиціонування штока виконавчого механізму електропневматичного приводу керування зчепленням із діаметром циліндра 80 мм в його робочому діапазоні знаходиться у межах 0,22-0,28 мм.

У межах наукового дослідження було встановлено наявність гістерезису у виконавчому механізмі електропневматичного приводу керування зчепленням. Нівелювати його вплив на процес рухання штока при вмиканні зчеплення пропонується шляхом вибору раціонального часу першого імпульсу.

Підвищення точності позиціонування штока пропонується досягти за рахунок застосування широтно-імпульсної модуляції. Як показали результати експериментальних досліджень у разі використання широтно-імпульсної модуляції для керування електропневматичними клапанами точність позиціонування підвищується на 35 %, у порівнянні із застосуванням одиночного керуючого імпульсу, і становить близько 0,22-0,28 мм, в зоні де відбувається буксування зчеплення.

Швидкодія вдосконаленого електропневматичного приводу зчеплення складає 0,17 с при вимиканні зчеплення та 0,22 с при вмиканні, що відповідно на 46 % та 58 % перевищує показники серійних конструкцій.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у такому:

Вперше одержано:

– взаємозв'язок між конструктивними елементами прискорювального клапана, у вигляді дроселя, що сполучає його керувальну та силову порожнини;

– залежність між діаметром дроселя запропонованого прискорювального клапана, об'ємом його керувальної порожнини та умовним діаметром керувального електропневматичного клапана, що дозволяє одночасно забезпечити необхідну точність регулювання і високу швидкодію;

– залежність між тривалістю керувальних імпульсів, які подаються на електропневматичний клапан, та їх кількістю, що забезпечує подолання гістерезису силового циліндра механізму керування зчепленням.

Набуло подальшого розвитку:

– залежність для визначення точності, за статичною характеристикою, електропневматичного приводу, яка забезпечує комфортне (з урахуванням чутливості вестибулярного апарату людини до зміни прискорення) та плавне рушення транспортного засобу та, на відміну від існуючих, враховує специфіку роботи зчеплення та параметри приводу.

Робота також має практичне значення. Виявлені в роботі взаємозв'язки дають можливість визначити вихідні параметри прискорювального клапана та здійснити моделювання його перехідних процесів. Практичне використання отриманих результатів спрямоване на досягнення соціального ефекту по покращенню умов праці водія, зниженню кількості дорожньо-транспортних пригод і підвищенню продуктивності пасажирських та вантажних перевезень.

Ключові слова: зчеплення, електропневматичний привод, прискорювальний клапан, швидкодія, дросель, динаміка, наповнення.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Богомолів В. А. Анализ конструкций исполнительных механизмов управления сцеплением автомобилей / В. А. Богомолів, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2011. – Випуск №29. – С. 52 – 55.

2. Богомолов В. А. Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник СевНТУ. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – 2013. – Випуск №142. – С.73 – 75.

3. Богомолов В. А. Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – Випуск №8 (1051). – С. 164 – 169.

4. Богомолов В. А. Выбор способа управления рабочим процессом и построение алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2014. – Випуск №155. – С. 14 – 20.

5. Ярита А. А. Влияние износа фрикционных накладок на быстродействие электропневматического привода управления сцеплением / А. А. Ярита // Праці Одеського політехнічного університету: Науковий та науково-виробничий збірник. – Одеса, 2014. – Випуск 1(43). – С. 292 – 296.

6. Михалевич Н. Г. Особенности работы ускорительного клапана усовершенствованной конструкции / Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Х.: ХНАДУ, 2016. – Випуск №75. – С. 39 – 45.

7. Михалевич Н. Г. Обоснование ступенчатости характеристики максимальной точности механизма управления сцеплением / Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов: сборник научных трудов по результатам МНПК «Безопасность дорожного движения». – Минск, БНТУ, 2016. – С.446 – 452.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Ярита А. А. Необходимость рассмотрения изменения быстродействия привода сцепления при разной степени износа фрикционных накладок / А. А. Ярита // Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення: Міжнародна науково-методична конференція присвячена 80-річчю кафедри

технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, 7-8 листопада 2013 р.: збірник матеріалів. – Харків, 2013. – С. 154.

9. Ярита А. А. Влияние износа фрикционных накладок на характеристики электропневматического привода управления сцеплением /А. А. Ярита // Актуальні проблеми інженерної механіки: Міжнародна конференція Одеського національного політехнічного університету, 10-14 березня 2014 г.: тези доповідей. – Одеса, 2014. – С. 56.

10. Ярита А. А. Разработка алгоритма для управления электропневматическим приводом сцепления /А. А. Ярита // Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля: Міжнародна науково-практична конференція з нагоди Дня автомобіліста та шляховика присвячена 90-річчю проф. Говорущенко М. Я., 15-16 жовтня 2014 г.: тези доповідей. – Харків, 2014. – С. 34 – 35.

11. Ярита А. А. Совершенствование электропневматического привода сцепления большегрузных автомобилей и автобусов / А. А. Ярита // Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті: Міжнародна науково-практична конференція присвячена 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, 15-16 жовтня 2015 р.: наукові праці. – Харків, 2015. – С. 65 – 66.

12. Ярита О. О. Вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів / О. О. Ярита // Актуальні питання розвитку, удосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки в Національній гвардії України, 26 листопада 2015 р.: збірник тез доповідей. – Харків, 2015. – С. 55.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

13. Пат. 108703 Україна, МПК В60К 23/00. Підсилювач привода зчеплення автотранспортного засобу / Богомолів В. О., Клименко В. І., Ярита О. О.; власники

Богомолів В. О., Клименко В. І. – №201401541; заявл. 17.02.2014; опубл. 25.05.2015.
Бюл. №10, 5 с.

14. Пат. 109503 Україна, МПК В60К 23/00. Прискорювальний клапан /
Богомолів В. О., Клименко В. І., Михалевич М. Г., Ярита О. О.; власники Богомолів
В. О., Клименко В. І. – №201405006; заявл. 12.05.2014; опубл. 25.08.2015.
Бюл. №16, 4 с.

ABSTRACT

Yaryta O. O. Improvement of the electropneumatic actuator of clutch in heavy trucks and buses. – Qualifying scientific work, manuscript copyright.

Thesis for the Candidate of Science in Engineering Degree (Doctor of Philosophy) on specialty 05.22.02 «Automobiles and Tractors» (274 – Motor transport). – Kharkiv National Automobile and Highway University, Department of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2017.

The thesis is devoted to: the improvement of operational characteristics of the electropneumatic actuator of clutch in heavy trucks and buses; the development of construction of acting mechanism of clutch control actuator; the development of construction of an acceleration valve; the search of ways for optimization the operation of the control algorithm of the electropneumatic actuator of clutch.

The relevance of the thesis is determined by the necessity to solve the research and practice task associated with the improvement of the conditions of work of drivers of heavy trucks and buses by improving the electropneumatic actuator of clutch.

One of the ways to improve the conditions of work of drivers of heavy trucks and buses is facilitating the operation procedure for the transmission's assemblages, including by clutch. The increase in power of motors of the vehicles and of the torque which is transmitted by clutch increases the force required to manage it. For implementation of current specifications which are concerned to the mobility and the ease of operation of the transmission's assemblages of the vehicles, the car manufacturers have to use various amplifiers in the clutch linkage and to develop the automated control systems.

The lack of such developments in Ukraine is resulted in the fact, that national automobile plants use the production of the world's leading manufacturers of automotive components. During the latest decades these manufacturers have been solving the problem of reducing the force on the operating control of clutch by the use of the electropneumatic actuator of clutch. The use of imported components leads to the cost increase of national vehicles and to the deterioration of their competitiveness in the market.

The requirements which are applicable to the clutch control actuators, including the value of stroke motion and the force on the clutch pedals, have been defined by analyzing the

information sources. The requirements which are imposed in addition to the clutch control actuators composed of electronic components, have been highlighted.

Based on the analysis of existing constructions of clutch control actuators the conclusion on the practicability of further improvement of the electropneumatic actuator of clutch control as the most relevant today for the use in the transmissions in heavy trucks and buses, has been made. Currently, the main drawback of such constructions is the necessity to use a large number of the electropneumatic valves for the levelling of contradiction between the indexes of speed and control accuracy. This, in turn, undermines the cost and the reliability of the actuator. An operational hypothesis of improving the workflow of the electropneumatic actuator by applying to its construction an acceleration valve together with two piloting electropneumatic valves, has been put forward.

A series of searching experiments has been carried out to determine the performance indicators of currently existing constructions of the electropneumatic actuator of clutch control. The rapidity of action of the actuator's mechanical scope has been chosen as the main characteristic which allows to make a conclusion on the efficiency of the construction.

Different implementation variations of the pressure controlling unit in the rod end of an acting mechanism were compared during the analysis of the workflow of an electropneumatic actuator of clutch. They consisted of:

- two electropneumatic valves;
- four electropneumatic valves;
- two electropneumatic valves and the 16.3518010 acceleration valve produced by PJSC «Poltava Automobile Unit Plant»;
- two electropneumatic valves and the acceleration valve developed by KhNAHU.

The construction of an acting mechanism with the self-engineered acceleration valve was offered for further improvement according to the results' analysis of findings. It has been determined that the new offered correlations between the structural parts of the acceleration valve allow to obtain both the necessary speedwork of an actuator and a high control accuracy, in case of the use of only two electropneumatic valves.

The main difference between the offered acceleration valve and the existing ones is the availability of the throttle, which connects the controlling and outbound valve cavities. The presence of a throttle in the construction of an acceleration valve makes it less fast-response to an abrupt rise of pressure in the controlling cavity, so that the control accuracy increases.

The mathematical formulation of the workflow of an acting mechanism of the electropneumatic actuator of clutch control has been made.

The mathematical model of an acting mechanism of the electropneumatic actuator of clutch control includes: the differential equations of gas-dynamic functions, the differential equations which describe the operation of an acceleration valve and a pneumatic cylinder, and also the equations of connection.

The theoretical studies of the workflow of the electropneumatic actuator of clutch control have allowed to determine the optimal ratio between the diameter of the throttle of an acceleration valve and the rated diameter of an electropneumatic control valve. This allows to obtain simultaneously the necessary control accuracy and a high speedwork. For the improved construction this ratio is in range of 0,33-0,43.

It has been determined that positioning resolution of a rod of an acting mechanism in the zone of the clutch's towing should not exceed 0,26 mm for providing a comfortable and smooth starting of a transport (including the response of a person's vestibular system to the variation in acceleration).

In the course of the thesis research the test bench for the investigation of the workflows of an electropneumatic actuator of clutch has been developed, the procedure for obtaining data for building a static characteristic of an actuating cylinder has been described, a comparative analysis of the results of theoretical and field researches of a workflow has been carried out.

The obtained static characteristics of an acting mechanism of the electropneumatic actuator of clutch control with the diameter of the pneumatic cylinder of 100 mm and 80 mm allow to make a conclusion about a positive effect of reducing the diameter of the cylinder on a positioning accuracy of a rod.

It has been determined that a positioning accuracy of a rod of an acting mechanism of the electropneumatic actuator of clutch control with a diameter of the cylinder of 80 mm in its operating range is within 0,22-0,28 mm.

Within the research investigation the presence of hysteresis in an acting mechanism of the electropneumatic actuator of clutch control has been determined. The levelling of its effect for the process of rod's starting during the clutch engagement is offered by the choice of rational time for the first pulse.

The increase of a positioning accuracy of a rod is offered to be achieved by the use of a pulse-width modulation. The results of field researches have shown that in the case of using a pulse-width modulation for the control of the electropneumatic valves, a positioning accuracy is increased by 35 % compared to using a single actuating pulse and is about 0,22-0,28 mm in the zone of the clutch's towing.

The speedwork of the improved electropneumatic actuator of clutch is about 0,17 sec. during the declutching and it is about 0,22 sec. during the clutch engagement, and therefore it exceeds the indexes of mass-produced constructions by 46 % and 58 % accordingly.

The scientific novelty of obtained results is the following:

Received for the first time:

- the correlation between the structural parts of an acceleration valve in the form of a throttle, which connects its controlling and force cavities;
- the correlation between the diameter of the throttle of an acceleration valve, the space of its controlling cavity, and the rated diameter of an electropneumatic control valve, that allows to obtain simultaneously the necessary control accuracy and a high speedwork;
- the correlation between the length of actuating pulses, which are delivered to an electropneumatic valve, and their amount, that provides an overcoming of a hysteresis of an actuating cylinder of a clutch control mechanism.

Got the further development:

- the correlation for determining an accuracy of the electropneumatic actuator by a static characteristic, which provides a comfortable (including the response of a person's vestibular system to the variation in acceleration) and smooth starting of a transport, and

compared to existing ones, it takes into account the specifics of clutch's operation and the actuator's parameters.

The work also has a practical value. The correlations discovered in the work make it possible to determine the output parameters of an acceleration valve and to carry out the simulation of its transient processes. The practical application of the obtained results is aimed at the achievement of social effect of improving the driver's conditions of work, reducing the number of the road traffic accidents and increasing of productivity of civil passenger and freight traffic.

Keywords: clutch, electropneumatic actuator, acceleration valve, speedwork, throttle, dynamics, content.

LIST OF PUBLICATIONS OF A DEGREE-SEEKING STUDENT

Scientific works, in which the main scientific results of the thesis are published:

1. Bogomolov V. A. The analysis of constructions of the acting mechanisms of a clutch control of the automobiles / V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, N. G. Mihalevich, O. O. Yaryta // Motor transport. – Kh.: KhNAHU, 2011. – Issue No.29. – pp. 52 – 55.
2. Bogomolov V. A. Ways of increasing the speedwork of an acting mechanism of the electropneumatic actuator of clutch in the automobiles / V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, N. G. Mihalevich, O. O. Yaryta // The Bulletin of SevNTU. Part: Machine-tool building and transport. – 2013. – Issue No.142. – pp.73 – 75.
3. Bogomolov V. A. The building of a static characteristic of the mechanism of transport's declutching / V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, N. G. Mihalevich, O. O. Yaryta // The Bulletin of NTU «KhPI». Part: Automobile and tractor construction. – Kh.: NTU «KhPI», 2014. – Issue No.8 (1051). – pp. 164 – 169.
4. Bogomolov V. A. Choosing a way of managing the workflow and building of a control algorithm of the electropneumatic actuator of clutch / V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, N. G. Mihalevich, O. O. Yaryta // The Bulletin of KhNTUAC named after Petro Vasilenko. – Kh.: KhNTUAC, 2014. – Issue No.155. – pp. 14 – 20.

5. Yaryta O. O. Wear-out effect of the frictional disks on the speedwork of the electropneumatic actuator of clutch control / O. O. Yaryta // Proceedings of Odessa Polytechnic University: Scientific and scientific-production digest. – Odessa, 2014. – Issue No.1(43). – pp. 292 – 296.

6. Mihalevich N. G. The work features of an acceleration valve of an improved construction / N. G. Mihalevich, O. O. Yaryta // The Bulletin of Kharkiv National Automobile and Highway University. – Kh.: KhNAHU, 2016. – Issue No.75. – pp. 39 – 45.

7. Mihalevich N. G. Substantiation for the gradation of characteristic of the maximal accuracy of the clutch control mechanism / N. G. Mihalevich, O. O. Yaryta // The improvement of organization of road traffic, and civil passenger and freight traffic: proceedings on the results of ISPC «Road-traffic safety». – Minsk, BNTU, 2016. – pp. 446 – 452.

Scientific works, which confirm the approbation of the materials of the thesis:

8. Yaryta O. O. The necessity of investigation of changes in the speedwork of the actuator of clutch at a different degrees of the frictional disks' deterioration / O. O. Yaryta // The problems of staff training in the automobile industry and their solutions: The International scientific and methodical Conference dedicated to the 80th anniversary of the Department of mechanical engineering technology and machine maintenance of Kharkiv National Automobile and Highway University, November 7-8, 2013: Proceedings. – Kharkiv, 2013. – p. 154.

9. Yaryta O. O. Wear-out effect of the frictional disks on the characteristics of the electropneumatic actuator of clutch control / O. O. Yaryta // Actual Problems of Mechanical Engineering: the International Conference of Odessa National Polytechnic University, March 10-14, 2014: proceedings. – Odessa, 2014. – p. 56.

10. Yaryta O. O. The development of an algorithm for the control of the electropneumatic actuator of clutch / O. O. Yaryta // The latest technologies for the development of construction, production, operation, repair and expertise of the automobile: The International scientific and practical Conference on the occasion of the Day of an

Automobilist and a Highway Worker dedicated to the 90th anniversary of Prof. Govoruschenko N.Ya., October 15-16, 2014: proceedings. – Kharkiv, 2014. – pp. 34 – 35.

11. Yaryta O. O. Improvement of the electropneumatic actuator of clutch in heavy trucks and buses / O. O. Yaryta // The latest technologies in automobile construction and transport: The International scientific and practical Conference dedicated to the 85th anniversary of foundation of KhNAHU, the 85th anniversary of foundation of the Automobile Faculty, and on the occasion of the Day of an Automobilist and a Highway Worker of Kharkiv National Automobile and Highway University, October 15-16, 2015: research papers. – Kharkiv, 2015. – pp. 65 – 66.

12. Yaryta O. O. Improvement of the electropneumatic actuator of clutch in heavy trucks and buses / O. O. Yaryta // Current Issues of development, improvement and operation of weapons and military equipment in the National Guards of Ukraine, November 26, 2015: proceedings. – Kharkiv, 2015. – p. 55.

Scientific works, which additionally represent the scientific results of the thesis:

13. Pat. 108703 Ukraine, IPC V60K 23/00. The Amplifier of actuator of clutch in a motor vehicle / patent applicants Bogomolov V. O., Klimenko V. I., Yaryta O. O.; patent owners Bogomolov V. O., Klimenko V. I. – №201401541; patent pending 17.02.2014; published 25.05.2015. Patent Office Journal No.10, 5 p.

14. Pat. 109503 Ukraine, IPC V60K 23/00. An acceleration valve / patent applicants Bogomolov V. O., Klimenko V. I., Mihalevich M.G., Yaryta O. O.; patent owners Bogomolov V. O., Klimenko V. I. – №201405006; patent pending 12.05.2014; published 25.08.2015. Patent Office Journal No.16, 4 p.

Зміст

Перелік умовних позначень	20
Вступ.....	21
Розділ 1 Огляд та аналіз існуючих конструкцій приводів керування зчепленням	28
1.1 Механічний привод керування зчепленням	29
1.1.1 Механічний тросовий привод керування зчепленням.....	29
1.1.2 Механічний важільний привод керування зчепленням	30
1.2 Гідравлічний привод керування зчепленням	32
1.3 Гідравлічний привод керування зчепленням із пневмогідравлічним підсилювачем.....	36
1.4 Електрогідравлічний привод керування зчепленням	40
1.5 Електромеханічний привод керування зчепленням	42
1.5.1 Електромеханічний привод керування зчепленням із зубчастою передачею ...	43
1.5.2 Електромеханічний гвинтовий привод керування зчепленням.....	44
1.5.3 Альтернативні варіанти реалізації електромеханічного приводу керування зчепленням	45
1.6 Електропневматичний привод керування зчепленням.....	45
1.6.1 Електропневматичний привод керування зчепленням із двома електропневматичними клапанами	47
1.6.2 Електропневматичний привод керування зчепленням із трьома електропневматичними клапанами	49
1.6.3 Електропневматичний привод керування зчепленням із чотирма електропневматичними клапанами	51
Висновки до першого розділу.....	52
Розділ 2 Аналіз робочого процесу електропневматичного приводу керування зчепленням	54
2.1 Аналіз характеристик електропневматичного приводу керування зчепленням .	54
2.1.1 Аналіз характеристик електропневматичного приводу керування зчепленням із двома електропневматичними клапанами	55

2.1.2 Аналіз характеристик електропневматичного приводу керування зчепленням із чотирма електропневматичними клапанами	58
2.1.3 Аналіз характеристик електропневматичного приводу керування зчепленням із прискорювальним клапаном	60
2.1.3.1 Використання серійного прискорювального клапана	60
2.1.3.2 Використання експериментального прискорювального клапана розробки ХНАДУ	63
2.2 Визначення найбільш перспективної конструкції електропневматичного приводу керування зчепленням.....	65
2.3 Побудова статичної характеристики виконавчого механізму приводу керування зчепленням	66
2.3.1 Обґрунтування ступінчастості характеристики максимальної точності механізму керування зчепленням	72
2.3.2 Вплив величини тиску в пневматичній магістралі на швидкодію електропневматичного приводу керування зчепленням	74
Висновки до другого розділу	75
Розділ 3 Розробка конструкції та вибір раціональних параметрів електропневматичного приводу керування зчепленням	77
3.1 Розробка конструкції електропневматичного приводу керування зчепленням ...	77
3.1.1 Принцип дії розробленого електропневматичного приводу керування зчепленням	77
3.1.2 Особливості конструкції елементів виконавчого механізму.....	79
3.1.3 Особливості конструкції та принцип дії розробленого прискорювального клапана.....	81
3.2. Математичне моделювання робочих процесів електропневматичного приводу керування зчепленням.....	87
3.2.1 Розрахункова схема виконавчого механізму електропневматичного приводу керування зчепленням.....	88
3.2.2 Математична модель виконавчого механізму електропневматичного приводу керування зчепленням.....	89

3.2.3 Аналіз результатів математичного моделювання робочих процесів електропневматичного приводу керування зчепленням	106
3.3 Система автоматизованого керування електропневматичного приводу керування зчепленням	112
3.3.1 Вибір способу керування електропневматичними клапанами електропневматичного приводу зчеплення	114
3.3.2 Алгоритм роботи системи автоматизованого керування електропневматичного приводу керування зчепленням	119
3.3.3 Обробка сигналів, що надходять в електронний блок керування від датчиків	124
Висновки до третього розділу	128
Розділ 4 Експериментальні стендові випробування електропневматичного приводу керування зчепленням	129
4.1 Розробка експериментального стенда	129
4.1.1 Програма експериментальних досліджень	129
4.1.2 Лабораторна установка для дослідження робочих процесів і характеристик розробленого електропневматичного приводу керування зчепленням	129
4.1.2.1 Прилади і вимірювальне обладнання	133
4.1.3 Дослідження динамічних характеристик силового циліндра електропневматичного приводу керування зчепленням	139
4.2 Проведення стендових випробувань	142
4.2.1 Дослідження статичних характеристик підсилювача електропневматичного приводу керування зчепленням без урахування роботи системи керування	142
4.2.2 Визначення параметрів роботи системи керування для подолання гістерезису в виконавчому механізмі	145
4.2.3 Зіставлення результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочого процесу електропневматичного приводу керування зчепленням	147
Висновки до четвертого розділу	151
Висновки	152
Список використаної літератури	154
Додаток А. Акти впровадження	169

Додаток Б. Патенти	176
Додаток В. Стандартні вироби.....	190
Додаток Г. Список публікацій здобувача	198

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ЕБК – електронний блок керування;

ЕПК – електропневматичний клапан;

ЕППЗ – електропневматичний привод зчеплення;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ПГП – пневмогідравлічний підсилювач;

ТЗ – транспортний засіб;

ШІМ – широтно-імпульсна модуляція.

ВСТУП

На сьогодні найбільш ефективним і комфортним засобом перевезення пасажирів та транспортування вантажів є автомобіль, причому саме він вважається найбільш затребуваним наземним транспортним засобом (ТЗ) [1]. В останні десятиліття яскраво окреслилася тенденція автомобілізації населення, збільшення автомобільних парків організацій. Зазначене явище, безперечно, має багато позитивних рис, але при цьому не слід забувати про такі негативні наслідки, як забруднення довкілля, збільшення кількості дорожньо-транспортних пригод (ДТП) та ускладнення міського руху.

Наразі кількість автомобілів на 1 тис. населення у великих українських містах досягла показників європейських країн [2], попри те, що розвиток транспортної інфраструктури перебуває на рівні середини 90-х років XX століття. Це неминуче призводить до ускладнень у русі, зниження загальної швидкості транспортного потоку. Так, за різними статистичними даними, середня швидкість руху у столиці України складає всього 20 км/год, тоді як у Варшаві, де автомобілів більше на 43 %, – 38 км/ год.

За останні два десятиліття загальна чисельність транспортних засобів у пострадянських країнах збільшилася в декілька разів [3]. На рівні із легковими та вантажними автомобілями більшає і автобусний парк країни [4]. Так, за даними статистики [2, 5], у 2013 році на 1000 жителів України припадало 180 транспортних засобів, у Росії цей показник складав 257 транспортних засобів на 1000 жителів. При цьому майже половина автомобілів на наших дорогах старше 10 років (48,2 %), середній вік експлуатованих в Україні автомобілів складає 13 років [5].

Показники країн пострадянського простору на багато відстають від розвинених країн. Багаторічним світовим лідером у цьому напрямку, якщо не брати до уваги мікродержави та князівства, є США із показником 765 автомобілів на 1000 громадян. Серед європейських країн найвищі показники мають Італія, Франція та Австрія – близько 560 автомобілів на 1000 осіб [6]. Що ж до середнього віку

автопарку, то в США він складає 11 років, у країнах Євросоюзу – 8,4 (від 3,8 у Ліхтенштейні, до 14,6 у Греції та на Кіпрі)[7].

Збільшення кількості транспортних засобів призвело до того, що умови роботи водія стали більш напруженими, з частими зупинками та рушанням з місця, інтенсивним перемиканням передач. Так, наприклад, водій міського автобуса за зміну натискає на орган керування зчепленням до 2000 разів [8], що надалі негативно позначається на його фізичному стані, та, як наслідок, призводить до зниження уваги.

Враховуючи викладені вище факти, особливо актуально постає питання полегшення керування зчепленням автомобілів. Перш за все це стосується вантажних автомобілів та автобусів, оскільки передаваний зчепленням великий крутний момент призводить до значного зусилля, необхідного для керування ним. Ця проблема вже декілька десятиліть перебуває у сфері посиленої уваги провідних автомобільних виробників. Основні шляхи її вирішення полягають у різних варіантах удосконалення приводу керування зчепленням.

У цій дисертаційній роботі теоретично та експериментально досліджено робочий процес електропневматичного приводу керування зчепленням з розробленим прискорювальним клапаном. Проведені стендові експериментальні дослідження розробленого електропневматичного приводу зчеплення транспортного засобу.

Актуальність дисертаційної роботи визначається необхідністю вирішення науково-практичного завдання, пов'язаного з поліпшенням умов роботи водіїв великовантажних автомобілів та автобусів за рахунок вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення.

Одним із шляхів поліпшення умов роботи водіїв великовантажних автомобілів та автобусів є полегшення процесу керування агрегатами трансмісії, зокрема зчепленням. Збільшення потужності двигунів транспортних засобів та передаваного зчепленням крутного моменту призводить до підвищення зусилля необхідного для керування ним. Для виконання чинних нормативів, що стосуються легкості та зручності керування агрегатами трансмісії транспортних засобів [9, 10, 11, 12, 13, 14,

15, 16], автомобільні виробники повинні використовувати у приводі зчеплення різноманітні підсилювачі та розробляти автоматизовані системи керування.

Відсутність подібних розробок на території України призводить до використання вітчизняними автомобільними заводами продукції провідних світових виробників автомобільних компонентів, які в останні десятиліття вирішують проблему зменшення зусилля на органі керування зчепленням шляхом застосування електропневматичного приводу зчеплення. Використання закордонних компонентів неминуче збільшує вартість вітчизняних транспортних засобів та знижує їхню конкурентоспроможність на ринку.

Таким чином вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів є актуальним завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота є складовою частиною досліджень Харківського національного автомобільно-дорожнього університету та виконувалася у відповідності до:

- комплексної теми досліджень кафедри автомобілів ХНАДУ «Теоретичні основи проектування інтелектуальної автоматизованої механічної трансмісії автобусів та вантажних транспортних засобів» (№0110U001167);

- комплексної теми досліджень кафедри автомобілів ХНАДУ «Теоретичні основи створення автоматизованої системи керування механічною трансмісією спеціальних та військових автомобілів» (№0117U002403).

Особистий внесок пошукача у виконанні вказаних науково-дослідницьких робіт полягає в розробці, теоретичному та експериментальному дослідженні вдосконаленого електропневматичного приводу зчеплення з прискорювальним клапаном.

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є поліпшення вихідних параметрів електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів шляхом вдосконалення конструкції виконавчого механізму.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **завдання**:

- провести аналіз існуючих приводів керування зчепленням та виявити їхні недоліки;

- розробити концепцію вдосконалення робочого процесу електропневматичного приводу керування зчепленням;

- виконати теоретичні дослідження функціональних зв'язків електропневматичного механізму керування зчепленням та його робочого процесу;

- вдосконалити виконавчий механізм електропневматичного приводу керування зчепленням, параметри якого отримані на основі результатів теоретичних досліджень і виконати експериментальні дослідження його робочого процесу для підтвердження адекватності теоретичних положень.

Об'єкт дослідження – робочий процес електропневматичного приводу зчеплення транспортного засобу.

Предмет дослідження – вплив функціональних зв'язків виконавчого механізму і параметрів системи керування на робочий процес електропневматичного приводу зчеплення транспортного засобу.

Методи дослідження. Для визначення стану питання і постановки завдань дослідження використовувалися методи збору, вибору та аналізу інформації; для дослідження роботи електропневматичного приводу зчеплення – методи математичного моделювання та чисельні методи вирішення диференціальних рівнянь; в експериментальних дослідженнях використовувались електричні методи виміру фізичних величин та натурні випробування в стендових умовах.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у такому:

вперше одержано:

- взаємозв'язок між конструктивними елементами прискорювального клапана, у вигляді дроселя, що сполучає його керувальну та силову порожнини;

- залежність між діаметром дроселя запропонованого прискорювального клапана, об'ємом його керувальної порожнини та умовним діаметром керувального електропневматичного клапана, що дозволяє одночасно забезпечити необхідну точність регулювання і високу швидкодію;

- залежність між тривалістю керувальних імпульсів, які подаються на електропневматичний клапан, та їх кількістю, що забезпечує подолання гістерезису силового циліндра механізму керування зчепленням;

набуло подальшого розвитку:

– залежність для визначення точності, за статичною характеристикою, електропневматичного приводу, яка забезпечує комфортне (з урахуванням чутливості вестибулярного апарату людини до зміни прискорення) та плавне рушення транспортного засобу та, на відміну від існуючих, враховує специфіку роботи зчеплення та параметри приводу.

Практичне значення одержаних результатів полягає у тому, що виявлені взаємозв'язки дають можливість визначити вихідні параметри прискорювального клапана та здійснити моделювання його перехідних процесів.

Результати проведених досліджень впроваджені на ДП «Харківський автомобільний завод», ПАТ «Вовчанський агрегатний завод» та ВАТ «Український інститут автобусо-тролейбусобудування» (ВАТ «Укравтобуспром»).

Практичне використання одержаних результатів спрямоване на досягнення соціального ефекту з поліпшення умов праці водія, зниження кількості ДТП і підвищення продуктивності пасажирських та вантажних перевезень.

Особистий внесок здобувача. Теоретичні й експериментальні дослідження, що виносяться на захист, отримані автором самостійно. У роботах, опублікованих у співавторстві, авторові належать: результати аналізу існуючих конструкцій виконавчих механізмів керування зчепленням автомобілів [17]; визначення шляхів підвищення швидкодії виконавчого механізму електропневматичного приводу зчеплення автомобілів [18]; побудова статичної характеристики механізму вимикання зчеплення транспортного засобу [19]; обґрунтування вибору способу керування робочим процесом та побудова алгоритму керування електропневматичним приводом зчеплення [20]; обґрунтування ступінчастості характеристики максимальної точності механізму керування зчепленням [21], особливості роботи прискорювального клапана вдосконаленої конструкції [22], розроблена конструкція підсилювача приводу зчеплення транспортного засобу [23] та вдосконаленого прискорювального клапана [24].

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати теоретичних та експериментальних досліджень оприлюднені й обговорені на таких

науково-технічних і науково-методичних конференціях ХНАДУ та міжнародних наукових конференціях:

– 74-80 Науково-технічній і науково-методичній конференції Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 2010-2016 рр.);

– Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми та перспективи автомобілебудування та автомобільного транспорту» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 3 листопада 2011 р.);

– XXI Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, Україна, НТУ «ХПІ», 29 травня 2013 р.);

– XVI Міжнародній науково-технічній конференції «Автомобільний транспорт: проблеми та перспективи» (м. Севастополь, Україна, СНТУ, 21 вересня 2013 р.);

– Міжнародній науково-методичній конференції «Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 7 листопада 2013 р.);

– Міжнародній науково-технічній конференції «Актуальні проблеми інженерної механіки» (м. Одеса, Україна, ОНПУ, 10-14 березня 2014 р.);

– Міжнародній науково-практичній конференції з нагоди Дня автомобіліста і шляховика «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і експертизи автомобіля» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2014 р.);

– Міжнародній науково-технічній конференції, присвяченій 85-річчю заснування ХНАДУ та 85-річчю автомобільного факультету «Новітні технології в автомобіле-будівництві та транспорті» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2015 р.);

– Науково-практичній конференції «Актуальні питання розвитку, вдосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки в Національній гвардії України» (м. Харків, Україна, НАНГУ, 26 листопада 2015 р.);

– III Міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції присвяченій 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з дня народження професора А.Б. Гредескула «Нові технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці спеціалістів» (м. Харків, ХНАДУ, 20-21 жовтня 2016 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковано у 14 наукових працях, у тому числі: 6 статей у наукових фахових виданнях України (з них 5 статей у виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз); 1 публікація у закордонному виданні; 5 тез у збірниках доповідей наукових конференцій, отримано 2 патенти.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ПРИВОДІВ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ

Значна частина часу руху автомобіля в міських умовах припадає на несталі режими, перемикання передач і рушання з місця. Оскільки часта дія на орган керування зчепленням негативно позначається на фізичному стані водія, розробники автомобільної техніки багато уваги приділяють питанню зниження зусилля на педалі зчеплення. У приводах зчеплень легкових автомобілів це досягається за рахунок раціонального проектування важелів, тяг, тросів, гідравлічних магістралей та силових елементів, на вантажних автомобілях і автобусах – шляхом введення у конструкцію приводу підсилювачів [25].

Основні вимоги, що висуваються до приводів зчеплень транспортних засобів [13, 26]:

- зручність та легкість керування;
- високий коефіцієнт корисної дії (ККД);
- наявність слідкуючої дії;
- безвідмовність та довговічність;
- простота обслуговування.

Зручність і легкість керування досягається, перш за все, за рахунок вибору допустимих зусиль на педалі та величини її ходу.

Нормативні документи ГОСТ 21398-89 та ГОСТ Р 52280-2004 встановлюють максимальне зусилля на педалі зчеплення [12, 27], що не повинно перевищувати:

- 147 Н (15 кгс) – за наявності підсилювача;
- 240 Н (25 кгс) – без підсилювача;
- 490 Н (50 кгс) – у разі відмови підсилювача.

Допустимий повний хід педалі керування під час вимикання зчеплення не повинен перевищувати [9, 12, 15, 27]:

- $S_{\text{п}} = 150$ мм – для легкових автомобілів;
- $S_{\text{п}} = 180$ мм – для вантажних автомобілів.

До приводів зчеплень, що у своєму складі мають електронні компоненти, додатково висуваються такі вимоги [10, 11, 13, 16]:

- командні і виконавчі пристрої керування зчепленням повинні забезпечувати максимальну швидкість вимикання зчеплення (за 0,15-0,25 с) незалежно від частоти обертання колінчастого вала;

- вмикання зчеплення повинно відбуватися за 1-1,5 с.

1.1 Механічний привод керування зчепленням

Механічний привод зчеплення застосовується найчастіше за розміщення педалі недалеко від механізму зчеплення і за умови невеликого зусилля, необхідного для керування ним. На вантажних автомобілях малої та середньої вантажності часто використовується важільний механічний привод зчеплення, іноді із сервопружиною [28, 29, 30, 31]. На автомобілях великої вантажності в привод включається підсилювач, переважно пневматичний.

З розвитком виробництва легкових передньоприводних автомобілів із поперечним розташуванням силового агрегату, широкого розповсюдження набув тросовий механічний привод зчеплення [17, 32].

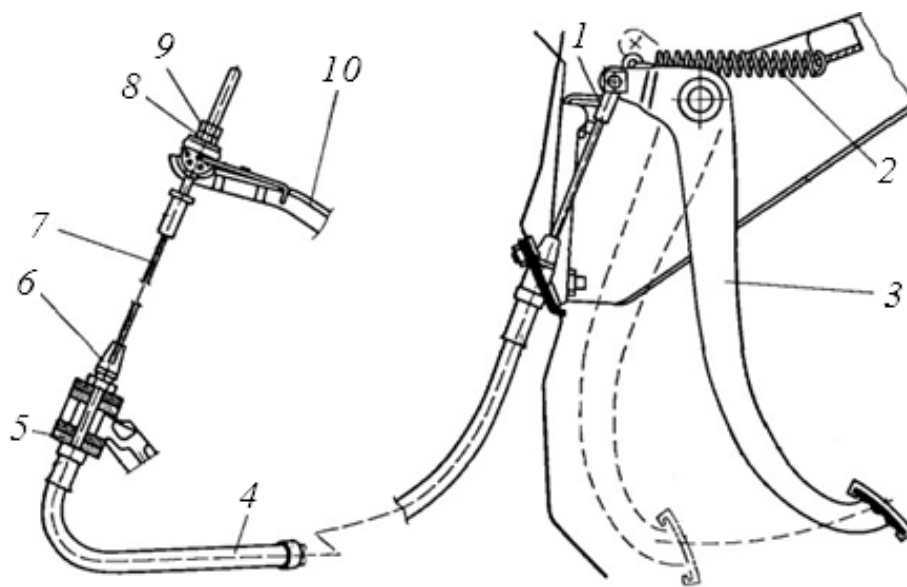
1.1.1 Механічний тросовий привод керування зчепленням

У трансмісіях легкових автомобілів із сухими фрикційними однодисковими зчепленнями часто застосовується механічний тросовий привод (рис. 1).

При натисненні на педаль зчеплення 3, вона повертається відносно своєї осі та переміщує за собою верхній кінець троса 1. Другий кінець троса з'єднаний із поводком троса 7, який, у свою чергу, з'єднаний ізвилкою вимикання зчеплення 10. Вилка вимикання зчеплення впливає на діафрагменну пружину через вижимний підшипник і зчеплення вимикається.

Іноді у конструкцію механічного тросового приводу зчеплення входить механізм автоматичного регулювання довжини троса [33, 34].

Оскільки в процесі експлуатації накладки веденого диска зношуються, змінюється початкове положення вилки вимикання зчеплення. При цьому для збереження нормального ходу педалі зчеплення необхідно збільшувати довжину троса. Для автоматичної зміни довжини троса у верхньому його наконечнику встановлюється відповідний регулятор.



1 – верхній наконечник троса; 2 – поворотна пружина педалі зчеплення; 3 – педаль зчеплення; 4 – оболонка троса; 5 – упорна шайба; 6 – захисний ковпачок; 7 – поводок троса; 8 – регулювальна гайка; 9 – контргайка; 10 – вилка вимикання зчеплення

Рисунок 1.1 – Тросовий привод вимикання зчеплення

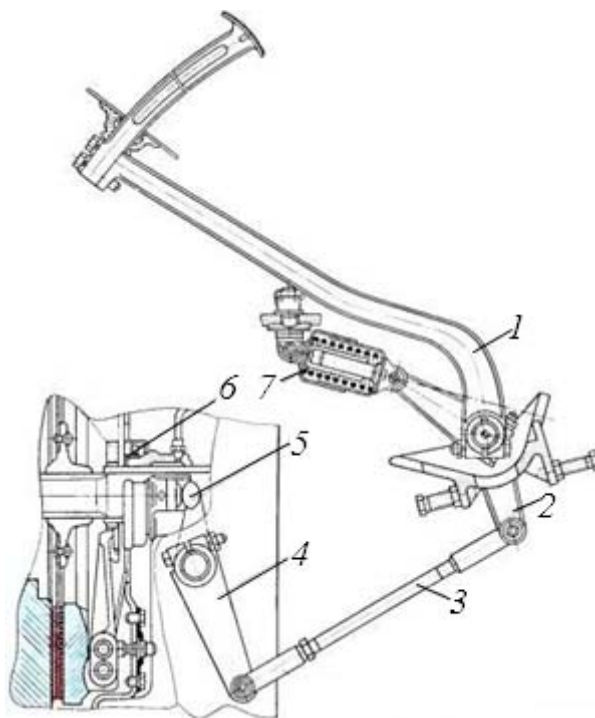
Основними перевагами механічного тросового приводу зчеплення є його високий ККД, простота конструкції, висока надійність.

До недоліків слід віднести неможливість реалізації великого зусилля та незручність передачі зусилля на значну відстань.

1.1.2 Механічний важільний привод керування зчепленням

Застосування механічного приводу зчеплення на сучасних вантажних автомобілях обмежене. Це пов'язано, передусім, із розвитком альтернативних

приводів керування зчепленням, що дозволяють значно зменшити зусилля на органі керування. Але досі ще перебувають в експлуатації вантажні автомобілі сімейств МАЗ, КрАЗ [35] та ін., в яких використовується механічний важільний привод керування зчепленням (рис.1.2) [10, 29, 36, 37, 38, 39].



1 – педаль; 2,4 – важіль; 3 – тяга; 5 – вилка вимикання зчеплення; 6 – вижимний підшипник; 7 – сервопружина

Рисунок 1.2 – Привод зчеплення автомобіля КрАЗ 255Б

Важіль 4 (рис. 1.2) закріплений на валу вилки вимикання зчеплення 5, з'єднаний тягою 3 із важелем 2 педалі 1. Вилка впливає на муфту із упорним підшипником 6. Для зниження зусилля на педалі в приводі встановлена сервопружина 7. На початку ходу педалі пружина протидіє переміщенню, та коли її вісь опиниться нижче за вісь педалі, зусилля сервопружины сприятиме вимиканню зчеплення. Застосування сервопружины в механічному приводі знижує зусилля на педалі зчеплення на 20-40 %.

У зв'язку з необхідністю реалізувати значне зусилля на педалі зчеплення вантажних автомобілів у механічний привод включається підсилювач, найчастіше пневматичний [40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48].

Порівняно із механічним тросовим приводом важільний має ще один суттєвий недолік – зниження коефіцієнта корисної дії через втрати на тертя у шарнірних з'єднаннях.

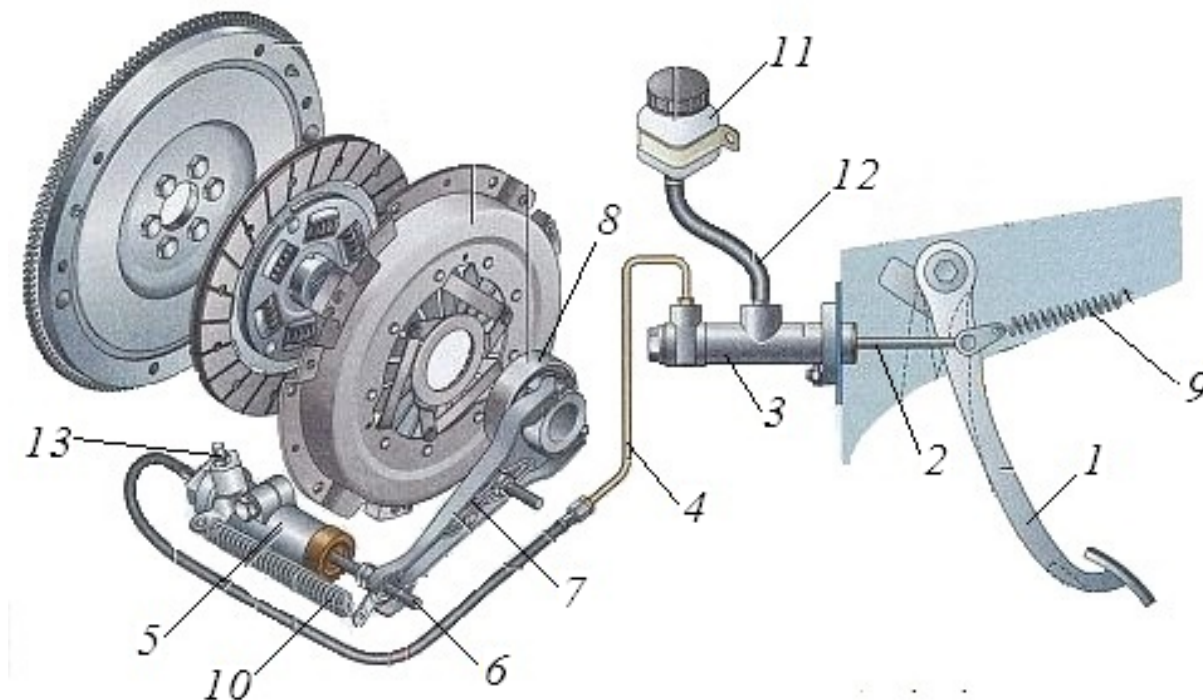
1.2 Гідравлічний привод керування зчепленням

Найбільш широкого розповсюдження на транспортних засобах набув гідравлічний привод зчеплення. Він передає зусилля від органа керування до механізму вимикання зчеплення за допомогою гідростатичного напору рідини. За робочу рідину використовують ту, що аналогічна застосовуваній у гідравлічному гальмівному приводі [49, 50]. У порівнянні із механічним приводом зчеплення основні деталі гідравлічного приводу, зокрема головний циліндр зчеплення, робочий циліндр, шланги та трубки, сприяють зручнішому компонуванню елементів приводу на транспортному засобі, а сам гідравлічний привод забезпечує більш комфортну для водія роботу механізму вимикання зчеплення [51, 52].

Гідравлічний привод керування зчепленням [10, 14, 53, 54, 55] має складнішу конструкцію, ніж механічний, але при цьому він забезпечує більш плавне вмикання та допускає вільне розташування педалі приводу по відношенню до механізму зчеплення.

Незважаючи на велику кількість елементів та складнішу конструкцію (рис. 1.3), гідравлічний привод набув більшого поширення на транспортних засобах, ніж механічний [1, 56]. Принцип роботи гідравлічного приводу зчеплення аналогічний дії гідравлічного приводу робочої гальмівної системи, в його основі лежить властивість нестискуваної робочої рідини.

Зусилля від педалі керування зчепленням 1 передається через шток 2 на поршень головного циліндра 3. Переміщуючись, поршень створює тиск рідини всередині циліндра, який через сполучну магістраль 4 передається на поршень робочого циліндра 5. Переміщуючись під тиском рідини, поршень штовхає шток 6 робочого циліндра зчеплення, який через вилку вимикання зчеплення 7 впливає на муфту вимикання зчеплення 8 [57].

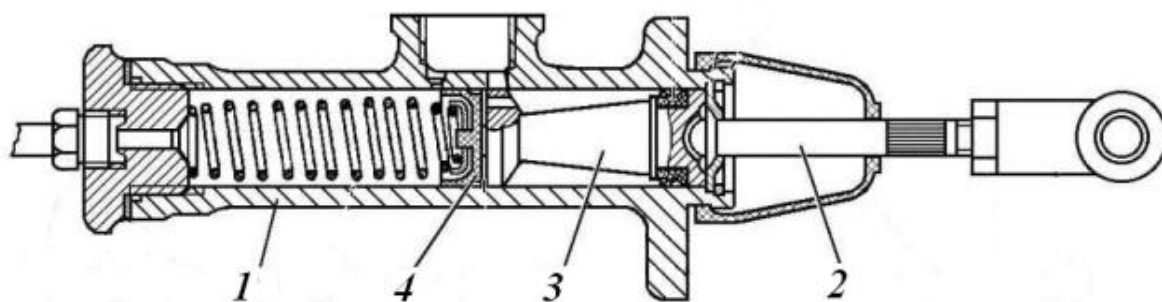


1 – педаль; 2, 6 – шток; 3 – головний циліндр зчеплення; 4 – сполучна магістраль;
 5 – робочий циліндр; 7 – вилка вимикання зчеплення; 8 – вижимний підшипник;
 9, 10 – поворотна пружина; 11 – компенсаційний бачок; 12 – патрубок; 13 – штуцер
 прокачування

Рисунок 1.3 – Гідравлічний привод зчеплення

Також варто зазначити, що на деяких автомобілях гідравлічний привод зчеплення і гідравлічна гальмівна система мають спільний компенсаційний бачок для рідини 11. Він може розташовуватися безпосередньо на головному циліндрі зчеплення або в будь-якому іншому місці. За роздільного розташування, бачок з'єднується із головним циліндром за допомогою патрубка 12. У разі потрапляння повітря у гідравлічну систему, прокачування здійснюється через штуцер 13, який найчастіше розміщується на робочому циліндрі зчеплення.

Конструкційно головний та робочий циліндри зчеплення мають аналогічну будову (рис 1.4) [58, 59, 60]. Головний циліндр гідравлічного приводу розташовується в підкапотному просторі або безпосередньо під педаллю в кабіні [61], робочий циліндр найчастіше розміщується безпосередньо на корпусі картера зчеплення.

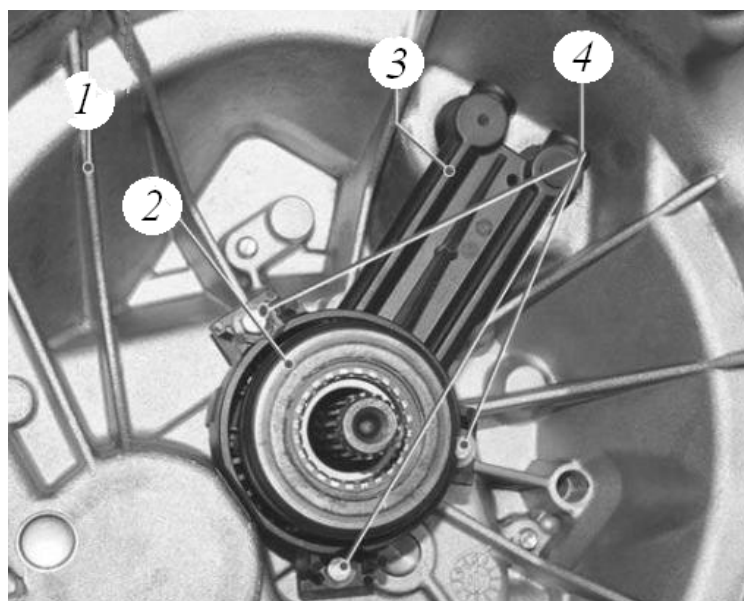


1 – корпус; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – манжета

Рисунок 1.4 – Головний циліндр приводу керування зчепленням

Поряд зі згаданими вище гідравлічними приводами класичного компонування останніми роками широкого розповсюдження набули приводи із центральним робочим циліндром (рис. 1.5) [29, 38, 62, 63, 64].

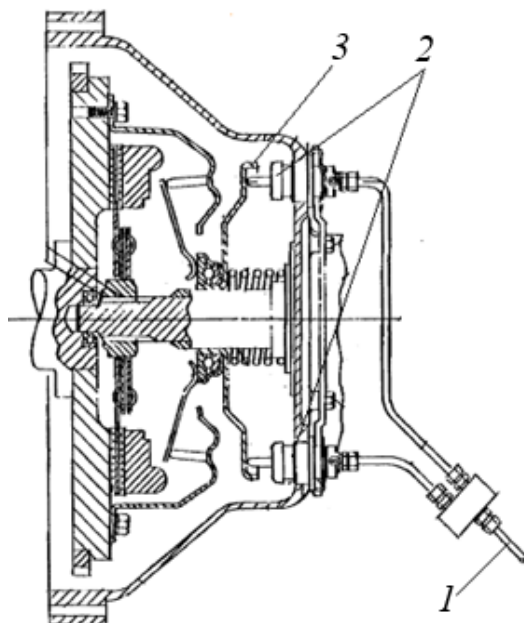
В указаному випадку робочий циліндр виконаний заодно із муфтою вимикання зчеплення та розташований співвісно з первинним валом коробки передач. Подібна конструкція має свої переваги та недоліки: з одного боку, зменшується кількість деталей приводу, знижуються втрати на тертя, але дуже ускладнюється конструкція робочого циліндра.



1 – картер коробки передач; 2 – центральний робочий циліндр; 3 – гідравлічний трубопровід; 4 – болти кріплення робочого циліндра

Рисунок 1.5 – Центральний робочий циліндр зчеплення

Ще одним варіантом реалізації гідравлічного приводу зчеплення стала конструкція з декількома робочими циліндрами, що працюють паралельно (рис. 1.6) [65].



1 – трубопровід; 2 – робочий циліндр; 3 – упорна пластина

Рисунок 1.6 – Гідравлічний привод зчеплення з двома робочими циліндрами

Цей варіант не набув поширення в автомобілебудуванні, оскільки має низку суттєвих недоліків:

- збільшення кількості відповідальних деталей;
- зниження надійності;
- збільшення маси і складність монтажу на ТЗ.

Відомі конструкції гідравлічного приводу зчеплення, в які для підвищення надійності та поліпшення умов роботи водія включаються різні дублювальні контури, що працюють, наприклад, за рахунок електромагнітів [66]. Але практично всі подібні конструкції ведуть до необґрунтованого ускладнення приводу та, як наслідок, до його здорожчання.

Розглянувши основні варіанти реалізації гідравлічного приводу зчеплення, можна виділити його основні переваги:

- вищий ККД, якщо порівнювати з механічним приводом;

- зручність компоновки на ТЗ;
- відсутність впливу перекосів силового агрегату відносно кузова автомобіля на роботу зчеплення;

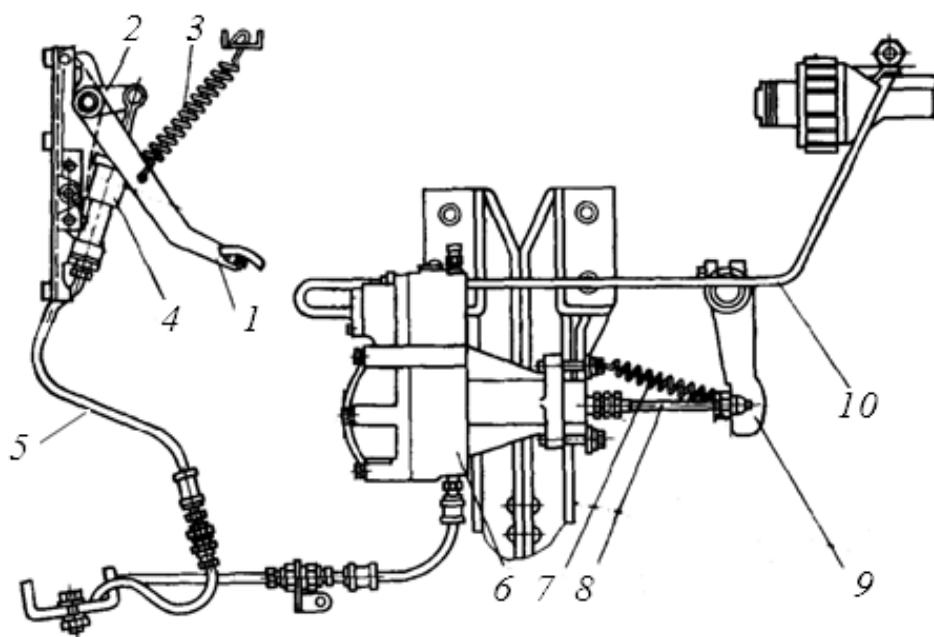
- передача керувального впливу на значну відстань.

При цьому є і деякі недоліки:

- неможливість реалізувати велике зусилля;
- можливість відмови через потрапляння повітря в систему;
- складність конструкції.

1.3 Гідравлічний привод керування зчепленням із пневмогідравлічним підсилювачем

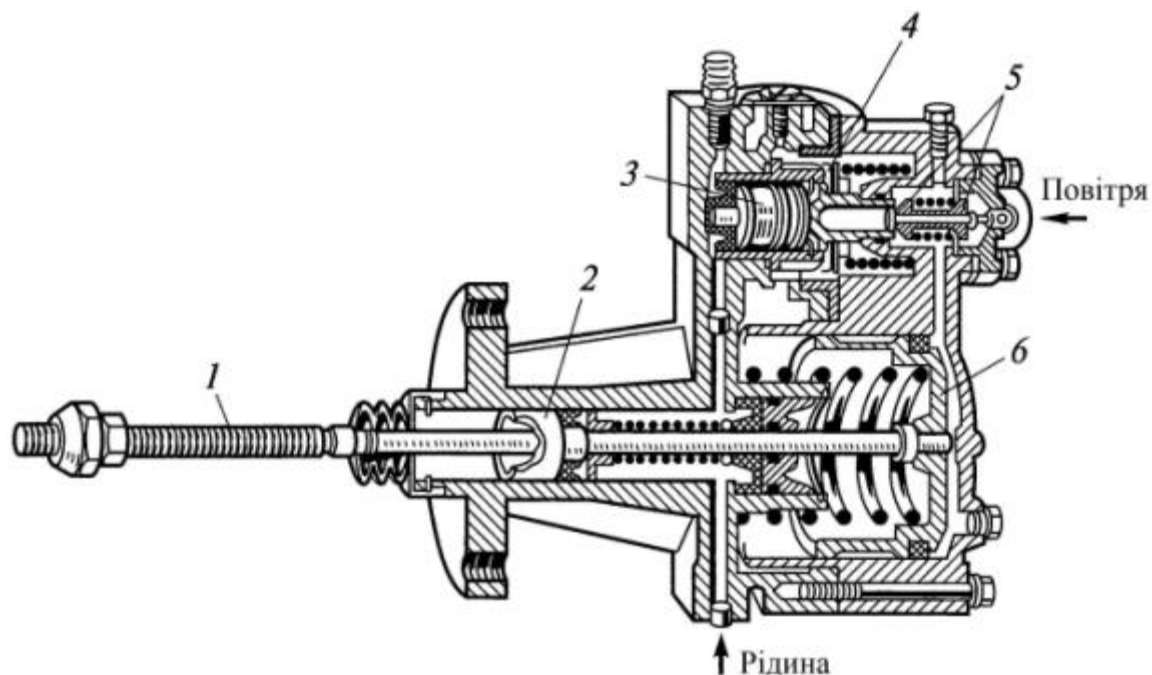
Через необхідність реалізації великого зусилля для керування зчепленням на автобусах, а також вантажних автомобілях середньої і великої вантажності набув широкого розповсюдження гідравлічний привод зчеплення з пневмогідравлічним підсилювачем (ПГП) (рис. 1.7) [44, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 74].



1 – педаль; 2 – важіль; 3, 7 – пружина, 4 – головний циліндр, 5 – гідравлічний трубопровід, 6 – ПГП, 8 – штовхач, 9 – вилка, 10 – пневматичний трубопровід

Рисунок 1.7 – Гідравлічний привод зчеплення з ПГП

Пневмогідравлічний підсилювач (рис.1.8) гідравлічного приводу зчеплення об'єднує в собі робочий циліндр вимикання зчеплення з поршнем 2 та слідкувальний пристрій з поршнем 3, діафрагмою 4 і клапанами 5 керування (впускним та випускним) [19, 75, 76, 77].



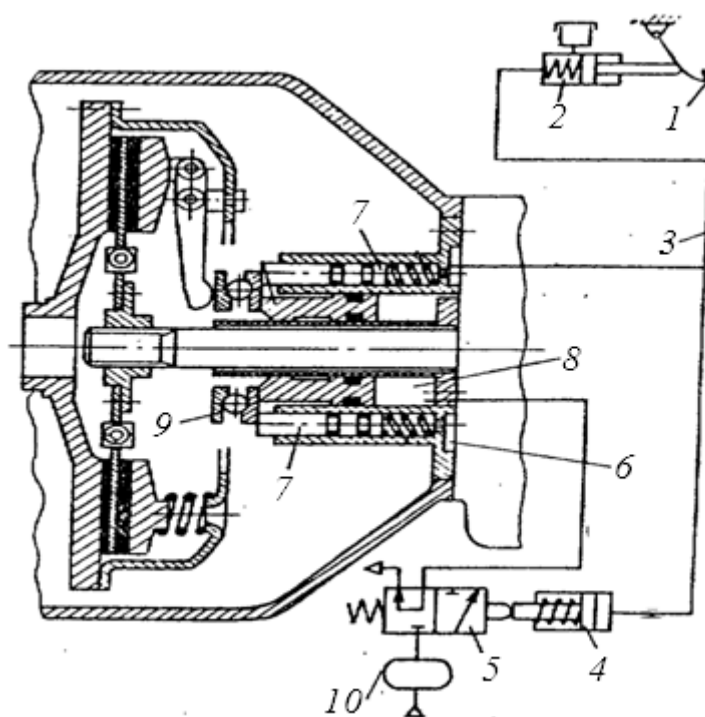
1 – шток, 2, 3 – гідравлічний поршень, 4 – діафрагма, 5 – клапани, 6 – пневматичний поршень

Рисунок 1.8 – Пневмогідравлічний підсилювач

Під час натиснення на орган керування зчепленням робоча рідина діє на поршні 2 і 3, що переміщуються. Поршень 3 прогинає діафрагму із сідлом клапанів керування 5. При цьому випускний клапан закривається, впускний – відкривається. Стисле повітря через впускний клапан надходить у пневматичний циліндр підсилювача і діє на поршень 6, який переміщується, створюючи додаткову дію на шток 1 вимикання зчеплення. Під час відпускання педалі зчеплення тиск рідини на поршні 2 і 3 припиняється, поршень 3 повертається у початкове положення під дією пружин та тиску повітря на діафрагму 4. При цьому закривається впускний клапан і відкривається випускний, через який стисле повітря із пневматичного циліндра підсилювача виходить у довкілля, а поршні 6 і 2 переміщуються у початкове

положення. У разі відсутності стислого повітря, вимикання зчеплення здійснюватиметься за рахунок тиску рідини на поршень 2. У такому разі зусилля на педалі може зрости до 600 Н [19].

Конструкторами Московського автомобільного заводу ім. І.О. Лихачова була запропонована конструкція ПГП, що розташований у картері зчеплення, співвісно із первинним валом коробки передач (рис. 1.9) [78, 36].



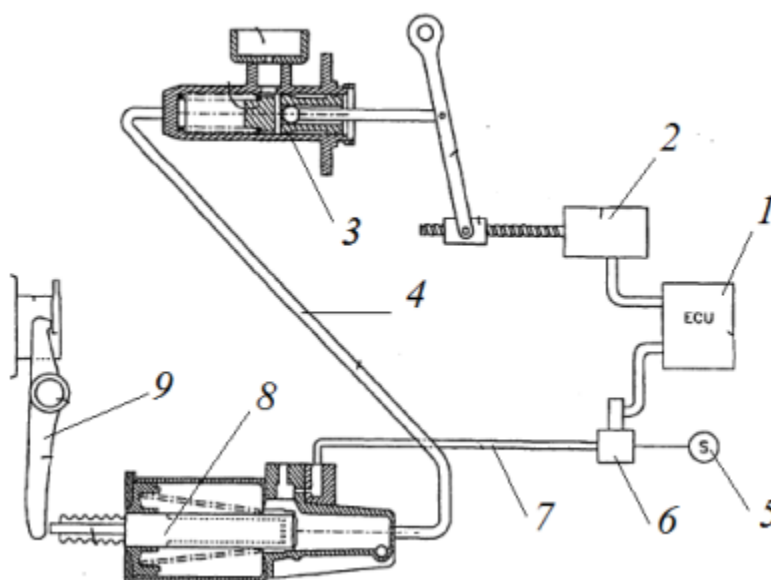
- 1 – педаль, 2 – головний циліндр зчеплення, 3 – гідравлічний трубопровід;
4 – допоміжний циліндр; 5 – розподільник; 6 – підсилювач; 7 – робочий циліндр;
8 – пневматична порожнина; 9 – вижимний підшипник; 10 – ресивер

Рисунок 1.9 – Центральний пневмогідравлічний підсилювач

Під час натиснення на педаль 1 тиск рідини від головного циліндра зчеплення 2 через гідравлічний трубопровід 3 передається одночасно в порожнину 7 робочого циліндра та допоміжний циліндр 4, що діє на розподільник 5, відкриваючи доступ стисненого повітря від ресивера 10 в пневматичну порожнину 8 підсилювача 6. Пневматичний та гідравлічний поршні одночасно тиснуть на вижимний підшипник 9, вимикаючи зчеплення. Як і попередня конструкція, указаний варіант приводу

зберігає працездатність за відсутності стисненого повітря, але при цьому має складнішу конструкцію, багато рухомих ущільнень пневматичного розподільника тощо.

Наслідком подальшого вдосконалення гідравлічного приводу зчеплення з пневмогідравлічним підсилювачем стала поява електропневмогідравлічного приводу керування зчепленням. У цій конструкції механічний зв'язок між педаллю зчеплення і головним циліндром замінений електромеханічним приводом. Відкриття доступу стислого повітря до силового циліндра виконане за допомогою електропневматичного клапана (ЕПК) (рис.1.10) [79].



1 – електронний блок керування; 2 – електродвигун; 3 – головний циліндр зчеплення; 4, 7 – гідравлічний трубопровід; 5 – компресор; 6 – електропневматичний клапан; 8 – підсилювач; 9 – вилка вимикання зчеплення

Рисунок 1.10 – Електропневмогідравлічний привод зчеплення

Під час натиснення на педаль зчеплення подається сигнал на електронний блок керування 1, який, у свою чергу, подає напругу на електродвигун 2 і електропневматичний клапан 6. Переміщення вала електродвигуна 2 призводить до руху поршня головного циліндра 3, що витискає робочу рідину через трубопровід 4 у відповідну порожнину підсилювача 8. У цей час ЕПК 6 відкриває доступ

стисненого повітря від компресора 5 через трубопровід 7 до підсилювача 8. Під тиском рідини та повітря шток підсилювача 8 переміщує вилку вимикання зчеплення 9.

Ця конструкція має низку значних недоліків:

- висока вартість;
- низька надійність (використання одночасно трьох джерел енергії);
- відсутність дублювального (аварійного) контуру.

Ознайомившись із конструкцією гідравлічного приводу зчеплення з ПГП, можна виділити його основні переваги:

- високий ККД;
- можливість реалізації значного зусилля;
- збереження працездатності за відсутності стисненого повітря.

При цьому є і деякі недоліки:

- наявність двох джерел енергії;
- можливість відмови через потрапляння повітря у гідросистему;
- складність конструкції.

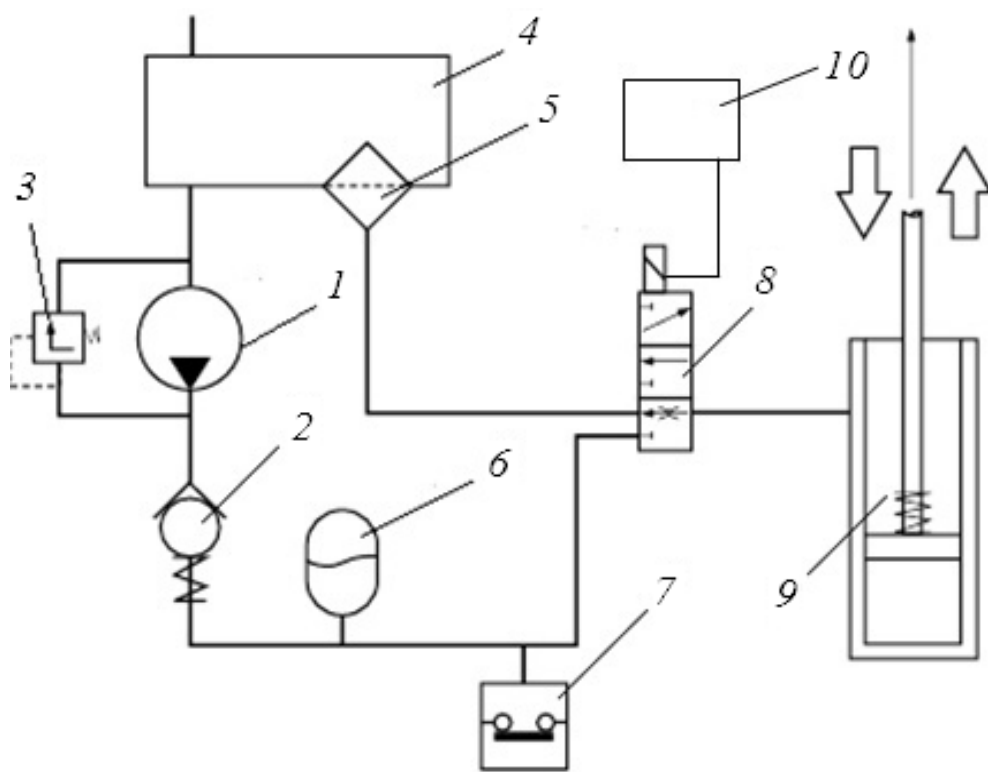
1.4 Електрогідравлічний привод керування зчепленням

У контексті питання автоматизації роботи трансмісії ТЗ і полегшення умов роботи водія почали з'являтися різноманітні приводи, що мають у своєму складі електронні компоненти. Таким чином, отримав розвиток електрогідравлічний привод зчеплення (рис. 1.11) [16, 44, 80, 81, 82].

Аксіально-поршневий насос 1 має п'ять робочих плунжерних пар і урухомлюється електродвигуном, від електронного блоку керування (ЕБК) 10 за допомогою реле тиску 7. Насос подає рідину під тиском у гідроаккумулятор 6. Запобіжний клапан 3, вбудований у напірну магістраль, захищає гідросистему від ушкоджень, які могли б мати місце у разі надмірного підвищення тиску.

Тиск рідини, що є в гідроаккумуляторі 6, забезпечує постійну готовність системи до роботи. Номінальний тиск рідини в гідроаккумуляторі забезпечує

чотирикратне перемикання передач. Мінімальний тиск рідини в гідроаккумуляторі: 3,1 МПа (31 бар), максимальний – 6,5 МПа (65 бар).



1 – насос; 2 – зворотний клапан; 3 – запобіжний клапан; 4 – бак; 5 – фільтр;
6 – гідроаккумулятор; 7 – реле тиску; 8 – розподільник; 9 – гідроциліндр, 10 – ЕБК

Рисунок 1.11 – Схема електрогидравлічного приводу зчеплення

Розподільник 8 керується електронним блоком 10 і виконує такі функції:

- урухомлює гідроциліндр;
- здійснює повернення робочої рідини в бак;
- припиняє подачу рідини до циліндра (замкнуте положення);
- виконує відведення робочої рідини із циліндра через дросель (демпфування під час вмикання зчеплення).

На клапан подається напруга від 0 до 12 В у режимі широтно-імпульсної модуляції (ШІМ).

Реле тиску 7 відстежує тиск рідини у гідроаккумуляторі і надсилає до ЕБК запит на регулювання.

Рідина за допомогою насоса подається у виконавчий гідроциліндр, що призводить до переміщення вилки вимикання зчеплення. Поршень гідроциліндра механічно пов'язаний з потенціометром, що інформує ЕБК про положення деталей зчеплення.

Знос тертьових пар зчеплення компенсується автоматично, а відхилення положення зчеплення коригується регулюванням вилки.

Також відомі варіанти реалізації електрогідравлічного приводу зчеплення, коли створюваний насосом тиск навпаки утримує зчеплення у ввімкненому стані. Для відключення двигуна від трансмісії необхідно припинити подавання рідини до виконавчого механізму вимикання зчеплення [54, 83].

Перевагою розглянутого електрогідравлічного приводу зчеплення є:

- простота керування;
- можливість автоматизації процесу перемикання передач.

До недоліків конструкції слід віднести:

- наявність двох джерел енергії;
- наявність великої кількості відповідальних електронних складових;
- складність конструкції.

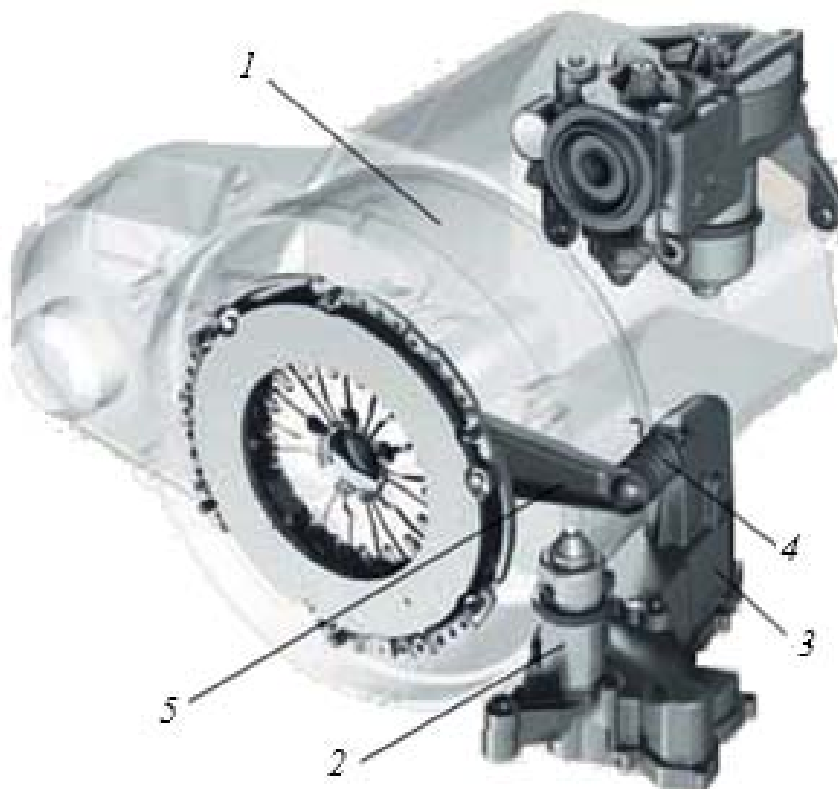
1.5 Електромеханічний привод керування зчепленням

Ідея автоматизації роботи агрегатів трансмісії останнім часом нестримно розвивається, паралельно йде тенденція підвищення комфорту роботи водія. У зв'язку з цим на ТЗ різних конструкцій набули широкого застосування електромеханічні приводи зчеплення. Існує декілька варіантів конструкції цього приводу, спільною рисою яких є наявність електродвигуна постійного струму. Двигуни постійного струму, завдяки наявності механічного перетворювача частоти – колектора, допускають плавне та економічне регулювання частоти обертання. Ця перевага перед двигунами змінного струму забезпечує застосування двигунів постійного струму в електроприводах із широким діапазоном зміни частоти обертання [84, 85, 86].

Основні відмінності полягають у способі перетворення обертання вала електродвигуна в лінійне переміщення, необхідне для керування зчепленням.

1.5.1 Електромеханічний привод керування зчепленням із зубчастою передачею

Один з варіантів реалізації електромеханічного приводу зчеплення запропонований концерном ZF Friedrichshafen AG (ZF) (рис. 1.12) [73, 87, 88].



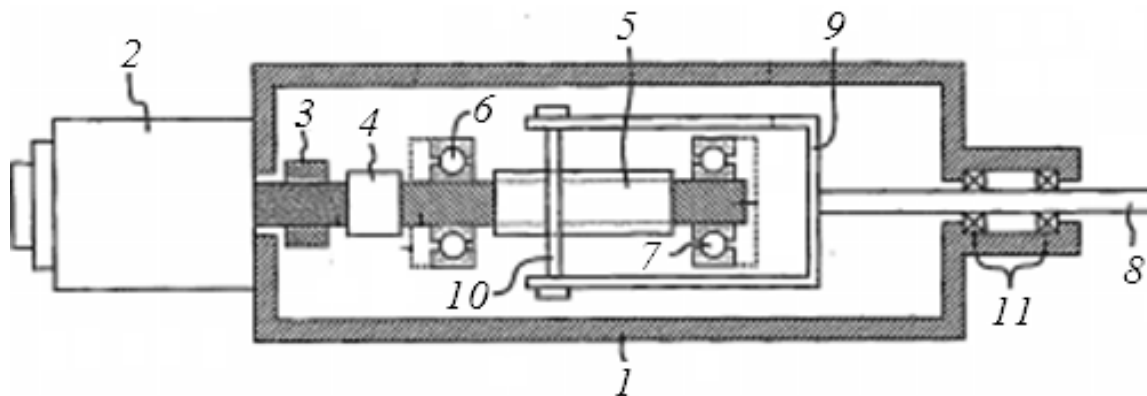
1 – картер коробки передач; 2 – електродвигун; 3 – передача зубчастий сектор-рейка; 4 – шток; 5 – вилка вимикання зчеплення

Рисунок 1.12 – Електромеханічний привод концерну ZF

У цій конструкції крутний момент від електродвигуна 2 за допомогою передачі зубчастий сектор-рейка 3 перетворюється у лінійне переміщення штока 4. Шток, у свою чергу, діє на вилку вимикання зчеплення 5. Усі деталі приводу монтуються на картері коробки передач 1.

1.5.2 Електромеханічний гвинтовий привод керування зчепленням

Серед електромеханічних приводів найбільшого розповсюдження набули конструкції, що перетворюють обертання вала електродвигуна у лінійне переміщення за допомогою гвинтової пари (рис. 1.13) [89, 90, 91, 92].



1 – корпус; 2 – електродвигун; 3 – датчик обертання; 4 – шарнір рівних кутових швидкостей; 5 – гвинт; 6, 7 – підшипник; 8 – шток; 9 – сполучна скоба; 10 – гайка;
11 – втулка напрямної

Рисунок 1.13 – Електромеханічний гвинтовий привод

На корпусі приводу 1 встановлений електродвигун 2 із датчиком обертання 3, що через шарнір рівних кутових швидкостей 4 з'єднаний із гвинтовим елементом 5. Гвинтовий елемент 5 встановлений у корпусі 1 на підшипниках 6 і 7, шарнір 4 встановлюється для компенсації можливих взаємних переміщень елементів 2 та 5. Електродвигун 2 обертає гвинтовий елемент 5 у підшипниках 6 та 7. Відповідно гайка 10 починає переміщатися в осьовому напрямку, в тому ж напрямку переміщається і шток 8, жорстко пов'язаний з гайкою елементом 9. Напрявні втулки 11 запобігають перекосу штока 8 і заклинюванню гвинтової пари [89].

Подана вище конструкція дозволяє як штовхати орган керування зчепленням, так і тягти його. Установка додаткового редуктора між електродвигуном та гвинтовим елементом дозволяє реалізувати будь-який момент, необхідний для вимикання зчеплення.

1.5.3 Альтернативні варіанти реалізації електромеханічного приводу керування зчепленням

Окрім описаних варіантів, існує ще декілька рішень із реалізації електромеханічного приводу, які не набули широкого розповсюдження переважно через недостатню надійність та надмірну складність конструкції. Перетворення обертання вала електродвигуна у лінійне переміщення пропонувалося здійснювати за рахунок різних ексцентриків [93], троса та закріпленого на валу електродвигуна важеля [94], гвинтової пари спільно з системою тяг [74], черв'ячних передач.

Усі зазначені вище варіанти електромеханічного приводу зчеплення мають низку переваг:

- можливість дистанційного керування агрегатами, оскільки керувальний сигнал передається проводами;
- простота компонування (механізми працюють у двох напрямках);
- простота керування та точність позиціонування.

При цьому є й істотні недоліки, основні з яких:

- відсутність можливості керування зчепленням в умовах, коли немає напруги в бортовій мережі автомобіля;
- збільшення розмірів приводу (установка редуктора, збільшення розмірів електродвигуна) у разі необхідності реалізувати велике зусилля на штоку виконавчого механізму;
- складність конструкції, велика кількість з'єднань.

1.6 Електропневматичний привод керування зчепленням

Провідні автомобільні виробники, які випускають агрегати для вантажних автомобілів та автобусів, приділяють значну увагу розробці і виробництву електропневматичних приводів зчеплення (ЕППЗ). ЕППЗ виключає потребу у гідравлічних трубопроводах або механічних тягах, що спрощує компонування приводу та підвищує якість керування [76, 85, 95].

Розвиток ЕППЗ став наслідком упровадження в автомобільну промисловість пневмогідравлічного та електромеханічного приводу. Використання стисненого повітря як джерела енергії у пневмогідравлічних приводах упродовж тривалого часу не викликало нарікань, основні проблеми в експлуатації були пов'язані з гідравлічною частиною приводу. Це проявлялося у втраті працездатності від потрапляння повітря в трубопровід або витоків робочої рідини. В електромеханічних же приводах основні недоліки були пов'язані з роботою механічної частини. Обов'язкова наявність редукторів, черв'ячних або гвинтових передач значно ускладнювала конструкцію, збільшувала габарити і в цілому знижувала надійність агрегату.

Розробка ЕППЗ стала деяким симбіозом двох своїх попередників. У результаті вийшла конструкція, в якій як робоче тіло використовується стиснене повітря, а функції керування покладені на електронні складові.

Електропневматичний привод керування зчепленням широко використовується в автомобілях із механічними або повністю автоматизованими коробками передач. Після появи у 2000 році, електропневматичний привод фірми «Knorr-Bremse» був встановлений на більш ніж 350 000 транспортних засобів [96].

Як елементи керування у подібних конструкціях найчастіше використовуються різноманітні електропневматичні клапани, також відомі випадки використання крокових електродвигунів. Класифікація найбільш поширених на сьогодні конструкцій ЕППЗ приведена на рисунку 1.14.

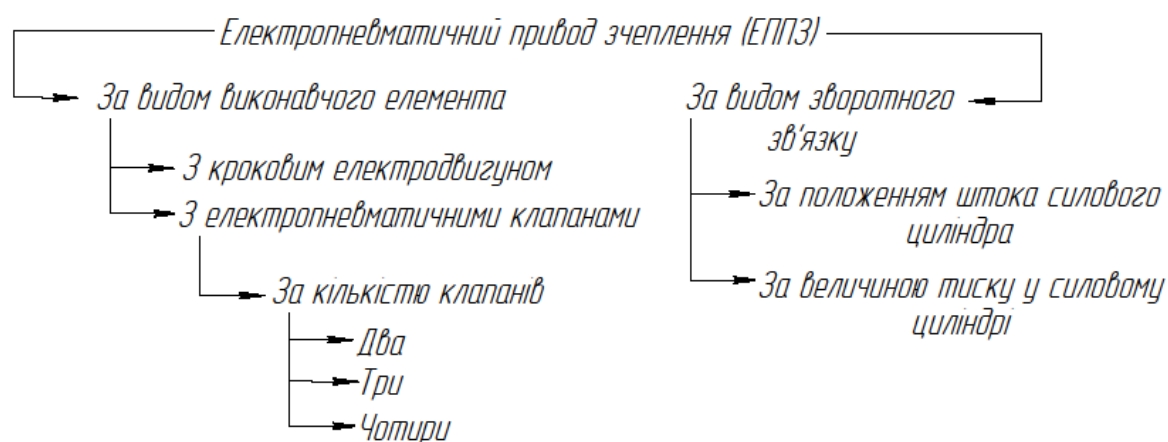
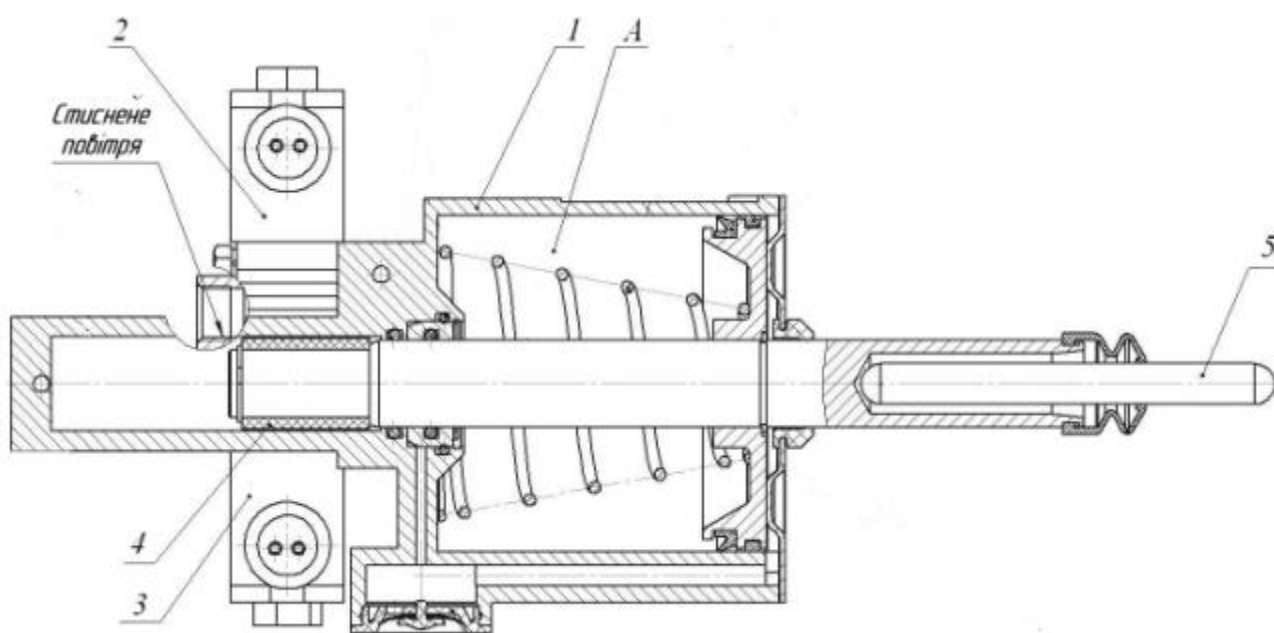


Рисунок 1.14 – Класифікація електропневматичних приводів керування зчепленням

Широка різноманітність конструкцій ЕППЗ, що використовують як керувальні елементи електропневматичні клапани, а також наявність на ринку подібних серійно випущених агрегатів пояснює необхідність детальнішого аналізу, спрямованого на виявлення їхніх переваг та недоліків.

1.6.1 Електропневматичний привод керування зчепленням із двома електропневматичними клапанами

Один із найпростіших варіантів реалізації ЕППЗ – конструкція з двома електропневматичними клапанами, одним впускним та одним випускним [95, 97, 98, 99, 100, 101]. Відмінною рисою цього варіанта електропневматичного приводу є його простота і дешевизна, порівняно з іншими (рис. 1.15).



1 – корпус; 2 – впускний ЕПК; 3 – випускний ЕПК; 4 – датчик положення штока;
5 – штовхач; А – силова порожнина

Рисунок 1.15 – Конструкція силового циліндра електропневматичного приводу керування зчепленням із двома електропневматичними клапанами

Основним елементом ЕППЗ є пневматичний циліндр 1. Як і у випадку з пневмогідравлічним приводом зчеплення, наростання тиску в силівій порожнині А

призводить до переміщення штовхача 5, що безпосередньо або через систему важелів впливає на вилку вимикання зчеплення.

Основні експлуатаційні характеристики, такі як швидкодія і якість стеження, безпосередньо залежать від параметрів керувальних елементів. У цій конструкції до них відносяться впускний ЕПК 2, випускний ЕПК 3 та датчик положення штока 4. Також обов'язковими складовими ЕППЗ є датчик положення педалі зчеплення і ЕБК. Електронний блок керує роботою електропневматичних клапанів, використовуючи дані, що надійшли від датчиків. Тому якість слідкувальної дії приводу залежить від точності і надійності використовуваних датчиків, а також швидкодії виконавчих пристроїв – електропневматичних клапанів.

В указаній конструкції основним вирішенням завдання з отримання високих експлуатаційних показників приводу є застосування ЕПК із високою швидкодією і великим прохідним перетином. Перше потрібне для отримання якісної слідкувальної дії, друге – для високої швидкодії приводу. Таке поєднання властивостей є одним із головних недоліків конструкції, оскільки ЕПК із подібними характеристиками високовартісні, тому в автомобілебудуванні застосовуються рідко.

Також в автомобілебудуванні відомі конструкції ЕППЗ із двома ЕПК та пневматичним циліндром двобічної дії [102]. Наявність такого циліндра спрощує компонування елементів приводу на ТЗ, оскільки його можна розміщувати з обох боків відносно вилки вимикання зчеплення (є можливість не лише штовхати вилку вимикання зчеплення, але і тягти за неї).

Відомі рішення, в яких подана вище схема ЕППЗ є лише частиною приводу вимикання зчеплення, а саме слугує для створення керувальної дії на поршні головного циліндра гідравлічного приводу керування зчепленням [103]. Через складність конструкції та відсутність дублювального аварійного контура описане конструктивне вирішення проблеми не набуло широкого розповсюдження.

Останнім часом в ЕППЗ, незалежно від конструкції керувального модуля, почали часто використовуватися виконавчі механізми, розташовані співвісно із первинним валом коробки передач [104]. Це рішення дозволяє відмовитися від

вилки вимикання зчеплення, але при цьому значно ускладнюється конструкція силового циліндра.

Основними перевагами розглянутої конструкції є:

- спрощення компоновання елементів приводу керування зчепленням на ТЗ, зокрема за рахунок відсутності жорсткого з'єднання між органом керування і виконавчим механізмом;
- мінімальна кількість електричних елементів;
- використання стисненого повітря із пневматичного гальмівного приводу ТЗ як додаткового джерела енергії;
- зменшення величини ходу робочого циліндра через відсутність zdeформованих передавальних ланок.

До недоліків слід віднести:

- низьку швидкодію приводу (під час використання типових для автомобілебудування ЕПК);
- відсутність дублювального (аварійного) контура;
- складність досягнення якісного позиціонування одночасно з максимальною швидкістю, в першу чергу через інерційність ЕПК [105].

1.6.2 Електропневматичний привод керування зчепленням із трьома електропневматичними клапанами

Конструкції ЕППЗ, в яких тиск повітря у силовій порожнині виконавчого механізму регулюється ЕПК, мають парну кількість клапанів (два, чотири тощо). Конструкція ЕППЗ, запропонована Захариком Ю.М., передбачає застосування трьох ЕПК, один з яких працює на впуск, два – на випуск [43, 106, 107].

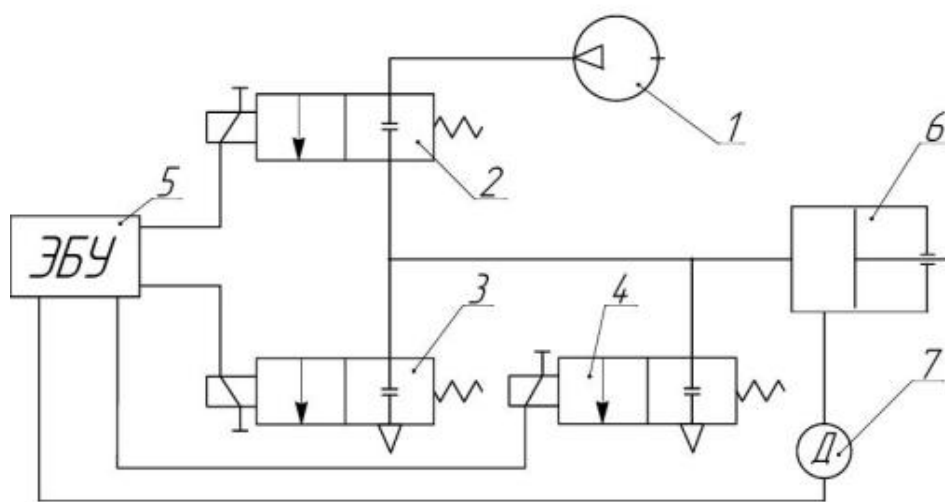
У разі використання в системі керування зчепленням клапанів з високою пропускною спроможністю, спостерігається збільшення швидкодії (за значного перерегулювання), відповідно зі зменшенням пропускної спроможності клапана – швидкодія приводу знижується (за несуттєвого перерегулювання).

Таким чином, автор [43, 106, 107] пропонує для забезпечення плавності вмикання зчеплення використовувати у конструкції ЕППЗ одночасно два випускні ЕПК з різною пропускною спроможністю. В такому разі, різко змінюючи вхідний сигнал необхідно керувати клапаном з високою пропускною спроможністю, а в моменти часу, коли з'являється невелика помилка регулювання, – з низькою.

Отже, протиріччя «швидкодія – точність» може бути вирішене за рахунок зміни схеми виконавчого механізму керування зчепленням.

Для приводу зчеплення з клапаном високої швидкодії ($\Delta t < 0,01$ с) додаткова установка клапана із високою пропускною спроможністю є допоміжним засобом для поліпшення динаміки перехідних процесів вмикання-вимикання, оскільки привод швидше реагує на появу керувальної дії за одночасного зниження помилки регулювання.

Схема електропневматичного приводу зчеплення із трьома електропневматичними клапанами приведена на рисунку 1.16 [108].



1 – компресор; 2 – впускний ЕПК; 3, 4 – випускний ЕПК; 5 – ЕБК; 6 – пневматичний циліндр; 7 – датчик зворотного зв'язку

Рисунок 1.16 – Схема електропневматичного приводу керування зчепленням із трьома електропневматичними клапанами

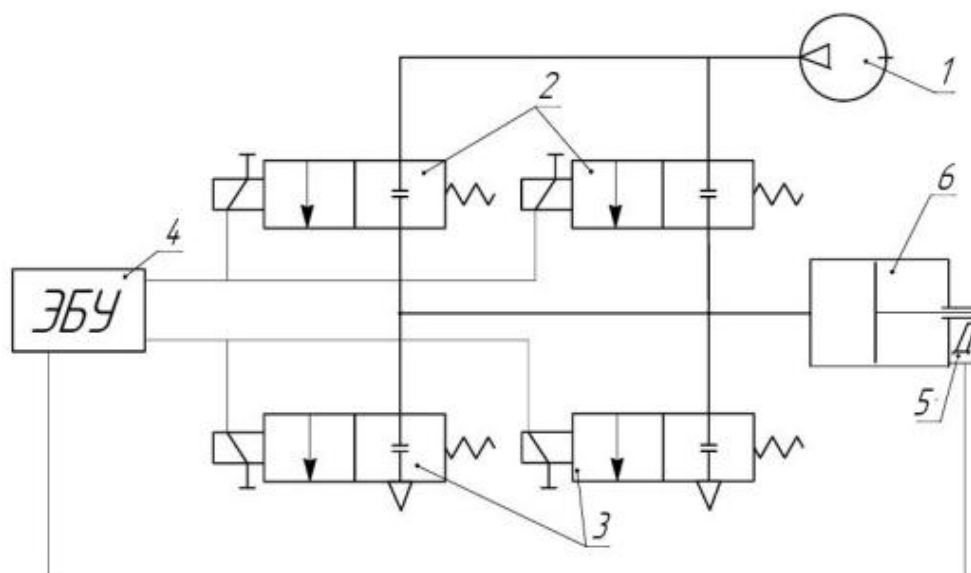
ЕБК 5 керує електропневматичними клапанами 2-4 відповідно до сигналів від датчика 7 зворотного зв'язку. За допомогою трьох клапанів впуску 2 і випуску 3, 4

змінюється тиск у силовій порожнині виконавчого циліндра 6 приводу керування зчепленням. Зворотний зв'язок у запропонованій конструкції здійснюється відповідно до значення тиску в силовій порожнині циліндра.

Ця схема успадкувала практично всі переваги і недоліки попередньої конструкції. Із введенням додаткового випускного клапана покращилося позиціонування під час вмикання зчеплення, що позитивно позначиться на плавності рушання ТЗ з місця і зменшить ударні динамічні навантаження за перемикавання передач. Але, з іншого боку, введення в конструкцію ще одного ЕПК обов'язково призведе до збільшення вартості приводу і знизить його надійність.

1.6.3 Електропневматичний привод керування зчепленням із чотирма електропневматичними клапанами

З урахуванням недоліків попередніх конструкцій, створений і випускається серійно фірмою «Knorr-Bremse» привод на основі чотирьох ЕПК (рис. 1.17) [96, 109], що працюють паралельно: два на впуск, два на випуск.



1 – компресор; 2 – впускний ЕПК; 3 – випускний ЕПК; 4 – ЕБК; 5 – датчик зворотного зв'язку; 6 – пневматичний циліндр

Рисунок 1.17 – Схема електропневматичного приводу зчеплення з чотирма електропневматичними клапанами

Із усіх варіантів ЕППЗ, що працюють на основі електропневматичних клапанів, саме конструкція з чотирма виконавчими елементами випускається серійно. Вона дозволяє отримати як високу швидкість, так і хороше позиціонування штока силового циліндра. Звичайно слід враховувати, що збільшення кількості ЕПК знижує надійність та підвищує вартість приводу в цілому. Але при цьому наявність двох впускних і двох випускних ЕПК гарантує приводу збереження працездатності, хоча і зі зниженням експлуатаційних показників, у разі виходу з ладу одного з керувальних елементів.

Висновки до першого розділу

Детальний аналіз конструкцій існуючих приводів керування зчепленням та їх основних характеристик дозволив зробити такі висновки:

1. Найбільш доцільним для великовантажних автомобілів і автобусів є застосування електропневматичного приводу керування зчепленням, оскільки він здатний забезпечити необхідну якість керування зчепленням, відповідні ергономічні показники приводу і легко поєднується як з механічними, так і з автоматичними системами керування трансмісією транспортних засобів.

2. Існує проблема забезпечення одночасно високих показників швидкості та точності роботи електропневматичних приводів зчеплення.

3. Виконавчі елементи, які використовуються у електропневматичних приводах керування зчепленням для регулювання тиску у силовому циліндрі, повинні мати високу швидкість та велику пропускну спроможність, щоб забезпечити якісну роботу приводу на всіх режимах експлуатації.

4. Механізми, які випускаються серійно, мають у своєму складі чотири електропневматичні клапани, що забезпечує необхідну точність та швидкість роботи. У конструкціях із меншою кількістю електропневматичних клапанів спостерігається протиріччя між показниками швидкості та точністю регулювання.

5. Застосування механізмів керування зчепленням із пневматичним циліндром, розташованим співвісно з первинним валом коробки передач, є перспективним, але

не універсальним рішенням, оскільки потребує глибокої інтеграції у конструкцію коробки передач.

З огляду на зроблені висновки формулюємо мету нашого дослідження – поліпшення вихідних параметрів електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів шляхом вдосконалення конструкції виконавчого механізму.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- розробити концепцію вдосконалення робочого процесу електропневматичного приводу керування зчепленням;

- виконати теоретичні дослідження функціональних зв'язків електропневматичного механізму керування зчепленням та його робочого процесу;

- вдосконалити виконавчий механізм електропневматичного приводу керування зчепленням, параметри якого отримані на основі результатів теоретичних досліджень і виконати експериментальні дослідження його робочого процесу для підтвердження адекватності теоретичних положень.

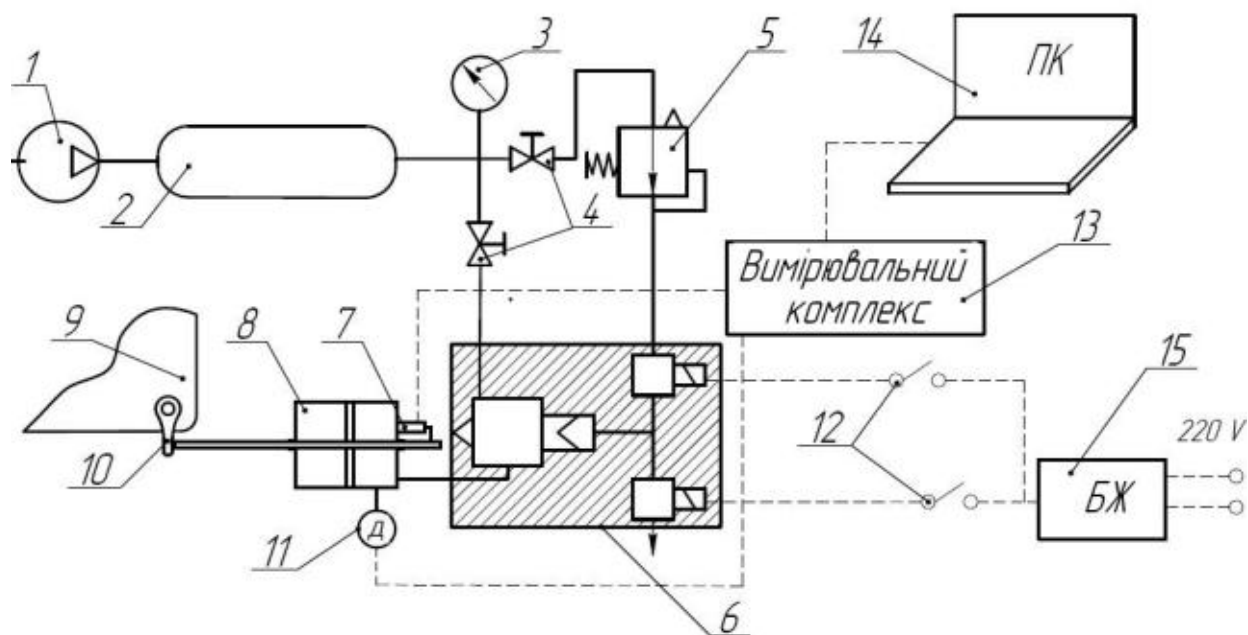
РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДУ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ

2.1 Аналіз характеристик електропневматичного приводу керування зчепленням

Для визначення найбільш оптимального варіанта компоновання ЕППЗ було проведено низку попередніх експериментальних досліджень [18, 110], у перебізі яких були визначені основні технічні характеристики відомих конструкцій, розглянутих у розділі 1.

Для проведення експериментальних досліджень, що дозволять визначити найбільш перспективну конструкцію виконавчого механізму ЕППЗ, була створена лабораторна установка, структурну схему якої подано на рисунку 2.1.



1 – компресор; 2 – ресивер; 3 – манометр; 4 – кран; 5 – регулятор тиску; 6 – блок керування тиском; 7 – датчик переміщення штока; 8 – силовий циліндр; 9 – силовий агрегат автомобіля КАМАЗ– 5320; 10 – вилка вимикання зчеплення; 11 – датчик тиску; 12 – перемикач; 13 – вимірювальний комплекс; 14 – персональний комп'ютер; 15 – блок живлення

Рисунок 2.1 – Структурна схема лабораторної установки

Розроблена лабораторна установка дозволяє змінювати конструкцію вхідного блока керування тиском 6, при цьому фіксувати хід штока силового циліндра 8 та значення тиску повітря у силовій порожнині. Керування подачею напруги на ЕПК впуску і випуску здійснюється в ручному режимі за допомогою перемикачів 12.

Під час проведення попередніх експериментальних досліджень було зроблено припущення, що повний хід штока силового циліндра ЕППЗ складає 85-90 % його значення на осцилограмі, оскільки характер руху штока на останньому етапі помітно змінюється як у разі вмикання, так і за вимикання зчеплення. Тому умовно вважаємо, що під час вимикання зчеплення останні 10-15 % ходу штока – це деформація деталей приводу, під час вмикання – вибір усіляких проміжків у приводі, що на роботу зчеплення не впливають.

Основним параметром, що дає можливість робити висновки про працездатність конструкції, було обрано швидкодію механічної частини приводу, без урахування затримок у роботі ЕБК. При цьому фіксувався час між моментом умикання електропневматичного клапана і досягненням штоком крайнього положення. У пневматичній живильній магістралі лабораторної установки підтримувався тиск не менше 0,8 МПа, за протидію переміщенню штока використовувався механізм зчеплення вантажного автомобіля, на вході (виході) в штокову порожнину встановлювалися електропневматичні клапани із умовним діаметром прохідного перетину $d_{ум}=4$ мм.

2.1.1 Аналіз характеристик електропневматичного приводу керування зчепленням із двома електропневматичними клапанами

Однією із перших та найбільш поширених є конструкція ЕППЗ, робота якої заснована на керуванні двома електропневматичними клапанами: клапаном впуску та випуску.

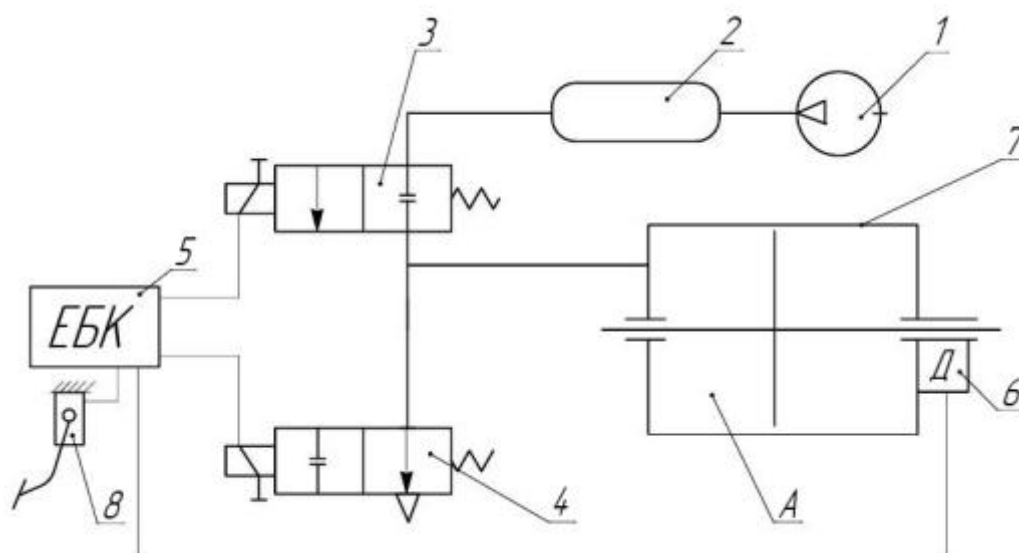
Прототипом для проведення попередніх досліджень конструкції ЕППЗ із двома електропневматичними клапанами був обраний зразок, розроблений на

кафедрі автомобілів ХНАДУ у рамках виконання НДР за такими комплексними темами:

– «Теоретичні основи проектування інтелектуальної автоматизованої механічної трансмісії автобусів та вантажних транспортних засобів» (№0110U001167);

– «Створення і впровадження інтелектуальної системи керування трансмісією автомобіля» (№0108U007435).

Структурну схему дослідного зразка [99] подано на рисунку 2.2.



А – штокова порожнина; 1 – компресор; 2 – ресивер; 3 – впускний ЕПК;
4 – випускний ЕПК; 5 – ЕБК; 6 – датчик положення штока; 7 – силовий циліндр;
8 – орган керування (педадь).

Рисунок 2.2 – Структурна схема ЕППЗ із двома електропневматичними клапанами

Працює указана конструкція ЕППЗ таким чином: за відсутності впливу на орган керування 8 система перебуває у початковому стані, за якого впускний електропневматичний клапан 3 закритий, випускний 4 – відкритий. Установка нормально відкритого випускного електропневматичного клапана дозволяє уникнути випадкового вимикання зчеплення у разі збоїв у роботі впускного клапана 3.

Коли оператор натискає на орган керування 8, електричний сигнал від датчика положення педалі передається в ЕБК 5, який подає напругу на ЕПК 3 і 4, таким чином штокова порожнина А силового циліндра 7 роз'єднується з атмосферою та сполучається з ресивером 2. Під тиском стислого повітря поршень силового циліндра переміщується, впливаючи на вилку вимикання зчеплення. У процесі переміщення поршня датчик 6 відстежує його положення і подає сигнал в ЕБК 5. У разі досягнення поршнем силового циліндра 7 положення, заданого органом керування 8, ЕБК 5 припиняє подачу напруги на впускний клапан 3. Таким чином, ЕПК 3 і 4 знаходяться у закритому стані, шток силового циліндра 7 утримується в положенні, заданому органом керування 8.

Коли оператор відпускає орган керування 8, ЕБК 5 припиняє подачу напруги на ЕПК 4, з'єднуючи штокову порожнину А силового циліндра 7 з атмосферою. Під дією натискних пружин зчеплення усі деталі приводу повертаються у початкове положення. У процесі керування електропневматичними клапанами 3 і 4 ЕБК подає напругу в режимі ШІМ, щоб уникнути значного перерегулювання.

Результати експериментальних досліджень робочого процесу виконавчого механізму ЕППЗ із двома ЕПК подано на рисунку 2.3.

На всіх осцилограмах пошукових експериментальних досліджень визначено такі позначення:

t_{31} – запізнення відкриття впускного клапана, с;

t_{32} – запізнення відкриття випускного клапана, с;

$t_{п1}$ – час переміщення штока виконавчого механізму за вимикання зчеплення, с;

$t_{п2}$ – час переміщення штока виконавчого механізму за вмикання зчеплення, с;

$X_{шт}$ – переміщення штока виконавчого механізму, мм;

P_p – тиск у силовій порожнині, МПа;

P_k – тиск у керувальній порожнині прискорювального клапана, МПа;

EK_1 – подача напруги на впускний електропневматичний клапан;

EK_2 – подача напруги на випускний електропневматичний клапан.

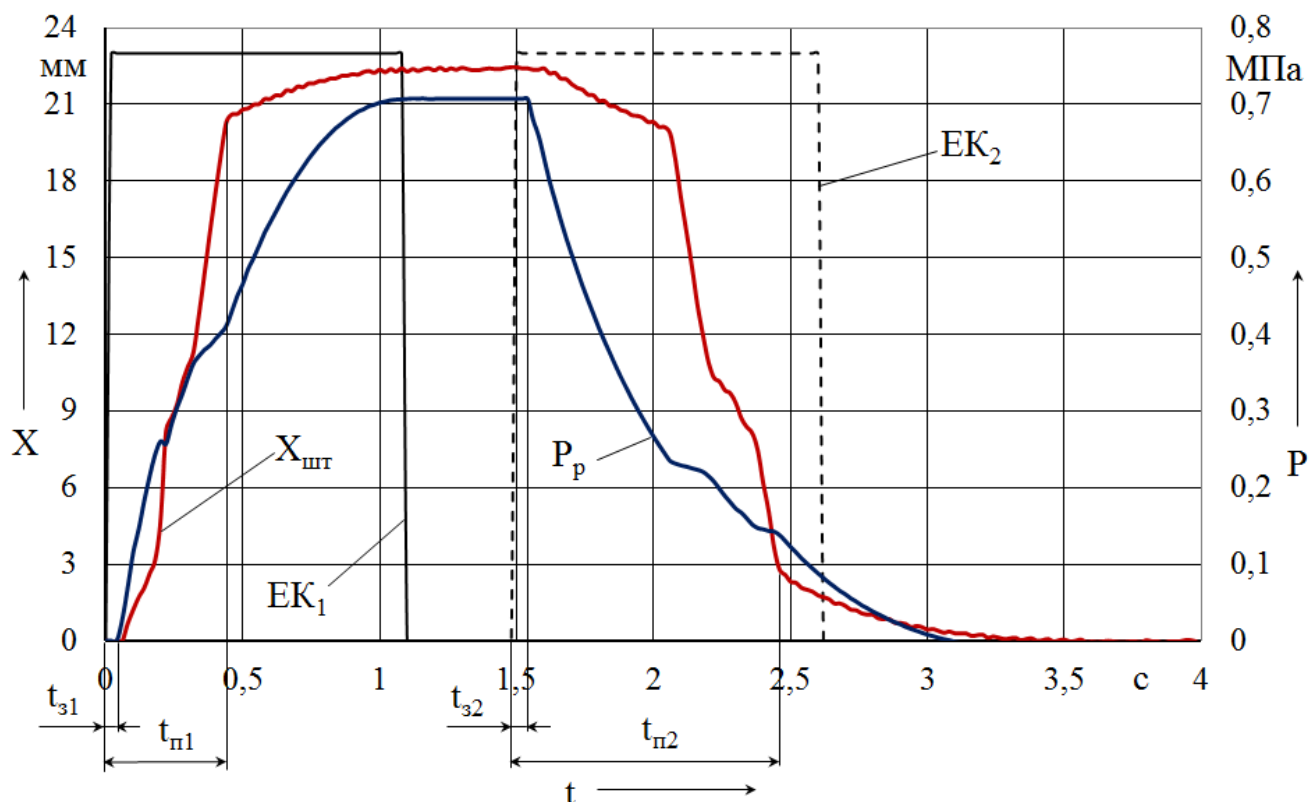


Рисунок 2.3 – Експериментальні дослідження робочого процесу виконавчого механізму ЕППЗ із двома електропневматичними клапанами

Відповідно до осцилограми (рис. 2.3) швидкодія механічної частини ЕППЗ за вимикання зчеплення складає $t_{п1}=0,42$ с, за вмикання $t_{п2}=0,96$ с. Запізнення у спрацьовуванні електропневматичних клапанів t_{31} та t_{32} не перевищує 0,03 с, що відповідає даним, репрезентованим у їхній технічній характеристиці [111].

Отримані показники швидкодії перевищують значення 0,25 с, що висувається до механізмів керування агрегатами трансмісії [10, 16, 84, 94]. З урахуванням передбачуваних втрат швидкодії в роботі ЕБК, конструкцію виконавчого механізму ЕППЗ із двома електропневматичними клапанами можна визнати непрацездатною.

2.1.2 Аналіз характеристик електропневматичного приводу керування зчепленням із чотирма електропневматичними клапанами

Наступним етапом проведення попередніх пошукових експериментів стало дослідження характеристик ЕППЗ із чотирма електропневматичними клапанами

(рис. 2.4, позначення див. рис. 2.2). Для цього на лабораторній установці відповідним чином було змінено блок керування тиском 6 (рис. 2.1).

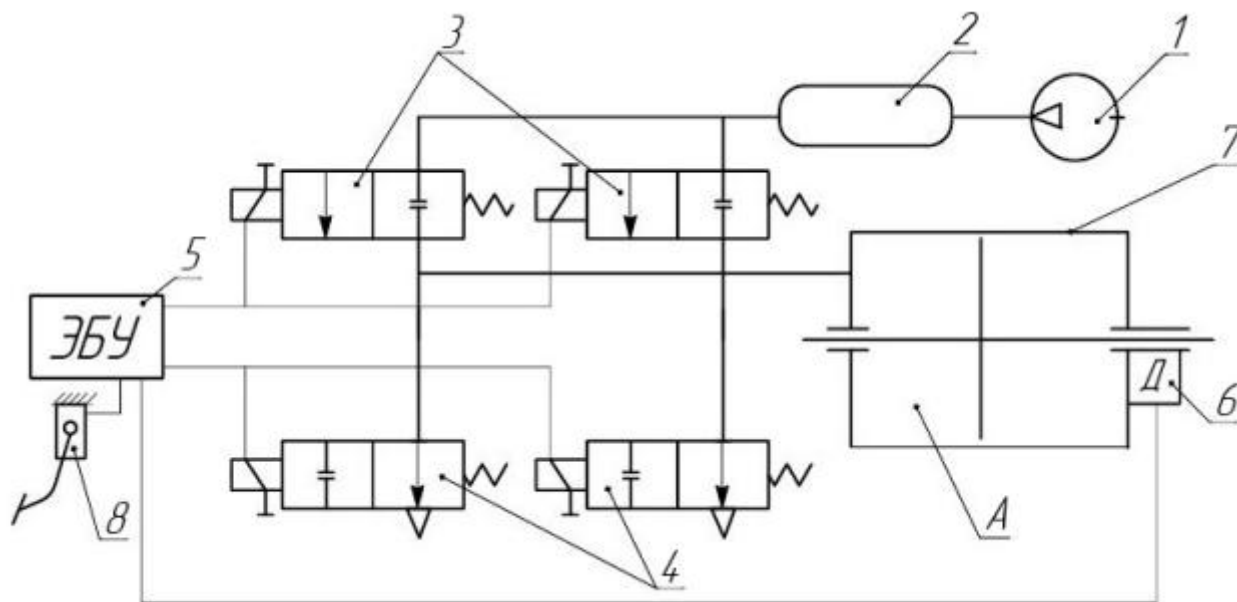


Рисунок 2.4 – Структурна схема ЕППЗ із чотирма електропневматичними клапанами

Робота цієї конструкції загалом ідентична попередній, єдина відмінність – на вході у штокову порожнину А силового циліндра 7 (рис. 2.4) встановлено чотири електропневматичні клапани, два з яких працюють на впуск, два – на випуск.

Застосування двох паралельно працюючих електропневматичних клапанів дозволяє збільшити умовний діаметр перетину на вході (виході) у штокову порожнину й у такий спосіб прискорити процес її наповнення (спорожнення) стисненим повітрям. У перебізі проведення цього дослідження використовувалися такі ж електропневматичні клапани, як і в першому випадку, але при цьому сумарний умовний діаметр прохідного перетину склав $d_{\Sigma\text{ум}}=5,65$ мм.

Відповідно до осцилограми (рис. 2.5) швидкодія механічної частини електропневматичного приводу керування зчепленням за вимикання зчеплення $t_{п1}$ складає 0,32 с, за вмикання $t_{п2}$ – 0,54 с. Запізнення у спрацьовуванні електропневматичних клапанів $t_{з1}$ та $t_{з2}$ залишилося на рівні 0,03 с.

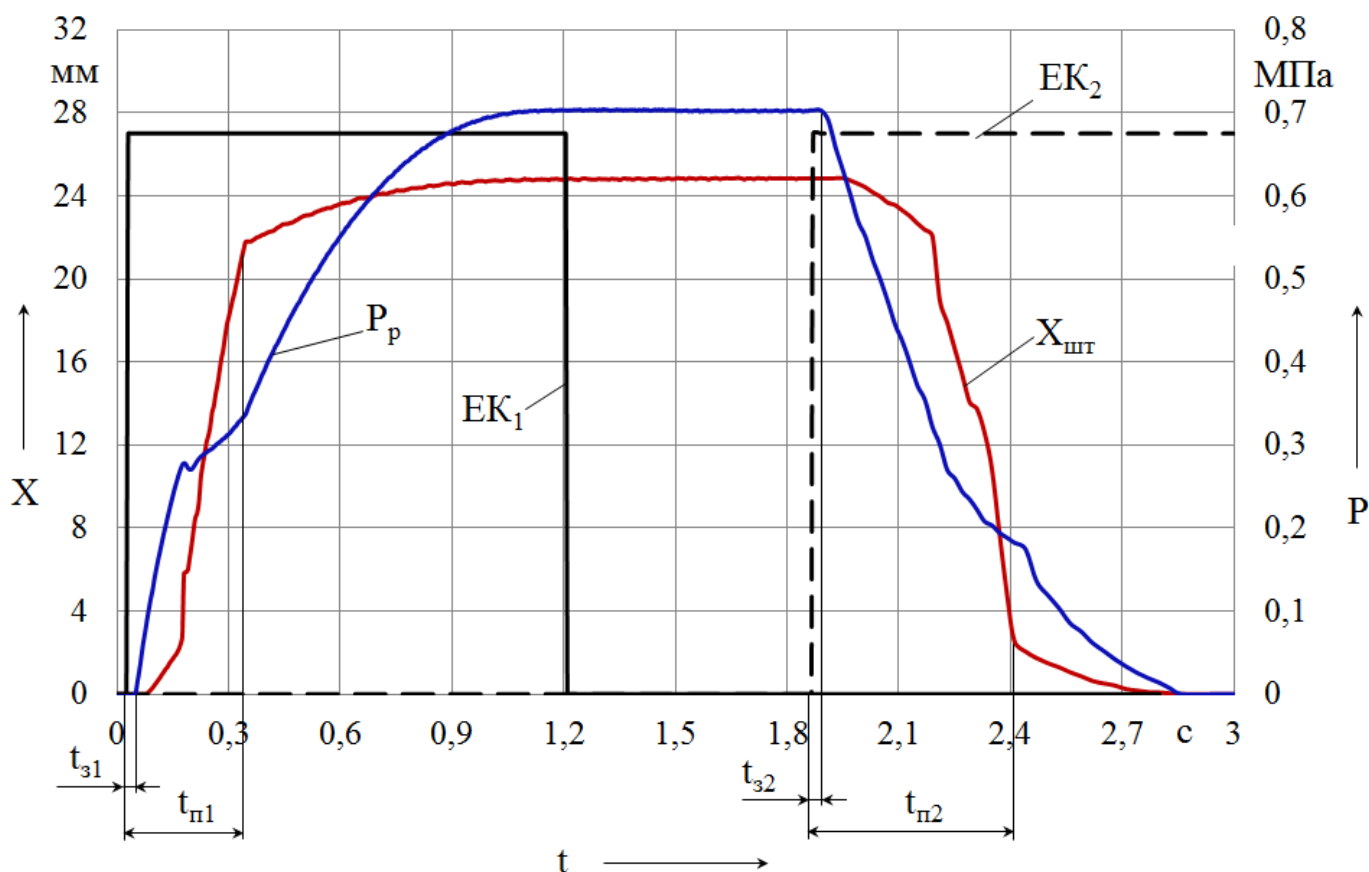


Рисунок 2.5 – Експериментальні дослідження робочого процесу виконавчого механізму ЕППЗ із чотирма електропневматичними клапанами

Отримані значення швидкодії перевищують показники першої конструкції, але вони як і раніше не відповідають чинним вимогам [10, 16, 84, 94].

2.1.3 Аналіз характеристик електропневматичного приводу керування зчепленням із прискорювальним клапаном

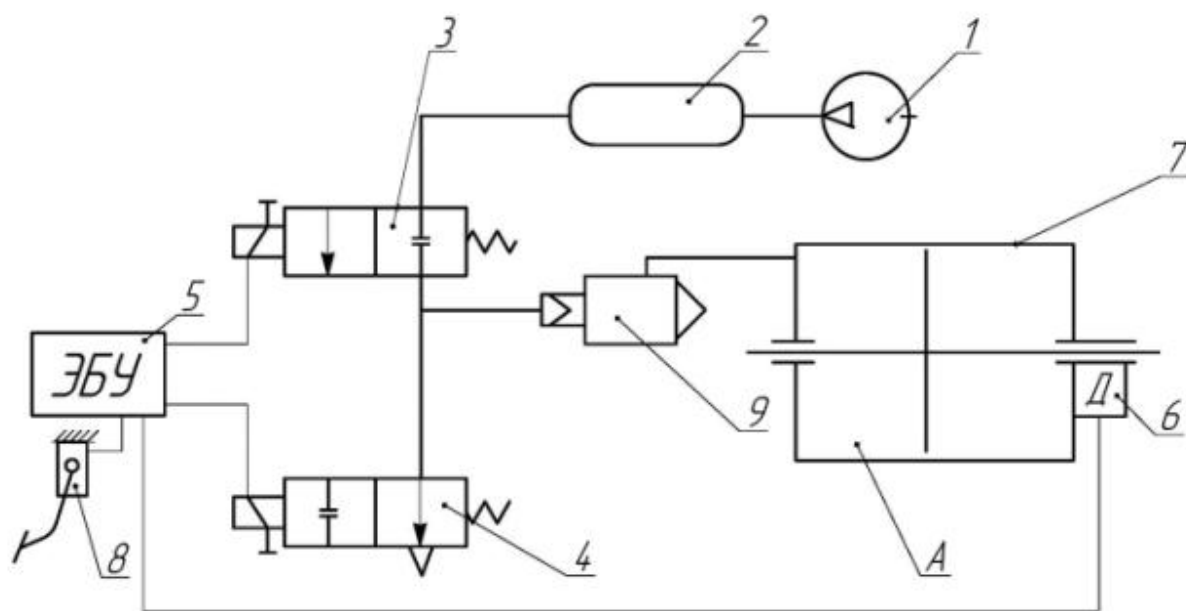
2.1.3.1 Використання серійного прискорювального клапана

З урахуванням отриманих незадовільних результатів, проаналізувавши досвід створення пневматичних апаратів, зокрема для пневматичних гальмівних приводів, було прийнято рішення включити в конструкцію ЕППЗ прискорювальний клапан для підвищення швидкодії (рис. 2.6).

Малі розміри керувальної порожнини прискорювального клапана дозволяють використовувати для керування його роботою електропневматичні клапани з

невисокими показниками швидкодії. При цьому високий темп наповнення штокової порожнини силового циліндра забезпечується великим умовним діаметром прохідного перетину прискорювального клапана.

Наявний експериментальний стенд (рис. 2.1) було відповідним чином змінено. Внаслідок чого штокова порожнина силового циліндра наповнювалася через прискорювальний клапан, тиск у керувальній порожнині якого регулювався електропневматичними клапанами.



А – штокова порожнина; 1 – компресор; 2 – ресивер; 3 – впускний ЕПК;
4 – випускний ЕПК; 5 – ЕБК; 6 – датчик положення штока; 7 – силовий циліндр;
8 – орган керування (педаць); 9 – прискорювальний клапан

Рисунок 2.6 – Структурна схема ЕППЗ із прискорювальним клапаном

Для перевірки працездатності конструкції на вході у штокову порожнину силового циліндра було встановлено прискорювальний клапан 16.3518010 виробництва ПАТ «Полтавський автоагрегатний завод», умовний діаметр прохідного перетину якого складає $d_{ym}=16,7$ мм.

Результати експериментальних досліджень ЕППЗ з прискорювальним клапаном виробництва ПАТ «Полтавський автоагрегатний завод» подано на рисунку 2.7.

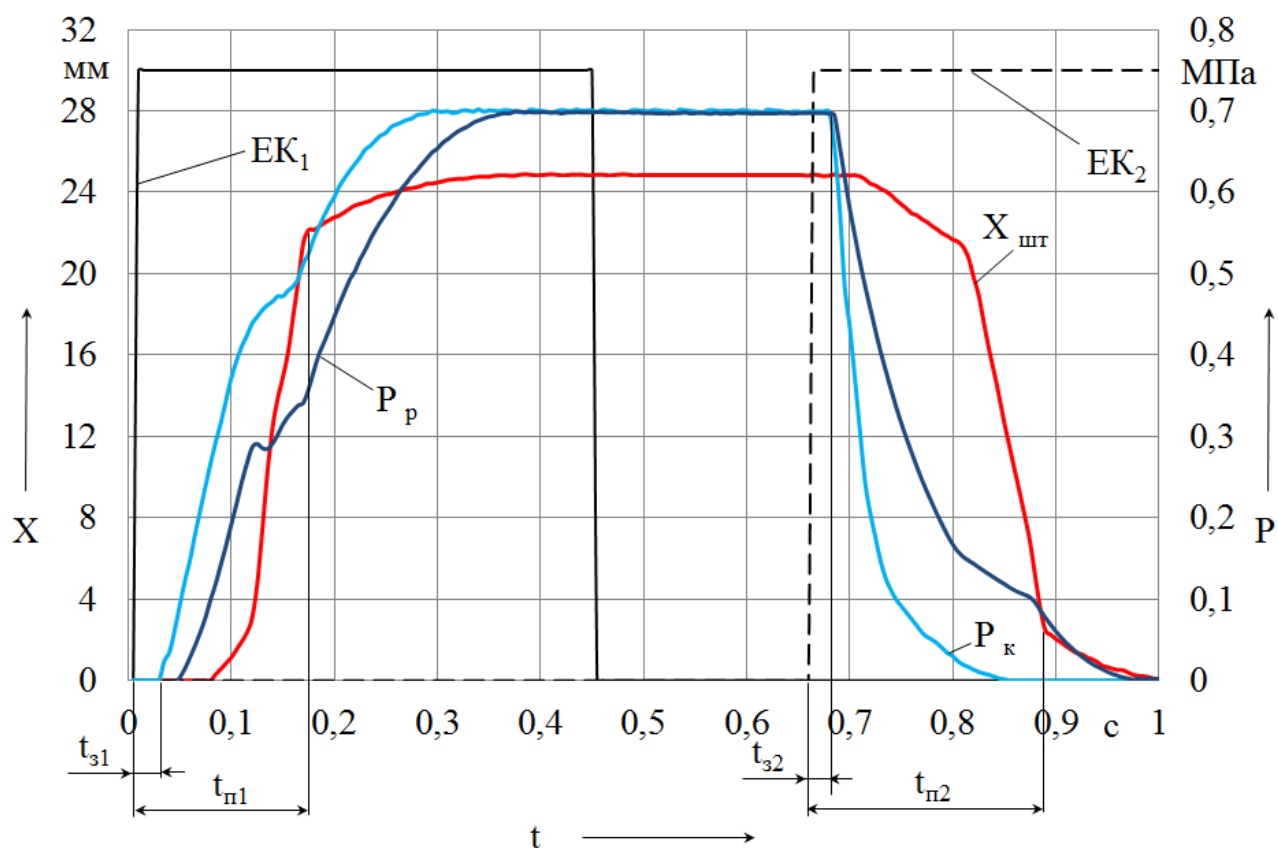


Рисунок 2.7 – Експериментальні дослідження робочого процесу виконавчого механізму ЕППЗ із серійним прискорювальним клапаном

Отримані результати експериментальних досліджень виправдали очікування. Впровадження в конструкцію ЕППЗ прискорювального клапана дозволило значно скоротити час як на вимикання, так і на вмикання зчеплення.

Відповідно до осцилограми, поданої на рисунку 2.7, швидкодія механічної частини ЕППЗ за вимикання зчеплення $t_{п1}$ складає 0,165 с, за вмикання $t_{п2}$ – 0,235 с. Отримані значення швидкодії повністю відповідають вимогам, що трапляються в літературі відносно до механізмів керування агрегатами трансмісії [10, 16, 84, 94].

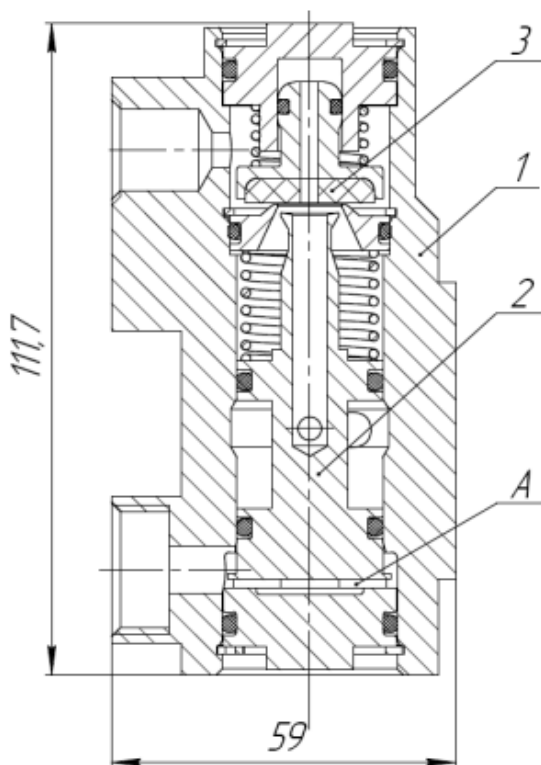
Застосування в конструкції ЕППЗ прискорювального клапана позитивно відбилося на його експлуатаційних характеристиках. При цьому використання серійного прискорювального клапана істотно збільшує габарити виконавчого механізму приводу і підвищує вартість системи.

Значні габарити відомих конструкцій прискорювальних клапанів пояснюються, в першу чергу, їх широким застосуванням у пневматичних гальмівних

приводах транспортних засобів, де необхідно з високою швидкістю наповнювати (спорожнити) споживачі значного об'єму. У випадку з ЕППЗ йдеться про наповнення (спорожнення) об'єму у декілька разів менше, ніж у пневматичному приводі гальм, а тому зникає необхідність у застосуванні клапана із великою активною площею поршня і, як наслідок, зі значними габаритами.

2.1.3.2 Використання експериментального прискорювального клапана розробки ХНАДУ

З урахуванням недоліків, що виникають у разі застосування серійного прискорювального клапана, а також великого досвіду кафедри автомобілів ХНАДУ у створенні пневматичних апаратів, нами було розроблено та випробувано власну конструкцію прискорювального клапана, що відрізняється малими габаритами та високою технологічністю виробництва (рис. 2.8).



А – надпоршнева (керувальна) порожнина; 1 – корпус; 2 – поршень; 3 – клапан
впуску-випуску

Рисунок 2.8 – Експериментальний прискорювальний клапан ХНАДУ

Технологічність конструкції експериментального прискорювального клапана пояснюється тим, що він був спроектований на основі гідравлічного керувального модуля ПГУ 11.1602410–40, який випускається серійно ПАТ «Вовчанський агрегатний завод».

Діаметр прохідного перетину розробленого прискорювального клапана за максимального ходу поршня склав $d_{ym}=10,6$ мм. Експериментальна конструкція була встановлена на лабораторному випробувальному стенді (рис. 2.6).

Відповідно до осцилограми (рис. 2.9) швидкодія механічної частини ЕППЗ із розробленим прискорювальним клапаном за вимикання зчеплення $t_{п1}$ складає 0,21 с, що задовольняє чинним вимогам [10, 16, 84, 94]. За вмикання зчеплення $t_{п2}$ швидкодія складає 0,43 с.

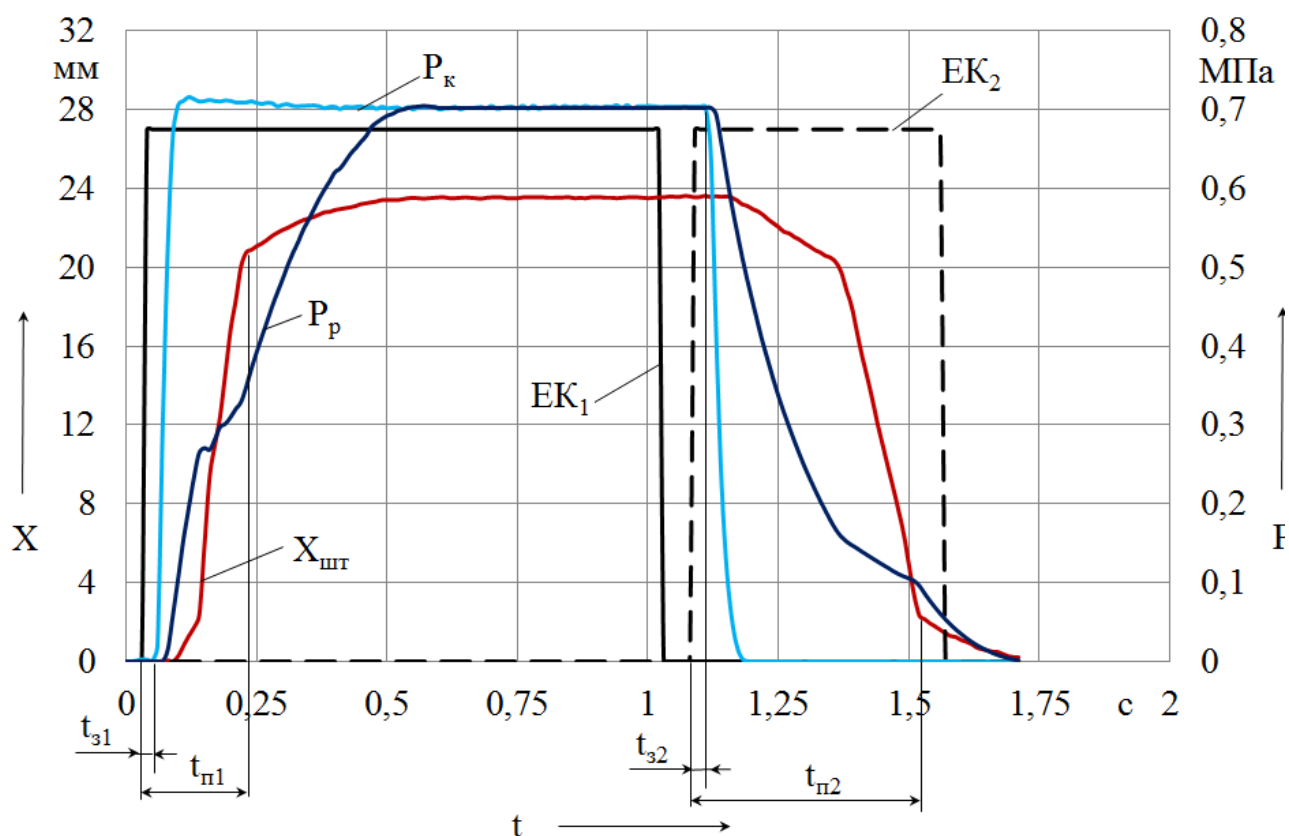


Рисунок 2.9 – Експериментальні дослідження робочого процесу виконавчого механізму ЕППЗ із прискорювальним клапаном розробки ХНАДУ

Доцільність застосування схеми з прискорювальним клапаном обумовлена ще й тим, що гранично малі розміри керувальної порожнини дозволяють застосовувати

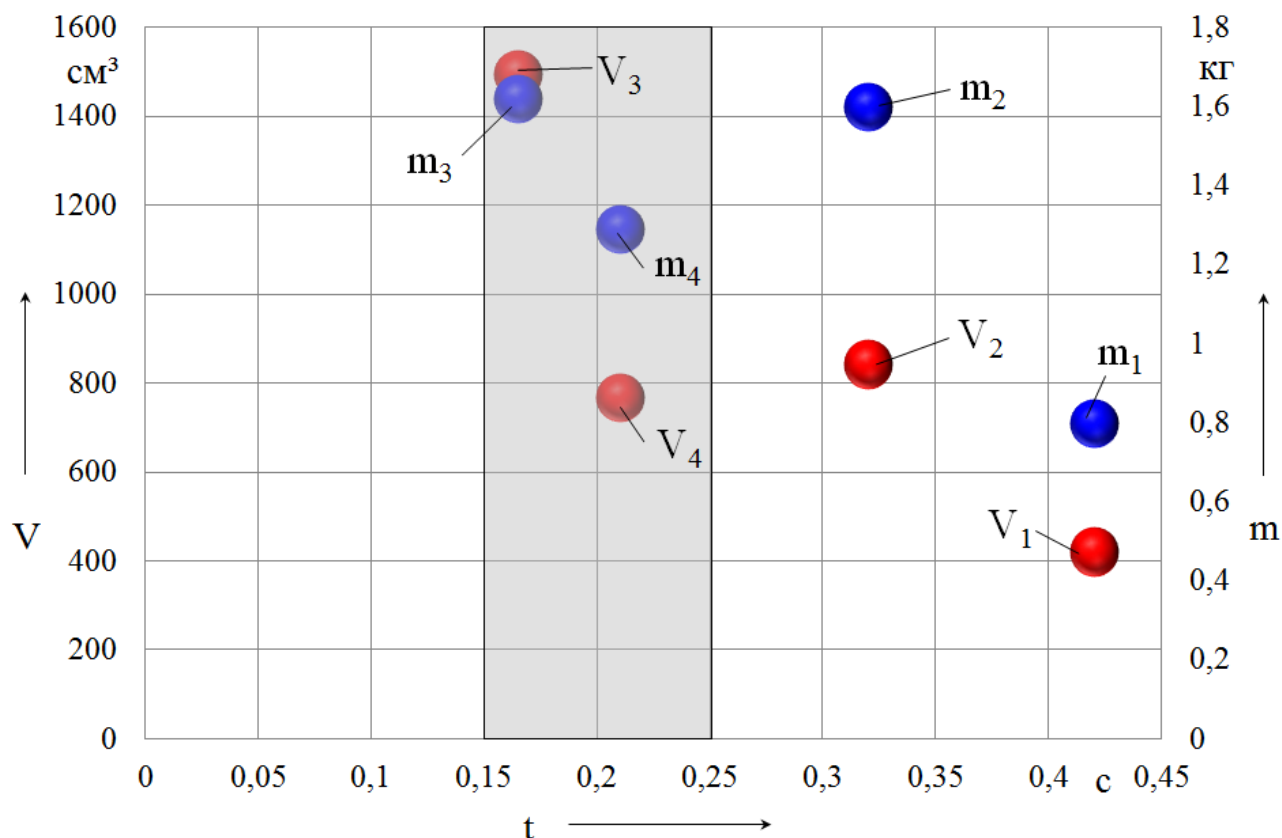
електропневматичні клапани з невеликим прохідним перетином та порівняно низькими показниками швидкодії. Це уможлиблює використання у конструкції електропневматичного приводу керування зчепленням менш високовартісних електропневматичних клапанів, що значно збільшить їхній асортимент.

2.2 Визначення найбільш перспективної конструкції електропневматичного приводу керування зчепленням

Під час удосконалення будь-якої системи, як і під час проектування нової, окрім експлуатаційних показників суттєве значення мають масово-габаритні параметри. З точки зору експлуатаційних параметрів, а саме швидкодії, на увагу заслуговують дві конструкції: із серійним прискорювальним клапаном та із прискорювальним клапаном, розробленим на кафедрі автомобілів ХНАДУ. Саме ці конструкції по швидкодії процесу вимикання зчеплення потрапляють до рекомендованого діапазону [10, 16, 84, 94] (рис. 2.10).

Наступним етапом є зіставлення масових та об'ємних показників цих конструкцій систем керування тиском у штоковій порожнині силового циліндра (рис. 2.10). Для розрахунку об'ємних показників використовувалися значення максимальних лінійних розмірів апаратів, визначення мас прискорювальних клапанів проводилося шляхом їхнього зважування, для електропневматичних клапанів використовувалися значення, подані в технічній характеристиці [112]. Під час визначення масово-габаритних параметрів наявність трійників та іншої сполучної арматури не враховувалася.

Проаналізувавши значення отриманих експлуатаційних, масових та габаритних показників, можна зробити висновок, що найбільш перспективною для подальшої розробки є конструкція виконавчого механізму приводу ЕППЗ, яка застосовує систему керування тиском із прискорювальним клапаном, розробленим на кафедрі автомобілів ХНАДУ.



m_1 – маса конструкції із 2-а ЕПК, кг; V_1 – об'єм конструкції із 2-а ЕПК, см³;
 m_2 – маса конструкції із 4-а ЕПК, кг; V_2 – об'єм конструкції із 4-а ЕПК, см³;
 m_3 – маса конструкції із 2-а ЕПК та серійним прискорювальним клапаном, кг;
 V_3 – об'єм конструкції із 2-а ЕПК та серійним прискорювальним клапаном, см³;
 m_4 – маса конструкції із 2-а ЕПК та експериментальним прискорювальним клапаном, кг; V_4 – об'єм конструкції із 2-а ЕПК та експериментальним прискорювальним клапаном, см³.

Рисунок 2.10 – Зіставна характеристика масово-габаритних параметрів випробуваних конструкцій

2.3 Побудова статичної характеристики виконавчого механізму приводу керування зчепленням

Окрім швидкодії, важливим експлуатаційним показником ЕППЗ є точність позиціонування штока силового циліндра, адже саме завдяки цьому показнику досягається плавність вмикання та вимикання зчеплення.

Для оцінювання можливої точності позиціонування штока виконавчого механізму ЕППЗ було проведено експериментальне дослідження, спрямоване на отримання даних для побудови його статичної характеристики (рис. 2.11).

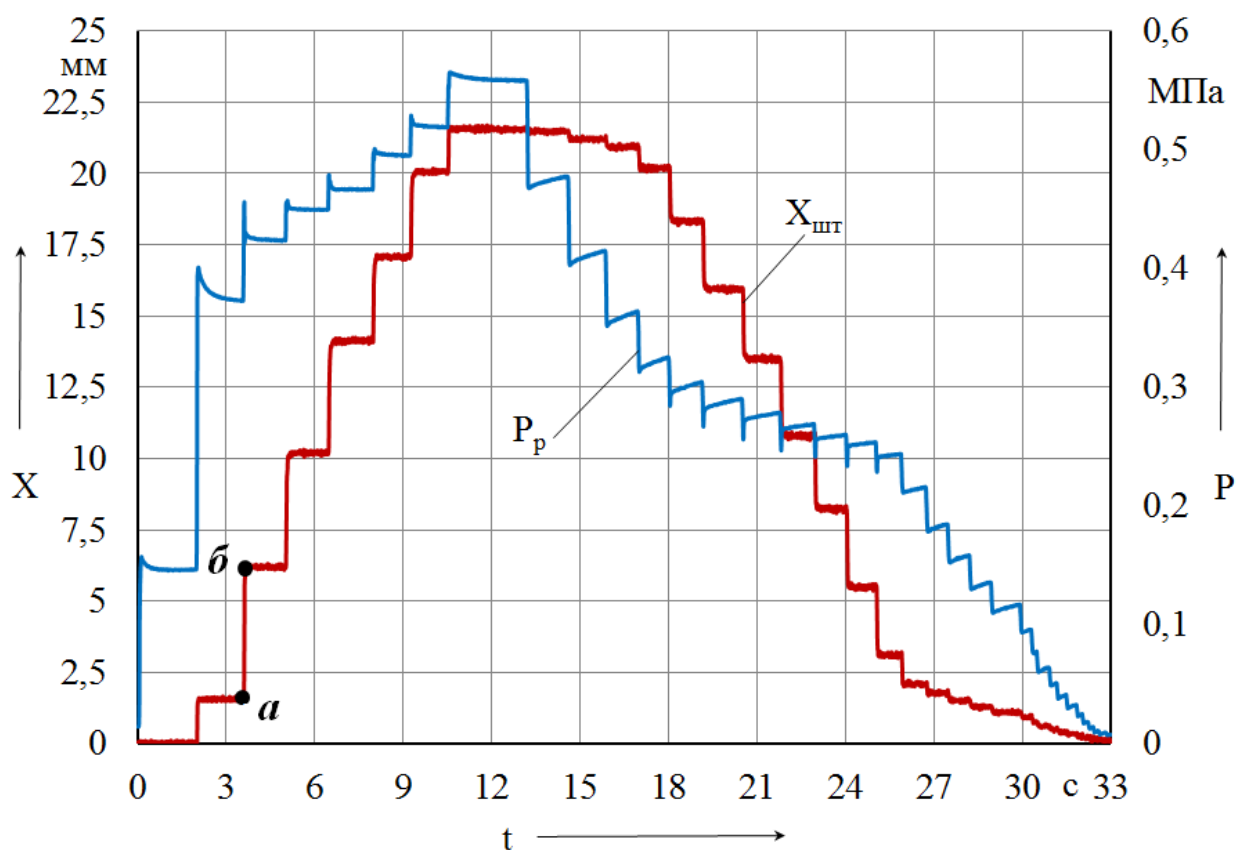


Рисунок 2.11 – Статична характеристика силового циліндра ЕППЗ

В лабораторній установці (рис. 2.1) на вході у штокову порожнину А силового циліндра 8 був встановлений прискорювальний клапан. Наповнення (спорожнення) керувальної порожнини прискорювального клапана відбувалося через електропневматичний клапан, шляхом подачі на нього напруги імпульсами фіксованої мінімальної величини. Інтервал між сусідніми імпульсами вибирався довільно. Кожен наступний імпульс подавався після встановлення у штоковій порожнині циліндра постійного тиску.

Для формування керувальних імпульсів фіксованої тривалості використовувався спеціальний таймер, який був умонтований у лабораторну установку (рис. 2.1) замість перемикача 12.

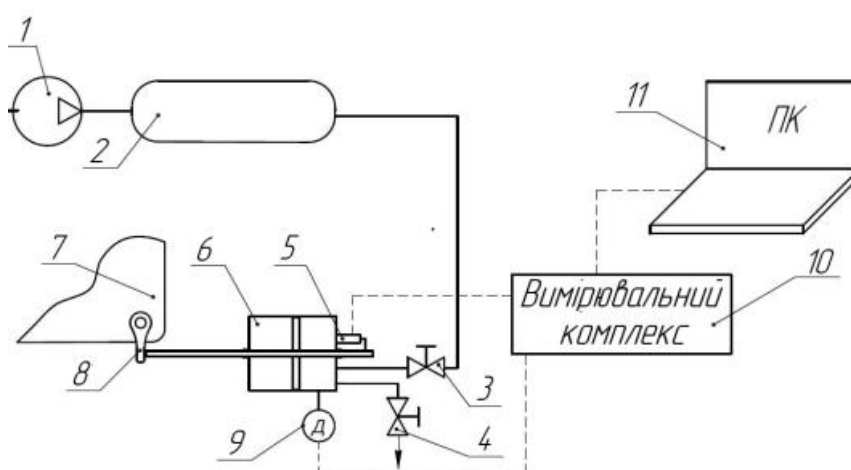
Паралельно з переміщенням штока фіксувалося поточне положення механізму зчеплення шляхом прикладання невеликого за величиною крутного моменту до вторинного вала коробки передач, за включеної першої передачі (рис. 2.11).

Як видно з осцилограми (рис. 2.11), кожне спрацювання електропневматичного клапана призводить до різкого підвищення тиску в штоковій порожнині силового циліндра і не менш різкого переміщення штока.

При цьому вже після третього спрацювання електропневматичного клапана в інтервалі ходу штока від точки *a* до точки *b* механізм зчеплення був вимкнений, про що свідчило обертання вторинного вала коробки передач із прикладанням невеликого крутного моменту.

Очевидно, що переміщення штока виконавчого механізму ЕППЗ після проходження точки *b* забезпечує лише чистоту вимикання зчеплення і не впливає на плавність його роботи. Для досягнення високої точності регулювання переміщення штока необхідно визначитися із межами його робочого діапазону.

Щоб точно визначити на статичній характеристиці виконавчого механізму ЕППЗ точку, в якій відбувається вимикання механізму зчеплення, необхідно унеможливити ступінчасте наростання тиску у штоковій порожнині силового циліндра. Для цього була розроблена установка, схему якої подано на рисунку 2.12.

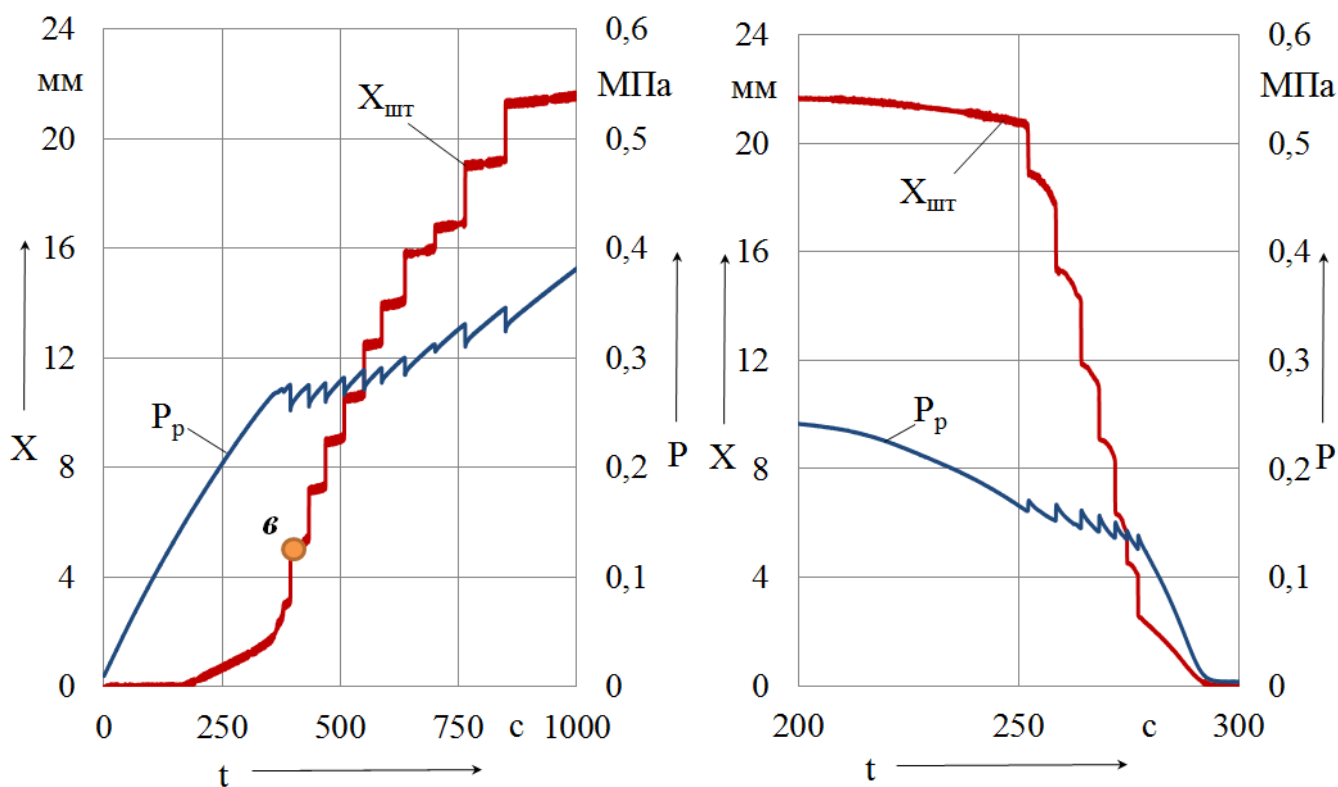


1 – компресор; 2 – ресивер; 3, 4 – кран; 5 – датчик переміщення; 6 – силовий циліндр; 7 – силовий агрегат автомобіля КАМАЗ– 5320; 8 – вилка вимикання зчеплення; 9 – датчик тиску; 10 – вимірювальний комплекс; 11 – комп’ютер

Рисунок 2.12 – Структурна схема лабораторної установки

Для побудови прямої гілки статичної характеристики силового циліндра ЕППЗ (рис. 2.13 а) за повністю закритого крана 4 (рис. 2.12) кран 3 відкривався мінімально. У такий спосіб відбувалося повільне перетікання повітря з порожнини ресивера 2 у штокову порожнину силового циліндра 6. Наростання тиску у штоковій порожнині відбувалося плавно, процес повного переміщення штока підсилювача зайняв більше 15 хвилин. Процес наповнення був припинений після того, як шток підсилювача зробив хід 21,5 мм, і подальше його переміщення не простежувалося.

При цьому було зафіксовано величину переміщення штока, за якої механізм зчеплення був повністю вимкнений. Це переміщення склало близько 5 мм, факт вимикання зчеплення, як і у попередньому випадку, визначався проворотом вторинного вала коробки передач.



а) процес вимикання зчеплення

б) процес вмикання зчеплення

Рисунок 2.13 – Статична характеристика силового циліндра ЕППЗ

Побудова зворотної гілки статичної характеристики здійснювалася аналогічним чином. За повністю закритого крана 3 мінімально відкривався кран 4 і повітря із штокової порожнини силового циліндра 6 плавно перетікало в атмосферу.

Знаючи геометричні параметри циліндра ЕППЗ (рис. 2.14) і значення тиску, можна визначити зусилля, що діє на поршень, Н [19, 113-115]:

$$F_i = S \cdot P_i, \quad (2.1)$$

де P_i – поточне значення тиску в силовій порожнині виконавчого механізму, Па;

S – площа поршня виконавчого механізму, м^2 .

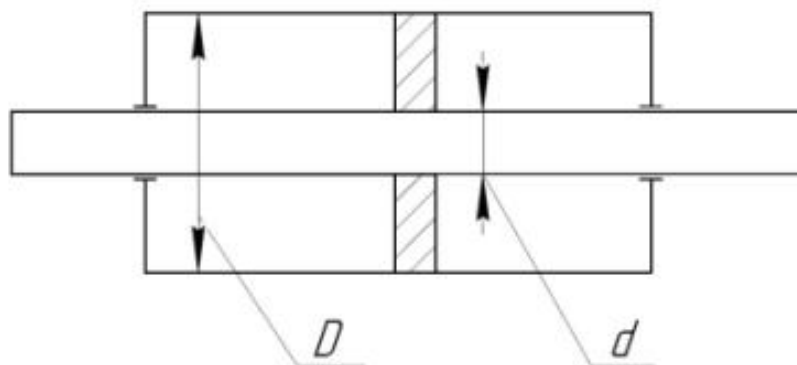


Рисунок 2.14 – Геометричні параметри виконавчого механізму ЕППЗ

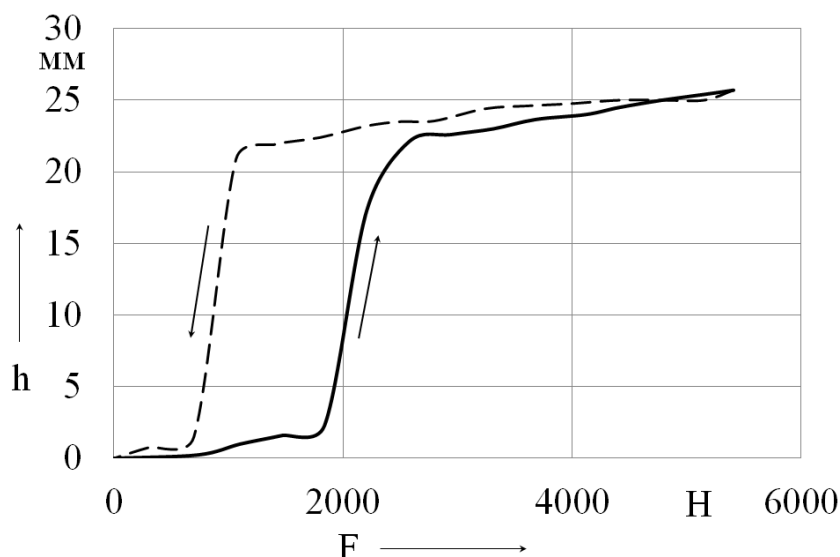
Площа поршня виконавчого механізму ЕППЗ, м^2 :

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,1^2 - 0,025^2)}{4} = 0,00736, \quad (2.2)$$

де D – діаметр поршня виконавчого механізму, м;

d – діаметр штока виконавчого механізму, м.

За отриманими значеннями зусилля на поршні силового циліндра електропневматичного приводу керування зчепленням будуюмо узагальнену статичну характеристику механізму та приводу зчеплення транспортного засобу (рис. 2.15).



h – хід штока силового циліндра; F – зусилля на поршні силового циліндра

Рисунок 2.15 – Статична характеристика механізму та приводу зчеплення ТЗ

Після побудови статичної характеристики силового циліндра ЕППЗ із повним ходом штока була проведена низка подібних експериментів, спрямованих на визначення повторюваності отриманих результатів. У перебізі проведення цих досліджень штокова порожнина циліндра наповнювалася стисненим повітрям з однаковою інтенсивністю до різних значень, після цього аналогічним чином відбувалося спорожнення циліндра (рис. 2.16).

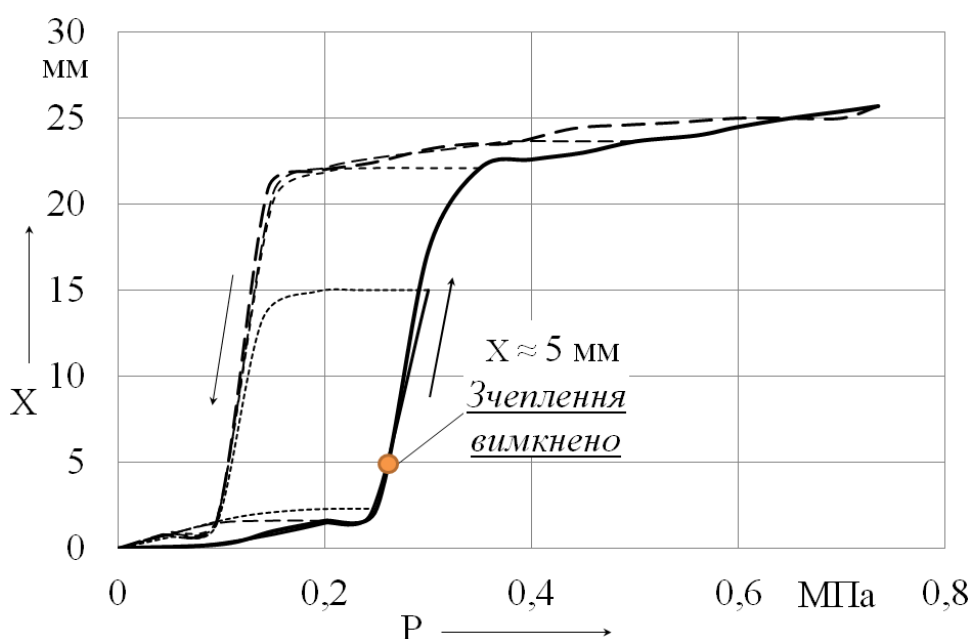


Рисунок 2.16 – Статична характеристика виконавчого механізму ЕППЗ

Осцилограма, подана на рисунку 2.16 показує, що характер переміщення штока силового циліндра ЕППЗ як за прямого, так і за зворотного ходу не залежить від максимального тиску у штоковій порожнині. Слід зазначити наявність гістерезису в механізмі, величина якого так само залишається постійною незалежно від значення максимального тиску, встановленого у штоковій порожнині.

2.3.1 Обґрунтування ступінчастості характеристики максимальної точності механізму керування зчепленням

Для обґрунтування ступінчастості роботи ЕППЗ пропонується застосувати підхід, запропонований у роботах [116, 117], що застосовувався до визначення допустимої ступінчастості роботи електропневматичного гальмівного приводу. Відправною точкою запропонованого способу є рівняння (2.3), що описує чутливість вестибулярного апарату людини до зміни прискорення залежно від рівня діючих прискорень [21].

$$[\Delta j] = 0,07 \cdot (j + 2,5), \quad (2.3)$$

де $[\Delta j]$ – допустимий рівень уповільнення, м/с^2 ;

j – поточне значення уповільнення автотранспортного засобу, м/с^2 .

Графічна інтерпретація цього закону репрезентована на рисунку 2.17.

Підкоряючись такому закону, зміна прискорення не викликатиме дискомфорту у водія і пасажирів за невеликих змін положення педалі зчеплення. А саме тоді, коли положення штока виконавчого механізму змінюватиметься лише на один крок.

Узявши за основу припущення про необхідність комфортного та плавного рушання транспортного засобу з місця, можемо сказати, що під час початку руху прискорення плавно наростатиме пропорційно зміні тягової сили на колесах і, відповідно, пропорційно положенню штока силового циліндра ЕППЗ.

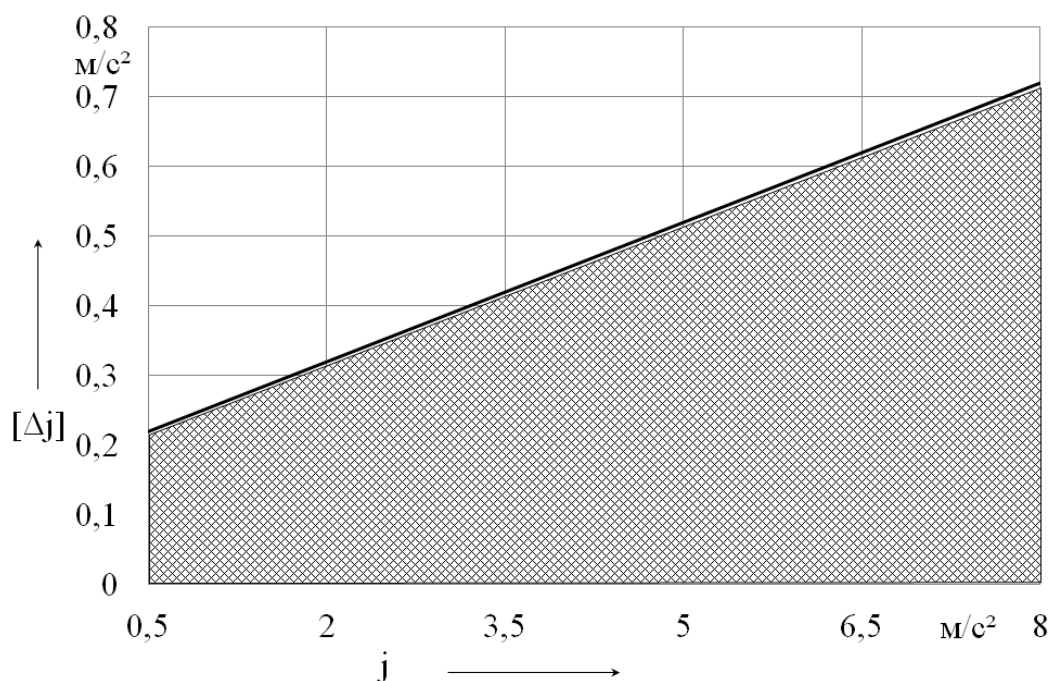


Рисунок 2.17 – Зона допустимих приростів уповільнення

Відповідно до методики, запропонованої в роботі [116], розрахувати число ступенів зміни прискорення пропонується за формулою:

$$k = \frac{Me_{\max} \cdot \eta \cdot u_{\text{tr}}}{[\Delta j] \cdot r_k \cdot m_a}, \quad (2.4)$$

де $Me_{\max}$ – максимальний момент двигуна, Нм;

η – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

u_{tr} – передаточне число трансмісії;

r_k – радіус колеса, м;

m_a – маса автомобіля, кг.

Графічно залежність зміни кількості ступенів регулювання від допустимої зміни уповільнення подано на рисунку 2.18.

Як видно з графіка, за мінімального приросту уповільнення розмір ступеня повинен відповідати одній дев'ятнадцятій усього ходу штока підсилювача приводу керування зчепленням з моменту повного вмикання до зникнення моменту тертя зчеплення.

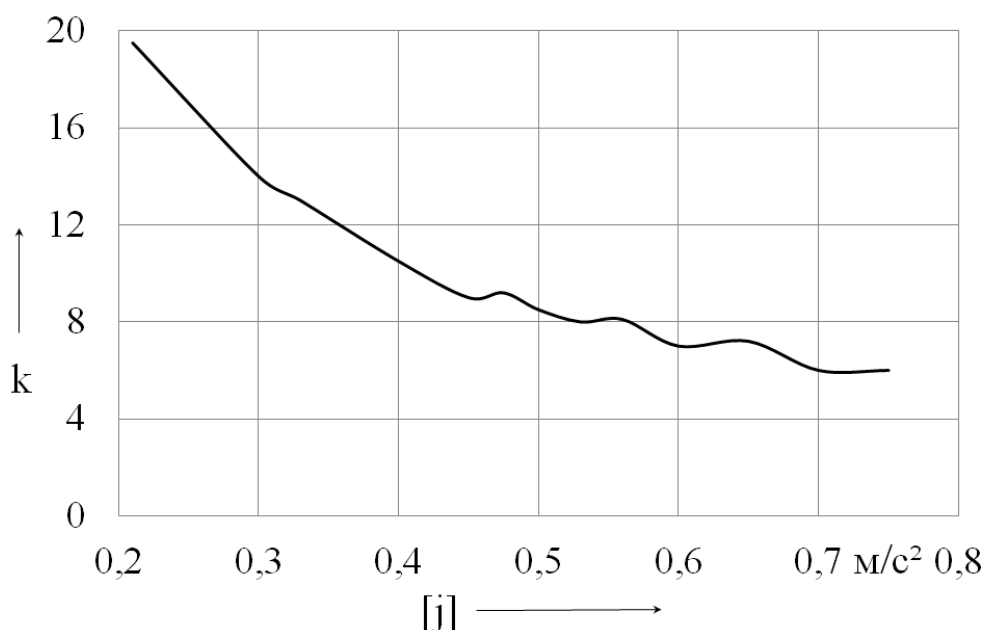


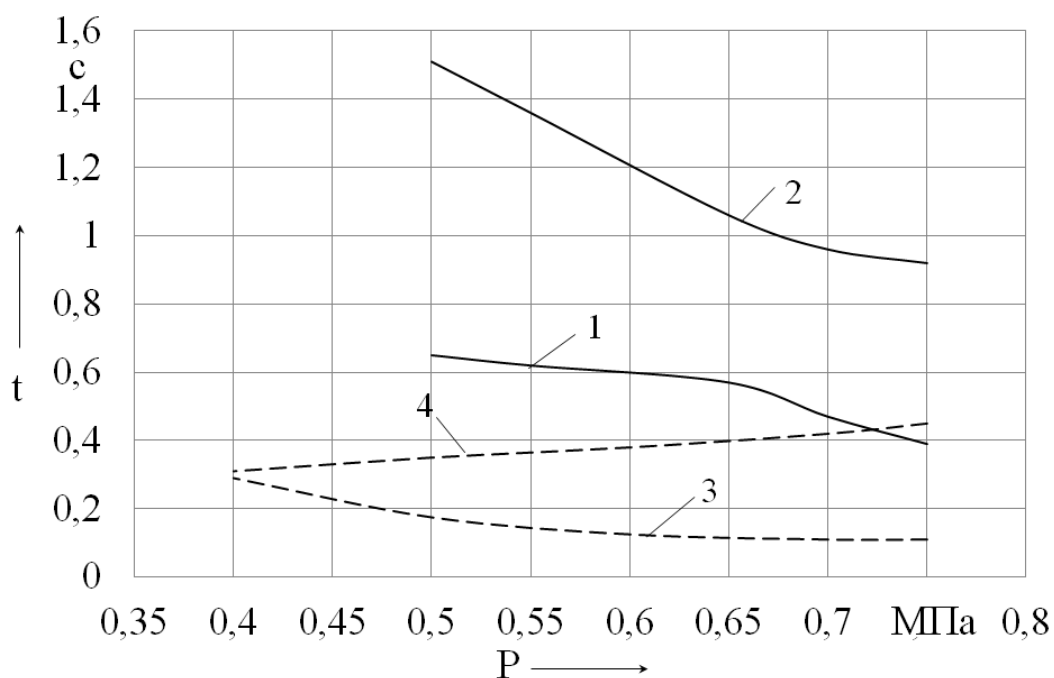
Рисунок 2.18 – Кількість ступенів положення штока силового циліндра залежно від допустимих приростів уповільнення

Якщо прийняти, що робочий діапазон ходу штока (зона регулювання) дорівнює 5 мм, то величина допустимого ступеня з переміщення складатиме близько 0,26 мм.

2.3.2 Вплив величини тиску в пневматичній магістралі на швидкодію електропневматичного приводу керування зчепленням

Під час аналізу результатів проведених пошукових експериментів було визначено залежність швидкодії виконавчого механізму ЕППЗ від тиску у живильній магістралі приводу для конструкцій із прискорювальним клапаном і без нього (рис. 2.19). У першу чергу слід відзначити перевагу у швидкодії конструкції з прискорювальним клапаном, причому як за вимикання, так і за вмикання зчеплення, незалежно від величини тиску у живильній магістралі.

Відповідно до осцилограми (рис. 2.19), у конструкції виконавчого механізму ЕППЗ без прискорювального клапана час вимикання зчеплення з підвищенням тиску у магістралі зменшується. За тієї ж конструкції виконавчого механізму час вмикання зчеплення із підвищенням тиску в магістралі так само зменшуватиметься.



1 – процес вимикання зчеплення (виконавчий механізм без прискорювального клапана); 2 – процес вмикання зчеплення (виконавчий механізм без прискорювального клапана); 3 – процес вимикання зчеплення (виконавчий механізм із прискорювальним клапаном); 4 – процес вмикання зчеплення (виконавчий механізм із прискорювальним клапаном)

Рисунок 2.19 – Залежність швидкодії виконавчого механізму ЕППЗ від тиску в живильній магістралі

У конструкції виконавчого механізму ЕППЗ із прискорювальним клапаном за умови підвищення тиску у живильній магістралі швидкодія приводу за вимикання зчеплення зростає. Час вмикання зчеплення із збільшенням тиску в живлячій магістралі збільшується практично лінійно. Також слід зазначити, що у конструкції виконавчого механізму із прискорювальним клапаном значення тиску, за якого механізм не втрачає працездатність, нижче на 0,1 МПа.

Висновки до другого розділу

1. Результати проведених експериментальних досліджень показали, що експлуатаційні характеристики відомих на сьогодні електропневматичних приводів

керування зчепленням не задовольняють вимогам, що висуваються до елементів керування агрегатами трансмісії, за умови застосування електропневматичних клапанів середньої цінової категорії.

2. Розроблена концепція вдосконалення робочого процесу електропневматичного приводу зчеплення, що забезпечує підвищення ергономічних показників керування та полягає у зміні структури приводу і взаємозв'язків між його елементами, шляхом застосування прискорювального клапана з двома керувальними електропневматичними клапанами.

3. Швидкодія виконавчого механізму електропневматичного приводу керування зчепленням із експериментальним прискорювальним клапаном лише на 21 % поступається показникам конструкції з серійним прискорювальним клапаном. При цьому конструкція з експериментальним прискорювальним клапаном має значну перевагу у цінових та масово-габаритних показниках.

4. Для забезпечення комфортного та плавного рушання транспортного засобу (з урахуванням чутливості вестибулярного апарату людини до зміни прискорення) треба нормувати величину дискретності позиціонування штока виконавчого механізму, в зоні де відбувається буксування зчеплення. Для дводискового зчеплення з крутним моментом 637 Нм дискретність не повинна перевищувати 0,26 мм.

5. Швидкодія механізму із прискорювальним клапаном практично не залежить від величини тиску у магістралі (робочий діапазон 0,65-0,8 МПа) на відміну від механізму без прискорювального клапана.

6. Встановлено, що повний хід штока електропневматичного приводу зчеплення запропонованої конструкції досягається при тиску 0,3 МПа у магістралі.

7. Наявність гістерезису у приводі зчеплення призводить до нечутливості при зміні тиску за вмикання зчеплення на величину близько 0,18 МПа.

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДУ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ

3.1 Розробка конструкції електропневматичного приводу керування зчепленням

Під час розробки нового ЕППЗ враховувалися вимоги та рекомендації, отримані у результаті проведених теоретичних і експериментальних досліджень.

Аналізуючи конструкції електропневматичних приводів зчеплення транспортних засобів, поряд із перевагами їхнього застосування, були виявлені і деякі недоліки, зокрема:

- низька швидкодія приводу (за використання типових для автомобілебудування ЕПК) і, як наслідок, відсутність можливості якісно керувати зчепленням у випадках, коли водій хоче різко ввімкнути або вимкнути його;
- відсутність дублювального (аварійного) контура;
- складність досягнення якісного позиціонування одночасно з максимальною швидкістю, в першу чергу через інерційність ЕПК [105].

Для усунення виявлених недоліків пропонується конструкція із підвищеними показниками швидкодії, відмінною рисою якої є установка прискорювального клапана в пневматичній частині ЕППЗ, між блоком електропневматичних клапанів та виконавчим силовим циліндром [23].

3.1.1 Принцип дії розробленого електропневматичного приводу керування зчепленням

Схема вдосконаленого електропневматичного приводу керування зчепленням репрезентована на рисунку 3.1.

У стані спокою (оператор не впливає на орган керування зчепленням) впускний клапан 2 закритий, випускний клапан 3 відкритий. Керувальна порожнина А прискорювального клапана з'єднана з атмосферою. Відповідно штокова

порожнина D силового циліндра 7 через силову порожнину В і атмосферну порожнину Е прискорювального клапана 4 та випускний трубопровід 10 з'єднується із атмосферною порожниною силового циліндра.

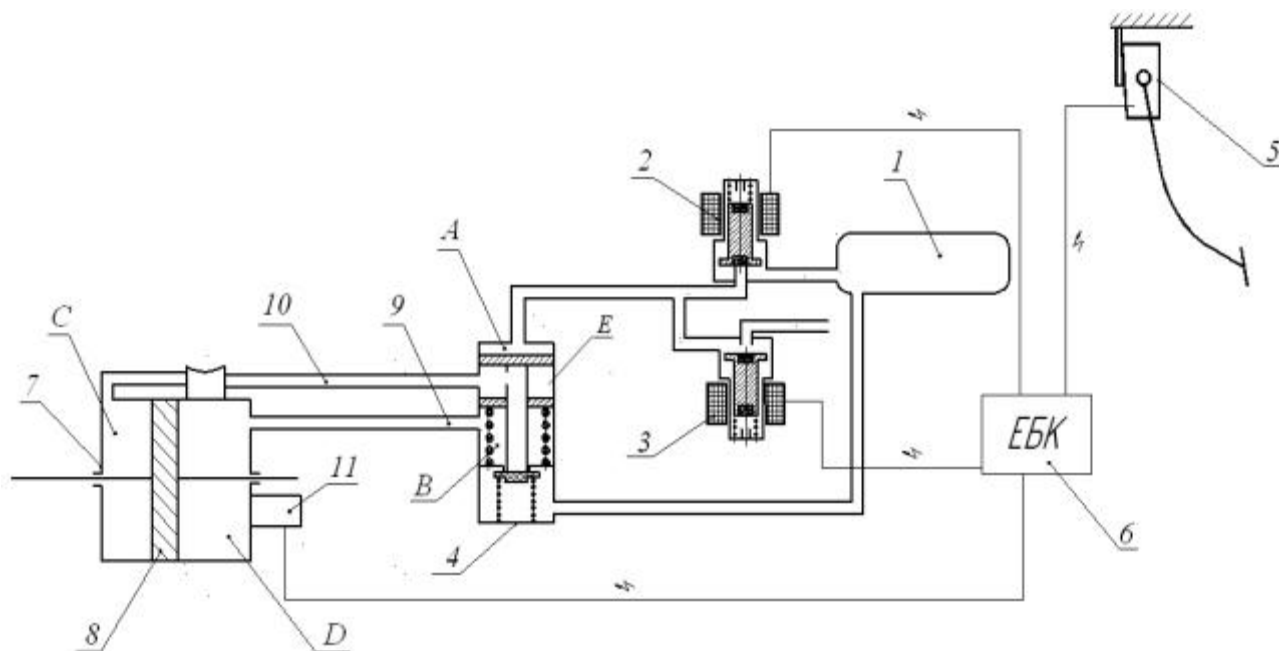


Рисунок 3.1 – Структурна схема вдосконаленого ЕППЗ

У разі натиснення оператором на орган керування 5, сигнал від датчика положення педалі передається в ЕБК 6, що подає електричний сигнал на нормально закритий впускний ЕПК 2 і нормально відкритий випускний ЕПК 3. При цьому клапан 2 відкривається, клапан 3 – закривається. Із ресивера 1 через відкритий клапан 2 стиснене повітря потрапляє у керувальну порожнину А прискорювального клапана 4. Наростання тиску в порожнині А призводить до спрацювання прискорювального клапана 4. Порожнина D силового циліндра 7 від'єднується від атмосферної порожнини Е прискорювального клапана, стиснене повітря з ресивера 1 через силову порожнину В прискорювального клапана 4 та впускний трубопровід 9 надходить у штокову порожнину D силового циліндра 7. Підвищення тиску в порожнині D призводить до переміщення поршня 8 силового циліндра 7 ліворуч і вимикання зчеплення через систему важелів.

Датчик переміщення 11 постійно відстежує положення поршня 8 силового циліндра 7 і спрямовує інформацію в ЕБК 6, який зіставляє поточне положення

порожнина А прискорювального клапана 9 пневматично пов'язана зі впускним 5 та випускним 6 ЕПК. Атмосферна порожнина С силового циліндра через осьовий канал 3 у штоку з'єднана з атмосферою. Електронний блок керує роботою електропневматичних клапанів, оперуючи даними, одержаними від датчика положення педалі зчеплення і датчика положення штока 4 силового циліндра.

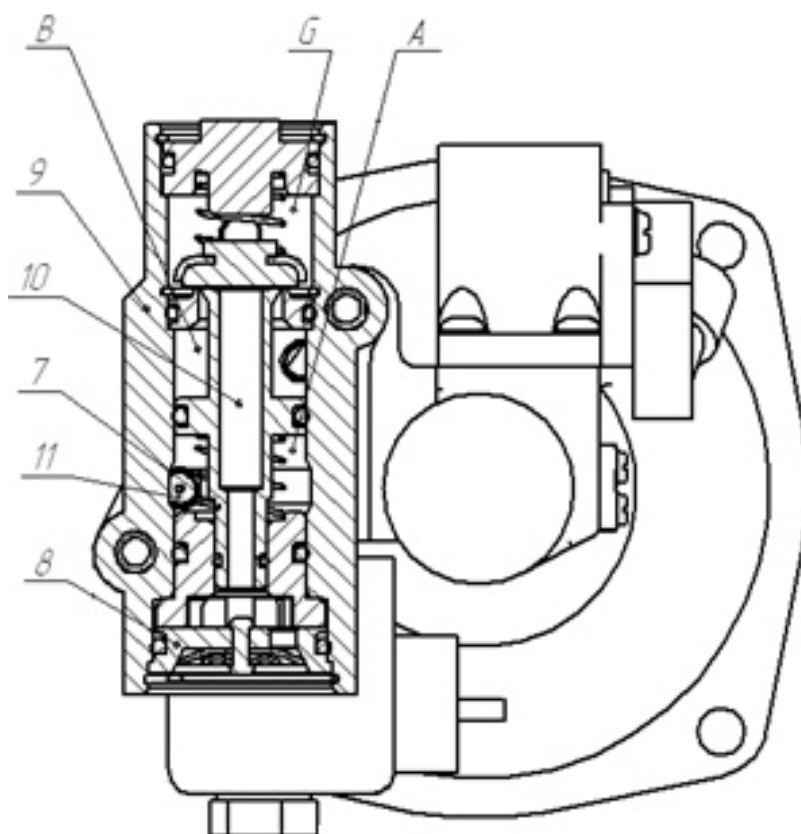


Рисунок 3.3 – Конструкція прискорювального клапана

Порожнина G прискорювального клапана 9 з'єднується з пневматичною магістраллю ТЗ і відокремлена від силової порожнини В клапаном, що керується золотником 7. Наявність у конструкції прискорювального клапана дроселя 11, який з'єднує керувальну порожнину А зі штоковою порожниною D силового циліндра, призводить до зниження його чутливості на стрибкоподібне наростання тиску внаслідок відкриття впускного ЕПК 5.

До складу вдосконаленого ЕППЗ увійшли також стандартні вироби та інші електронні компоненти, основні технічні характеристики яких подано в Додатку В.

3.1.3 Особливості конструкції та принцип дії розробленого прискорювального клапана

У сучасному автомобілебудуванні широко застосовуються прискорювальні клапани. Основним їхнім завданням є підвищення швидкодії механізму за рахунок зростання швидкості наповнення порожнин апаратів робочим тілом. Але застосовувані конструкції мають і низку недоліків:

- під час релейного способу подавання стисненого повітря до керувальної порожнини спостерігається перерегулювання, що обумовлене порівняно невеликими розмірами керувальної порожнини та, відповідно, значним стрибкоподібним переміщенням поршня;

- за подавання стисненого повітря у керувальну порожнину поршень може увійти до коливань, оскільки він, у поєднанні з пружиною клапана, утворює коливальну систему. Ці коливання небажані, оскільки вони викликають шуми та навіть можуть призвести до руйнування клапана.

У зв'язку з цим для вдосконаленого ЕППЗ як прискорювальний клапан використано модель прискорювального клапана власної розробки [22, 24] (рис. 3.4).

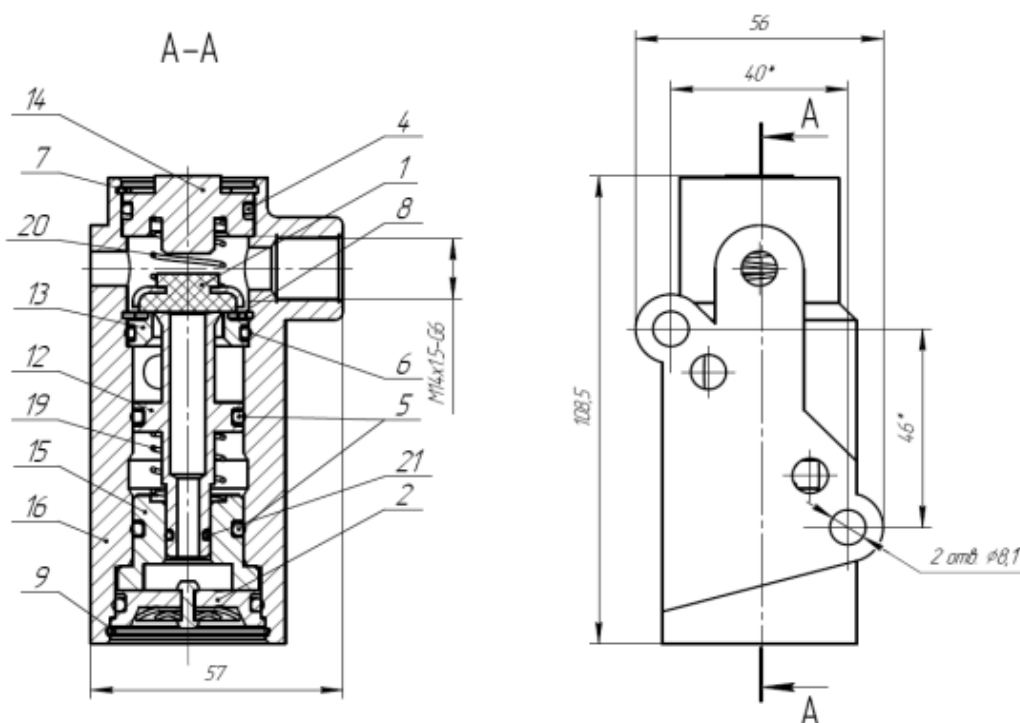


Рисунок 3.4 – Конструкція макетного зразка прискорювального клапана

Основною відмінністю запропонованого прискорювального клапана, порівняно з відомими аналогами, є введення в його конструкцію дроселя, що дозволяє швидко вирівняти тиск з обох боків золотника. За рахунок цього досягається зменшення ефекту перерегулювання за релейного способу подавання повітря в керувальну порожнину та зменшення коливань поршня прискорювального клапана.

Взаємозв'язок елементів прискорювального клапана (рис. 3.4) у складі ЕППЗ зображено на рисунку 3.5.

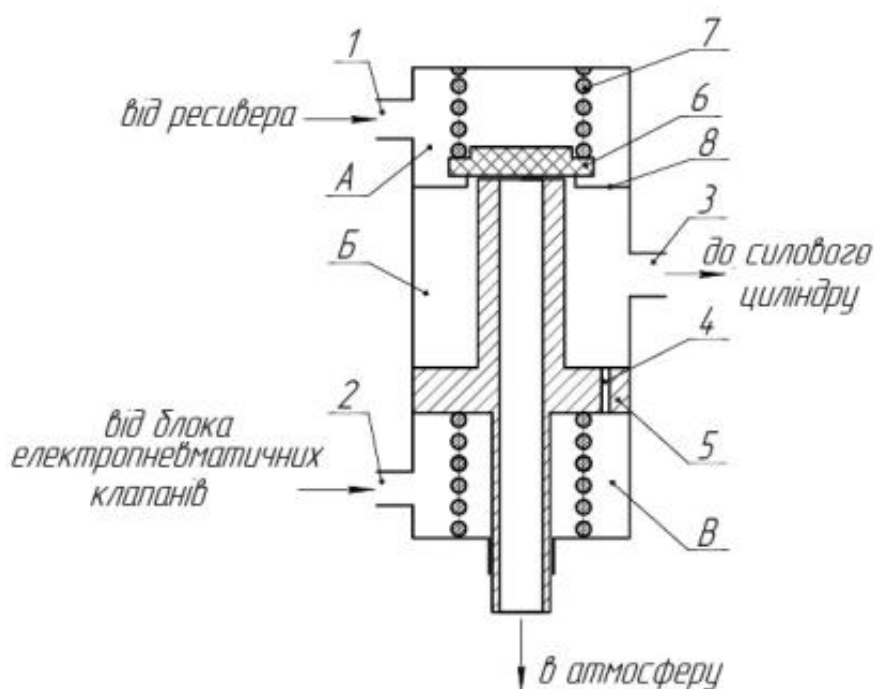


Рисунок 3.5 – Принципова схема розробленого прискорювального клапана

У стані спокою (оператор не впливає на орган керування) стиснене повітря в керувальній порожнині В відсутнє. Відсутність надлишкового тиску на поршень 5 призводить до утворення між ним і клапаном впуску-випуску 6 зазору. Через утворену прогалину та наскрізний отвір у поршні 5 вихідна порожнина Б сполучається з атмосферою, відповідно атмосферний тиск через вихід 3 встановлюється в силовій порожнині споживача та, за рахунок дроселя 4, в керувальній порожнині В. У цей час клапан впуску 6 притиснутий до свого сидла 8 за рахунок зусилля пружини 7 та додаткового зусилля, утвореного тиском повітря.

У разі подачі оператором сигналу на вимикання зчеплення, в керувальну порожнину В через вхід 2 потрапляє стиснене повітря у вигляді коротких імпульсів (релейний спосіб керування). Підвищення тиску у керувальній порожнині В призводить до переміщення поршня 5, вибору зазору між поршнем та клапаном 6 і відокремлення вихідної порожнини Б від атмосфери. В той же час через дросель 4, виконаний у поршні 5, відбувається перетікання стислого повітря із керувальної порожнини В у вихідну порожнину Б. Це призводить до підвищення тиску в силовій порожнині циліндра ще до спрацювання прискорювального клапана. Оскільки діаметр входу 2 у декілька разів більше, ніж діаметр дроселя 4, тиск у керувальній порожнині В підвищується, що призводить до зростання зусилля на поршні 5. Коли воно перевищує силу пружини 7, впускний клапан 6 відкривається і вихідна порожнина Б з'єднується із живильною порожниною А, силова порожнина циліндра швидко заповнюється стисненим повітрям.

Завдяки наявності у поршні 5 дроселя 4, стиснене повітря із керувальної порожнини В перетікаючи у вихідну порожнину Б, зменшує перерегулювання. Після закінчення подавання керувального сигналу тиск у порожнинах Б і В швидко вирівнюється. Таким чином, поршень 5 переміщується завдяки зусиллю пружини 7 і стислого повітря, діючого на клапан 6 до його посадки на сідло 8. При цьому клапан випуску також залишається закритим завдяки притискній силі, наявність якої обумовлена різницею площ поршня 5. У такому стані спокою, коли обидва клапани закриті, система перебуває до наступної команди ЕБК.

У разі подавання ЕБК сигналу на вмикання зчеплення, з керувальної порожнини В через вхід 2 стиснене повітря випускається в атмосферу короткими імпульсами. Різке падіння тиску в керувальній порожнині призводить до переміщення поршня 5 і його відриву від сідла випускного клапана 6. На деякий час вихідна порожнина Б через отвір у поршні 5 сполучається з атмосферою, після вирівнювання тиску в керувальній та вихідній порожнинах поршень знову притискається до сідла випускного клапана 6. У такий спосіб реалізується функція регулювання під час випуску повітря із силової порожнини циліндра. При подачі керувального сигналу не релейним способом, подача стисненого повітря в

порожнину В призводить до різкого переміщення поршня 5 і повного відкриття впускного клапана 6. Силова порожнина циліндра максимально швидко заповнюється стисненим повітрям. Випуск проходить у зворотному порядку.

Наростання тиску у порожнині В прискорювального клапана призводить до переміщення золотника 5, після подолання зусилля пружини 7 між клапаном 6 і сідлом клапана 8 утворюється прогалина.

Під час переміщення золотника 5 до величини 0,5 мм умовний діаметр прискорювального клапана (рис. 3.6) характеризується відстанню між клапаном 6 і сідлом клапана 8. При подальшому переміщенні золотника 5 умовний діаметр визначається як різниця між площею сідла клапана і золотника.

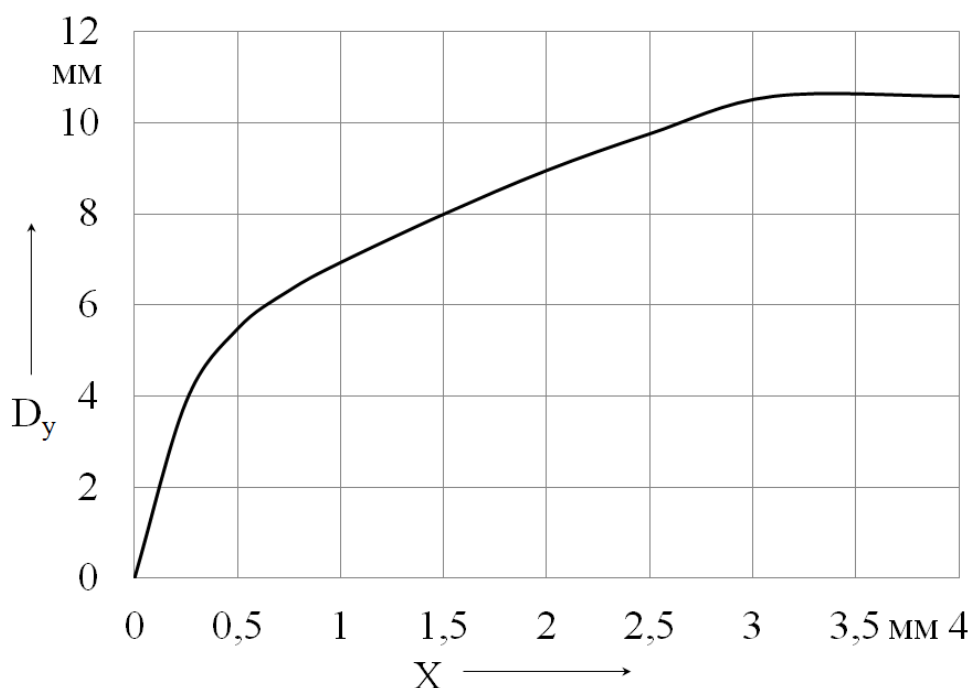
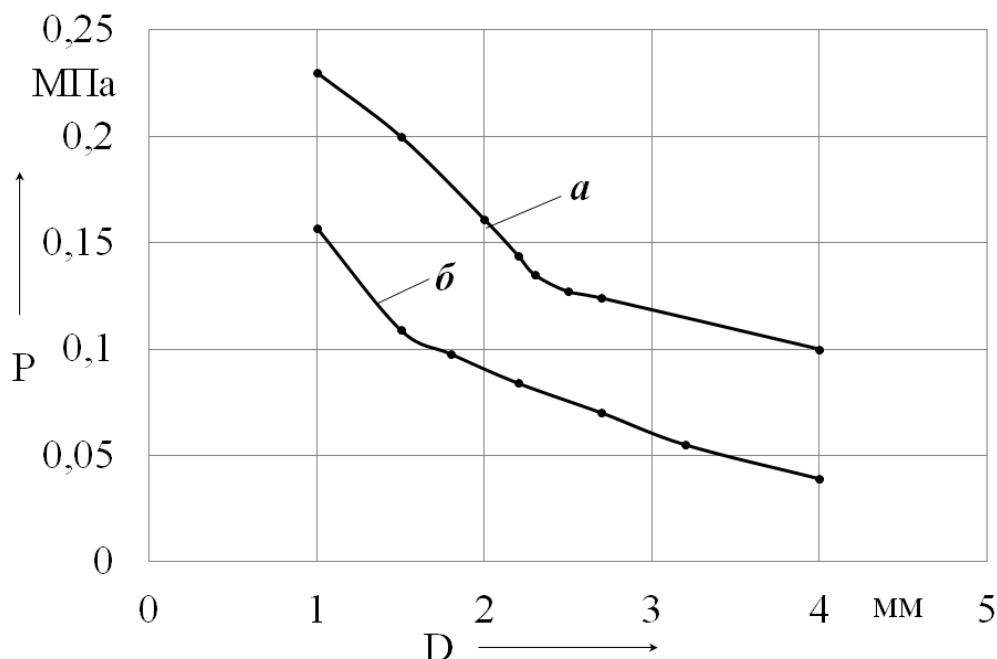


Рисунок 3.6 – Зміна умовного діаметра прискорювального клапана залежно від ходу золотника

Співвідношення діаметра дроселя 4 і прохідного перетину впускного (випускного) ЕПК має визначальне значення для працездатності прискорювального клапана. З урахуванням того, що діаметр прохідного перетину ЕПК постійний (4 мм), була експериментально визначена залежність (рис. 3.7) величини тиску в керувальній порожнині В прискорювального клапана від діаметру дроселя 4.

Проводився вимір пікового значення тиску після поодинокого відкриття впускного (випускного) клапана на мінімальний інтервал часу ($t_{\text{імп}}=0,03$ с).



a – наповнення керувальної порожнини; *б* – спорожнення керувальної порожнини

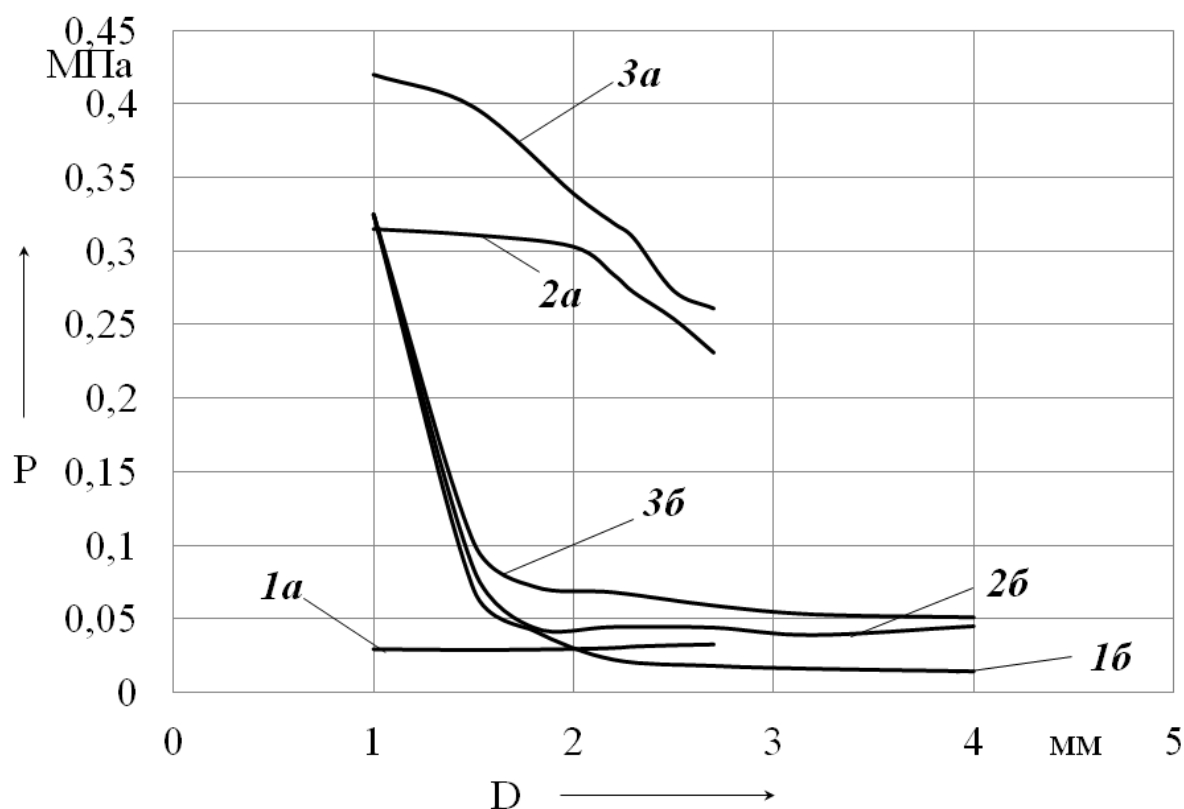
Рисунок 3.7 – Залежність тиску в керувальній порожнині прискорювального клапана від діаметра дроселя

У перебізі проведення експериментального дослідження для кожного діаметра дроселя вимірювалося значення тиску в керувальній порожнині прискорювального клапана. Чим більший діаметр дроселя, тим інтенсивніше процес перетікання повітря із керувальної порожнини прискорювального клапана в штокову порожнину силового циліндра і навпаки. Наближення діаметра дроселя до діаметра прохідного перетину ЕПК призведе до втрати працездатності прискорювального клапана, і навпаки, якщо діаметр дроселя менший 1 мм – спостерігається критичне зниження чутливості клапана. Кожне спрацювання ЕПК призводитиме до стрибкоподібного переміщення золотника і повного відкриття прискорювального клапана.

Визначальним параметром, що впливає на роботу ЕППЗ, є характер наростання тиску в штоковій порожнині силового циліндра. Для визначення необхідного діаметра дроселя було проведено експериментальне дослідження

залежності його впливу на характер зміни тиску в штоковій порожнині. Вимір тиску проводився після поодинокого відкриття впускного (випускного) клапана на мінімальний інтервал часу ($t_{\text{імп}}=0,03$ с). Також для перевірки повторюваності результатів експерименту проводилося декілька послідовних відкриттів клапана на час $t_{\text{імп}}=0,03$ с з інтервалом $t_{\text{пз}}=0,01$ с.

Проаналізувавши результати експериментальних досліджень, можна зробити висновок, що за одного спрацювання впускного клапана (рис. 3.8 1 а) прискорювальний клапан не відкривається.



а – наповнення керувальної порожнини; *б* – спорожнення керувальної порожнини

Рисунок 3.8 – Залежність тиску в штоковій порожнині виконавчого механізму від діаметра дроселя

Незначне зростання тиску в штоковій порожнині досягається виключно за рахунок перетікання повітря через перетин дроселя, отже, зі збільшенням його діаметру простежується збільшення тиску.

У цьому випадку більш показовими є два і три послідовні відкриття впускного ЕПК (рис. 3.8 2 а і 3 а). В обох випадках досягається спрацювання прискорювального клапана. Поступове збільшення діаметра дроселя веде до зниження чутливості прискорювального клапана на кожне наступне відкриття ЕПК, аж до повної втрати працездатності.

Під час відкриття впускного ЕПК (рис. 3.8 1 б, 2б, 3 б) простежується різке спрацювання прискорювального клапана у разі застосування дроселя діаметром від 1 мм до 1,3 мм. Наслідком цього є цілковите і неконтрольоване спорожнення штокової порожнини силового циліндра. Це явище неприпустиме у контексті необхідності забезпечення високої точності регулювання. Застосування дроселя діаметром більше 2 мм веде до втрати працездатності прискорювального клапана, випуск у такій ситуації проходить виключно за рахунок перетікання повітря.

Підсумувавши результати проведених експериментальних досліджень, можна сказати, що використання в конструкції прискорювального клапана дроселя діаметром від 1,5 до 2 мм забезпечує його роботу як на наповнення, так і на спорожнення штокової порожнини силового циліндра з необхідними показниками швидкодії та точності регулювання.

Для вибору раціональних параметрів інших елементів ЕППЗ, таких як об'єм керувальної порожнини прискорювального клапана або діаметр ЕПК, необхідно провести теоретичні дослідження робочого процесу виконавчого механізму ЕППЗ.

3.2. Математичне моделювання робочих процесів електропневматичного приводу керування зчепленням

Можна виділити три основні режими роботи зчеплення автомобіля:

- зчеплення ввімкнене;
- зчеплення вимкнене;
- перехідний режим – процес від'єднання натискного диска зчеплення від веденого під дією зусилля, викликаного переміщенням штока виконавчого механізму приводу зчеплення.

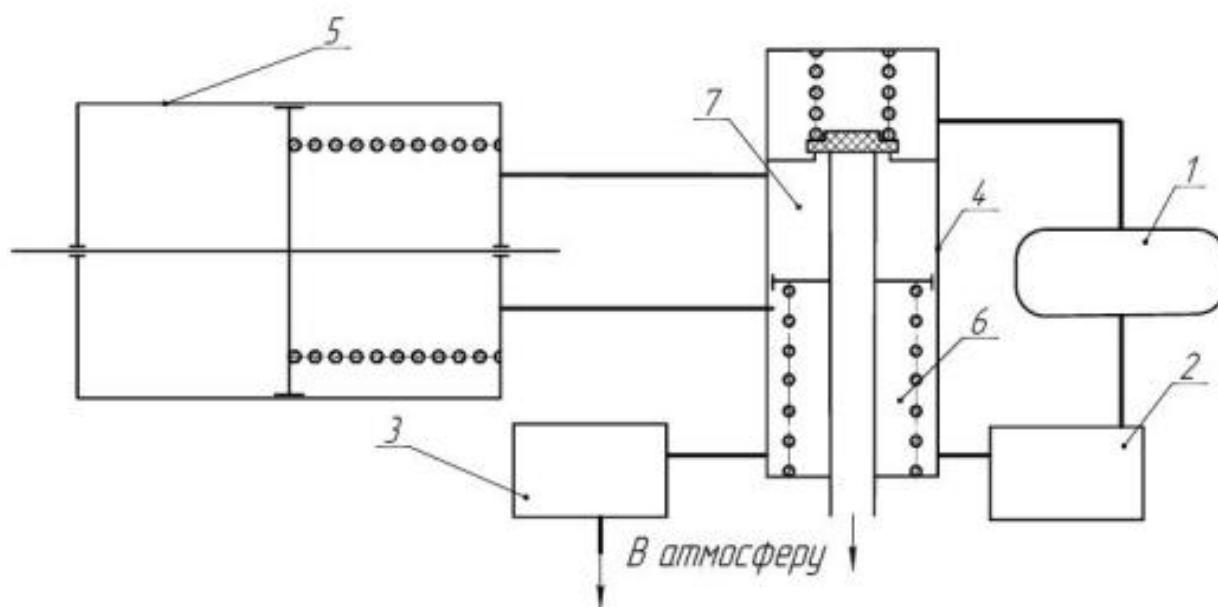
Режими роботи, коли зчеплення повністю ввімкнене або вимкнене, є сталими, при цьому педаль керування зчепленням, як і шток виконавчого механізму приводу, перебуває в одному зі своїх крайніх положень.

Перехідний режим необхідний для плавного з'єднання двигуна і трансмісії у момент рушення автомобіля та попередження виникнення в ній ударних динамічних навантажень у разі переходу з однієї передачі на іншу. Це досягається за рахунок плавного з'єднання веденого диска із маховиком та натискним диском.

Враховуючи складність та значущість перехідного режиму у відношенні до двох інших, під час математичного моделювання розглядатиметься саме він.

3.2.1 Розрахункова схема виконавчого механізму електропневматичного приводу керування зчепленням

Розроблену конструкцію виконавчого механізму ЕППЗ можна подати у вигляді принципової схеми (рис. 3.9).



- 1 – ресивер; 2 – впускний ЕПК; 3 – випускний ЕПК; 4 – прискорювальний клапан;
5 – пневматичний циліндр, 6 – керувальна порожнина; 7 – проточна порожнина

Рисунок 3.9 – Принципова схема виконавчого механізму ЕППЗ

Математична модель виконавчого механізму ЕППЗ включає: диференціальні рівняння газодинамічних функцій, описаних О.В. Герц [118], диференціальні рівняння, що описують роботу прискорювального клапана та пневматичного циліндра, а також рівняння зв'язку.

Для опису процесів, що протікають під час роботи ЕППЗ, скористаємося методом із зосередженими параметрами, запропонованим О.В. Герц [118]. Прийmemo за основу такі припущення:

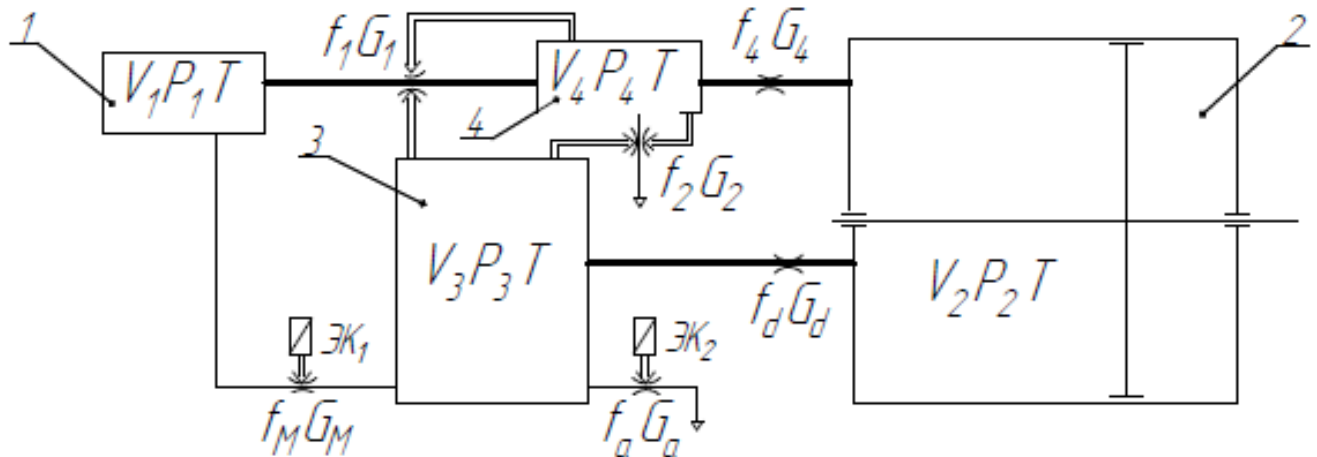
- пневматичний ланцюг розглядається як система із зосередженими параметрами;
- повітря розглядається як ідеальний газ;
- температура повітря в ємкостях приймається однаковою і постійною за час перехідного процесу;
- тиск повітря в ресивері не змінюється за час перехідного процесу;
- відсутні витоки із пневматичної системи [119].

3.2.2 Математична модель виконавчого механізму електропневматичного приводу керування зчепленням

Враховуючи різницю між об'ємом ресивера 1 (рис. 3.10) і об'ємом штокової порожнини пневматичного циліндра 2, зміною тиску у ресивері знехтуємо, приймаємо $P_1 = const$.

Наповнення штокової порожнини 2 виконавчого механізму здійснюється із керувальної порожнини 3 прискорювального клапана через дросель, а після наростання тиску в порожнині до порогового значення і з силової порожнини клапана. Силова порожнина прискорювального клапана, в свою чергу, наповнюється із ресивера. Тиску, температурі і об'єму кожної ланки присвоїмо індекси, що означають відповідні розрахункові порожнини. У перетині дроселя між керувальною порожниною прискорювального клапана та штоковою порожниною виконавчого механізму має місце рух повітря у двох напрямках: з керувальної

порожнини прискорювального клапана у штокову порожнину виконавчого механізму і назад. При цьому тиск у штоковій порожнині виконавчого механізму ЕППЗ може монотонно підвищуватися або монотонно знижуватися.



1 – ресивер; 2 – штокова порожнина силового циліндра; 3 – керувальна порожнина прискорювального клапана; 4 – силова порожнина прискорювального клапана;

T, V, p – температура, об'єм і тиск повітря відповідних ланок; f_m, f_a – площа прохідного перетину відповідно впускного та випускного ЕПК, м^2 ; f_d – площа дроселя, м^2 ; f_1, f_2 – площа прохідного перетину прискорювального клапана відповідно на впуск та на випуск, м^2 ; f_4 – площа з'єднувального трубопроводу, м^2 ;

$G_1, G_2, G_4, G_d, G_m, G_a$ – витрата повітря через відповідні ланки

Рисунок 3.10 – Розрахункова схема пневматичної частини ЕППЗ

Відповідно до розрахункової схеми, поданої на рисунку 3.10, запишемо систему рівнянь для процесів наповнення і спорожнення керувальної порожнини 3 прискорювального клапана виконавчого механізму ЕППЗ:

$$\begin{cases} kRT[G_m - G_d]dt = V_3 dp_3 \\ G_m = K\mu_m f_m p_1 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_m); \\ G_d = K\mu_d f_d p_3 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Z_d) \end{cases} \quad (3.1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_3}{p_1} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Y_M) = \sqrt{\left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}}} ; \\ \text{інакше} \quad \varphi(Y_M) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{array} \right. \quad (3.2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_2}{p_3} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Z_d) = \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{k+1}{k}}} . \\ \text{інакше} \quad \varphi(Z_d) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{array} \right. \quad (3.3)$$

Рівняння процесу спорожнення керувальної порожнини 3 прискорювального клапана відрізняються функцією витрати і мають такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} kRT[-G_a + G_d]dt = V_3 dp_3 \\ G_a = K\mu_a f_a p_3 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Z_a) ; \\ G_d = K\mu_d f_d p_2 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_d) \end{array} \right. \quad (3.4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_0}{p_3} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Z_a) = \sqrt{\left(\frac{p_0}{p_3} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_3} \right)^{\frac{k+1}{k}}} ; \\ \text{інакше} \quad \varphi(Z_a) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{array} \right. \quad (3.5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_3}{p_2} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Y_d) = \sqrt{\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}}} , \\ \text{інакше} \quad \varphi(Y_d) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{array} \right. , \quad (3.6)$$

де T – температура, однакова для усіх ланок, К;

G_M – витрата повітря через впускний ЕПК;

G_a – витрата повітря через випускний ЕПК;

G_d – витрата повітря через дросель;

V_3 – об'єм керувальної порожнини прискорювального клапана, м³;

V_2 – об'єм штокової порожнини виконавчого механізму, м³;

V_1 – об'єм ресивера, м³;

p_3 – тиск повітря в керувальній порожнині прискорювального клапана, МПа;

p_1 – тиск повітря в ресивері, МПа;

p_2 – тиск повітря у штоковій порожнині виконавчого механізму, МПа;

μ_M – коефіцієнт витрати впускного ЕПК;

μ_a – коефіцієнт витрати випускного ЕПК;

μ_d – коефіцієнт витрати дроселя;

$\varphi(Y_M)$ – функція витрати під час наповнення через впускний ЕПК;

$\varphi(Z_d)$ – функція витрати під час спорожнення через дросель;

$\varphi(Y_d)$ – функція витрати під час наповнення через дросель;

$\varphi(Z_a)$ – функція витрати під час спорожнення через випускний ЕПК;

K – визначається за формулою (3.7).

$$K = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1}} , \quad (3.7)$$

де k – показник адіабати, $k = 1,4$.

За спрацьовування прискорювального клапана його силова порожнина наповнюється із ресивера, одночасно відбувається перетікання повітря до штокової порожнини виконавчого механізму ЕППЗ. Запишемо систему рівнянь для процесів наповнення і спорожнення силової порожнини 4 прискорювального клапана виконавчого механізму:

$$\begin{cases} kRT[G_1 - G_4]dt = V_4 dp_4 \\ G_1 = K\mu_1 f_1 p_1 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_1) \quad ; \\ G_4 = K\mu_4 f_4 p_4 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Z_4) \end{cases} \quad (3.8)$$

$$\begin{cases} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_4}{p_1} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Y_1) = \sqrt{\left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad ; \\ \text{інакше} \quad \varphi(Y_1) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \quad (3.9)$$

$$\begin{cases} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_2}{p_4} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Z_4) = \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_4}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_4}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad . \\ \text{інакше} \quad \varphi(Z_4) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \quad (3.10)$$

Рівняння процесу спорожнення силової порожнини 4 прискорювального клапана відрізняються функцією витрати і мають такий вигляд:

$$\begin{cases} kRT[-G_2 + G_4]dt = V_4 dp_4 \\ G_2 = K\mu_2 f_2 p_4 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Z_2); \\ G_4 = K\mu_4 f_4 p_2 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_4) \end{cases} \quad (3.11)$$

$$\begin{cases} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_0}{p_4} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Z_2) = \sqrt{\left(\frac{p_0}{p_4}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_4}\right)^{\frac{k+1}{k}}}; \\ \text{інакше} \quad \varphi(Z_2) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \quad (3.12)$$

$$\begin{cases} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_4}{p_2} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Y_4) = \sqrt{\left(\frac{p_4}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_4}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, \\ \text{інакше} \quad \varphi(Y_4) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \quad (3.13)$$

де G_1 – витрата повітря через прискорювальний клапан на впуск;

G_4 – витрата повітря через з'єднувальний трубопровід;

G_2 – витрата повітря через прискорювальний клапан на випуск;

V_4 – об'єм силової порожнини прискорювального клапана, м³;

p_4 – тиск повітря в силовій порожнині прискорювального клапана, МПа;

μ_1 – коефіцієнт витрати прискорювального клапана на впуск;

μ_4 – коефіцієнт витрати з'єднувального трубопроводу;

μ_2 – коефіцієнт витрати прискорювального клапана на випуск;

$\varphi(Y_1)$ – функція витрати під час наповнення через прискорювальний клапан;
 $\varphi(Z_4)$ – функція витрати під час спорожнення через з'єднувальний трубопровід;
 $\varphi(Y_4)$ – функція витрати під час наповнення через з'єднувальний трубопровід;
 $\varphi(Z_2)$ – функція витрати під час спорожнення через прискорювальний клапан.

Відповідно до розрахункової схеми, поданої на рисунку 3.10, запишемо систему рівнянь для процесів наповнення і спорожнення штокової порожнини виконавчого механізму. Вона виглядатиме аналогічно системам, що описують процеси в керувальній та силовій порожнинах прискорювального клапана:

$$\begin{cases} kRT[G_4 + G_d]dt = V_2 dp_2 + k \cdot p_2 dV_2(X_{шт}) \\ G_4 = K\mu_4 f_4 p_4 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_4) \\ G_d = K\mu_d f_d p_3 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_d) \\ V_2 = V_{02} + dV_2(X_{шт}) \end{cases} ; \quad (3.14)$$

$$\begin{cases} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_2}{p_4} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Y_4) = \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_4}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_4}\right)^{\frac{k+1}{k}}} ; \\ \text{інакше} \quad \varphi(Y_4) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} ; \quad (3.15)$$

$$\begin{cases} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_2}{p_3} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Y_d) = \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{k+1}{k}}} . \\ \text{інакше} \quad \varphi(Y_d) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} . \quad (3.16)$$

Рівняння процесу спорожнення штокової порожнини виконавчого механізму ЕППЗ відрізнятимуться тільки функцією витрати:

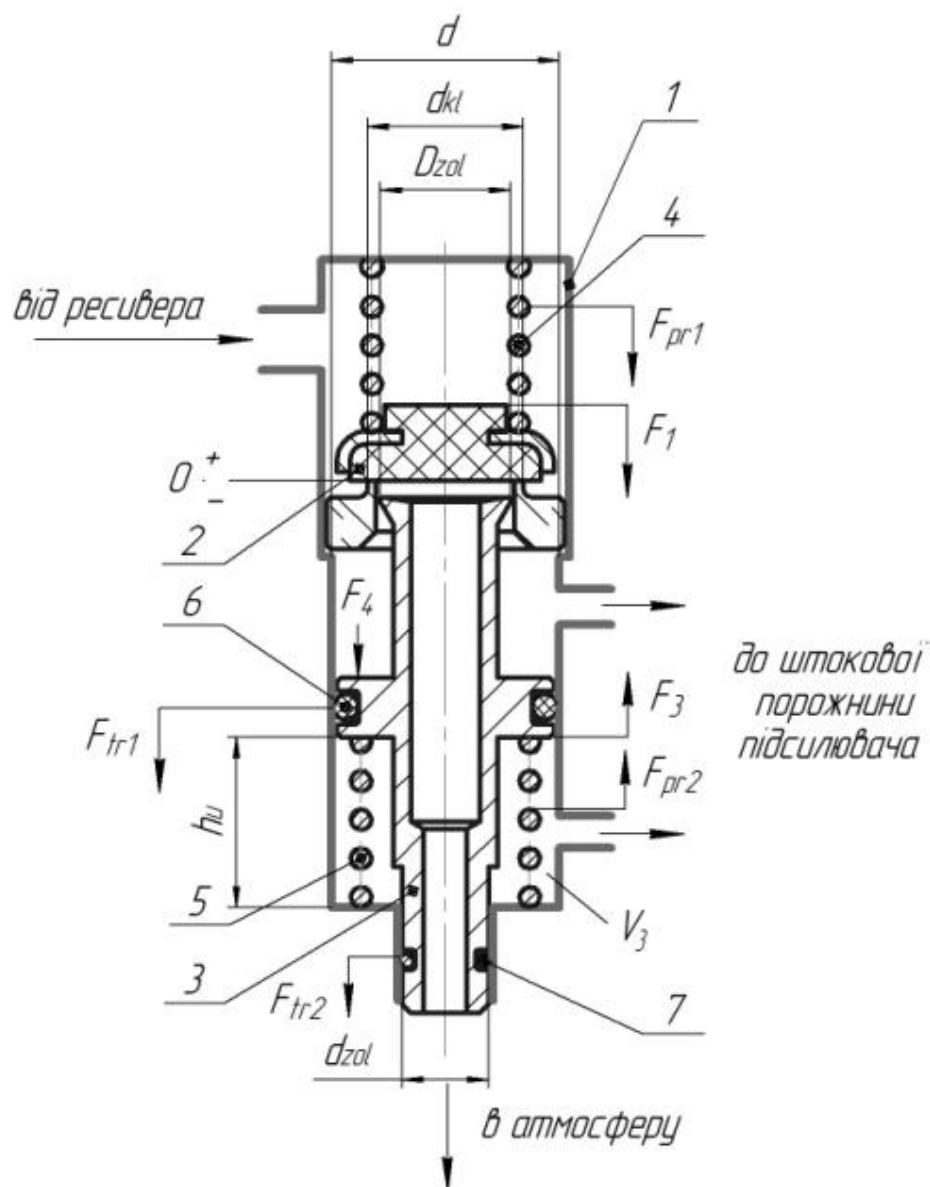
$$\begin{cases} kRT[(-G_4) + (-G_d)]dt = V_2 dp_2 + k \cdot p_2 dV_2(X_{шт}) \\ G_4 = K\mu_4 f_4 p_2 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Z_4) \\ G_d = K\mu_d f_d p_2 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Z_d) \\ V_2 = V_{02} + dV_2(X_{шт}) \end{cases} \quad (3.17)$$

$$\begin{cases} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_4}{p_2} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Z_4) = \sqrt{\left(\frac{p_4}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_4}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}} ; \\ \text{інакше} \quad \varphi(Z_4) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \quad (3.18)$$

$$\begin{cases} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_3}{p_2} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Z_d) = \sqrt{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}} . \\ \text{інакше} \quad \varphi(Z_d) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \quad (3.19)$$

Системи рівнянь, що описують газодинамічні процеси, які протікають у керувальній та силовій порожнинах прискорювального клапана, а також штоковій порожнині виконавчого механізму враховують однонапрямлену течію повітря каналами ЕППЗ. До об'єму порожнини V_3 прискорювального клапана умовно віднесені об'єми каналів підведення і відведення повітря, що сполучають цю порожнину з електропневматичними клапанами.

Для описання процесів, що протікають в прискорювальному клапані, необхідно враховувати його основні габаритні параметри і функціональні зв'язки між елементами. Фізична модель прискорювального клапана досліджуваної конструкції подана функціональною схемою (рис. 3.11).



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

Рисунок 3.11 – Розрахункова схема прискорювального клапана

Керування тиском у керувальній порожнині V_3 прискорювального клапана здійснюється за допомогою двох ЕПК. За знеструмлених ЕПК у керувальній

порожнині прискорювального клапана надлишковий тиск відсутній, у такий спосіб штокова порожнина підсилювача через канал у золотнику з'єднана з атмосферою. Такий стан елементів клапана є вихідним у разі моделювання його роботи.

Виходячи із розрахункової схеми прискорювального клапана (рис. 3.11), умова руху золотника 3 в початковий момент часу визначається залежністю:

$$(m_{\text{zol}} + m_{\text{kl}}) \cdot a_{\text{zol}} = F_{\text{pr2}} + F_3 - F_{\text{tr1}} - F_{\text{tr2}} - F_4 - F_{\text{pr1}} - F_1, \quad (3.20)$$

де m_{zol} – маса золотника, кг;

m_{kl} – маса клапана, кг;

a_{zol} – прискорення золотника, м/с²;

F_{pr2} – зусилля пружини золотника 5, Н;

F_3 – сила, що діє на золотник 3 від тиску повітря в керувальній порожнині прискорювального клапана, Н;

F_{tr1} – сила тертя кільця ущільнювача 6 по діаметру d , Н;

F_{tr2} – сила тертя кільця ущільнювача 7 по діаметру d_{zol} , Н;

F_4 – сила, що діє на золотник 3 від тиску повітря в силовій порожнині прискорювального клапана, Н;

F_{pr1} – зусилля пружини клапана 5, Н;

F_1 – сила, що діє на золотник 3 з боку сидла клапана 2 від тиску повітря в проточній порожнині прискорювального клапана, Н.

Сила, що діє на золотник 3 від тиску повітря в керувальній порожнині прискорювального клапана, визначається залежністю, Н:

$$F_3 = p_3 \cdot S_{\text{zol}}, \quad (3.21)$$

де p_3 – тиск повітря в керувальній порожнині клапана, МПа;

S_{zol} – ефективна площа золотника 3, м².

Ефективна площа золотника визначається за формулою, м²:

$$S_{\text{zol}} = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_{\text{zol}}^2)}{4}. \quad (3.22)$$

З урахуванням того, що силова порожнина прискорювального клапана сполучена зі штоковою порожниною виконавчого механізму, рівняння сили, що діє на золотник 3 матиме вигляду, Н:

$$F_4 = p_2 \cdot S_{\text{zol2}}, \quad (3.23)$$

де p_2 – тиск повітря у штоковій порожнині виконавчого механізму, МПа;

S_{zol2} – ефективна площа золотника 3 з боку силової порожнини, м².

Ефективна площа золотника визначається за формулою, м²:

$$S_{\text{zol2}} = \frac{\pi \cdot (d^2 - D_{\text{zol}}^2)}{4}. \quad (3.24)$$

Сила тертя гумового кільця ущільнювача 6 визначається за формулою (3.25) [120], Н:

$$F_{\text{tr1}} = \left(\frac{d}{2} - d_6 \right) \cdot K_n, \quad (3.25)$$

де d_6 – діаметр кільця ущільнювача 6, мм;

K_n – емпіричний коефіцієнт, $K_n = 981 \text{ кг/с}^2$.

Для кільця ущільнювача 7 залежність (3.25) матиме вигляд:

$$F_{\text{tr2}} = \left(\frac{d_{\text{zol}}}{2} - d_7 \right) \cdot K_n, \quad (3.26)$$

де d_7 – діаметр кільця ущільнювача 7, мм.

З урахуванням того, що проточна порожнина прискорювального клапана сполучена з ресивером, рівняння сили, що діє на сідло клапана 2, матиме вигляд, Н:

$$F_1 = p_1 \cdot S_{kl}, \quad (3.27)$$

де p_1 – тиск повітря в ресивері, МПа;

S_{kl} – ефективна площа клапана 2, м².

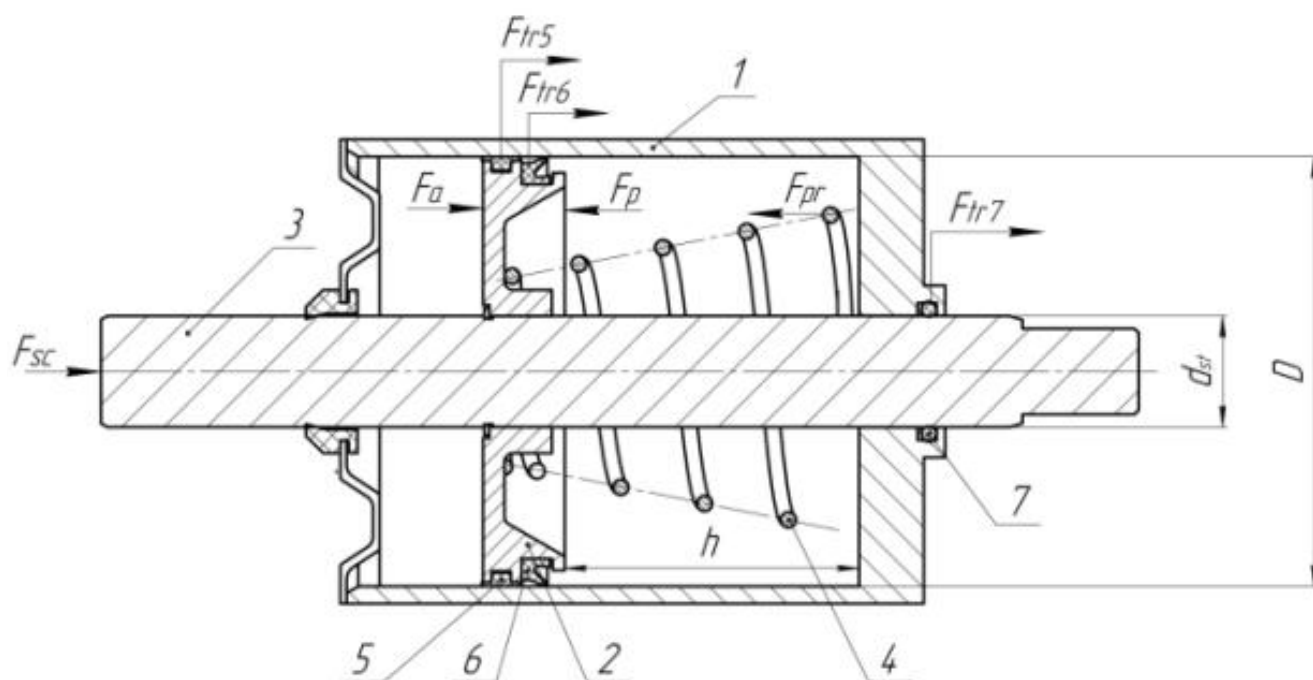
Ефективна площа клапана 2 визначається за формулою, м²:

$$S_{kl} = \frac{\pi \cdot d_{kl}^2}{4}. \quad (3.28)$$

Від швидкодії прискорювального клапана залежить час запізнення і якість роботи всього ЕППЗ. Вирішення рівняння 3.20 дозволяє визначити положення золотника у будь-який момент часу. Таким чином, використовуючи в математичній моделі залежність, подану на рисунку 3.6, можна відстежити ступінь відкриття прискорювального клапана.

Враховуючи не значні переміщення золотника 3 в процесі роботи, у перебізі математичного моделювання об'єм керувальної порожнини прискорювального клапана був прийнятий постійним $V_3 = const$.

Основним показником, що характеризує роботу пропонованої математичної моделі, є характер переміщення штока виконавчого механізму електропневматичного приводу керування зчепленням. Була складена математична модель виконавчого механізму з урахуванням усіх сил, що діють на шток, включаючи сумарну силу з боку механізму зчеплення, яка перешкоджає переміщенню. Розрахункову схему силового циліндра ЕППЗ подано на рисунку 3.12.



1 – корпус; 2 – пневматичний поршень; 3 – шток; 4 – пружина; 5 – напрямна поршня; 6 – манжета, 7 – кільце ущільнювача

Рисунок 3.12 – Розрахункова схема силового циліндра

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 3.12), умова руху штока 3 визначається залежністю:

$$m_{sc} \cdot a_{st} = F_p + F_{pr} - \Sigma F_{sopr}, \quad (3.29)$$

де a_{st} – прискорення штока підсилювача, м/с^2 ;

m_{sc} – маса рухомих деталей зчеплення, кг ;

F_p – сила, що діє на пневматичний поршень 2 від тиску повітря в штоковій порожнині підсилювача, Н ;

F_{pr} – зусилля пружини 4, Н ;

ΣF_{sopr} – сума всіх сил, що перешкоджають переміщенню поршня, Н .

Сила, що діє на пневматичний поршень від тиску повітря у штоковій порожнині підсилювача, визначається за формулою, Н :

$$F_p = p_2 \cdot S, \quad (3.30)$$

де p_2 – тиск повітря в штоковій порожнині підсилювача, МПа;

S – ефективна площа пневматичного поршня, м^2 .

Ефективна площа пневматичного поршня визначається за формулою, м^2 :

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_{\text{st}}^2)}{4}. \quad (3.31)$$

Таким чином, початковий об'єм штокової порожнини силового циліндра ЕППЗ визначається за формулою, м^3 :

$$V_2 = S \cdot h. \quad (3.32)$$

Сумарна сила опору переміщенню штока виконавчого механізму ЕППЗ описується рівнянням, Н:

$$\Sigma F_{\text{sopr}} = F_{\text{sc}} + F_{\text{a}} + \Sigma F_{\text{tr}}. \quad (3.33)$$

де F_{sc} – сумарна сила з боку механізму зчеплення, що перешкоджає переміщенню штока виконавчого механізму ЕППЗ, приведена до вилки вимикання зчеплення, Н;

F_{a} – сила, що діє на пневматичний поршень 2 від тиску повітря в атмосферній порожнині підсилювача, Н;

ΣF_{tr} – сума сил тертя в механізмі, Н.

Сила, що діє на пневматичний поршень від тиску повітря в атмосферній порожнині підсилювача, визначається за формулою, Н:

$$F_{\text{a}} = p_{\text{a}} \cdot S, \quad (3.34)$$

де p_a – атмосферний тиск, МПа.

Сумарна сила опору з боку механізму зчеплення F_{sc} є змінною величиною та описується функцією:

$$F_{sc} = f(X_{st}). \quad (3.35)$$

Використовуючи статичну характеристику механізму зчеплення транспортного засобу (рис. 2.15), була побудована зворотна залежність, що описує характер зміни зусилля на механізмі зчеплення залежно від величини переміщення штока.

Графічне зображення залежності $F_{sc} = f(X_{st})$ отриманої експериментальним шляхом, подано на рисунку 3.13.

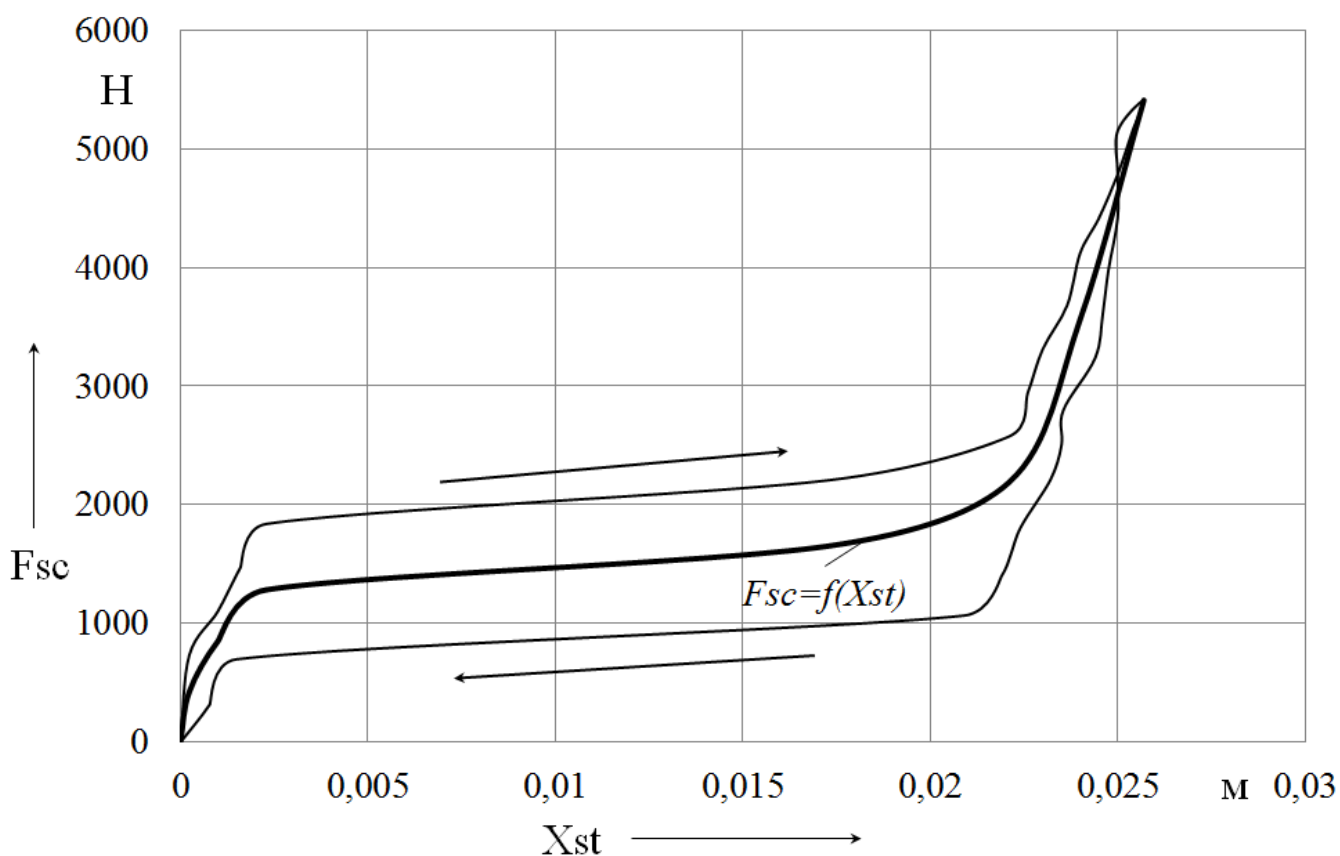


Рисунок 3.13 – Силова характеристика механізму зчеплення транспортного засобу

Оскільки приведена залежність $F_{sc} = f(X_{st})$ має складне математичне описання, для спрощення математичної моделі було прийнято рішення подати її не у вигляді полінома, а за допомогою спеціального графічного блока бібліотеки Simulink, у який були введені експериментальні дані (рис. 3.14).



Рисунок 3.14 – Реалізація силової характеристики механізму зчеплення засобами бібліотеки Simulink

Сума всіх сил тертя в механізмі описується рівнянням, Н:

$$\Sigma F_{tr} = F_{tr5} + F_{tr6} + F_{tr7}, \quad (3.36)$$

де F_{tr5} – сила тертя напрямної поршня 5 по діаметру D , Н;

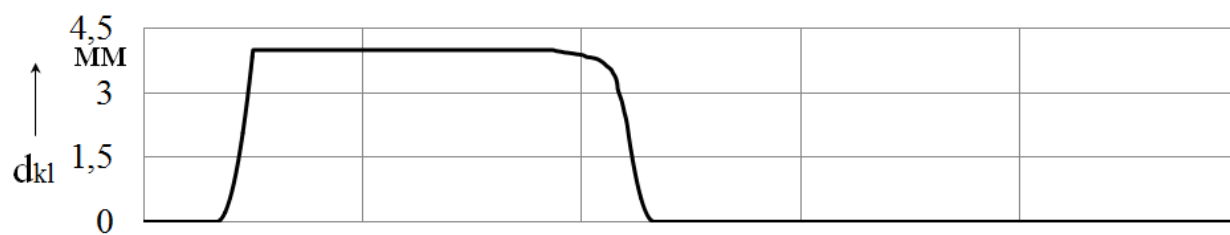
F_{tr6} – сила тертя манжети 6 пневматичного поршня по діаметру D , Н;

F_{tr7} – сила тертя кільця ущільнювача 7 по діаметру d , Н.

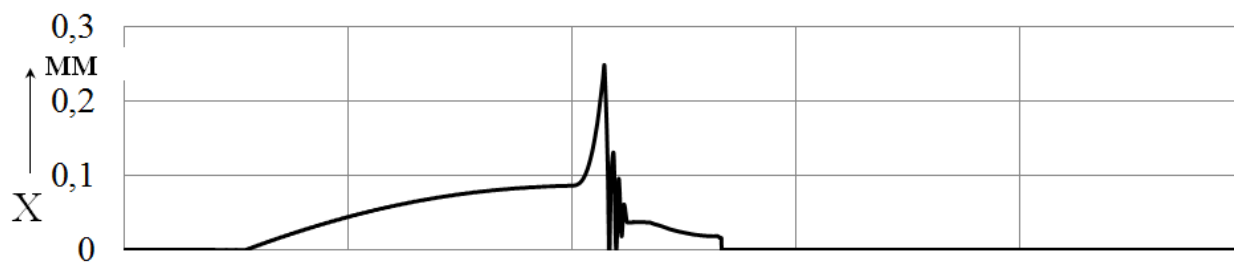
Для зменшення похибки результатів моделювання роботи виконавчого механізму ЕППЗ, значення сумарної сили тертя механізму, використовуване під час моделювання, було визначено експериментально за допомогою динамометра.

Результати математичного моделювання робочого процесу ЕППЗ за вимикання зчеплення подані на рисунку 3.15.

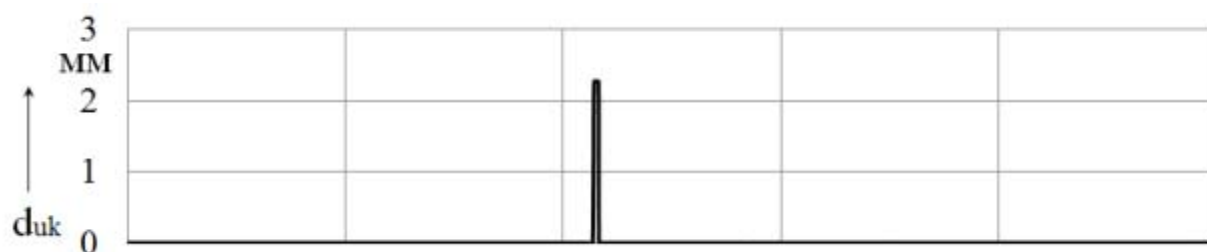
Із рисунків 3.15 а і 3.15 б видно, що в початковий момент часу, а саме до відкриття впускного ЕПК, золотник прискорювального клапана під дією пружини, притиснений до сідла клапана. Штокова порожнина від'єднана від атмосфери.



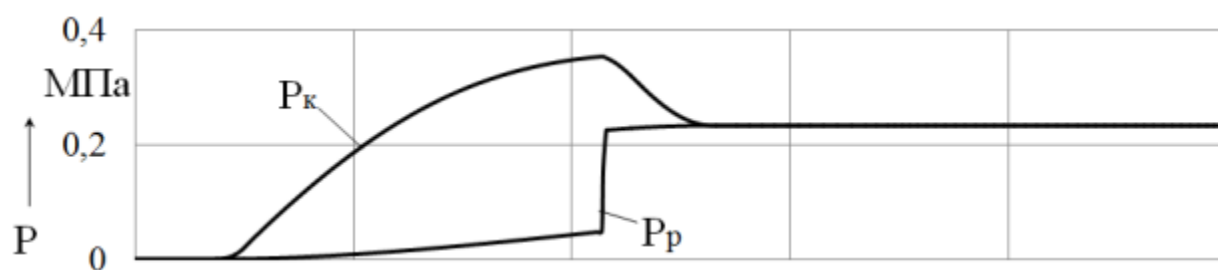
а) зміна діаметра впускного електропневматичного клапана



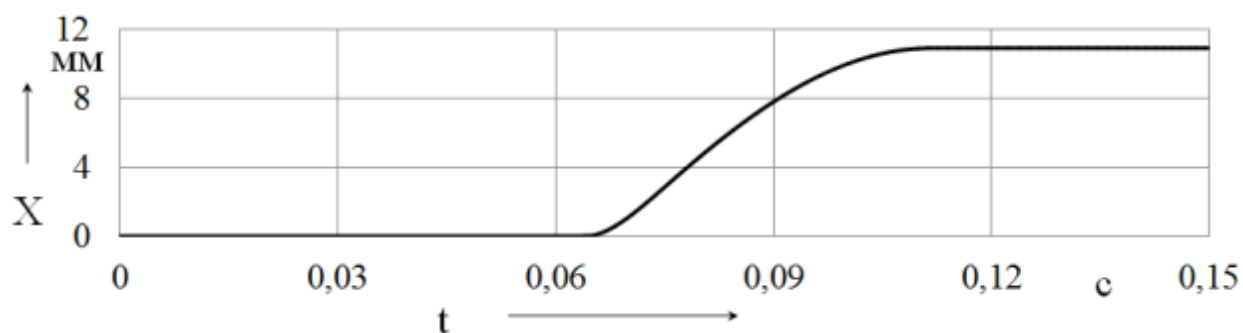
б) переміщення золотника прискорювального клапана



в) зміна діаметра прискорювального клапана



г) зміна тиску



д) переміщення штока виконавчого механізму

Рисунок 3.15 – Робочий процес ЕППЗ за вимикання зчеплення

До подальшого переміщення золотника, та, як наслідок, спрацьовування прискорювального клапана призводить наростання тиску в керувальній порожнині після відкриття впускного ЕПК.

У результаті відкриття впускного ЕПК, окрім наростання тиску в керувальній порожнині прискорювального клапана простежується збільшення тиску у штоковій порожнині виконавчого механізму (рис. 3.15 г). У зазначений момент часу прискорювальний клапан ще знаходиться в закритому стані, а збільшення тиску в штоковій порожнині досягається за рахунок перетікання стислого повітря через дросель.

Після перевищення граничного тиску в керувальній порожнині прискорювальний клапан спрацьовує (рис. 3.15 в), тиск у штоковій порожнині стрибкоподібно зростає (рис. 3.15 г). Різниця між тиском у керувальній і силовій порожнинах прискорювального клапана різко скорочується, прискорювальний клапан закривається (рис. 3.15 в) оскільки зусилля на золотнику не вистачає для утримання його у відкритому стані.

Підвищення тиску у штоковій порожнині призводить до переміщення штока виконавчого механізму в проміжне положення (рис. 3.15 д).

Отримані результати свідчать про працездатність запропонованої математичної моделі й адекватне описання робочих процесів, що протікають у електропневматичному приводі керування зчепленням.

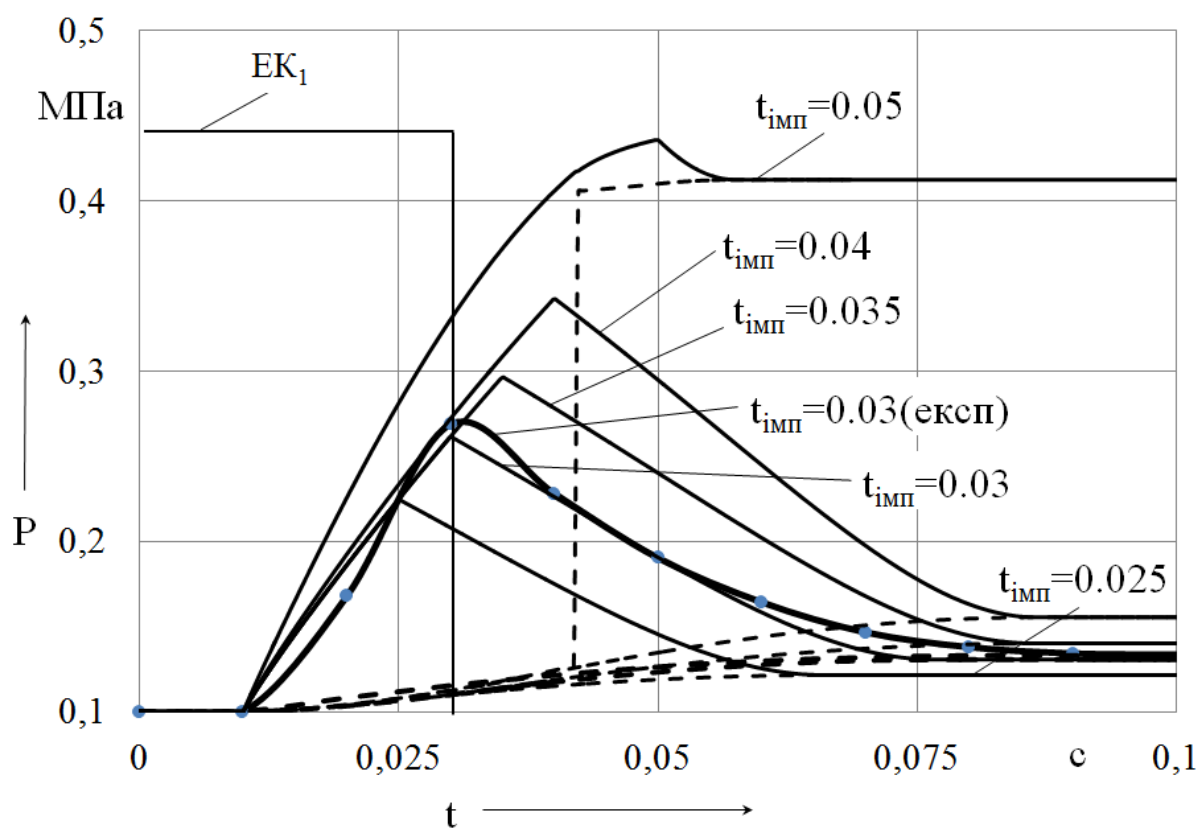
Подальші експериментальні дослідження роботи ЕППЗ із прискорювальним клапаном (розділ 4) дозволили оцінити похибку математичної моделі.

3.2.3 Аналіз результатів математичного моделювання робочих процесів електропневматичного приводу керування зчепленням

Особливість роботи виконавчого механізму приводу керування зчепленням ТЗ полягає у необхідності забезпечення одночасно високої швидкодії та необхідної точності керування. Розроблена конструкція ЕППЗ за рахунок наявності

прискорювального клапана здатна забезпечити обидва показники за умови правильної роботи алгоритму, закладеного в ЕБК.

Одним із ключових показників, необхідних для створення алгоритму керування, є граничний час $t_{\text{гп}}$ – інтервал часу відкриття ЕПК, що призводить до спрацьовування прискорювального клапана. Значення часу $t_{\text{гп}}$ для розробленого прискорювального клапана було визначене за допомогою математичної моделі й експериментально (рис. 3.16).



— тиск в керувальній порожнині; ---- тиск в штоковій порожнині

Рисунок 3.16 – Вплив часу відкриття впускного електропневматичного клапана на процес наповнення штокової порожнини підсилювача

Відповідно до осцилограми, поданої на рисунку 3.16, зміна часу перебування впускного ЕПК у відкритому стані в інтервалі від $t_{\text{імп}}=0,025$ с до $t_{\text{імп}}=0,04$ с не призводить до спрацьовування прискорювального клапана. Наповнення штокової порожнини підсилювача відбувається шляхом перетікання стисненого повітря через

дросель. Під час відкриття ЕПК на час $t_{\text{імп}}=0,05$ с, спостерігається стрибкоподібне підвищення тиску в штоковій порожнині виконавчого механізму, що свідчить про спрацювання прискорювального клапана.

Експериментальна крива процесу наповнення штокової порожнини виконавчого механізму для часу відкриття ЕПК $t_{\text{імп}}=0,03$ с практично співпадає з отриманою теоретичною залежністю, що свідчить про адекватність роботи математичної моделі під час розрахунку процесу вимикання зчеплення. Похибка розрахунку не перевищує 5 %.

У перебізі математичного моделювання також вдалося встановити залежність пікового значення тиску в керувальній порожнині прискорювального клапана від величини імпульсу $t_{\text{імп}}$ (рис. 3.17).

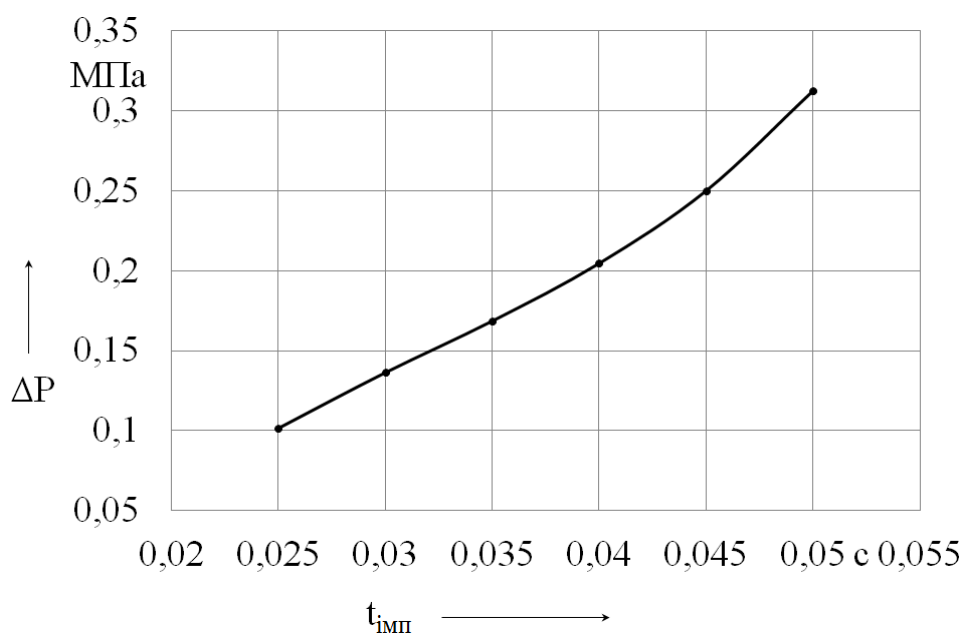


Рисунок 3.17 – Залежність величини пікового тиску в керувальній порожнині прискорювального клапана від тривалості імпульсу

Виходячи з осцилограми, поданої на рисунку 3.17, можна зробити висновок, що величина пікового тиску в керувальній порожнині прискорювального клапана зростає зі збільшенням тривалості імпульсів, що подаються на впускний ЕПК.

Значення величини пікового тиску для отримання цієї залежності визначалося за осцилограмою, поданою на рисунку 3.16. При цьому в моделі змінювався лише

час відкриття впускного ЕПК. Характер відкриття клапана та інші параметри системи залишалися незмінними. Під час проведення теоретичних досліджень роботи виконавчого механізму ЕППЗ значення тиску повітря в пневматичній магістралі було прийняте 0,65 МПа, що відповідає мінімально допустимому тиску під час експлуатації ТЗ.

Очевидно, що крім часу відкриття ЕПК, на роботу виконавчого механізму ЕППЗ чинить вплив безліч факторів. Найбільш значущим конструктивним параметром прискорювального клапана ЕППЗ, що чинить значний вплив на роботу системи, зокрема на час імпульсу $t_{\text{імп}}$, що забезпечує спрацювання клапана, є діаметр дроселя, який сполучає керувальну порожнину прискорювального клапана із штоковою порожниною виконавчого механізму. Також важливе значення має об'єм керувальної порожнини прискорювального клапана.

Для кількісного оцінювання впливу згаданих вище параметрів на вихідні характеристики ЕППЗ було проведено математичне моделювання роботи виконавчого механізму, у перебізі якого послідовно змінювалися об'єм V_3 керувальної порожнини прискорювального клапана та діаметр дроселя d_d . Результати розрахунків подано в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Розрахунок часу імпульсу, що забезпечує спрацювання прискорювального клапана

d_{dr} , мм	1	1,2	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,9
D_{kl}/d_{dr}	0,25	0,30	0,33	0,38	0,43	0,48	0,53	0,58	0,63	0,73
	$t_{\text{імп}}$, с									
$V=3,5\text{см}^3$	0,024	0,02	0,025	0,026	0,026	0,028	0,029	0,031	0,034	0,05
$V=7\text{см}^3$	0,048	0,05	0,05	0,051	0,054	0,057	0,062	0,069	0,089	
$V=14\text{см}^3$	0,096	0,1	0,102	0,107	0,115	0,144				
$V=21\text{см}^3$	0,15	0,16	0,16	0,17	0,195					

Під час математичного моделювання роботи виконавчого механізму ЕППЗ об'єм V_3 керувальної порожнини прискорювального клапана змінювався в інтервалі

від $3,5 \text{ см}^3$ до 21 см^3 . Цей інтервал було обрано з урахуванням параметрів реального експериментального зразка, де відповідний об'єм складає 7 см^3 . Збільшення об'єму керувальної порожнини більш ніж у три рази порівняно з існуючою конструкцією не є доцільним як із точки зору значного збільшення габаритних параметрів клапана, так і з точки зору втрати швидкодії системи (див. таблицю. 3.1).

Максимальне значення величини діаметра дроселя $d_d = 2,9 \text{ мм}$ обумовлено повною втратою працездатності прискорювального клапана у разі подальшого збільшення діаметра d_d . Мінімальне значення $d_d = 1 \text{ мм}$ обумовлене, в першу чергу, необхідністю збереження працездатності прискорювального клапана в умовах низьких температур (можливість промерзання каналу) та запобігання засміченню механічними частками, що знаходяться в пневматичній системі ТЗ. Оскільки робота прискорювального клапана також залежатиме від діаметра прохідного перетину впускного ЕПК D_{kl} , для зручнішого застосування отриманих результатів під час подальшого проектування подібних конструкцій введемо питомий параметр d_d/D_{kl} . Графічний вигляд залежності часу імпульсу, необхідного для спрацювання прискорювального клапана від об'єму керувальної порожнини і питомого параметра d_d/D_{kl} , подано на рисунку 3.18.

Аналізуючи результати теоретичних досліджень (рис. 3.18), в першу чергу необхідно відзначити значне збільшення часу імпульсу t_{ip} , необхідного для спрацювання прискорювального клапана за значень величини об'єму більше 7 см^3 . Збільшення розміру дроселя d_d для випадків з об'ємом керувальної порожнини $3,5 \text{ см}^3$ і 7 см^3 призводить до збільшення часу імпульсу t_{ip} . При цьому, якщо об'єм керувальної порожнини V_3 складає $3,5 \text{ см}^3$, простежується практично лінійна залежність між діаметром дроселя d_d та часом імпульсу t_{ip} . Величина імпульсу, необхідна для спрацювання прискорювального клапана знаходиться в межах $0,024\text{--}0,034 \text{ с}$, що негативно позначиться на точності регулювання в системах, у яких будуть застосовуватися ЕПК з низькою швидкістю.

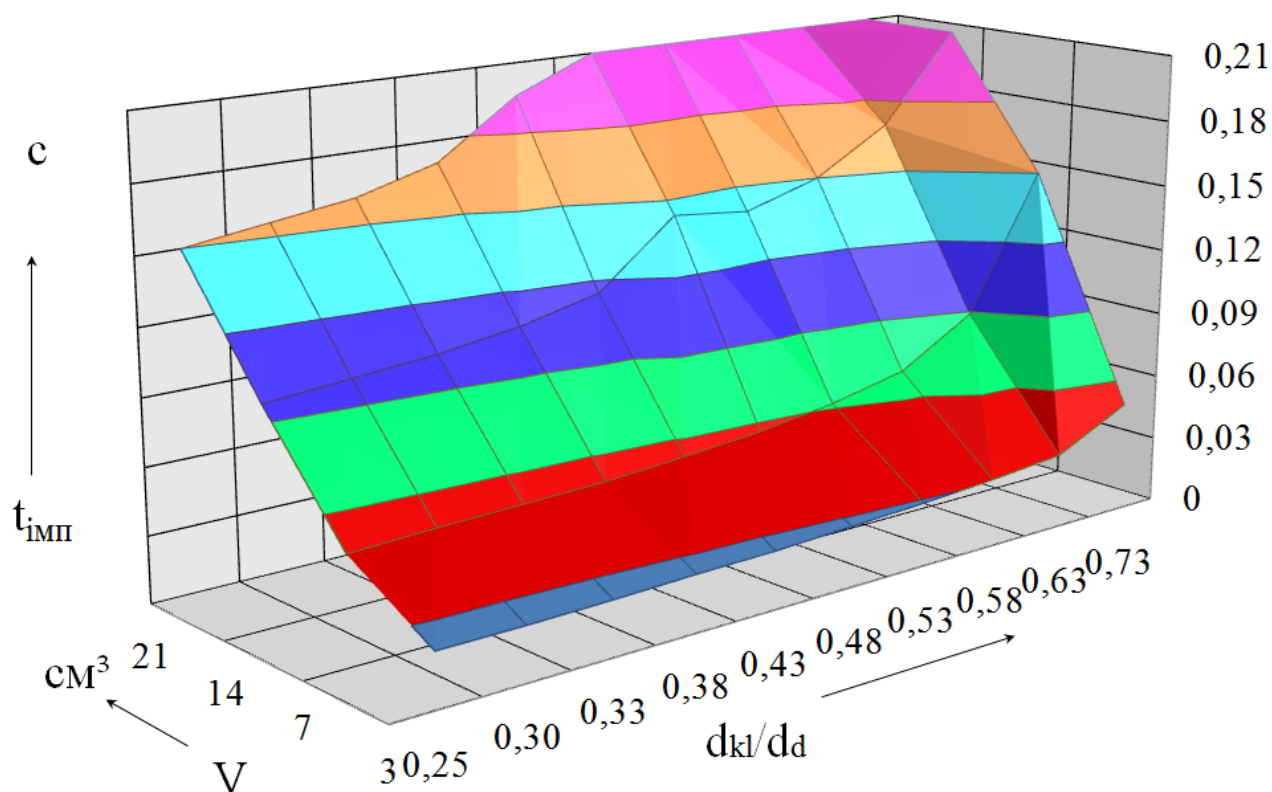


Рисунок 3.18 – Вплив геометричних параметрів прискорювального клапана на роботу виконавчого механізму ЕППЗ

Якщо ж об'єм керувальної порожнини V_3 складає 7 см^3 , лінійна залежність між діаметром дроселя d_d і часом імпульсу спостерігається тільки в інтервалі $d_d = 1 - 2 \text{ мм}$, подальше збільшення діаметру дроселя призведе до значного підвищення часу $t_{\text{гр}}$.

Таким чином, можна зробити висновок, що для забезпечення високої швидкодії і хорошої точності регулювання прискорювального клапана об'єм його керувальної порожнини V_3 повинен знаходитися в межах $6 - 8 \text{ см}^3$. У такому випадку оптимальне співвідношення діаметру дроселя до діаметру прохідного перетину ЕПК $d_d/D_{\text{кл}}$ буде знаходитися в межах $0,33 - 0,43$.

Проведені теоретичні дослідження також дозволили визначити граничні значення об'єму керуючої порожнини прискорювального клапана V_3 і діаметру дроселя d_d , після перевищення яких прискорювальний клапан втрачає працездатність (рис. 3.19).

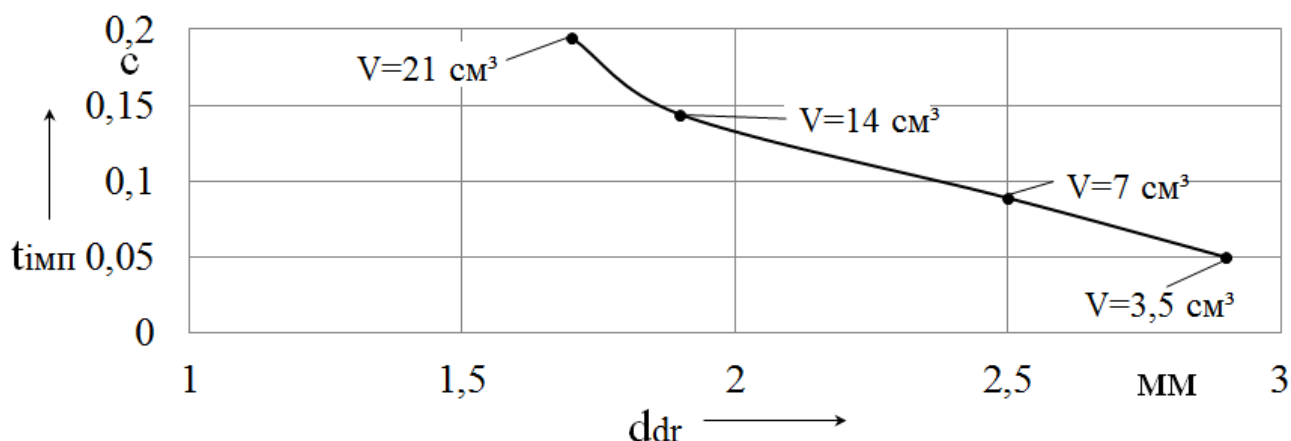


Рисунок 3.19 – Межа працездатності прискорювального клапана

Необхідно відзначити, що із збільшенням об'єму керувальної порожнини V_3 прискорювального клапана граничне значення діаметру дроселя d_d , за якого клапан залишається працездатним, знижується.

3.3 Система автоматизованого керування електропневматичного приводу керування зчепленням

Для оцінювання фізичної можливості керувати об'єктом керування було проведено експериментальне дослідження за визначенням реакції ЕППЗ на стрибкоподібний вплив [121]. Реакція на будь-який стрибок є перехідним процесом між сталими станами.

Практично для визначення тривалості перехідного процесу розглядають час реакції з точністю до 5 %, тобто час, після закінчення якого система досягає свого сталого стану з точністю до 5 % [121].

Для проведення аналізу реакції системи на поодинокий стрибок приймемо припущення, що вона є системою першого порядку і сили інерції на неї не діють. Це можливо, якщо сили інерції незначні порівняно з іншими силами, що впливають на систему. В такому випадку система має швидко згасальну реакцію, якщо вхідна величина не змінюється з відносно високою частотою [121].

Слід зазначити, що характер переміщення штока виконавчого механізму за стрибкоподібного відкриття ЕПК описується експоненціальною функцією, що асиметрично наближається до сталого стану. Постійна часу t системи визначає швидкість згасання перехідного процесу. Відповідно до осцилограми (рис. 3.20) постійна часу t процесу наповнення циліндра виконавчого механізму складає 0,125 с. Також на осцилограмі можна виділити час запізнення системи t_3 , що за вимикання зчеплення складає біля 0,03 с. Це обумовлено запізненням в роботі ЕПК.

У разі, коли вхідна величина є поодиноким стрибком і час t_n малий порівняно з цим інтервалом часу, можна розглядати систему в першому наближенні як таку, що реагує на вхід із запізненням, рівним t_n , яке, в свою чергу, дорівнює сумі часу запізнення системи t_3 і постійної часу t . Для вказаного випадку час спрацьовування системи t_n за вимикання зчеплення складає 0,155 с.

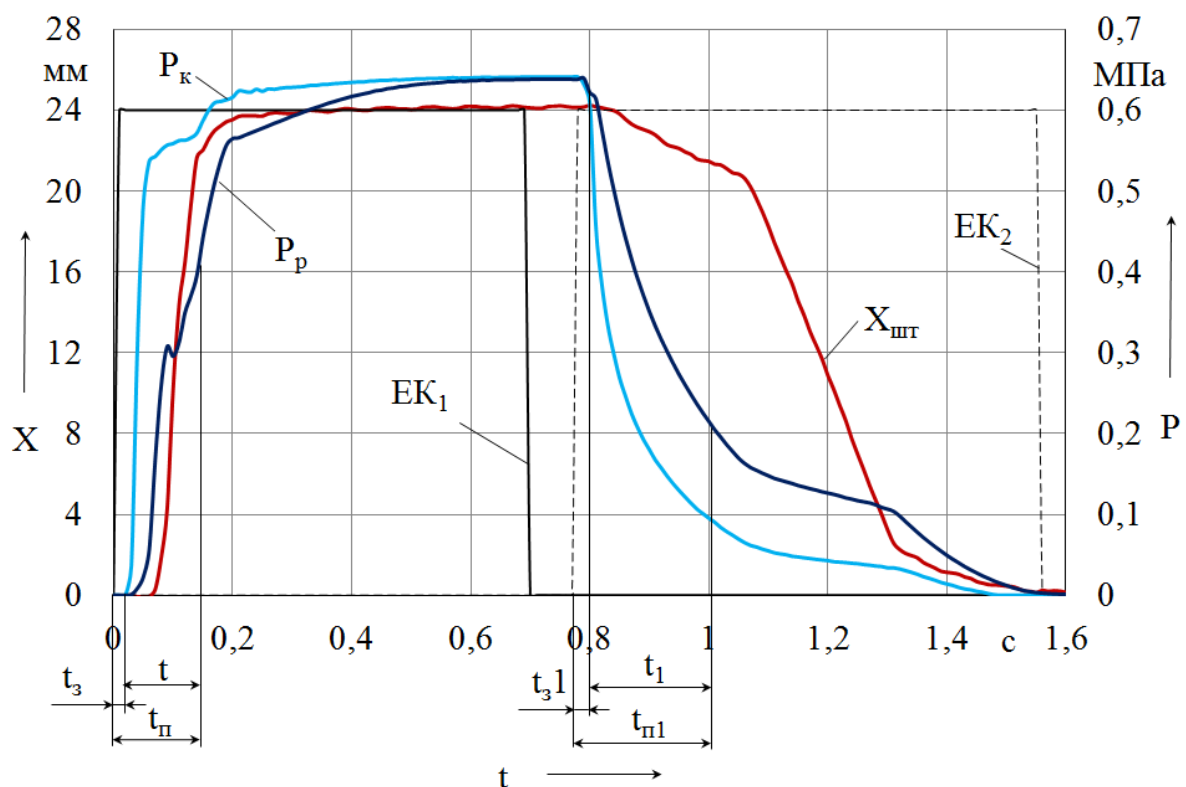


Рисунок 3.20 – Характерна осцилограма робочого процесу об'єкта керування за реакції на стрибок

Аналогічні параметри для процесу вмикання зчеплення складають:

– час запізнення t_3 – 0,015 с;

– постійна часу $t_1 = 0,215$ с;

– загальний час спрацьовування системи $t_{п1} = 0,23$ с.

3.3.1 Вибір способу керування електропневматичними клапанами електропневматичного приводу зчеплення

На роботу системи керування суттєвий вплив має вибір закону й алгоритму керування. Алгоритмом називається спадкова послідовність дій, виконання якої дозволяє досягти певної мети [122].

Для вибору оптимального способу керування була проведена низка експериментальних досліджень розробленої конструкції ЕППЗ (рис. 3.21, 3.22), в перебізі яких керувальний сигнал на ЕПК подавався спочатку безперервно, а потім у формі ШІМ.

На осцилограмах (рис. 3.21-3.24) прийнято такі позначення:

$X_{шт}$ – переміщення штока виконавчого механізму, мм;

P_p – тиск у силовій порожнині, МПа;

P_k – тиск у керувальній порожнині прискорювального клапана, МПа;

$t_{имп}$ – час перебування ЕПК під напругою, с;

Δx – інерційне переміщення штока виконавчого механізму ЕППЗ, мм;

$a1, b1$ – положення штока виконавчого механізму ЕППЗ у момент закриття ЕПК;

$a2, b2$ – сталі положення штока виконавчого механізму ЕППЗ після закриття ЕПК.

У разі подачі напруги на ЕПК у вигляді безперервного сигналу тривалістю $t_{имп} = 0,25$ с спостерігається значне інерційне переміщення штока виконавчого механізму (рис. 3.21).

Відповідно до осцилограми (рис. 3.21), ідеальним виглядає випадок зупинки штока виконавчого механізму в точці $a1$, безпосередньо у момент закриття ЕПК. Але результати експерименту доводять, що після закриття клапана шток продовжує

переміщуватися на відстань Δx , яка для вказаного випадку, складає близько 45 % від загального ходу.

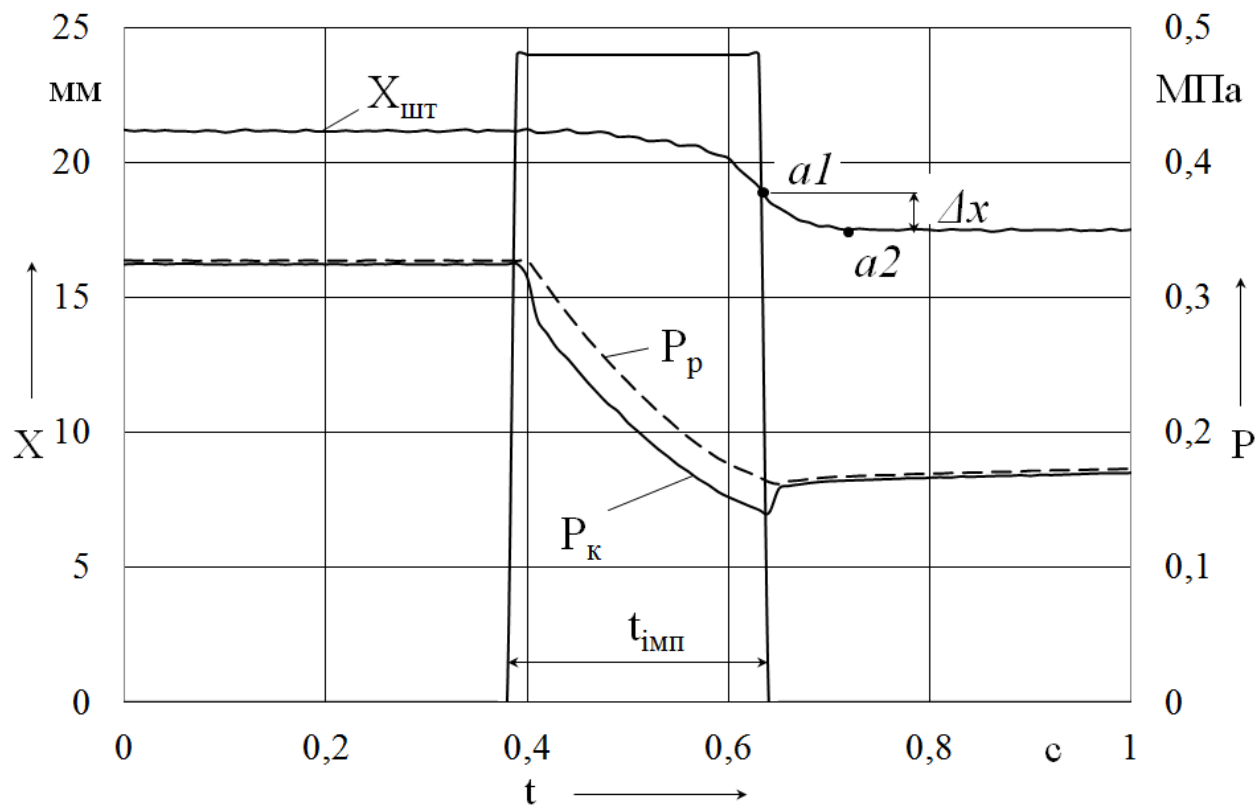


Рисунок 3.21 – Робочий процес виконавчого механізму ЕППЗ за подавання напруги у вигляді безперервного сигналу

У разі застосування для керування електропневматичним клапаном ШІМ (рис. 3.22) спостерігається невелике збільшення тривалості процесу переміщення штока виконавчого механізму, але при цьому також слід відзначити набагато точніше його позиціонування.

Після припинення подавання напруги на ЕПК у точці *b1* простежується інерційний рух штока до точки *b2*, величина цього переміщення складає близько 10 %. Сумарний час роботи ЕПК у цьому випадку склав $\Sigma t_{имп} = 0,4$ с.

Аналіз проведених досліджень [20] підтвердив доцільність застосування ШІМ для керування електропневматичними клапанами. Подальша побудова алгоритму керування ЕППЗ упритул пов'язана з вибором оптимальних параметрів широтно-імпульсної модуляції.

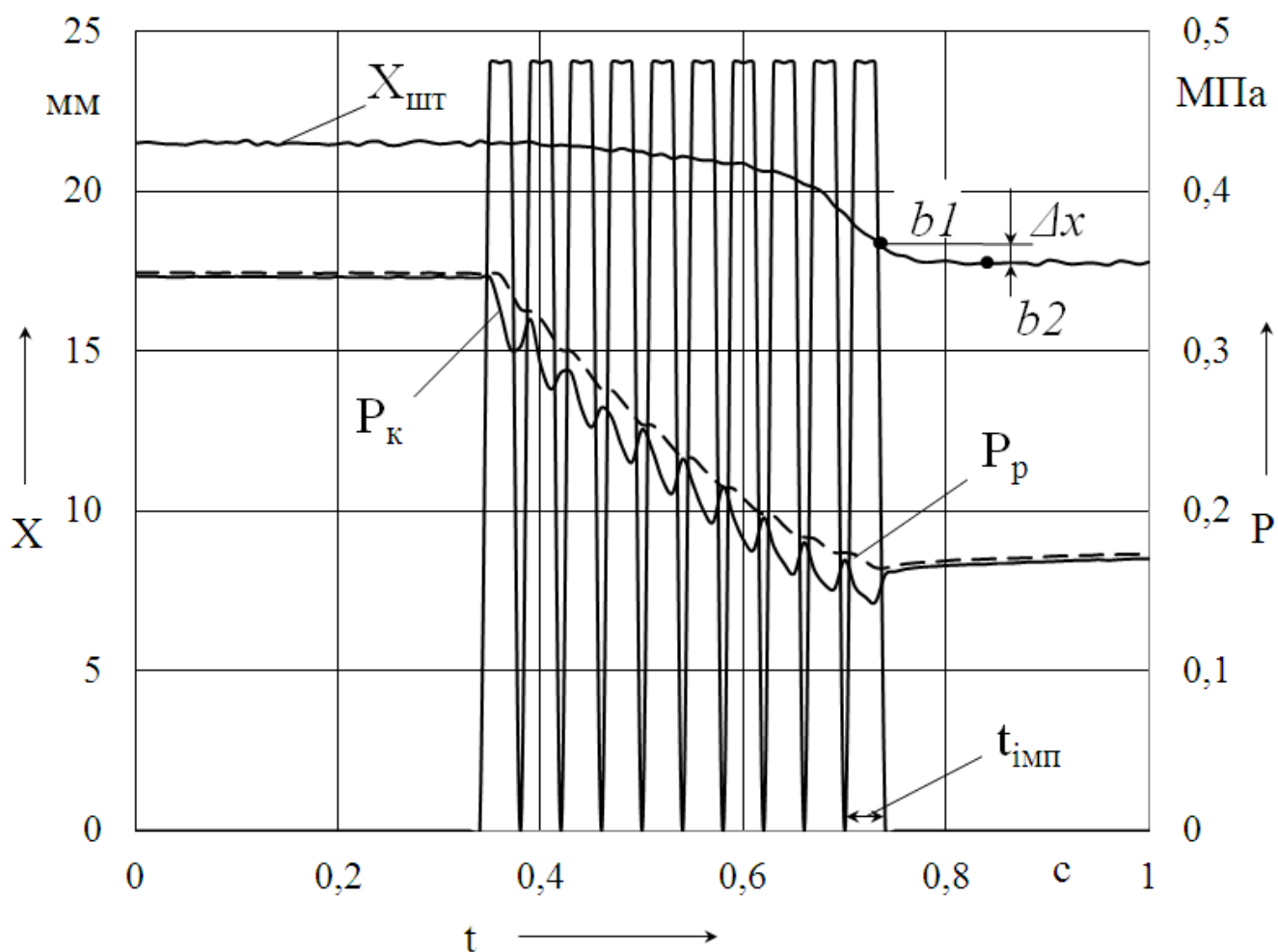


Рисунок 3.22 – Робочий процес виконавчого механізму ЕППЗ за подавання напруги у вигляді ШІМ

Як відомо [19], велика кількість уживаних рухомих гумових ущільнень збільшує тертя за переміщення деталей, що призводить до появи значної петлі гістерезису на статичній характеристиці приводу та погіршує його чутливість. Оскільки в конструкції виконавчого механізму розробленого ЕППЗ присутні рухомі гумові ущільнення, перед побудовою алгоритму роботи системи керування необхідно визначити ступінь впливу гістерезису на роботу електропневматичного приводу зчеплення.

Відповідно до результатів експериментальних досліджень (рис. 3.23, 3.24) за наповнення силового циліндра, наростання тиску в штоковій порожнині до 0,215 МПа призводить до переміщення штока на величину менше 2 мм, що можна порівняти із вибором зазорів у приводі (рис. 3.23).

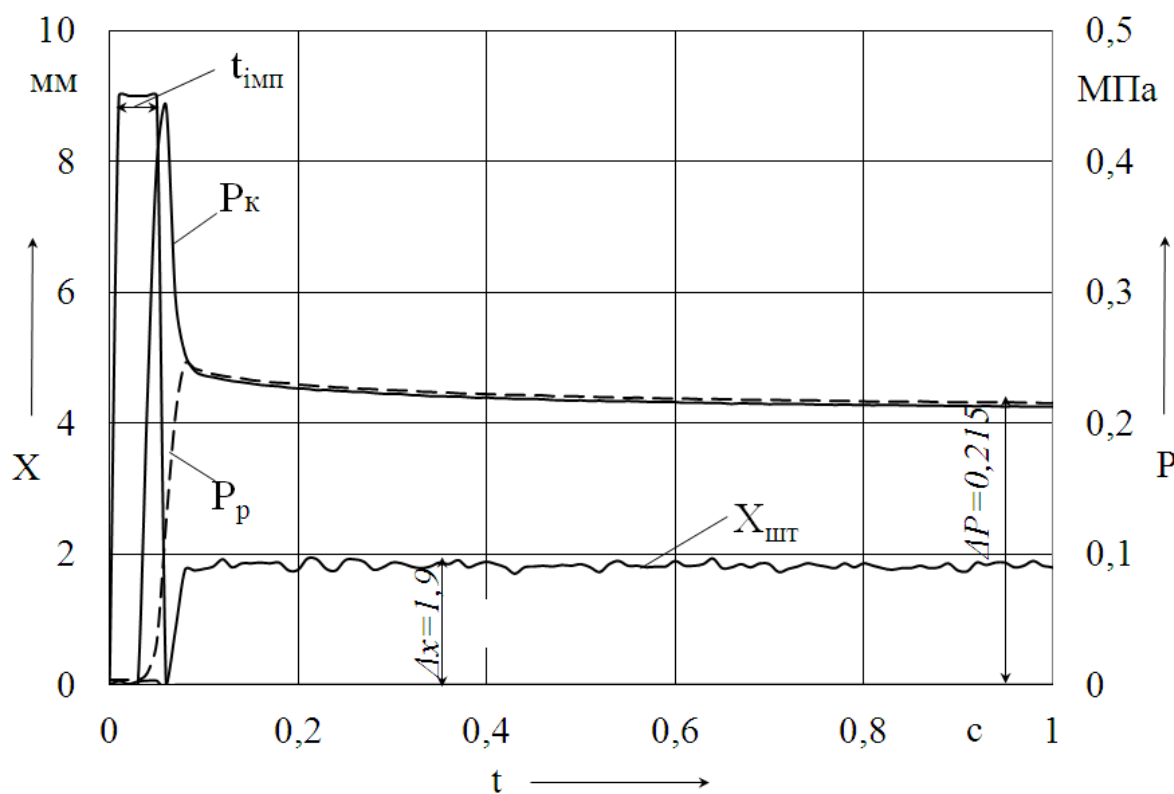


Рисунок 3.23 – Процес подолання гістерезису у виконавчому механізмі ЕППЗ за вимикання зчеплення

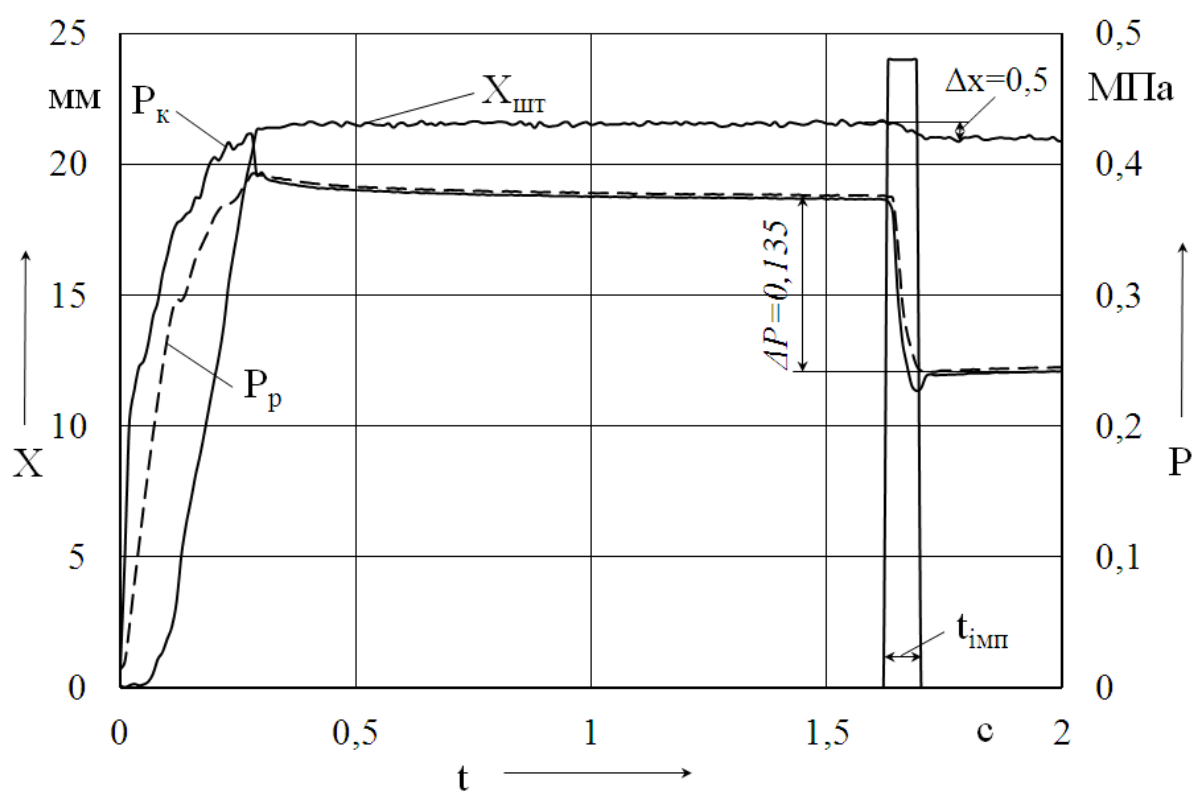
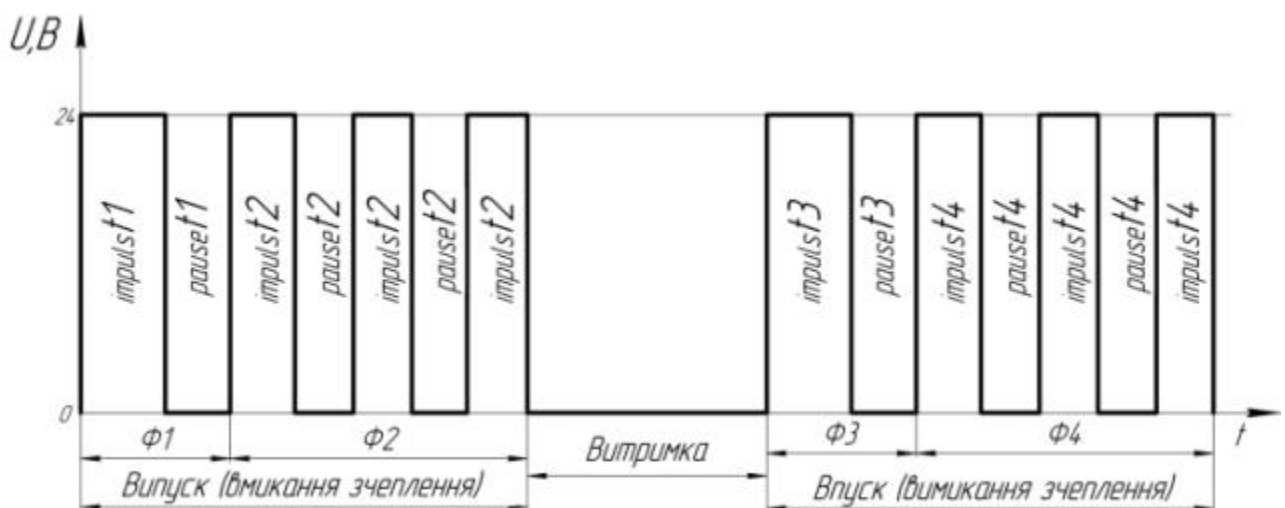


Рисунок 3.24 – Процес подолання гістерезису у виконавчому механізмі ЕППЗ за вмикання зчеплення

Подібний ефект спостерігається і під час спорожнення штокової порожнини циліндра виконавчого механізму. Зниження тиску на 0,135 МПа призводить до переміщення штока менше ніж на 1 мм (рис. 3.24).

У результаті проведеного аналізу експериментальних даних, можна зробити висновок, що для забезпечення якісних експлуатаційних характеристик ЕППЗ, таких як якісна слідкувальна дія та висока швидкодія, використання ШІМ під час керування електропневматичними клапанами неминуче. Наявність гістерезису у виконавчому механізмі підкреслює необхідність застосування різних параметрів ШІМ залежно від режиму роботи приводу. Вибір оптимальних параметрів ШІМ можна зробити на основі результатів експериментальних досліджень або математичного моделювання роботи електропневматичного приводу зчеплення.

Враховуючи результати експериментальних досліджень, було вирішено процеси вмикання та вимикання зчеплення розділити кожний на дві фази із різними параметрами ШІМ (рис. 3.25) для одночасного забезпечення необхідних показників швидкодії та точності регулювання.



impuls t1, pause t1 – тривалість відповідно імпульсу і паузи у фазі 1 процесу вмикання зчеплення; *impuls t2, pause t2* – тривалість відповідно імпульсу і паузи у фазі 2 процесу вмикання зчеплення; *impuls t3, pause t3* – тривалість відповідно імпульсу і паузи у фазі 3 процесу вимикання зчеплення; *impuls t4, pause t4* – тривалість відповідно імпульсу і паузи у фазі 4 процесу вимикання зчеплення

Рисунок 3.25 – Фази роботи системи керування ЕППЗ

Параметри ШІМ у фазі 1 (Ф1) та фазі 3 (Ф3) (рис. 3.25) вибираються з урахуванням необхідності подолання гістерезису виконавчого механізму за вмикання і вимикання зчеплення відповідно. Тривалість імпульсу *impuls t1* у фазі 1 пропонується розраховувати залежно від поточного положення штока виконавчого механізму електропневматичного приводу зчеплення, тривалість *impuls t3* – залежно від швидкості переміщення педалі зчеплення. У фазах 1 і 3 пропонується керування здійснювати за рахунок зміни тривалості імпульсів, тривалість пауз *pause t1* та *pause t3* вибираємо мінімальною з точки зору технічної характеристики ЕПК.

Відповідно фази 2 (Ф2) і 4 (Ф4) (рис. 3.25) потрібні для позиціонування штока виконавчого механізму. Тривалість *impuls t2* пропонується розраховувати залежно від швидкості переміщення педалі зчеплення, при цьому час *pause t2* задавати мінімальним. У процесі вимикання зчеплення *impuls t4* пропонується задавати мінімальним, а керування здійснювати шляхом зміни тривалості паузи *pause t4* залежно від швидкості переміщення педалі.

3.3.2 Алгоритм роботи системи автоматизованого керування електропневматичного приводу керування зчепленням

З урахуванням аналізу літературних джерел і проведених раніше експериментальних досліджень, роботу системи керування ЕППЗ будемо на основі трипозиційного алгоритму, поданого на рисунку 3.26.

На рисунках 3.26, 3.28 та 3.29 прийняті такі позначення:

$U_{ЗВ}$ – сигнал від датчика положення штока (датчик зворотного зв'язку);

U_3 – сигнал від датчика положення педалі (датчик задавального сигналу);

P – параметр, що забезпечує гарантоване скидання тиску із штокової порожнини силового циліндра за повністю відпущеної педалі зчеплення у разі використання нормально закритого випускного клапана;

δ_1 і δ_2 – межі, відповідно, верхньої та нижньої зони нечутливості датчика положення штока;

EK_1 – впускний електропневматичний клапан;

EK_2 – випускний електропневматичний клапан;

$t_{\text{вискл}}$ – момент часу, коли педаль зайняла початкове положення;

t_i – поточне значення часу.

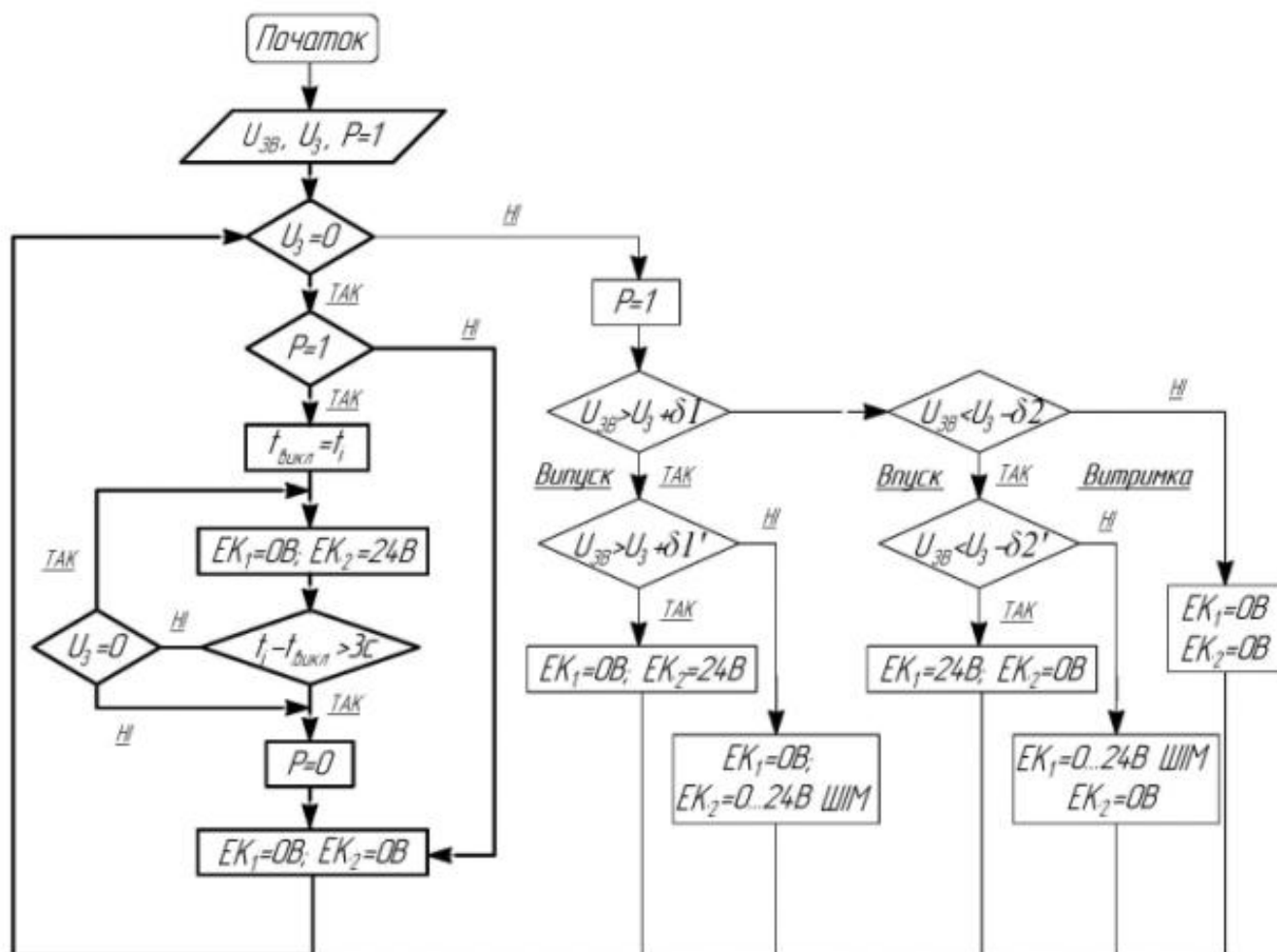


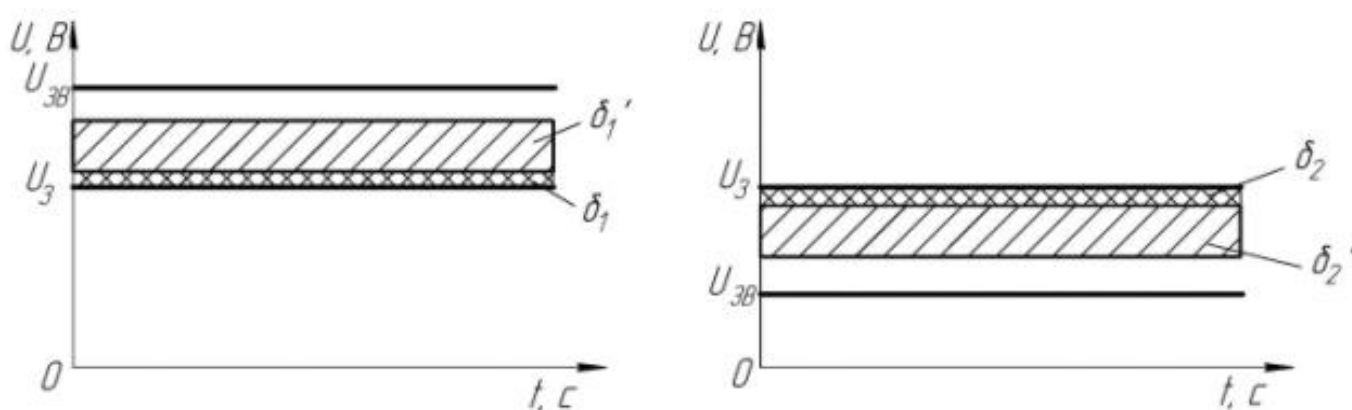
Рисунок 3.26 – Алгоритм роботи системи автоматизованого керування

У початковий момент часу ЕБК отримує інформацію від датчика положення педалі U_3 та датчика положення штока U_{3B} , а також інформацію про те, чи йде перше коло прорахунку відповідної гілки алгоритму. Алгоритм має чотири основні гілки роботи [123].

Перша гілка роботи алгоритму описує випадок, коли система перебуває у стані спокою (рис. 3.26). ЕБК перевіряє, чи знаходиться орган керування зчепленням у початковому положенні ($U_3=0$). Якщо сигнал від датчика положення педалі свідчить про її знаходження у вихідному положенні, це може бути ознакою двох

режимів роботи: система не виходила зі стану спокою або оператор впливав на педаль і привів її у вихідне положення. Це перевіряється за допомогою умови $P=1$. Якщо умова виконується – оператор впливав на орган керування і повернув його у початкове положення, після чого йде перше коло розрахунку алгоритму. Для виключення наявності залишкового тиску в порожнині виконавчого механізму ЕБК подає напругу на ЕК₂ протягом 3 секунд, що гарантує відсутність надлишкового тиску. Під час кожного наступного кола розрахунку умова $P=1$ не виконується і ЕБК переводить систему в стан спокою, на обох електропневматичних клапанах напруга відсутня.

Друга гілка – робота алгоритму у випадку, коли шток виконавчого механізму зробив хід більший за заданий оператором (рис. 3.27 а).



а) хід штока, що більший заданого

б) хід штока, що менший за заданий

Рисунок 3.27 – Положення штока виконавчого механізму

Якщо не виконується умова перебування штока у вихідному положенні ($U_3=0$) (Рис. 3.28), ЕБК робить висновок про вплив оператором на орган керування, вводить нову установку $P=1$, що забезпечить перше коло розрахунку вказаної гілки алгоритму. Далі ЕБК визначає поточний стан штока виконавчого механізму відносно положення, що задане оператором. Якщо сигнал від датчика зворотного зв'язку є більшим, ніж від датчика положення педалі, з урахуванням верхньої зони нечутливості ($U_{3B} > U_3 + \delta_1$), ЕБК робить висновок, що система зреагувала на вплив оператора, але перевищила задане ним положення. Наступним кроком ЕБК

визначає, наскільки далеко від заданого положення знаходиться шток, перевіряючи виконання умови $U_{3B} > U_3 + \delta'_1$. Якщо умова виконується, для повернення штока в задане положення ЕБК подає на EK_2 напругу у вигляді безперервного сигналу, якщо ні – в режимі ШІМ.

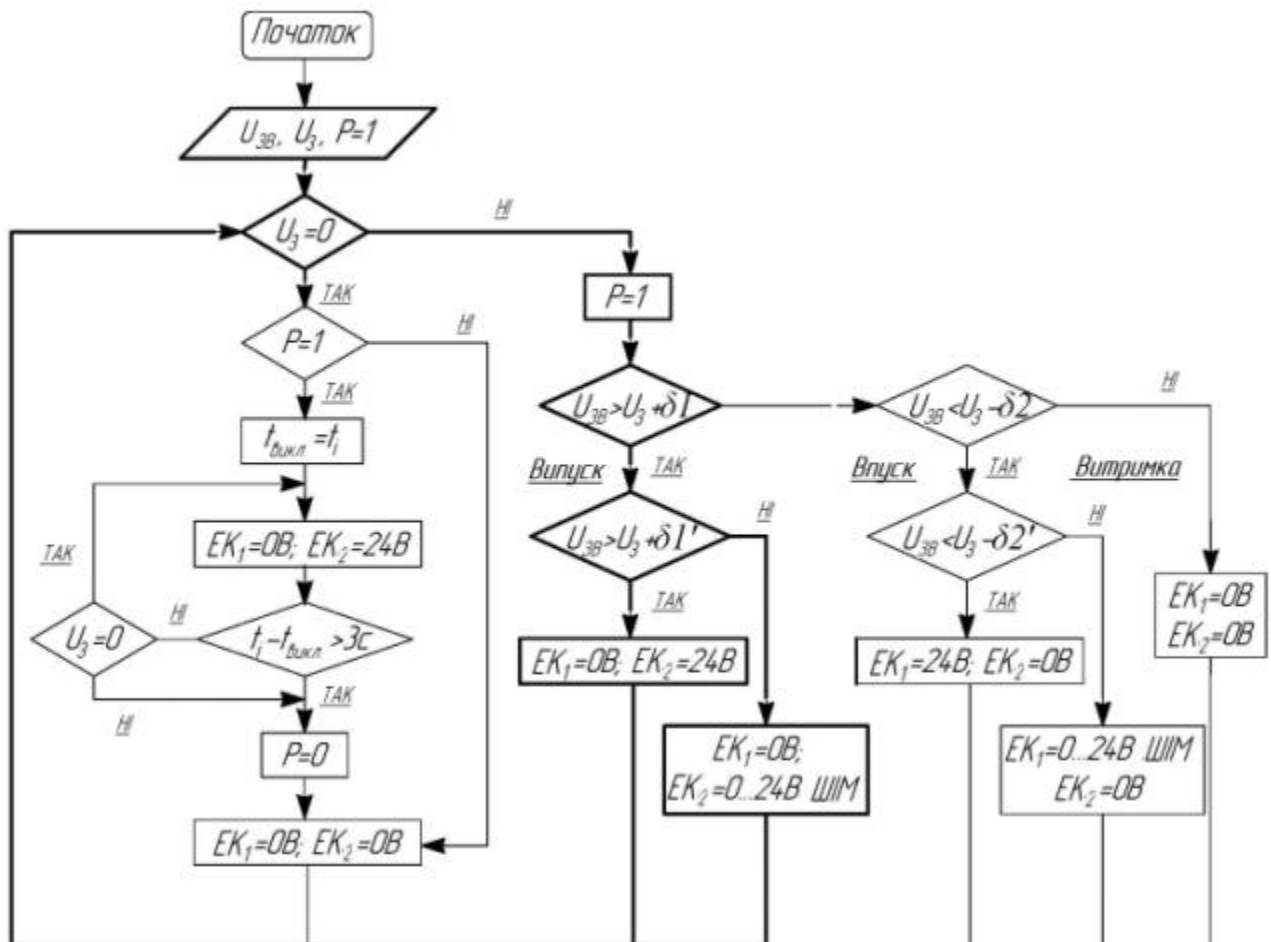


Рисунок 3.28 – Алгоритм роботи для випадку переходу штоком заданого оператором положення

Третя гілка роботи алгоритму описує випадок, коли шток виконавчого механізму не досяг заданого оператором положення (рис. 3.27 б).

Якщо при відпрацюванні другої гілки алгоритму не виконується умова $U_{3B} > U_3 + \delta_1$, перевіряється умова $U_{3B} < U_3 - \delta_2$ (рис. 3.29). Якщо вона задовольняється, то ЕБК робить висновок, що система зреагувала на дію оператора, але шток не досяг заданого положення. Наступним кроком ЕБК визначає наскільки далеко від заданого положення знаходиться шток, перевіряючи виконання умови $U_{3B} > U_3 - \delta'_2$.

Якщо умова виконується, то для повернення штока у задане положення ЕБК подає напругу на EK_1 у вигляді безперервного сигналу, якщо ні – в режимі ШІМ.

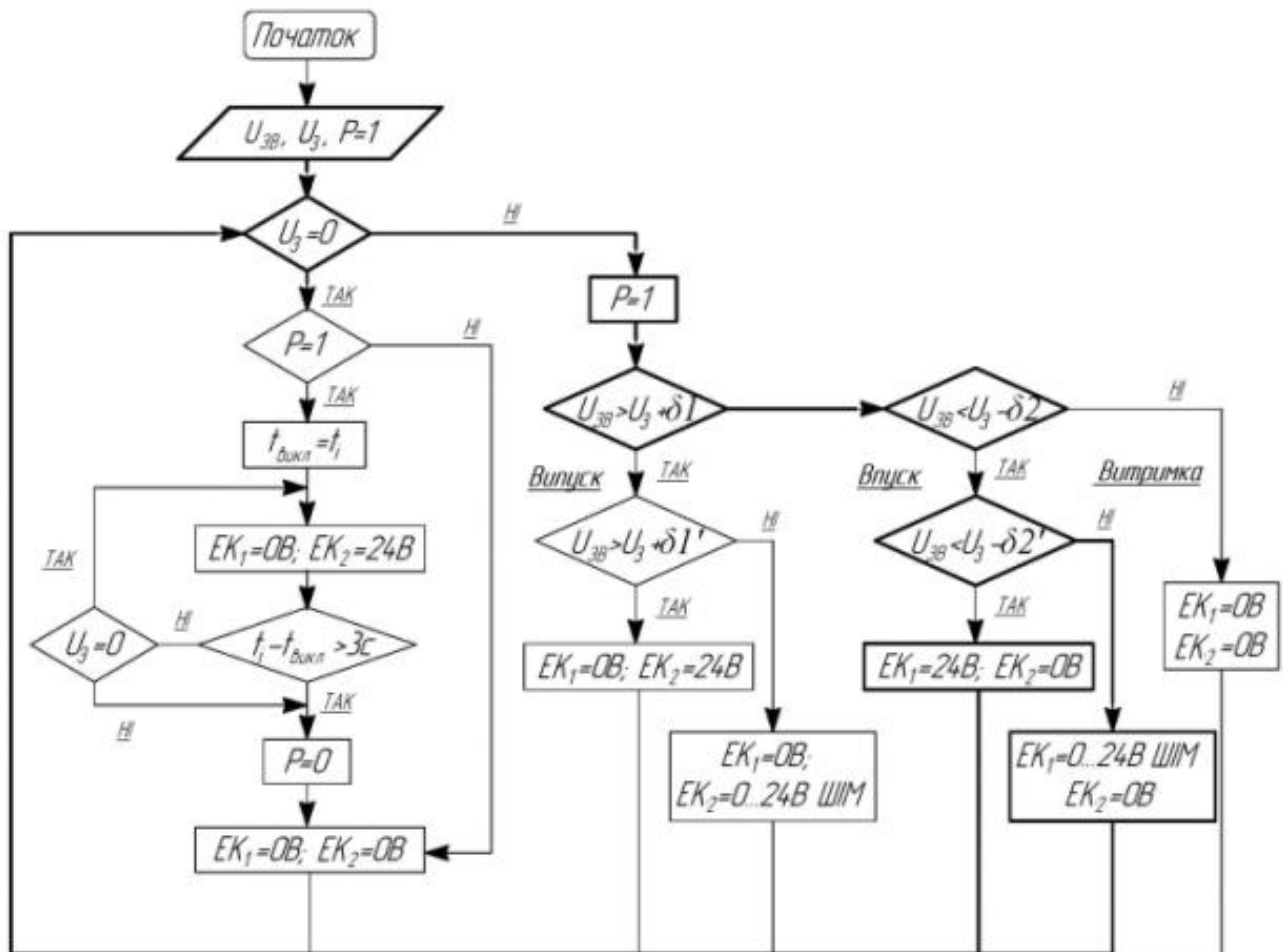


Рисунок 3.29 – Алгоритм роботи для випадку, коли шток не досяг заданого оператором положення

Четверта гілка описує випадок, коли шток виконавчого механізму зайняв положення відповідно до заданого положення педалі (рис. 3.29). Якщо не виконується жодна з умов $U_{3B} > U_3 + \delta_1$ та $U_{3B} < U_3 - \delta_2$ ЕБК робить висновок, що шток досяг заданого оператором положення. Система перебуває в стані спокою до зміни U_3 , на обох ЕПК напруга відсутня.

У процесі роботи алгоритму, ЕБК проводить постійне опитування датчиків положення педалі і штока зі встановленою частотою. Проводити зіставлення цих сигналів безпосередньо один з одним не можливо ні в аналоговому, ні в цифровому вигляді. Це пов'язано з двома факторами:

– діапазон зміни сигналу від датчика зворотного зв'язку під час здійснення повного ходу виконавчого механізму відрізняється в 2,5-3 рази від сигналу, що надходить від датчика положення педалі;

– діапазон зміни сигналу від датчика зворотного зв'язку в процесі експлуатації постійно зміщується, зважаючи на зношення фрикційних накладок механізму зчеплення.

Коректне зіставлення двох сигналів можливе лише у відсотковому виразі. Визначення меж поточного діапазону роботи датчика зворотного зв'язку пропонується здійснювати в режимі тарування. Цей режим умикається автоматично у разі кожного завантаження ЕБК. Під час першого натиснення водієм на педаль зчеплення система запам'ятовує дві крайні точки діапазону зміни напруги від датчика зворотного зв'язку і надалі сприймає їх як максимум та мінімум.

Необхідні параметри зони нечутливості δ_1 та δ_2 обираємо з огляду на забезпечення сталої роботи системи.

3.3.3 Обробка сигналів, що надходять в електронний блок керування від датчиків

Для коректної роботи системи автоматизованого керування ЕППЗ необхідно забезпечити високий ступінь достовірності і чистоти сигналу, що надходить в ЕБК від датчиків положення педалі та штока виконавчого механізму. За використання датчиків без підвищеного захисту джерелом шуму може стати будь-яка випадкова подія, наприклад електричний розряд. При цьому сигнал може набути свідомо неможливого, помилкового значення. Для того, щоб це помилкове значення не вплинуло на роботу системи керування, необхідно його виключити з масиву даних, що надходять в ЕБК. Найбільш простий та зручний спосіб це зробити – застосувати фільтр.

Розрізняють два види реалізації фільтра – апаратний та програмний. Апаратні фільтри реалізуються на елементах інтегральних схем, тоді як цифрові – за допомогою програм, що виконуються процесором або мікроконтролером.

Перевагою програмного фільтра перед апаратним є легкість реалізації, налаштування і змін. Застосування програмного фільтра не призводить до підвищення ціни ЕБК в цілому, оскільки він не вимагає додаткових компонентів.

У світовому та вітчизняному автомобілебудування застосовується багато видів цифрових програмних фільтрів. Для реалізації в проектованій системі автоматизованого керування ЕППЗ був обраний медіанний фільтр, що забезпечує високий ступінь захисту від помилкових значень і при цьому не сильно сповільнює роботу ЕБК.

Медіанна фільтрація – це метод нелінійної обробки сигналів, розроблений Дж. Тьюкі в 1971 році [124].

Принцип фільтрації. Медіаною числової послідовності $x_1, x_2, \dots, x_n$, за непарного n , є середній за значенням член ряду, що виходить при впорядковуванні цієї послідовності за збільшенням (чи зменшенням) [125].

Отриманим середнім значенням ряду замінюється центральне значення у вікні для оброблюваного сигналу. Через це медіанний фільтр належить до нелінійних фільтрів, замінюючих медіанним значенням аномальні точки і викиди незалежно від їх амплітудних значень. Він є стійким та здатен анулювати навіть нескінченно великі викиди за значенням.

Алгоритм медіанної фільтрації найефективніше усуває із сигналів поодинокі викиди, негативні і позитивні, що потрапляють на краї ранжируваного списку. З урахуванням ранжирування в списку медіанні фільтри добре придушують шуми і перешкоди, протяжність яких складає менше половини вікна. Стабільною точкою є послідовність (в одновимірному випадку) або масив (у двовимірному випадку), що не змінюються у разі медіанної фільтрації. Завдяки цій особливості, медіанні фільтри за оптимально обраної кількості елементів можуть зберігати без змін різкі межі об'єктів, перешкоди і малорозмірні деталі. За аналогічних умов алгоритми лінійної фільтрації неминуче згладжують різкі межі та контури об'єктів. На рисунку 3.30 репрезентовано приклад обробки сигналу із імпульсними шумами медіанним та трикутним фільтрами з однаковими розмірами вікна $N=3$.

Можливі різні стратегії застосування медіанного фільтра для придушення шумів. Одна з них рекомендує починати з медіанного фільтра, вікно якого охоплює три елементи зображення. Якщо послаблення сигналу незначне, вікно фільтру розширюють до п'яти елементів.

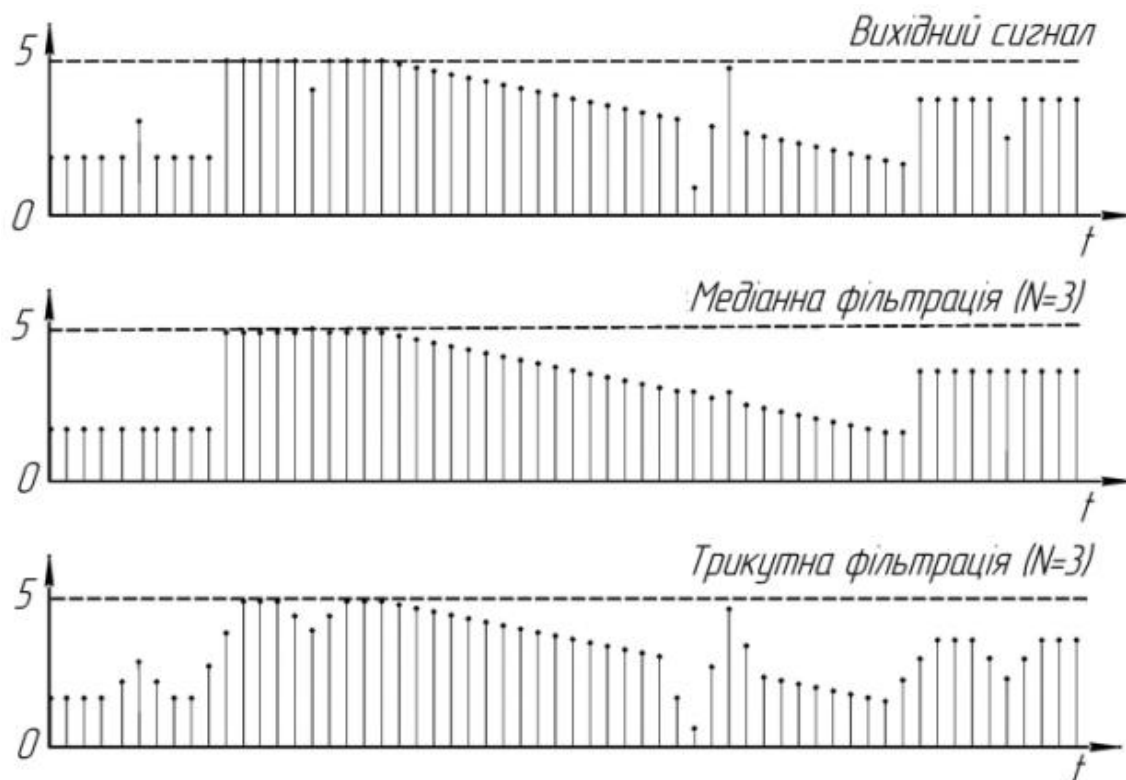


Рисунок 3.30 – Приклад обробки сигналу з імпульсними шумами

Так учиняють до тих пір, поки медіанна фільтрація не починає приносити більше шкоди, ніж користі. Інша можливість полягає в здійсненні каскадної медіанної фільтрації сигналу з використанням фіксованої або змінюваної ширини вікна. У загальному випадку ті області, що залишаються без зміни після одноразової обробки фільтром, не змінюються і після повторної обробки. Області, в яких тривалість імпульсних сигналів складає менше половини ширини вікна, піддаватимуться змінам після кожного циклу обробки.

Переваги медіанних фільтрів:

- проста структура фільтра;
- фільтр не змінює ступінчасті та пилоподібні функції;

– фільтр добре придушує поодинокі імпульсні перешкоди і випадкові шумові викиди.

Недоліки медіанних фільтрів:

– медіанна фільтрація нелінійна, оскільки медіана суми двох довільних послідовностей не дорівнює сумі їхніх медіан, що переважно ускладнює математичний аналіз сигналів;

– фільтр викликає сплющення вершин трикутних функцій;

– вносить затримку в одне читання, якщо безперервно зростають вхідні значення.

Приклад обробки сигналу за п'ятьма точками.

$X[7]=X_i; X_{i-1}; X_{i-2}; X_{i-3}; X_{i-4}; X_{i-5}; X_{i-6}$ – вхідний масив даних, отриманий безпосередньо від датчика;

$XFm[5]=XFm_{i-2}; XFm_{i-3}; XFm_{i-4}; XFm_{i-5}; XFm_{i-6}$ – масив даних для медіанного фільтру.

Медіанна фільтрація буває рекурсивна і нерекурсивна. Нерекурсивна фільтрація обробляє лише дані вхідного масиву:

$$XFm_{i-4}=mediana(x_{i-2}; x_{i-3}; x_{i-4}; x_{i-5}; x_{i-6}) \quad (3.37)$$

Рекурсивна фільтрація обробляє одночасно дані вхідного та відфільтрованого масиву:

$$XFm_{i-4}=mediana(XFm_{i-2}; XFm_{i-3}; x_{i-4}; x_{i-5}; x_{i-6}) \quad (3.38)$$

Масив даних для похідної переміщення штока:

$$\Delta XFm/\Delta t[3]=XFm_4; XFm_{i-5}; x_{i-6} \quad (3.39)$$

Диференціювання за п'ятьма точками із одночасним застосуванням фільтра:

$$\Delta XF_{i-4}/\Delta t=2((XFm_{i-2}-XFm_{i-6})+(XFm_{i-3}-XFm_{i-5}))/10(t_i-t_{i-1}) \quad (3.40)$$

де i – крок квантування.

Зсув похідної відносно реального часу складе чотири кроки квантування, для передбачуваної частоти опитування в 200 Гц це буде приблизно 0,02 с.

Висновки до третього розділу

1. Запропоновані нові взаємозв'язки між конструктивними елементами прискорювального клапана, що дозволяють забезпечити необхідну швидкодію роботи виконавчого механізму електропневматичного приводу керування зчепленням без втрати точності регулювання за використання двох електропневматичних клапанів.

2. Шляхом теоретичних досліджень встановлено, що оптимальне співвідношення між діаметром дроселя прискорювального клапана та умовним діаметром керувального електропневматичного клапана знаходиться у межах 0,33-0,43. Це дозволяє забезпечити необхідну точність регулювання та високу швидкодію.

3. Виявлено, що подолання гістерезису силового циліндра у конструкції без прискорювального клапана за допомогою одного імпульсу тривалістю 0,25 с, забезпечує скорочення часу строгування штока на 35 % порівняно із застосуванням серії керувальних імпульсів мінімальної величини.

4. Запропоновано параметри широтно-імпульсної модуляції для різних режимів роботи електропневматичного приводу зчеплення, що дозволяють подолати гістерезис у силовому циліндрі без відчутних втрат швидкодії.

5. Під час керування електропневматичними клапанами у режимі широтно-імпульсної модуляції запропоновано окрему зону із відмінними параметрами, що дозволяє подолати гістерезис у силовому циліндрі без втрати швидкодії.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ СТЕНДОВІ ВИПРОБУВАННЯ

ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДУ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ

4.1 Розробка експериментального стенда

4.1.1 Програма експериментальних досліджень

Головною метою проведення експериментальних досліджень є підтвердження достовірності та повторюваності результатів отриманих теоретично. Після експериментального обґрунтування правильності роботи математичної моделі можна зробити висновок відносно можливості її застосування для оптимізації розробок подібної конструкції.

Для досягнення поставленої мети проводилися натурні випробування в лабораторних умовах на макетному зразку розробленого ЕППЗ.

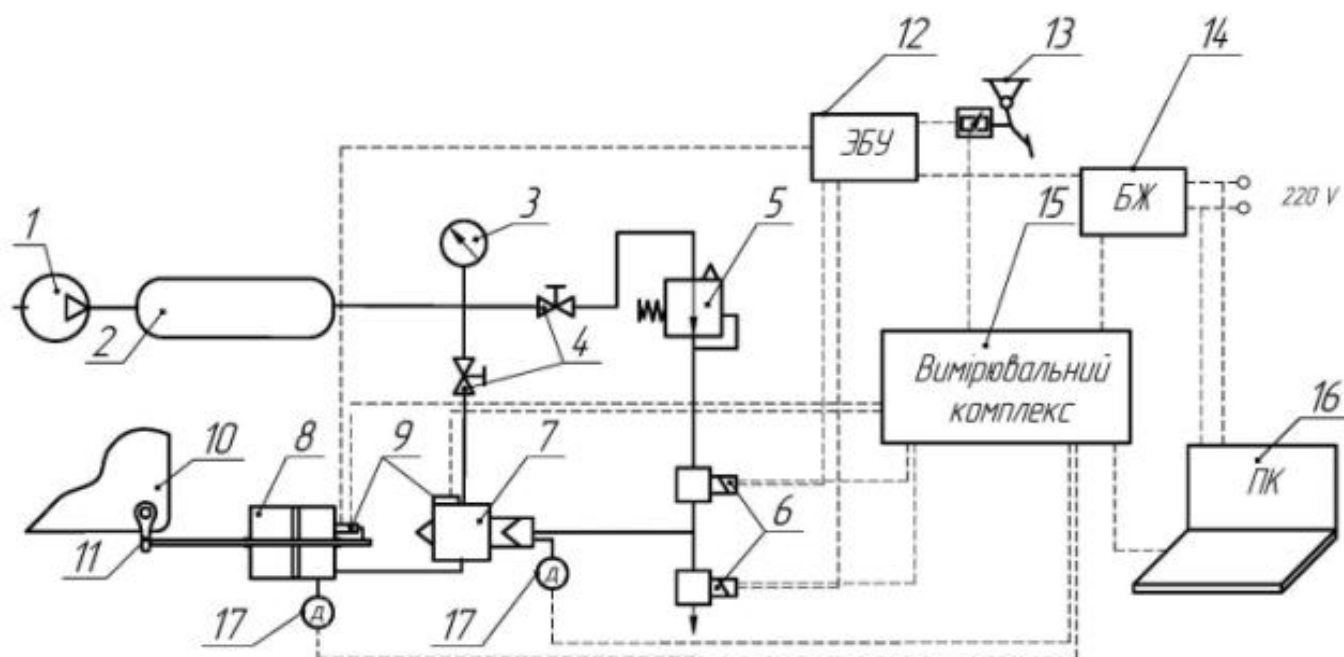
Основними параметрами, що характеризують розроблений ЕППЗ, є точність позиціонування штока виконавчого механізму, надійність, зручність і безпека експлуатації. Виходячи з цього, у перебізі проведення експериментальних досліджень фіксувалися такі параметри:

- переміщення штока виконавчого механізму ЕППЗ;
- характер наростання тиску в штоковій порожнині виконавчого механізму;
- характер наростання тиску в керувальній порожнині прискорювального клапана;
- момент подачі керувального впливу на електропневматичні клапани;
- переміщення золотника прискорювального клапана.

4.1.2 Лабораторна установка для дослідження робочих процесів і характеристик розробленого електропневматичного приводу керування зчепленням

Для проведення досліджень робочих процесів і характеристик ЕППЗ на основі структурної схеми розробленого приводу (рис. 3.1) співробітниками кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету в

лабораторії кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів (ТЕСА) створена лабораторна установка, структурна схема якої репрезентована на рисунку 4.1.



- 1 – компресор; 2 – ресивер; 3 – манометр; 4 – кран; 5 – регулятор тиску;
 6 – ЕПК; 7 – прискорювальний клапан; 8 – силовий циліндр; 9 – датчик переміщення; 10 – силовий агрегат автомобіля КАМАЗ-5320; 11 – вилка вимикання зчеплення; 12 – ЕБК; 13 – модуль педальний; 14 – блок живлення;
 15 – вимірювальний комплекс; 16 – персональний комп'ютер; 17 – датчик тиску

Рисунок 4.1 – Структурна схема лабораторної установки

Указана лабораторна установка є експериментальним стендом для визначення експлуатаційних показників дизельного двигуна КАМАЗ-740 [126], який доукомплектовано розробленим макетним зразком ЕППЗ і комплексом датчиків, необхідних для фіксації параметрів робочого процесу. Умовно лабораторну установку можна розподілити на дві складові: механічну (рис. 4.2) і електронну (рис. 4.9).

У перебізі проведення експериментальних досліджень за об'єкт керування використовувався механізм зчеплення автомобіля КАМАЗ-5320. Зчеплення дводискове, фрикційне із периферійно розташованими циліндричними пружинами.

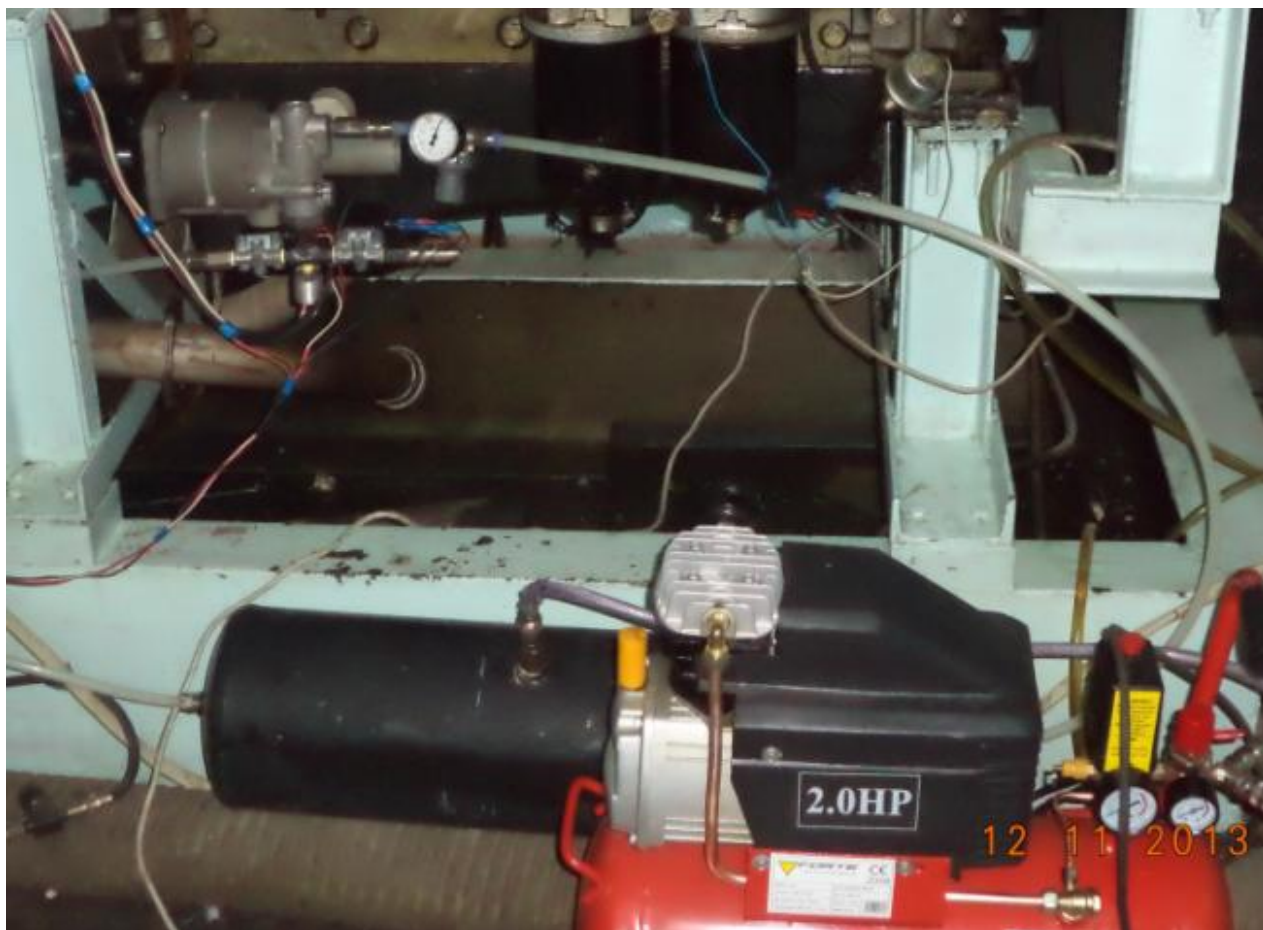


Рисунок 4.2 – Загальний вигляд механічної частини лабораторної установки

Компресор (рис. 4.1) FORTE 2.0 HP 1 із вбудованим ресивером об'ємом 25 л призначений для підтримки необхідного рівня тиску в живильній магістралі ЕППЗ в діапазоні від 0 до 0,8 МПа. За допомогою ресивера 2 об'ємом 20 л забезпечується необхідний запас стисненого повітря для компенсації перепадів тиску під час проведення вимірів. Візуальний контроль рівня тиску в ресивері 2 здійснюється за допомогою вбудованого манометра компресора 1 із діапазоном виміру 0-0,8 МПа, ціною поділки 0,02 МПа. Значення тиску в живильній магістралі приводу встановлюється і підтримується за допомогою регулятора тиску 5 Camozzi SA-R30-10. Для зручності і безпеки монтажу елементів на лабораторній установці джерело стисненого повітря відокремлене від споживачів кранами 4.

Макетний зразок розробленого виконавчого механізму ЕППЗ 8 (рис. 3.2, 3.3) встановлений на місце кріплення штатного пневмогідравлічного підсилювача без додаткових доопрацювань. На його корпусі розміщений прискорювальний клапан 7

(рис. 3.4) із вузлом ЕПК 6 (рис. 3.11). Роботою ЕППЗ керує електронний блок 12 (Додаток В, рис. В 1), а за орган керування використовується модуль педальний 13 (Додаток В, рис. В 4).

Під час дії оператором на орган керування стиснене повітря через ЕПК 6 подається в керувальну порожнину прискорювального клапана 7, спрацьовування якого відкриває доступ стисненому повітрю із живильної магістралі в штокову порожнину виконавчого механізму 8. Динаміка наростання тиску в керувальній порожнині прискорювального клапана і штоковій порожнині виконавчого механізму реєструється за допомогою датчиків тиску Freescale Semicon-ductor серії MPX 5999D 17. Наростання тиску в штоковій порожнині виконавчого механізму 8 призводить до переміщення штока у напрямі вилки вимикання зчеплення 11 і відхилення її на певний кут. Величина переміщення штока виконавчого механізму, що свідчить про поточний стан механізму зчеплення, фіксується за допомогою датчика лінійних переміщень Серія CLP13.

У процесі проведення експериментальних досліджень сигнали від датчиків, встановлених на експериментальному стенді, за допомогою контрольно-вимірювального комплексу 15 виводяться в режимі реального часу на монітор персонального комп'ютера 16, а після завершення процесу зберігаються у файл із розширенням *.xls редактора Microsoft Excel або текстового редактора із розширенням *.txt. Подальша обробка отриманих сигналів проводиться з використанням програмного забезпечення, призначеного для запису, візуалізації і обробки сигналів.

У перебізі проведення експериментальних досліджень вимірювалися, реєструвалися і оброблялися такі параметри робочого процесу ЕППЗ:

P_k – тиск у керувальній порожнині прискорювального клапана;

P_p – тиск у штоковій порожнині виконавчого механізму;

$X_{шт}$ – переміщення штока виконавчого механізму;

$X_{зол}$ – переміщення золотника прискорювального клапана;

$X_{пед}$ – переміщення педалі;

EK_1 – час подачі напруги на впускний ЕПК;

EK_2 – час подачі напруги на випускний ЕПК.

4.1.2.1 Прилади і вимірювальне обладнання

Прилади та необхідне вимірювальне обладнання обиралися виходячи з умов проведення експериментальних досліджень та за підсумками аналізу продукції вітчизняних і світових виробників.

Для формування керувальних сигналів у вдосконаленому ЕППЗ використовується педальний модуль КДБА.453621.001 (Додаток В, рис. В 4), розміщення якого на експериментальному стенді подано на рисунку 4.3.



Рисунок 4.3 – Установка педального модуля КДБА.453621.001 на стенді

Для регулювання та підтримки необхідного рівня тиску в живильній магістралі приводу використовується регулятор тиску Camozzi SA-R30-10 [127], загальний вигляд якого подано на рисунку 4.4, основні технічні характеристики репрезентовано в таблиці. 4.1.



Рисунок 4.4 – Загальний вигляд регулятора тиску Camozzi SA-R30-10

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики регулятора тиску Camozzi SA-30-10

Параметр	Значення
Робоче середовище	повітря
Конструкція	мембранний регулятор із функцією скидання надлишкового тиску
Максимальний вхідний тиск, бар	15
Витрата повітря, л/хв	800-1500
Діапазон регулювання тиску, бар	0,5-9,5
Діапазон робочих температур, °C	від 0 до + 60
Маса, кг	0,29

Для визначення тиску в керувальній порожнині прискорювального клапана та штоковій порожнині виконавчого механізму застосовуються датчики тиску Freescale Semicon-ductor серії MPX 5999D (рис. 4.5 а) [112, 128, 129]. Основні параметри датчика тиску подано в таблиці 4.2.

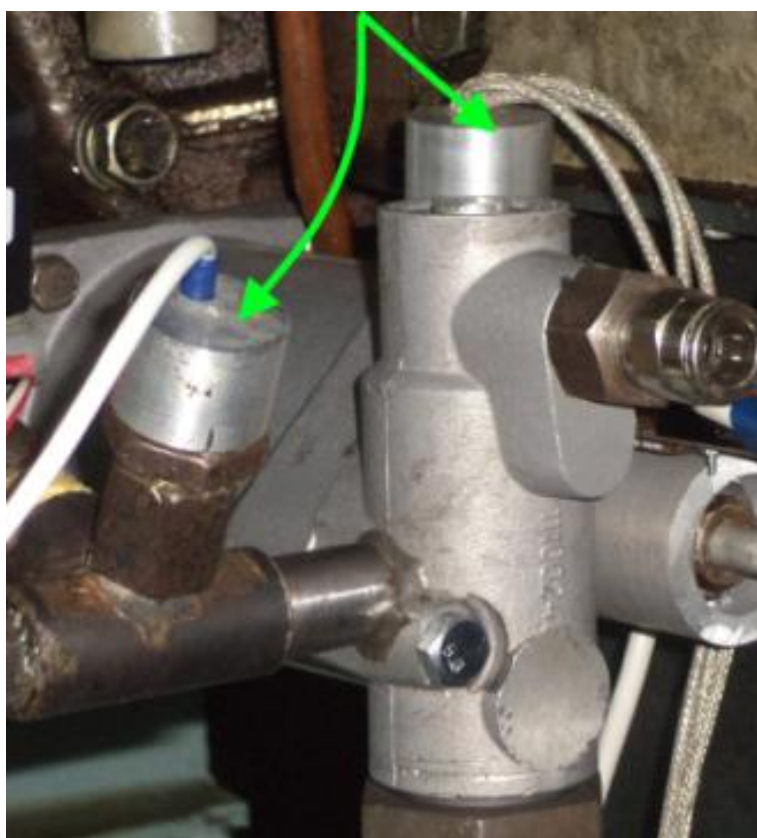
Оскільки вказаний датчик тиску не комплектується силовим захисним корпусом, був розроблений корпус із приєднувальним штуцером, що забезпечує захист від зовнішніх дій та надійність кріплення датчика [122, 130]. Установка датчика MPX 5999D на стенді подано на рисунку 4.5 б.

Таблиця 4.2 – Технічні параметри датчика тиску Freescale Semicon-ductor серії MPX 5999D

Параметр	Значення
Тип датчика	інтегрований
Граничний тиск, кПа	4000
Робочий тиск, кПа	1000
Чутливість, мВ/кПа	4,5
Напруга, мВ	4,5
Діапазон робочих температур, °C	від -40 до +125
Точність при t 0-85 °C	±2,5 %



а)



б)

Рисунок 4.5 – Загальний вигляд датчика тиску Freescale Semicon-ductor серії MPX 5999D

Для визначення поточного положення штока виконавчого механізму експериментального ЕППЗ використовується датчик потенціометра лінійних переміщень серії CLP13 (рис. 4.6) [131, 132, 112]. Основні технічні характеристики

датчика положення штока подано в таблиці 4.3. Установка датчика CLP13 на стенді репрезентована на рисунку 4.7.



Рисунок 4.6 – Загальний вигляд датчика лінійних переміщень серії CLP13

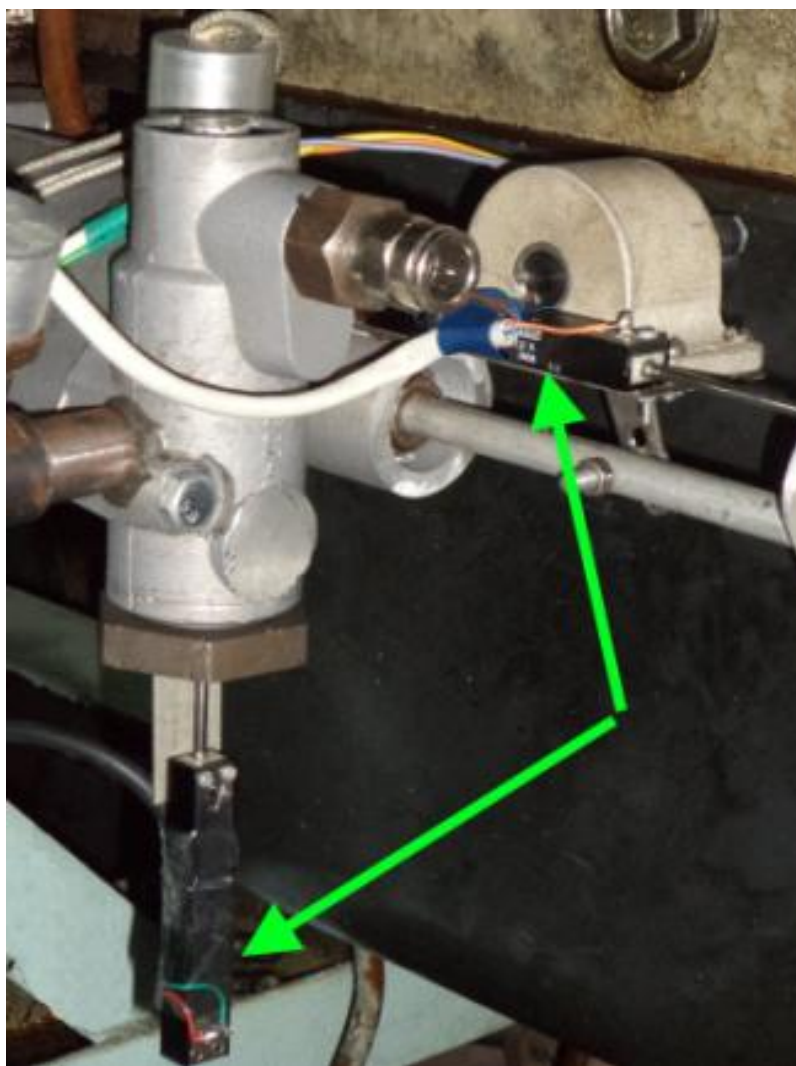


Рисунок 4.7 – Установка датчиків CLP13 на стенді

Таблиця 4.3 – Технічні параметри датчика потенціометра лінійних переміщень серії CLP13

Параметр	Значення
Діапазон механічного переміщення, мм	101,6 + 3
Електричний діапазон, мм	101,6
Максимальна робоча напруга, В	50
Чутливість, мм	менше 0,01
Робоча температура, °С	від -30 до +43
Максимальна швидкість переміщення, м/с	5
Маса, г	35

Для живлення датчиків і контрольно-вимірювального обладнання лабораторна установка укомплектована блоком живлення Mean Well SE-600-24, загальний вигляд якого подано на рисунку 4.8. Основні технічні характеристики блоку живлення репрезентовано в таблиці 4.4 [133].



Рисунок 4.8 – Загальний вигляд блоку живлення Mean Well SE-600-24

Таблиця 4.4 – Технічні параметри блоку живлення Mean Well SE-600-24

Параметр	Значення
Тип блока живлення	імпульсний
Мінімальна вхідна напруга, В	180
Максимальна вхідна напруга, В	264
Вихідна напруга, В	24
Вихідна потужність, Вт	600
Діапазон робочих температур, °С	від - 20 до +60

Реєстраційно-вимірювальне обладнання експериментального стенда (рис. 4.9) складається із переносного комп'ютера DELL D830, вимірювального комплексу (СТЕНД), виконаного на базі мікроконтролера MSP430F149 [122, 130], і модуля вводу-виводу аналогових і дискретних сигналів ADA-1406 [134].



Рисунок 4.9 – Загальний вигляд реєстраційно-вимірювального обладнання

Вимірювальні системи – це сукупність функціонально об'єднаних засобів вимірювань призначених для вироблення сигналів вимірювальної інформації про фізичні величини, властиві даному об'єкту, в формі, зручній для автоматичної обробки, передачі і використання в автоматичних системах управління.

Вимірювальний комплекс призначений для вимірювання і реєстрації сигналів цифрових датчиків, а також отримання сигналів від аналогових датчиків, перетворення цих сигналів у цифровий вигляд за допомогою аналогово-цифрового перетворювача з подальшою передачею даних у персональний комп'ютер. На комп'ютері прийняті дані відображаються за допомогою інтерфейсної програми, загальний вигляд якої подано на рисунку 4.10.

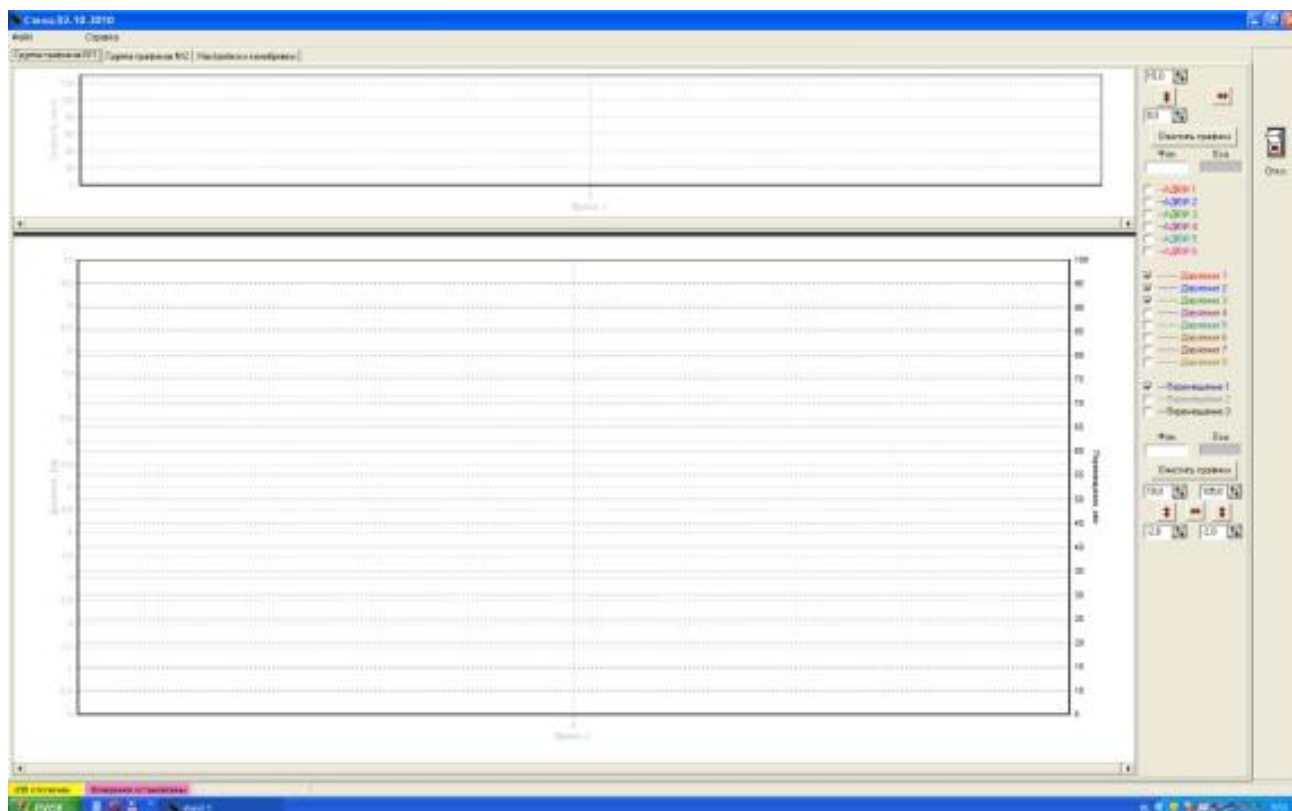


Рисунок 4.10 – Загальний вигляд вікна інтерфейсної програми «СТЕНД»

Запис кожної серії дослідів повторювався 3 рази із наступним усереднюванням отриманих результатів, з метою виключення похибки вимірювання [130].

4.1.3 Дослідження динамічних характеристик силового циліндра електропневматичного приводу керування зчепленням

Під час побудови динамічної характеристики виконавчого механізму ЕППЗ (рис. 4.15) імітувалося різке натиснення водієм на орган керування зчепленням. Для цього повторно використовувалася лабораторна установка (рис. 4.1) з цифровим таймером (рис.4.11).

Для імітації різкого переміщення органу керування зчепленням у таймер були закладені такі часові діапазони:

- час перебування обмоток впускного і випускного ЕПК під напругою обирався виходячи з необхідності здійснення повного прямого та зворотного ходу

штока виконавчого механізму ЕППЗ. Таким чином, час подачі напруги на впускний ЕПК склав $t_{\text{вп1}}=0,18$ с, на випускний – $t_{\text{вп2}}=1$ с;

– час перебування обмоток ЕПК без напруги був обраний довільно та склав $t_{\text{пз}}=0,25$ с. Ця пауза потрібна для остаточного завершення перехідних процесів, що відбувалися у виконавчому механізмі ЕППЗ під час руху штока.

Відповідно до осцилограми (рис. 4.11) швидкодія ЕППЗ за вимикання зчеплення визначатиметься як сума часу запізнення t_3 та часу спрацьовування системи $t_{\text{п}}$. Слід зазначити, що час запізнення за вимикання зчеплення t_3 і час запізнення за вмикання зчеплення t_{31} приблизно дорівнюють 0,03 с, що відповідає швидкодії вживаних ЕПК [112].

Оскільки час спрацьовування системи $t_{\text{п}}$ за вимикання зчеплення складає 0,14 с, то можна зробити висновок, що швидкодія ЕППЗ для цього процесу перебуває в межах 0,17 с.

Час спрацьовування електропневматичного приводу керування за вмикання зчеплення $t_{\text{п1}}$ складає 0,19 с. Таким чином, швидкодія приводу в процесі вмикання зчеплення не перевищує 0,22 с.

Розглядаючи процес вимикання зчеплення, необхідно відзначити, що час запізнення початку наростання тиску в штоковій порожнині виконавчого механізму менший, ніж час запізнення початку переміщення золотника прискорювального клапана $t_3 < t_{\text{зол}}$. Це пояснюється наявністю в конструкції виконавчого механізму ЕППЗ дроселя, що з'єднує керувальну порожнину прискорювального клапана зі штоковою порожниною виконавчого механізму. Завдяки наявності цього каналу, наростання тиску в штоковій порожнині виконавчого механізму починається відразу після відкриття електропневматичного клапана. Паралельно підвищується тиск у керувальній порожнині прискорювального клапана, що призводить до переміщення золотника і спрацьовування клапана. У момент відкриття прискорювального клапана темп наростання тиску в штоковій порожнині виконавчого механізму значно підвищується.

Робота прискорювального клапана під час вмикання зчеплення відбувається аналогічним чином.

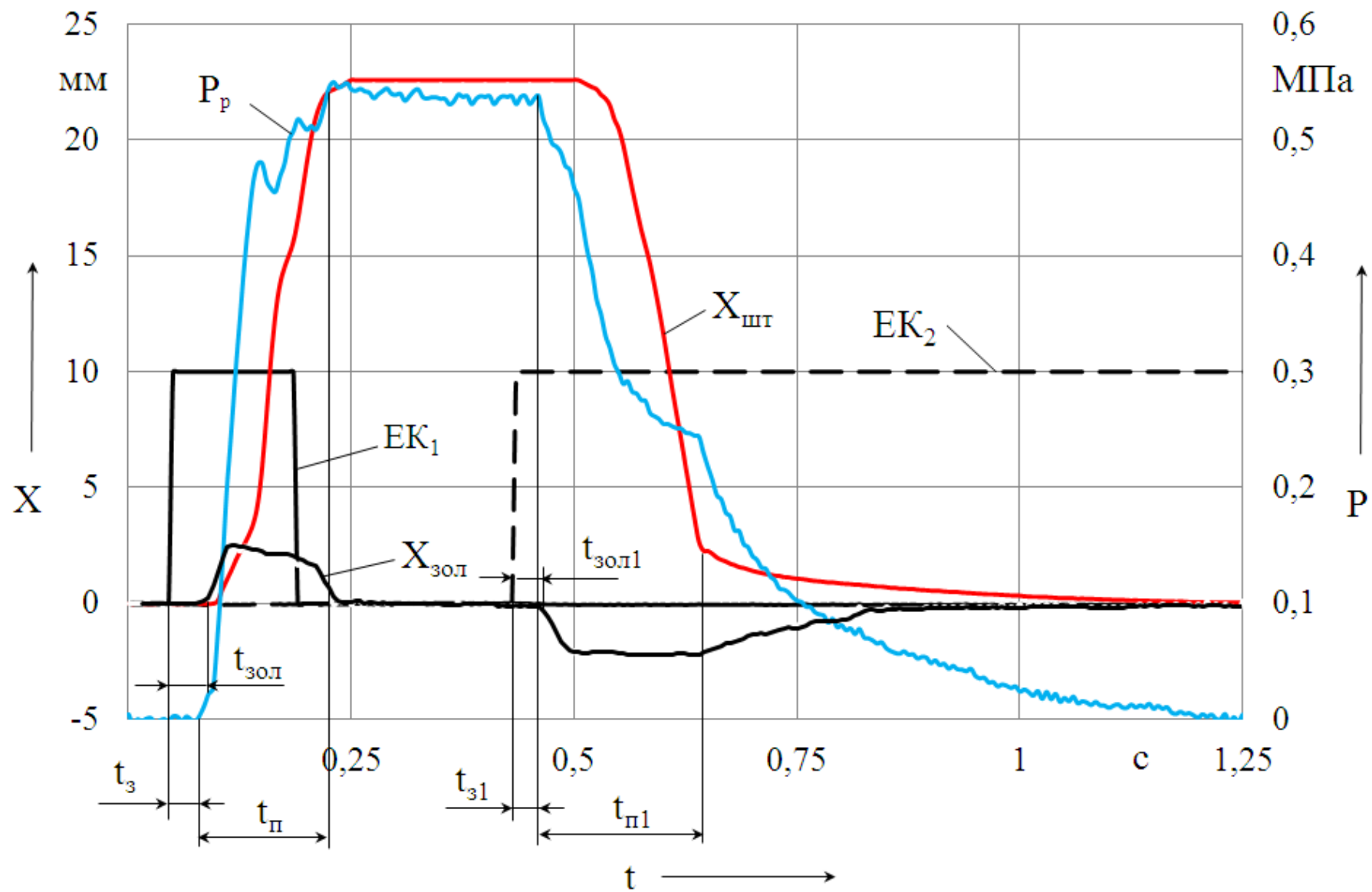


Рисунок 4.11 – Експериментальна динамічна характеристика виконавчого механізму ЕППЗ

4.2 Проведення стендових випробувань

4.2.1 Дослідження статичних характеристик підсилювача електропневматичного приводу керування зчепленням без урахування роботи системи керування

У перебізі проведення експериментальних досліджень були отримані дані для побудови статичної характеристики. Для цього в лабораторній установці (рис. 4.1) модуль педальний 13 та ЕБК 12 були замінені на цифровий таймер, загальний вигляд якого подано на рисунку 4.11.



Рисунок 4.11 – Загальний вигляд цифрового таймера

Таймер дозволяє формувати паралельно два сигнали для керування ЕПК. Для кожного з них у числовому вигляді вводяться три параметри: час подачі напруги на обмотки клапана $t_{\text{имп}}$, час відсутності напруги на обмотці $t_{\text{пз}}$ та кількість імпульсів n_i . Окремі органи керування передбачені для вмикання впускного та випускного ЕПК.

Для отримання найбільш достовірних даних відносно можливої статичної точності розробленого ЕППЗ під час фіксації даних для побудови статичної характеристики (рис. 4.12) в таймер були закладені такі часові діапазони:

- час перебування обмоток впускного і випускного ЕПК під напругою $t_{\text{имп}} - 0,03$ с (мінімальний імпульс напруги, за якого спрацьовує клапан, значення отримано експериментальним шляхом);

- час перебування обмоток ЕПК без напруги $t_{пз}$ – 3с (обрано з огляду на встановлення у штоковій порожнині виконавчого механізму постійного тиску);
- кількість спрацьовувань ЕПК n_i – 30 разів (ця кількість спрацьовувань забезпечує здійснення механізмом повного ходу).

Отримання даних для побудови статичної характеристики виконавчого механізму ЕППЗ виконувалося у такий спосіб. На лабораторній установці (рис 4.1) був змонтований виконавчий механізм ЕППЗ, на вході у штокову порожнину якого були встановлені два ЕПК. Керування роботою електропневматичних клапанів відбувалося за допомогою цифрового таймера (рис. 4.11).

У ресивері 2 (рис. 4.1) було встановлено тиск 0,8 МПа. За допомогою цифрового таймера на впускний ЕПК подавалася напруга ($t_{имп} = 0,03с$), паралельно вимірювальним комплексом 15 фіксувалося значення тиску, що встановилося у штоковій порожнині виконавчого механізму і відповідне йому переміщення штока.

На осцилограмі (рис. 4.12) репрезентовано статичні характеристики виконавчого механізму ЕППЗ із внутрішнім діаметром пневматичного циліндра 100 і 80 мм. Можна зробити висновок, що зменшення діаметра циліндра чинить позитивний вплив на точність позиціонування штока виконавчого механізму, тому детального розгляду заслуговує тільки характеристика механізму з діаметром 80 мм.

Аналізуючи отриману експериментальну характеристику (рис. 4.12), слід зазначити досить високу якість слідкувальної дії в інтервалі переміщень від 0 до 3 мм, де кожному стрибку тиску відповідає переміщення менше 0,5 мм. Далі, в інтервалі переміщень від 3 до 21,5 мм, за кожного спрацьовування ЕПК поршень виконавчого механізму здійснює переміщення близько 2,0-2,5 мм. Початок зворотного ходу супроводжується значним запізненням у русі штока. Це пояснюється наявністю гістерезису в механізмі.

Після подолання гістерезису рух штока в інтервалі від 21,5 мм до 3 мм має такий же характер, як і за прямого ходу на відповідній ділянці. В інтервалі переміщень від 3 мм до 0 точність механізму, порівняно із прямим ходом, стає вищою і на кожне зниження тиску шток реагує переміщенням 0,22-0,28 мм.

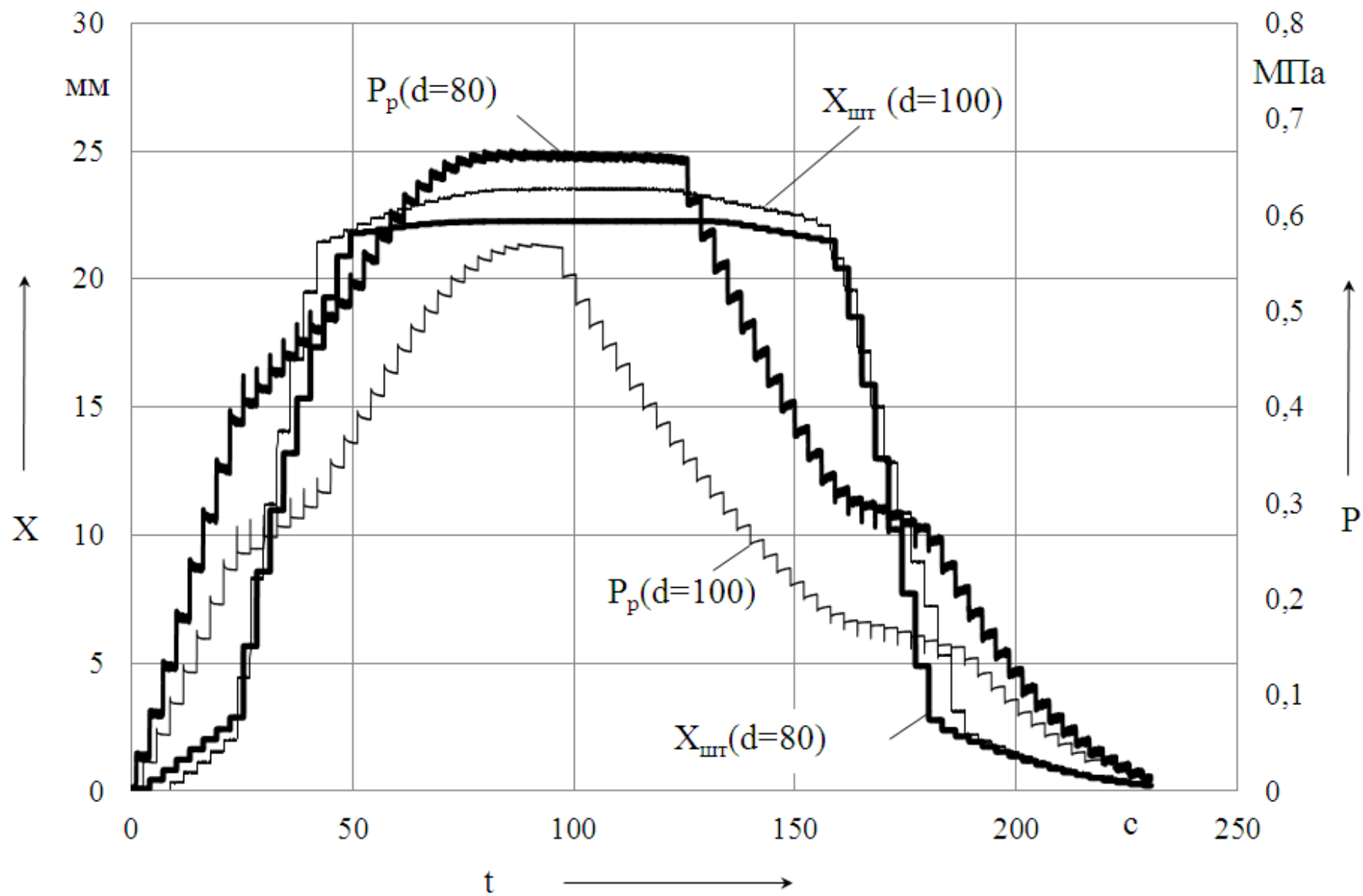


Рисунок 4.12 – Статична характеристика виконавчого механізму ЕППЗ

Наявність гістерезисних втрат практично в усьому діапазоні роботи механізму пояснюється, в першу чергу, наявністю гумових елементів ущільнювачів. Особливо чітко це простежується на початку руху поршня від крайніх положень. Так, наприклад, за здійснення поршнем зворотного ходу (процес вмикання зчеплення) лише під час 11-го спрацьовування ЕПК і падіння тиску більше ніж на 0,15 МПа з'являється яскраво виражене переміщення.

Вплив гістерезисних втрат у виконавчому механізмі на роботу електропневматичного приводу в цілому необхідно звести до мінімуму. У нашій роботі це пропонується зробити за рахунок алгоритму роботи системи керування, описаного в розділі 3.

4.2.2 Визначення параметрів роботи системи керування для подолання гістерезису в виконавчому механізмі

Під час розробки алгоритму керування роботою ЕППЗ, була врахована наявність гістерезису у виконавчому механізмі. Саме тому процес вмикання та вимикання зчеплення був розбитий кожен на фазу рушання і фазу регулювання.

Якщо у фазі регулювання ЕБК повинен формувати керувальний сигнал на ЕПК залежно від швидкості переміщення оператором педалі керування зчепленням, то у фазі рушання необхідно вивести шток виконавчого механізму із крайнього положення мінімальною кількістю спрацювань ЕПК (бажано одним). При цьому час відкриття ЕПК має бути підібраний так, щоб він не призводив до зайвого переміщення штока.

Для визначення оптимального співвідношення кількості $n_{\text{імп}}$ і тривалості $t_{\text{імп}}$ імпульсів, що подаються на ЕПК, було проведено експериментальне дослідження робочого процесу рушання штока виконавчого механізму ЕППЗ за вмикання зчеплення. Для дослідження був обраний процес вмикання зчеплення, оскільки саме тут потрібно забезпечити найбільшу плавність переміщення штока і точність регулювання.

У перебізі проведення дослідження використовувалося те ж обладнання, що й для побудови статичної характеристики. У початковій фазі кожного виміру шток виконавчого механізму ЕППЗ встановлювався у крайнє положення, що відповідає вимкненому механізму зчеплення.

Спочатку за допомогою таймера встановлювалася тривалість подавання напруги на випускний ЕПК $t_{\text{імп}}$. Клапан відкривався послідовно до тих пір, поки шток не приходив у протилежне крайнє положення. Після кожного відкриття ЕПК вимірювалося переміщення штока виконавчого механізму. Час подачі напруги на ЕПК $t_{\text{імп}}$ задавався в інтервалі від 0,03 с до 0,07 с. Мінімальне значення часу $t_{\text{імп}}$ було вибране виходячи з технічних характеристик використовуваного ЕПК, максимальне – час, за якого шток виконавчого механізму здійснював хід близько 3 мм за одне спрацьовування. Експериментальна залежність ходу штока виконавчого механізму ЕППЗ від часу імпульсу, що подається на ЕПК та кількості імпульсів подана на рисунку 4.13.

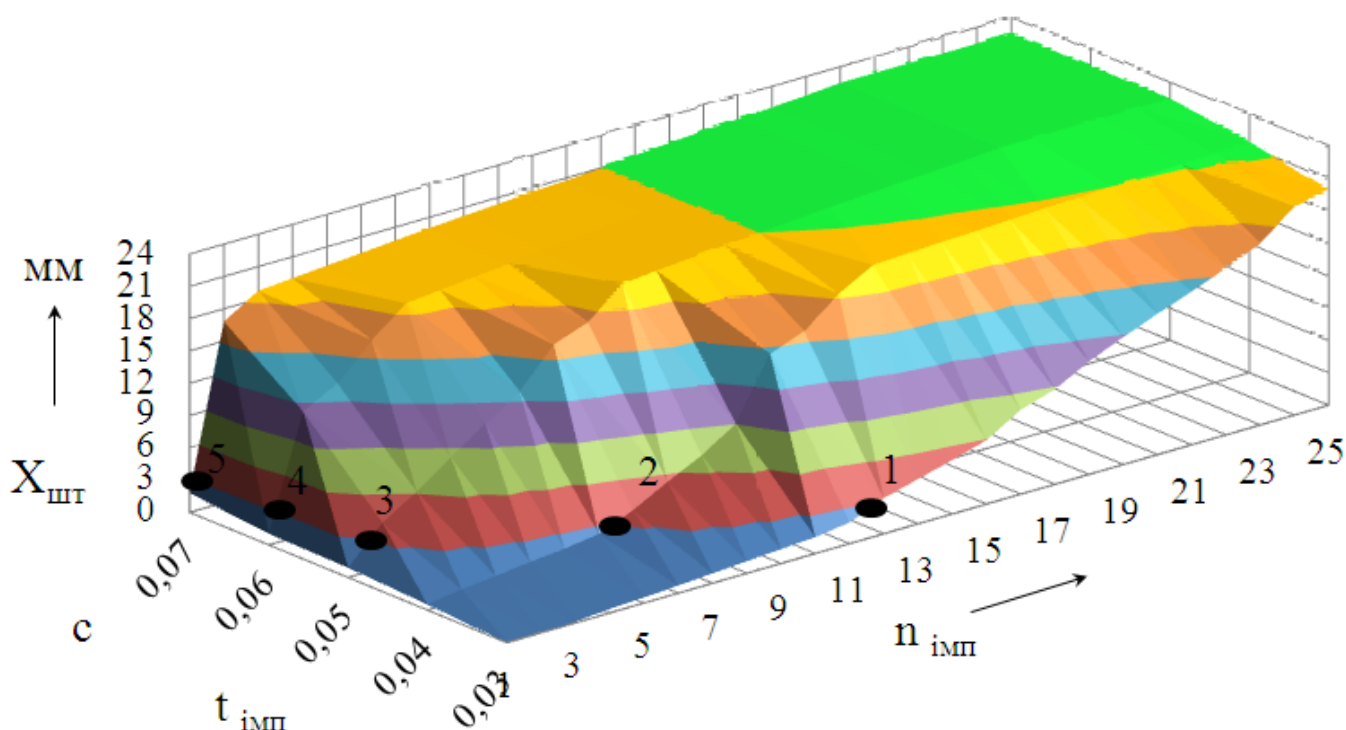


Рисунок 4.13 – Залежність ходу штока силового циліндра ЕППЗ від кількості та тривалості імпульсів, що подаються на електропневматичний клапан

Аналізуючи результати експериментальних досліджень (рис. 4.13) можна зробити висновок, що застосування для подолання гістерезису у виконавчому механізмі електропневматичного приводу керування зчепленням імпульсів тривалістю $t_{\text{імп}}=0,03$ с та $t_{\text{імп}}=0,04$ с не є доцільним, оскільки у такому разі знадобиться відповідно до 14 і 8 послідовних відкриттів електропневматичного клапана (точки 1 і 2, рис. 4.13). У разі використання імпульсів тривалістю від $t_{\text{імп}}=0,05$ с до $t_{\text{імп}}=0,07$ с можна за першого ж відкриття ЕПК отримати переміщення штока від 0,8 до 1,9 мм.

Підводячи підсумок, можна побудувати залежність кількості імпульсів, наявність яких забезпечить штоку виконавчого механізму рушання з крайнього положення від їх тривалості (рис. 4.14).

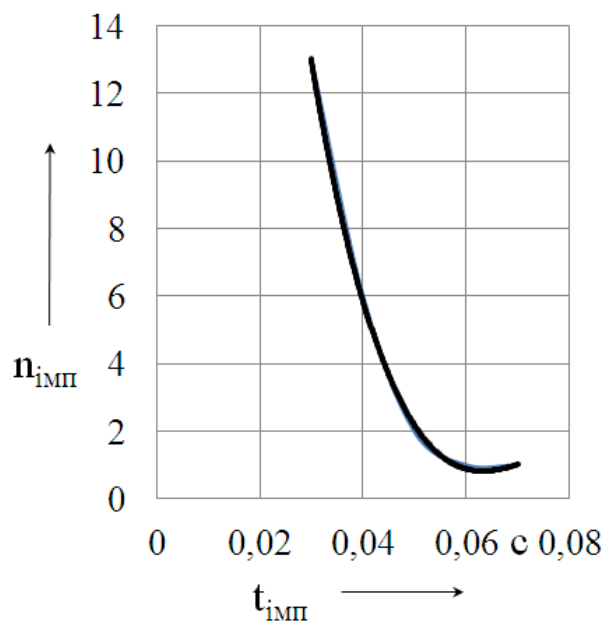


Рисунок 4.14 – Залежність кількості імпульсів, що подаються на електропневматичний клапан від їх тривалості

4.2.3 Зіставлення результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочого процесу електропневматичного приводу керування зчепленням

Для підтвердження адекватності роботи створеної математичної моделі було проведено зіставлення теоретичних результатів роботи ЕППЗ із даними,

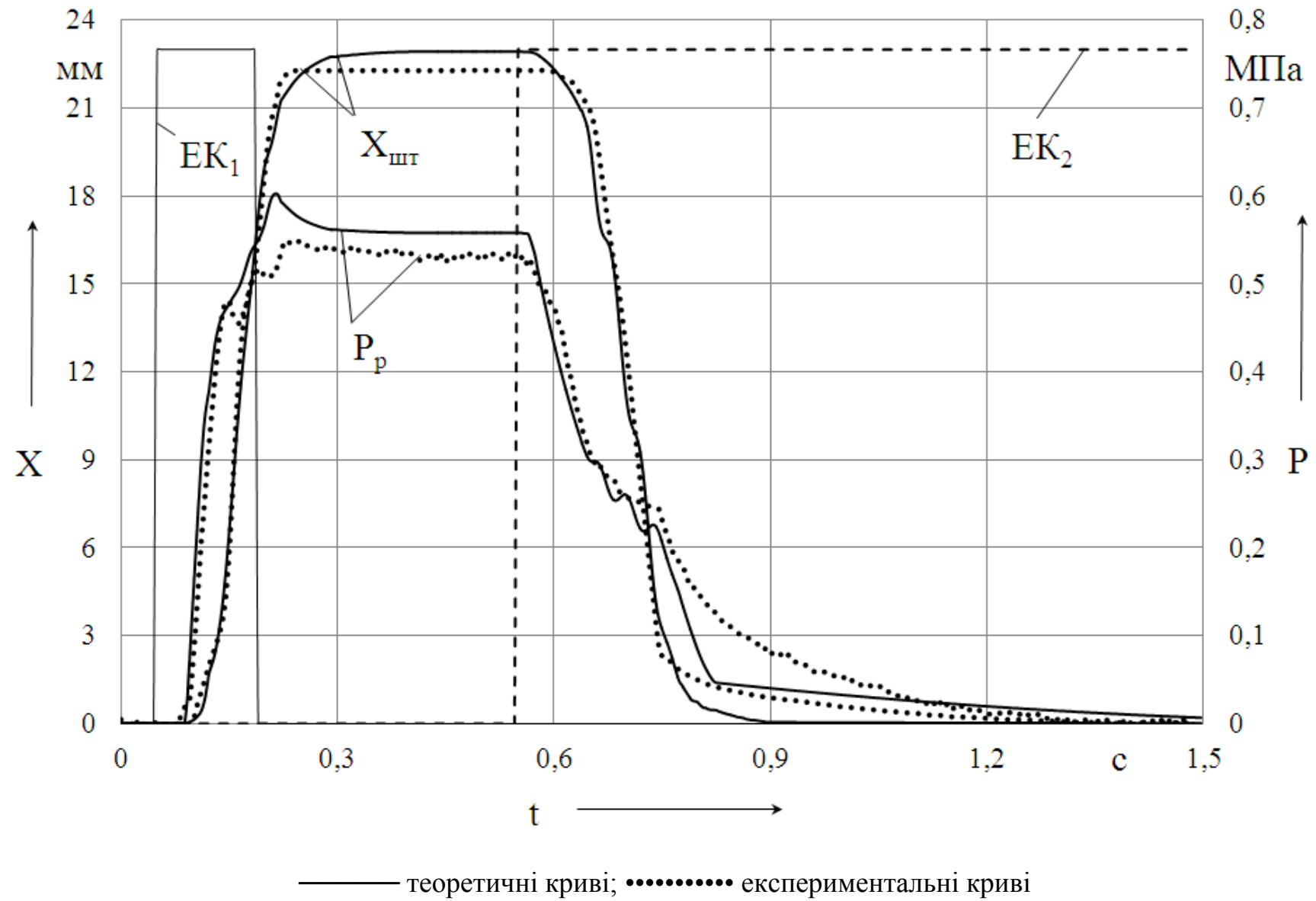


Рисунок 4.16 – Динамічна характеристика ЕППЗ (імітація режиму різкого натиснення-відпускання педалі зчеплення)

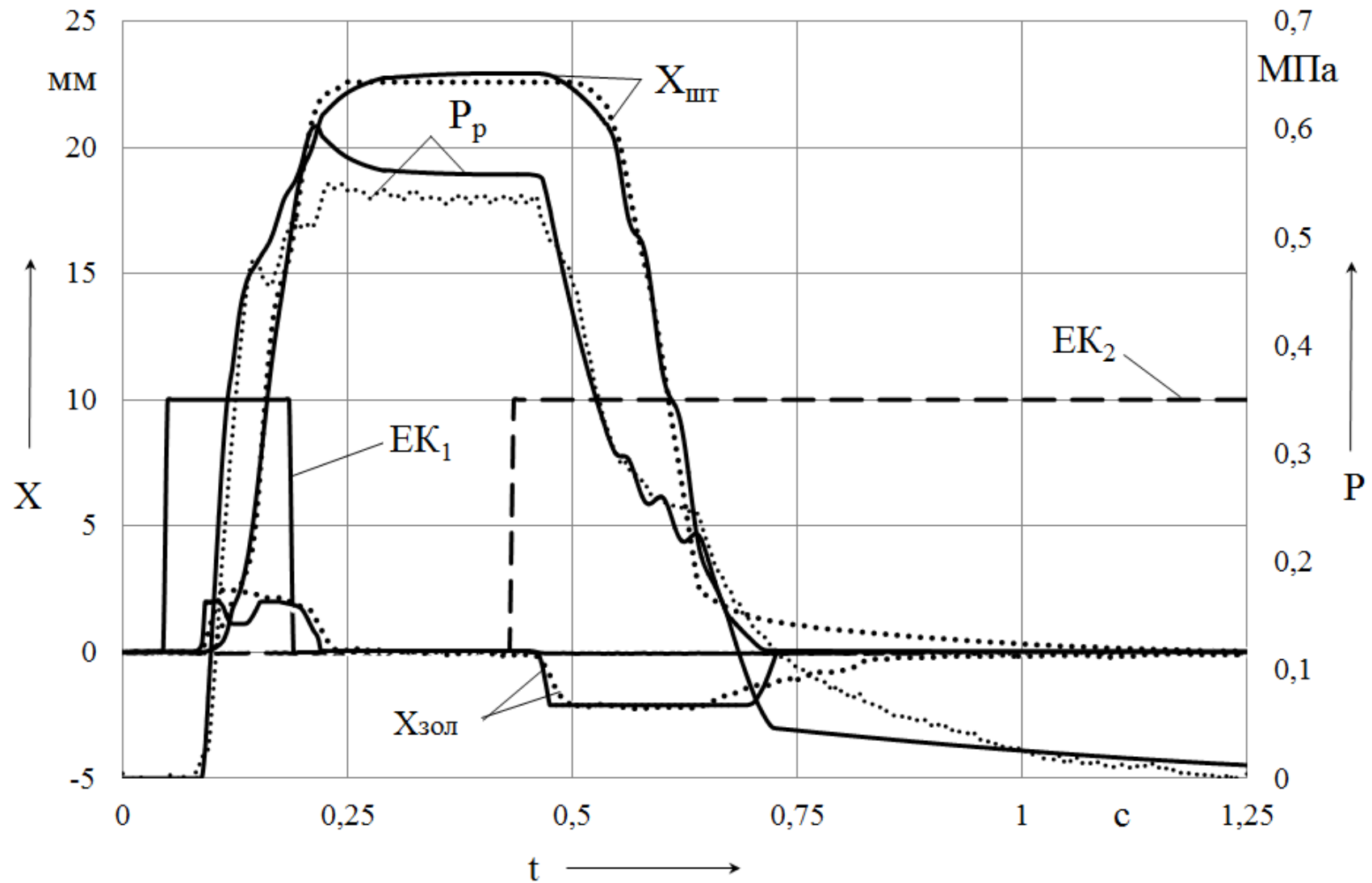


Рисунок 4.17 – Динамічна характеристика ЕППЗ (імітація режиму різкого натиснення-відпускання педалі зчеплення)

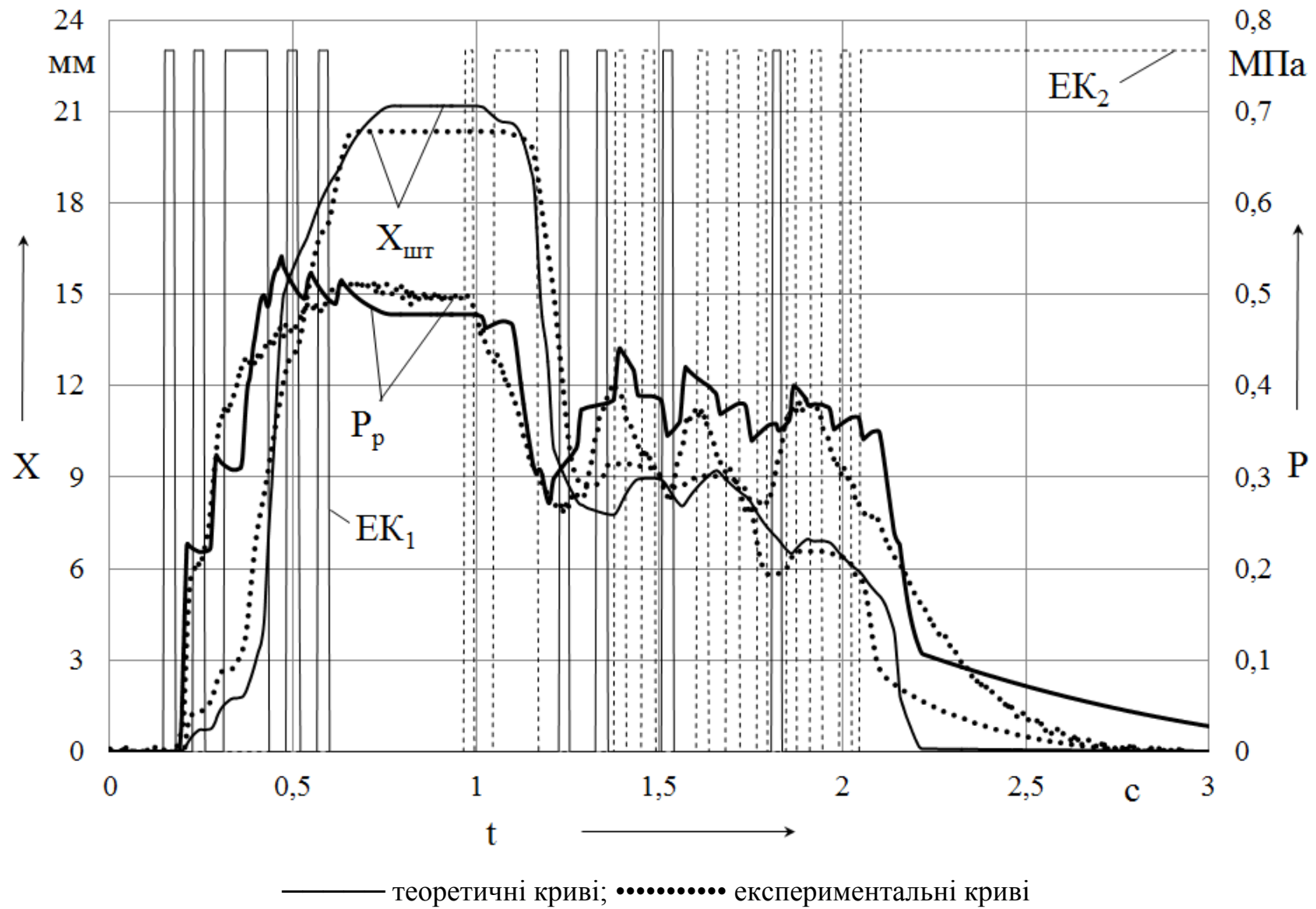


Рисунок 4.18 – Динамічна характеристика ЕППЗ (імітація режиму плавного натиснення-відпускання педалі зчеплення)

отриманими у перебізі експериментальних досліджень (рис. 4.16, 4.17, 4.18). Слід зазначити, що розроблена математична модель не описує роботу системи керування електропневматичним приводом зчеплення. Тому для проведення зіставного аналізу, за вхідний сигнал у математичну модель були закладені дані, сформовані блоком керування, що були зафіксовані у перебізі проведення експериментальних досліджень.

Зіставлення динамічних характеристик різних режимів роботи ЕППЗ, отриманих теоретичним та експериментальним шляхом, доводить, що розроблена математична модель забезпечує похибку в межах 5-7 %.

Висновки до четвертого розділу

1. Визначено величину одиничного імпульсу, що перебуває в межах 0,05-0,07 с та забезпечує подолання гістерезису у виконавчому механізмі електропневматичного приводу керування зчепленням.

2. Результати експериментальних досліджень підтвердили працездатність запропонованої конструкції електропневматичного приводу керування зчепленням та показали похибку порівняно з математичною моделлю в межах 5-7 %.

3. Точність позиціонування штока силового циліндра електропневматичного приводу керування зчепленням за статичною характеристикою, під час проведення експериментальних досліджень перебувала в межах 0,22-0,28 мм (в зоні буксування зчеплення).

4. Швидкодія приводу складає 0,17 с за вимикання зчеплення та 0,22 с за вмикання, що відповідно на 46 % та 58 % перевищує показники конструкції виконавчого механізму з чотирма електропневматичними клапанами.

5. За результатами зіставних досліджень виконавчий механізм із діаметром силового циліндру 80 мм показав точність позиціонування на 12 % вище ніж механізм з циліндром діаметром 100 мм.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача поліпшення ергономічних показників електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів шляхом вдосконалення конструкції виконавчого механізму. Основні результати, що отримані в процесі теоретичних і експериментальних досліджень, полягають у такому:

1. В результаті аналізу науково-технічної літератури встановлено, що:

- існує проблема забезпечення ергономічних показників приводу керування зчепленням великовантажних автомобілів та автобусів;

- для усунення протиріччя між показниками швидкодії та точності регулювання у конструкції електропневматичного приводу керування зчепленням застосовуються два впускних та два випускних електропневматичних клапана;

- збільшення кількості електропневматичних клапанів негативно позначається на надійності та вартості електропневматичного приводу зчеплення.

Отримані результати підтверджують актуальність завдання поліпшення умов роботи водія шляхом покращення ергономічних показників приводу керування зчепленням великовантажних автомобілів та автобусів.

2. Розроблена концепція вдосконалення робочого процесу електропневматичного приводу зчеплення, що забезпечує підвищення ергономічних показників керування та полягає у зміні структури приводу і взаємозв'язків між його елементами, шляхом застосування прискорювального клапана з двома керувальними електропневматичними клапанами.

Отримані результати є основою для розробки електропневматичного приводу зчеплення.

3. Теоретичні дослідження робочого процесу і функціональних зв'язків між елементами електропневматичного приводу керування зчепленням, виконані шляхом математичного моделювання, дозволили визначити, що:

- для забезпечення комфортного та плавного рухання транспортного засобу (з урахуванням чутливості вестибулярного апарату людини до зміни прискорення) треба

нормувати величину дискретності позиціонування штока виконавчого механізму, в зоні де відбувається буксування зчеплення. Для дводискового зчеплення з крутним моментом 637 Нм дискретність не повинна перевищувати 0,26 мм;

- для поліпшення точності позиціонування штока необхідно застосовувати серії керувальних імпульсів, що дозволяє підвищити точність позиціонування на 35 % у порівнянні із застосуванням одиночного керувального імпульсу;

- для подолання гістерезису у виконавчому механізмі електропневматичного приводу керування зчепленням необхідно застосовувати одиночний імпульс тривалістю 0,05-0,07 с;

- оптимальне співвідношення між діаметром дроселя прискорювального клапана та умовним діаметром керувального електропневматичного клапана знаходиться у межах 0,33-0,43. Це дозволяє забезпечити необхідну точність регулювання та високу швидкодію.

Отримані результати є теоретичною основою для визначення параметрів системи керування та виконавчого механізму приводу.

4. Експериментальні дослідження розробленого електропневматичного приводу керування зчепленням дозволили встановити, що:

- точність позиціонування штока виконавчого механізму, за статичною характеристикою, знаходиться у межах 0,22-0,28 мм (в зоні буксування зчеплення);

- швидкодія приводу складає 0,17 с за вимикання зчеплення та 0,22 с за вмикання, що відповідно на 46 % та 58 % перевищує показники конструкції виконавчого механізму з чотирма електропневматичними клапанами;

- розроблена математична модель дозволяє досліджувати робочий процес електропневматичного приводу зчеплення та оцінити його експлуатаційні показники з відносною похибкою межах 5-7 %.

Результати експериментального дослідження вдосконаленого електропневматичного приводу зчеплення підтверджують адекватність розробленої моделі та його високі ергономічні показники.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Вахламов В. К. Автомобили: Основы конструкции: учебник для студ. высш. учеб. заведений. – 4-е изд., стер. / Владимир Константинович Вахламов – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 528с.
2. Материалы сайта Обозреватель. [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: <http://auto.obozrevatel.com/analytics/10654-kolichestvo-mashin-v-ukraine-i-v-mire-mashin-na-tyisyachu-zhitelej.htm>.
3. Анохин Б. Б. Основные тенденции автомобилизации населения и их учёт в, программах развития автомобильных дорог / Б. Б. Анохин, Н. П. Минин, В. В. Чванов // Транспорт Российской Федерации. – 2007. – Вып. № 9. – С. 42-46.
4. Гируцкий О. И. Городские автобусы: тенденции, состояние и перспективы развития / О. И. Гируцкий, Д. А. Загарин, В. В. Берберя, Н. С. Кузнецов // Автомобильная промышленность. – 2008. – Вып. №10. – С. 13-15.
5. Материалы сайта Российская Газета. [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: <http://www.rg.ru/2013/08/19/avto2-site.html>.
6. Автомобили: статистика продаж. [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: <http://autoconsultant.com.ua/marketing/view/3928>.
7. Материалы сайта Газета. Ру. [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: http://www.gazeta.ru/auto/2013/07/03_a_5410337.shtml.
8. Вахламов В. К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студ. высш. учеб. Заведений / Владимир Константинович Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480с.
9. Барский И. Б. Сцепления транспортных и тяговых машин / И. Б. Барский, С. Г. Борисов, В. А. Галягин и др.; под. ред. Ф. Р. Геккера и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.
10. Бухарин Н. А. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Учебное пособие для вузов / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин. – Л.: «Машиностроение», 1973. – 504 с.

11. Гируцкий О. И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О. И. Гируцкий, Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк. – М.: Транспорт, 2000. – 213 с.
12. Грузовые автомобили. Общие технические требования (ГОСТ 21398-89) [Введен 1991-01-01]. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 15 с. – (Национальный стандарт Российской Федерации).
13. Емельянов Е. П. Исследование динамики управляемого электромеханического привода сцепления автомобиля: дис. ... кандидата техн. наук: 01.02.06 / Емельянов Иван Павлович. – Курск, 2007. – 128с.
14. Материалы сайта Tez CAR. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.tezcar.ru/u-sceplenie.html>.
15. Острцов А. В. Автомобильные сцепления: Учебное пособие по дисциплинам «Конструкция автомобиля и трактора» и «Конструирование и расчет автомобиля» для студентов вузов, обучающихся по специальности 190201 «Автомобиле - и тракторостроение» // А. В. Острцов, П. А. Красавин, В. В. Воронин. – М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – 99 с.
16. Румянцев Л. А. Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений / Леонид Александрович Румянцев. – М.: «Машиностроение», 1975. – 176 с.
17. Богомолов В. А. Анализ конструкций исполнительных механизмов управления сцеплением автомобилей / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2011. – Выпуск №29 – С. 52-55.
18. Богомолов В. А. Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник СевНТУ. Серія Машиноприладобудування та транспорт – 2013. Вип. №142.– С. 73-75.
19. Богомолов В. А. Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. – Х.: НТУ «ХПИ», 2014. – Выпуск №8 (1051) 2014. – С. 164-169.

20. Богомолов В. А. Выбор способа управления рабочим процессом и построение алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вестник ХНТУСГ имени Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2014. – Выпуск №155. – С. 14-20.

21. Михалевич Н. Г. Обоснование ступенчатости характеристики максимальной точности механизма управления сцеплением / Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов: сборник научных трудов по результатам МНПК «Безопасность дорожного движения», – Минск, БНТУ, 2016, С. 446-452.

22. Михалевич Н. Г. Особенности работы ускорительного клапана усовершенствованной конструкции / Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, – Х.: ХНАДУ, 2016. – Выпуск №75. – С. 39-45.

23. Пат. 108703 Україна, МПК В60К 23/00. Підсилювач привода зчеплення автотранспортного засобу / заявники Богомолов В. О., Клименко В. І., Ярита О. О.; патентовласники Богомолов В. О., Клименко В. І. – №201401541; заявл. 17.02.2014; надр. 25.05.2015. Бюл. №10, 5 с.

24. Пат. 109503 Україна, МПК В60К 23/00. Прискорювальний клапан / заявники Богомолов В. О., Клименко В. І., Михалевич М.Г., Ярита О. О.; патентовласники Богомолов В. О., Клименко В. І. – №201405006; заявл. 12.05.2014; надр. 25.08.2015. Бюл. 16, 4 с.

25. Захарик Ю. М. И комплексная, и новая / Ю. М. Захарик, О. С. Руктешель // Автомобильная промышленность, – 1993. – Вып. №2. – С. 13-15.

26. Логвинов В. П. Разработка и исследование пневмогидравлического усилителя привода управления сцеплением большегрузного автомобиля: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.02 / Логвинов Валерий Павлович. – Харьков, 2001. – 221 с.

27. Грузовые автомобили. Общие технические требования (ГОСТ Р 52280: 2004) [Введен 2005-06-01]. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2005. – 15 с. – (Национальный стандарт Российской Федерации).

28. Автомобиль FORD FOCUS с 2004 по 2008 г.в. Руководство по эксплуатации, ремонту и техническому обслуживанию. – М.: АНТА-ЭКО, 2012 – 784с. илл.
29. Вишняков Н. Н. Автомобиль: Основы конструкции / Н. Н. Вишняков, В. К. Вахламов, А. Н. Нарбут и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 304 с.
30. Михайловский Е. В. Устройство автомобиля: учебник для учащихся автотранспортных техникумов / Е. В. Михайловский, К. Б. Серебряков, Е. Я. Тур. – М.: Машиностроение, 1987. – 352с.
31. Осепчугов В. В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
32. Материалы сайта vw-golf2. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: http://vw-golf2.5go.ru/html/4_3_2.htm.
33. Пат. 1426865 СССР, МПК В60К23/02. Привод сцепления транспортного средства / заявители Кириллов П. К., Бравичев Е. А. (СССР); патентообладатель Автомобильный завод им. Ленинского комсомола. – №4199152/27-11; заявл. 11.12.1986; опубл. 30.09.1988. Бюл. №36.
34. Устройство, эксплуатация, обслуживание, ремонт LADA PRIORA ВАЗ-2170. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2010. – 296 с.
35. Лукин П. П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» // П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
36. Пат. 1749069 СССР, МПК В60К23/02. Привод управления муфтой сцепления транспортного средства / заявители Котовсков А. В., Мезенцев М. С., Победин А. В. (СССР); патентообладатель Волгоградский политехнический институт. – №4835578/11; заявл. 05.06.1990; опубл. 23.07.1992. Бюл. №27.
37. Пат. 1785924 СССР, МПК В60К23/02. Пневматический усилитель гидропривода управления сцеплением транспортного средства / заявители Симахин С. В., Дмитриев В. В. (СССР); патентообладатель Открытое акционерное общество «КАМАЗ». – №4886647/11; заявл. 27.11.1990; опубл. 07.01.1993. Бюл. №1.

38. Пат. 1796789 СССР, МПК F16D25/08, B60K23/02. Механизм управления сцеплением транспортного средства / заявитель Семенченко И. Л. (СССР); патентообладатель Горьковский автомобильный завод. – №4916563/11; заявл. 05.03.1991; опубл. 23.02.1993. Бюл. №7.

39. Скляр В. М. Конструкція автомобіля. Частина друга. Трансмісія і ходова частина: Підручник // В. М. Скляр, В. П. Волков, Р. М. Кузнєцов, М. В. Скляр, В. В. Стельмашук. – Харків: ХНАДУ; Луцьк: Луцький НТУ, 2012. – 384 с.

40. Антонов С. Л. Автомобили Урал моделей-4320-01, -5557: Устройство и техническое обслуживание // С. Л. Антонов, В. А. Трофимов, А. И. Штурюкин и др. – М.: Транспорт, 1994. – 245 с.

41. Высоцкий М. С. Автомобили МАЗ-500А, МАЗ-504А, МАЗ-516 / Михаил Степанович Высоцкий. – Изд-во «Транспорт», 1973. – 264 с.

42. Пат. 1421556 СССР, МПК B60K23/02. Устройство для управления сцеплением транспортного средства / заявители Козача И. М., Царенко Г. Я., Бергер И. И. (СССР); патентообладатель Винницкий проектно-конструкторский технологический институт гидроагрегатов «Гидроагрегат». – №4077871/30-11; заявл. 13.05.1986; опубл. 07.09.1988. Бюл. №33.

43. Пат. 2238857 Российская федерация, B60K23/02 Привод выключения сцепления / Ракомсин А. П., Корсаков В. В., Захарик А. М. Рябый С. А., Торгонский А. Р., Царёв О. П. – №2002126355/11; заявл. 02.10.2002; опубл. 27.10.2004.

44. Пат. 2347695 Российская Федерация, МПК B60W10/02, B60K23/02, B60K17/02 Привод управления сцеплением / заявители Козлов Ю. М., Якушев Ш. Б., Мусолин А. Н. (Россия); патентообладатель Открытое акционерное общество «КАМАЗ». – №2007118125/11; заявл. 15.05.2007; опубл. 27.02.2009.

45. Шарипов В. М. Трансмиссии тракторов (конструкция) // В. М. Шарипов, И. М. Эглит, А. П. Парфенов, Л. Н. Кумбольдт.; под. ред. В.М. Шарипова. – М.: МГТУ «МАМИ», 1999. – 245 с.

46. Pat. EP1887242 (B1), Int. CL F16D 25/08 Einrichtung zur pneumatischen Betätigung einer Fahrzeugkupplung / Heitbaum M. (DE); Schaeffler Technologies AG & Co. – №07013661.9; filed. 12.07.2007.

47. Pat. 4479570 United States, Int. CL³ F16D 25/063 Pneumatic clutch for an automobile / Takenori Kamio (Japan); Kabushiki Kaisha Daikin Seisakusho. – № 381.758; filed. 25.05.1982.

48. Pat. 4646894 United States, Int. CL⁴ F16D 25/04, F16D 13/74 Pneumatic clutch apparatus / Takenori Kamio (Japan); Kabushiki Kaisha Daikin Seisakusho. – № 626.789; filed. 02.07.1984.

49. Материалы сайта За рулем. РФ. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://wiki.zr.ru>

50. Щербин С. А. Основы гидравлики. Учебное пособие // С. А. Щербин, И. А. Семёнов, Н. А. Щербина. – Ангарск: Издательство Ангарской государственной технической академии, 2009. – 94 с.

51. Микнас В. Автомобильные сцепления, трансмиссии, приводы. Перевод с нем. ООО «СтарСПб» // В. Микнас, Р. Попиоль, А. Шпренгер. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2012. – 352 с.

52. Tom Denton Automobile Mechanicaland Electrical Systems. Automotive Technology: Vehicle Maintenance and Repair – Oxford: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2011. – 527 p.

53. Материалы сайта Avto-all. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://avto-all.com/wp-content/uploads/2013/10/privod-scepleniya-1.jpg>.

54. Пат. 1752591 СССР, МПК B60K23/02. Устройство для управления сцеплением транспортного средства / заявители Ярошенко В. Ф., Кубаренко А. И., Рыбалко В. Н. (СССР); патентообладатель Украинская сельскохозяйственная академия. – №4805850/11; заявл. 26.03.1990; опубл. 07.08.1992. Бюл. №29.

55. Pat. EP1460299 (B1), F16D25/08; F16D25/12; F16D48/02 Hydraulic clutch actuator for a motor vehicle / Esser J. (DE); PORSCHE AG (DE). – №EP20040004309; filed. 26.02.2004.

56. Материалы сайта Autoustroistvo.ru. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://autoustroistvo.ru/transmissiya/privod-scepleniya/>.

57. Материалы сайта Avtolegko.ru. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://avtolegko.ru/ustroistvo/ustroistvo-gidravlicheskogo-privoda-scepleniya>.

58. Захаров Н. В. Toyota corolla/auris. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту // Н. В. Захаров, Д. В. Чашин, А. А. Андреев. – М.: Третий Рим, 2011. – 321 с.

59. Кальмансон Л. Д. Сцепление автомобиля ГАЗ 31104 «Валдай» / Леопольд Давидович Кальмансон // Грузовик & – 2006. – Вып. №6. – С. 10-13.

60. Пат. 2434765 Российская Федерация, МПК В60Т11/06, В60Т11/224, В60К23/02 Цилиндр выключения сцепления главный / заявители Богомолов В. А., Клименко В. И., Сопов В. А., Антоненко А. А. (Украина); патентообладатель Научно-производственное предприятие «Автоагрегат». – №2007129557/11; заявл. 01.08.2007; опубл. 27.11.2011.

61. Мордашов Ю. Ф Устройство автомобилей КамАЗ: Учебное пособие / Ю. Ф. Мордашов, В. Н. Носаков, В. Д. Запойнов. – Н. Новгород: ВГИПУ, 2010. – 78 с.

62. Дэниэлс Дж. Современные автомобильные технологии – М.: ООО «Издательство АСТ»: ООО «Издательство Астрель», 2003. – 223 с.

63. Материалы сайта zf-trading.com. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: www.zf-trading.com.

64. Pat. 4915202 United States, Int. CL⁴ F16D 25/08; F16D 13/58, Concentrically mounted hydraulic clutch actuator / Keith V., Paul M.; Automotive Products pic (Englan). – № 257064; filed. 13.10.1988.

65. Pat. EP90301582.4. Motor vehicle clutch control/ Ladin Eli M.; Date of publication of application: 22.08.90.

66. Пат. 2480351 Российская федерация, В60К23/00, F16D23/12 Помощник смены передач для автомобилей, имеющих МКПП и гидравлический привод сцепления / Андреев А. А. – №2011139340/11; заявл. 27.09.2011; опубл. 27.04.2013. Бюл. №12.

67. Кирдяшкин А. К. Новый привод сцепления автомобилей «УРАЛ» / А. К. Кирдяшкин, Н. П. Козырев, К. А. Рыкалин // Автомобильная промышленность. – 2003. – Вып. №3. – С. 17-18.

68. Кусяк В. А. Автоматизированный привод управления фрикционным сцеплением с дублирующим пневмогидравлическим контуром / В. А. Кусяк, А. В. Белевич // Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування та транспорт – 2012. – Вип. №134. – С. 154-157.

69. Материалы сайта Военное образование в России. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://voenobr.ru/uchmaterial/autokursi/169-transmissia.html>.

70. Пат. 1699826 СССР, МПК В60К23/02. Гидропневматический усилитель привода управления сцеплением транспортного средства / заявители Стародубцев В. М., Соколовский В. И., Сарибан А. М. (СССР); патентообладатель Московский автомобильный завод им. И. А. Лихачева. – №4697169/11; заявл. 26.05.1989; опубл. 23.12.1991. Бюл. №47.

71. Пат. 1765037 СССР, МПК В60К23/02, F16D25/06. Гидропневматический усилитель привода управления сцеплением транспортного средства / заявители Стародубцев В. М., Соколовский В. И., Сарибан А. М. (СССР); патентообладатель Московский автомобильный завод им. И. А. Лихачева. – №4738105/11; заявл. 15.09.1989; опубл. 30.09.1992. Бюл. №36.

72. Шеремет Н. Р. Автомобили КРАЗ 6510, КРАЗ 65101. Руководство по ремонту // Н. Р. Шеремет, И. Т. Селин, В. Е. Головкин. – Х.: Прапор, 1992. – 167 с.

73. Automated Manual Transmission. For Passenger Cars and LC. [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: <http://www.zf.com>.

74. Clutch Servo VG3286 / VG3287. Инструкция по эксплуатации и ремонту. [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: https://www.knorr-bremsen.biz/WCMS/Artpics/126/Bildart/Drawings/ugyp7gb-----archive-D0E_Y093009-000.pdf. – 24p.

75. Немий С. В Розрахунок параметрів контролю якості складання системи керування зчепленням автобусів / С. В. Немий, Я. П. Яворський // Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». – 2011. – Вип. №679. – С. 100-105.

76. Захарик Ю. М. Следящий электропривод сцепления транспортного средства / Юрий Михайлович Захарик // Грузовик. – 2005. – Вып. №6. – С. 2-3.

77. Пат. 2435077 Российская федерация, МПК В60К 23/02, F15B15/14 Пневмогидравлический усилитель привода сцепления транспортного средства – 3 / заявители Богомолов В. А., Клименко В. И., Сопов В. А., Антоненко А. А. (Украина); патентообладатель Научно-производственное предприятие «Автоагрегат». – заявл. 13.05.2008; опубл. 27.11.2011.

78. Пат. 1594000 СССР, МПК В60К23/02, F16D23/14. Гидропневматический усилитель привода управления сцеплением транспортного средства / заявители Стародубцев В. М., Соколовский В. И., Сарибан А. М., Тарасов Л. А., Полферов В. В., Феста А. Г. (СССР); патентообладатель Московский автомобильный завод им. И. А. Лихачева. – №4309268/27-11; заявл. 23.09.1987; опубл. 23.09.1990. Бюл. №35.

79. Pat. EP0834669 (B1), Int. CL⁷ F16D48/06 Actuator system for vehicular automated clutches with electric motor actuator and pressurized fluid override / Joseph I. R., Nook S.; EATON CORPORATION (US) – № 97306363.9; filed. 20.08.1997.

80. Есаков А. Е. Методика создания алгоритмов для систем управления фрикционными сцеплениями автомобильных автоматических трансмиссий: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / А. Е. Есаков. – Москва, 2010. – 24 с.

81. Материалы сайта Интернет-магазин книг по ремонту. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://manualov.net/download/Renault62.php>.

82. Pat. DE102013205237 (A1), В60К23/02, F16D25/02 Aktorsystem zur hydraulischen Kupplungsbetätigung / Treder M. Stehr R.; Schaeffler Technologies AG & Co. KG. – № DE201310205237; filed. 25.03.2013.

83. Пат. 1787819 СССР, МПК В60К23/02. Гидропневматический усилитель привода управления сцеплением транспортного средства / заявители Стародубцев В. М., Соколовский В. И., Сарибан А. М., Тарасов Л. А. (СССР); патентообладатель Московский автомобильный завод им. И. А. Лихачева. – №4808735/11; заявл. 04.04.1990; опубл. 15.01.1993. Бюл. №2.

84. Буль Б. К. Основы теории электрических аппаратов: учеб. пособие для электротехнических специальностей вузов / Б. К. Буль, Г. В. Буткевич, А. Г. Годжелло и др. – М.: Высшая школа, 1970. – 600 с.

85. Есеновский-Лашков Ю. К. АСУ для сцеплений. Тенденции и перспективы развития / Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк // Автомобильная промышленность. – 1993. – Вып. №2. – С. 8-13.

86. Москаленко В. В. Электрический привод: Учеб. для электротехн. спец. техн. / Владимир Валентинович Москаленко – М: Высшая школа, 1991. – 430 с.

87. Pat. WO2005008094 (A1), F16D13/75 Kupplungssteller / Miller B.; Knorr Bremse Systeme, Bernhard Miller – №PCT/EP2004/007706; filed. 13.07.2004.

88. Pat. 2011/0180363 (A1), United States, Int. CL F16D 28/00 Electro-mechanical clutch actuator assembly / Westerberg M. (SE); GM GLOBAL TECHNOLOGY OPERATIONS LLC (US). – № 13/011.505; filed. 21.01.2011.

89. Pat. EP2503173 (A1), Int. CL F16D28/00 Clutch actuator / Nakane Y., Kazaoka M., Mori K., Hashizume T. (JP); Kramer-Barske-Schmidtchen. – №10831485.7; filed. 09.11.2010.

90. Pat. 2004/0020741 (A1), United States, Int. CL⁷ F16D 27/00; F16H25/22. Clutch actuator unit / Kapaan H. J. (NL), Zwarts J. (NL), Van Leeuwen B. G. (NL), Kollaard N. (NL), Molenaar A. (NL), Ponson F. (FR). – №10/276144; filed. 18.05.2001.

91. Pat. 2013/0292224 (A1), United States, Int. CL F16D 23/12 Clutch actuator for a vehicle / Jin Woo Lee, Eui Hee Jeong, Jeong Heon Kam (KR); HYUNDAI MOTOR COMPANY. – №13/682130; filed. 20.11.2012.

92. Pat. 7389709 (B2), United States, Int. CL F16H1/18 Reverse transfer system ball-screw, and electro-mechanical actuator employing same / Xiang Zhou (US); Moog Inc. – №10/880856; filed. 30.06.2004.

93. Pat. EP2503174 (A1), Int. CL F16D 28/00 Clutch actuator / Nakane Y., Yoshida M., Nagasaka H., Mori K., (JP); Kramer-Barske-Schmidtchen. – №10831486.5; filed. 09.11.2010.

94. Бронштейн М. И. Электронное управление двигателем, трансмиссией и ходовой частью автомобиля. Учебное пособие / Михаил Исакович Бронштейн – Харьков: ХГАДТУ. 2001. – 150 с.

95. Руктешель О. С. Электропневматический привод сцепления автопоезда / О. С. Руктешель, Ю. М. Захарик, А. Д. Черванев // Автомобильная промышленность. – 1991. – Вып. №10. – С. 6-7.

96. Electronic Clutch Actuator. Инструкция по эксплуатации и ремонту. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.7detalei.ru/downloadfile.ashx?DataID=fc30179f-69b3-11e0-9cb6-20cf303d0a66>.

97. Захарик Ю. М. Исполнительные механизмы сцепления с электронным управлением / Юрий Михайлович Захарик // Автомобильная промышленность. – 2009. – Вып. №9. – С. 28-29.

98. Захарик Ю. М. Привод сцеплений двухходовых шасси / Ю. М. Захарик, Ал. М. Захарик // Грузовик. – 2004. – Вып. №5. С. 9-11.

99. Пат. 100908 Україна, МПК В60К23/00. Підсилювач приводу зчеплення автотранспортного засобу / Богомолів В. А., Клименко В. І., Алексеев Р. В. – №а2011 02229 заявл. 25.02.2011; надр. 27.08.2012, Бюл. №16.

100. Пат. 1787818 СССР, МПК В60К23/02. Привод муфты сцепления / заявитель О. С. Руктешель, Ю. М. Захарик, А. Д. Черванев, М. С. Лебедев, В. А. Бармин, А. А. Цереня (СССР); патентообладатель Белорусский политехнический институт. – №4774208/11; заявл. 25.12.1989; публ. 15.01.1993. Бюл. №2.

101. Pat. 5042631, United States, Int. CL⁵ F16D25/08; F16D25/14 Electropneumatic clutch control device / Ellenberger G., Massard G. (FR). – №452585; filed. 19.12.1989.

102. Pat. 2004/0055849 (A1), United States, Int. CL⁷ F16D25/08, F16D 48/06 Clutch, in particular for motor vehicle, with pneumatic control / Olivier Doremus (FR), Remi Trouyet (FR). – № 10/450910; filed. 02.10.2002.

103. Pat. EP0512690 (B1), Int. CL⁶ F15B11/06, F16D48/02, F16H63/30 Actuator control system for devices such as clutches / John M. (GB); EATON CORPORATION (US). – №92303169.4; filed. 09.04.1992.

104. Новая пневматическая система с более комфортным управлением сцеплением и минимальным износом. [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: http://www.zf.com/eu/content/ru/ukraine/corporate_ua/products_services_ua/product_overview_ua/lkw_conact_ua/lkw_conact.html.

105. Захарик Ю. М. Влияние инерционности клапанов на динамику систем управления агрегатами автомобиля / Юрий Михайлович Захарик // Грузовик. – 2003. – Вып. №6. – С. 27-29.

106. Захарик Ю. М. Динамика модернизированного привода сцепления / Юрий Михайлович Захарик // Грузовик & – 2003. – №5. – С. 13-14.

107. Захарик Ю. М. Исполнительные механизмы систем автоматического управления механическими трансмиссиями / Юрий Михайлович Захарик // Грузовик & – 2009. – №4. – С. 15-24.

108. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные (ГОСТ 2.781-96) [Действует с 01.01.1998]. – М.: Изд-во стандартов – 18 с. – (Национальный стандарт Российской Федерации).

109. Szimandl B. Dynamic hybrid model of an electro-pneumatic clutch system / B. Szimandl, H. Nemeth // Mechatronics. – 2013. – №23 – 36 p.

110. Ярита А. А. Совершенствование электропневматического привода сцепления большегрузных автомобилей и автобусов / Александр Александрович Ярита // Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорт: міжнародна науково-практична конференція присвячена 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, 15-16 жовтня 2015 р.: наукові праці – Харків, 2015 – С. 65-66.

111. Объединение «Родина». Каталог «Электромагнитные пневматические клапаны типа КЭМ». [Электронный ресурс] – Режим доступа к ресурсу: <http://www.rodina-tech.ru>.

112. Сысоева С. В. Новые тенденции и перспективные технологии автомобильных датчиков систем Powertrain и контроля эмиссии. Часть 2. О датчиках температуры и обо всех остальных // Компоненты и технологии – 2006 – Вып. №8. – С. 22-33.

113. Ярита А. А. Влияние износа фрикционных накладок на характеристики электропневматического привода управления сцеплением /Александр Александрович Ярита // Актуальные проблемы инженерной механики: международная конференция Одесского национального политехнического университета, 10-14 марта 2014 г.: тезисы докладов – Одесса, 2014. – С. 56.

114. Ярита А.А. Влияние износа фрикционных накладок на быстродействие электропневматического привода управления сцеплением / Александр Александрович Ярита // Труды Одесского политехнического университета: Научный и научно-производственный сборник – Одесса, 2014. – Вып. 1(43). – С. 292-295.

115. Ярита А. А. Необходимость рассмотрения изменения быстродействия привода сцепления при разной степени износа фрикционных накладок / Александр Александрович Ярита // Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення: міжнародна науково-методична конференція присвячена 80-річчю кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, 7-8 листопада 2013 р.: збірник матеріалів – Харків, 2013 – С. 154.

116. Нужный В. В. Разработка электропневматического тормозного привода автотранспортного средства: дис. ... кандидата техн. наук: 05.05.03 / Нужный Владимир Владимирович. – Донецк, 1996. – 220 с.

117. Савельев Б. В. Обоснование статической характеристики тормозной системы автомобиля: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / Б. В. Савельев. – Москва, 1988. – 21 с.

118. Герц Е. В. Пневматические приводы / Елена Васильевна Герц. – М.: Машиностроение. 1968. – 359 с.

119. Метлюк Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М: Машиностроение. – 1980. – 232 с.

120. Косый Р. А. Разработка и исследование тормозного крана пневматического тормозного привода автотранспортного средства: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.02 / Косый Роман Анатольевич. – Харьков, 2000. – 167 с.

121. Жиль Ж. Теория и техника следящих систем / Ж. Жиль, М. Пелегрэн, П. Деколян. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы. 1961. – 803 с.

122. Красюк А. Н. Совершенствование электронно-пневматической тормозной системы автотранспортных средств: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.02 / Красюк Александр Николаевич. – Харьков, 2011 – 188 с.

123. Ярита А. А. Разработка алгоритма для управления электропневматическим приводом сцепления /Александр Александрович Ярита // Новейшие технологии развития конструкции, производства, эксплуатации, ремонта и экспертизы автомобиля: международная научно-практическая конференция по случаю Дня автомобилиста и дорожника посвященная 90-летию проф. Говорущенко Н.Я., 15-16 октября 2014 г.: тезисы докладов – Харьков, 2014. – С. 34-35.

124. Материалы сайта Научная библиотека. [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: http://sernam.ru/book_prett2.php?id=8.

125. Грузман И. С. Цифровая обработка изображений в информационных системах. Учебное пособие / И. С. Грузман, В. С. Киричук, В. П. Косых, Г. И. Перетягин, А. А. Спектор. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2000. – 168 с.

126. Руководства по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту двигателя КАМА3740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260 под ред. Гатауллиной Н. А. – Набережные Челны: ОАО «КамАЗ», 2002. – 247 с.

127. Материалы сайта АВТОТЕХСЕРВИС. [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: <http://www.autotech.com.ua>.

128. Integrated Silicon Pressure Sensor On-Clip Signal Conditioned, Temperature Compensated and Calibrated MPX 5999D [Электрон. Текстовые данные] MOTOROLA 2001. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.

129. Reif K. Sensoren im Kraftfahrzeug / Konrad Reif. – Berlin: MercedesDruck – 2010. – 176 p.

130. Леонтьев Д. Н. Системный подход к созданию автоматизированного тормозного управления транспортных средств категорий М3 И N3: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.02 / Леонтьев Дмитрий Николаевич – Харьков, 2011 – 241 с.

131. Ермаков В. В. Бесконтактные датчики частоты вращения и линейных перемещений / В. В. Ермаков, Д. В. Иванов // Автомобильная промышленность. – 2004. – Вып. №3. – С. 17-20.

132. Серия CLP13/ CLPR13 – потенциометрический датчик линейных перемещений. Описание и технические характеристики. [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: http://sensors.ucoz.ru/Datasheets/Linear_sensors/CLP13.pdf. – 3 p.

133. Материалы сайта ООО «НовоКонцепт инжиниринг». [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: <http://www.meanwell.kiev.ua>.

134. ADA-6 Модуль ввода-вывода аналоговых и дискретных сигналов. Руководство пользователя. [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: <http://www.holit.ua/ru/products/481/483/3628.html>.

Додаток А.
Акти впровадження

ЗАТВЕРДЖУЮ

голова правління

ВАТ «Український інститут
автобусо-тролейбусобудування»

(ВАТ «Укравтобуспром»)

Л.В. Крайник

2016 р.



АКТ

про впровадження розробки, виконаної спеціалістами
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету
в програму дослідно-конструкторських робіт

Даний акт складений комісією у складі:

Крайник Т.Л. – заступник голови правління з ДКР,

Дзьоба В.В. – зав. відділом експериментальних випробувань,

Клименко В.І. – проф., зав. кафедрою автомобілів ХНАДУ,

Михалевич М.Г. – доцент кафедри автомобілів ХНАДУ.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання у
ВАТ «Український інститут автобусо-тролейбусобудування»
(ВАТ «Укравтобуспром») розробок аспіранта ХНАДУ Ярита О.О. і
встановила наступне:

1. Розроблена конструкція електропневматичного приводу
зчеплення (ЕППЗ) для автомобілів категорії N3 та автобусів категорії M3,
яка відповідає вимогам, котрі висуваються до елементів керування
агрегатами трансмісії транспортних засобів.

2. Запропонована схема виконавчого механізму (підсилювача)
ЕППЗ з прискорювальним клапаном дозволяє використовуючи мінімальну
кількість електропневматичних клапанів (2 штуки) та отримати необхідні
показники швидкодії системи.

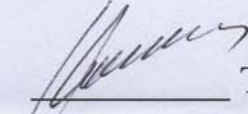
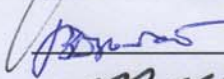
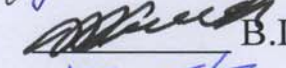
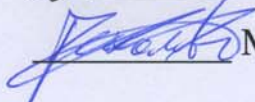
3. У процесі ДКР по нових модулях автобусів класів II, III категорії МЗ у ВАТ «Укравтобуспром» заплановано використання промислового зразка ЕППЗ виробництва ПАТ «Вовчанський агрегатний завод», як альтернативної комплектації ПГУ.

Результати даних досліджень прийняті ВАТ «Український інститут автобусо-тролейбусобудування» (ВАТ «Укравтобуспром») для подальшого використання в перспективних розробках підприємства. Визначення конкретного економічного ефекту виконаних досліджень на етапі дослідних розробок не видається можливим.

Акт складений у 4-х примірниках.

Екземпляри 1, 2, 3 – передані в ХНАДУ.

Члени комісії:

 Т.Л. Крайник
 В.В. Дзьоба
 В.І. Клименко
 М.Г. Михалевич

УТВЕРЖДАЮ

председатель правления
публичного акционерного
общества «Волчанский
агрегатный завод»

А.А. Антоненко

» _____ 2016 г.

**АКТ**

о внедрении разработки, выполненной специалистами
Харьковского национального автомобильно-дорожного университета

Данный акт составлен комиссией в составе:

Рожнов А.И – главный инженер ПАО «Волчанский агрегатный завод»,
Клименко В.И. – проф., зав. кафедрой автомобилей ХНАДУ,
Михалевич Н. Г. – доцент кафедры автомобилей ХНАДУ.

Комиссия провела работу по определению фактического использования публичным акционерным обществом «Волчанский агрегатный завод» разработок аспиранта ХНАДУ Ярита А.А. и установила следующее:

1. Предложена конструкция исполнительного механизма электропневматического привода сцепления на 75% состоящая из деталей входящих в состав пневмогидравлического усилителя сцепления для автомобилей категории N3 и M3, серийно выпускаемого на ПАО «Волчанский агрегатный завод».
2. Разработана методика определения параметров элементов электропневматического привода сцепления с ускорительным клапаном позволяющая определить основные геометрические и функциональные параметры.
3. Предложены новые функциональные связи между элементами ускорительного клапана, которые позволяют объединить высокие показатели

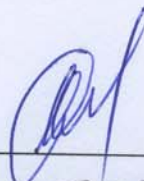
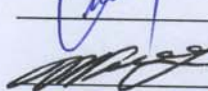
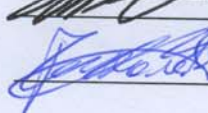
4. Механизм управления сцеплением исследован на предмет гистерезиса и предложены пути его преодоления без потери необходимой точности регулирования и быстродействия.

Комиссией установлено, что степень участия аспиранта Ярита А.А. составляет 85%. Результаты данных исследований приняты публичным акционерным обществом «Волчанский агрегатный завод» для дальнейшего использования в перспективных разработках предприятия. Определение конкретного экономического эффекта выполненных исследований на этапе исследовательских разработок не представляется возможным.

Акт составлен в 4-х экземплярах.

Экземпляры 1, 2, 3 переданы в ХНАДУ.

Члены комиссии:

 А.И. Рожнов
 В.И. Клименко
 Н.Г. Михалевич

ЗАТВЕРДЖУЮ



Директор государственного
предприятия «ХАРЬКОВСКИЙ
АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЗАВОД»

А.Д. Фотченков
2016 р.

АКТ

о внедрении разработки, выполненной специалистами
Харьковского национального автомобильно-дорожного университета

Данный акт составлен комиссией в составе:

Ткаченко В.Г. – главный инженер государственного предприятия
«Харьковский автомобильный завод»

Клименко В.И. – проф., зав. кафедрой автомобилей ХНАДУ,
Михалевич Н. Г. – доцент кафедры автомобилей ХНАДУ.

Комиссия провела работу по определению фактического использования
государственным предприятием «Харьковский автомобильный завод»
разработок аспиранта ХНАДУ Ярита А.А. и установила следующее:

1. Разработана математическая модель позволяющая определить
взаимосвязи между диаметром дросселирующего отверстия ускорительного
клапана, объемом его управляющей полости и условным диаметром
проходного сечения управляющего электропневматического клапана,
которые позволяют одновременно обеспечить необходимую точность
регулирования и высокое быстродействие.

2. Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено
положительное влияние уменьшения диаметра поршня исполнительного
механизма электропневматического привода сцепления на точность
регулирования.

3. Экспериментально установлен рабочий диапазон хода штока усилителя электропневматического привода сцепления, на котором необходимо обеспечить высокую точность регулирования.

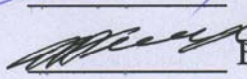
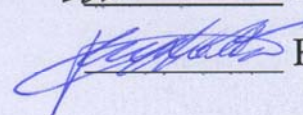
4. Проведены экспериментальные исследования существующих конструкций электропневматических приводов сцепления позволяющие сравнить их основные эксплуатационные характеристики.

Комиссией установлено, что степень участия аспиранта Ярита А.А. составляет 85%. Результаты данных исследований приняты государственным предприятием «Харьковский автомобильный завод» для дальнейшего использования в перспективных разработках предприятия. Определение конкретного экономического эффекта выполненных исследований на этапе исследовательских разработок не представляется возможным.

Акт составлен в 4-х экземплярах.

Экземпляры 1, 2, 3 переданы в ХНАДУ.

Члены комиссии:

 В.Г. Ткаченко
 В.И. Клименко
 Н.Г. Михалевич

Додаток Б.
Патенти

УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 108703

ПІДСИЛЮВАЧ ПРИВОДА ЗЧЕПЛЕННЯ
АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи
і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
25.05.2015.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

А.Г. Жарінова



(11) **108703**(19) **UA**(51) МПК (2015.01)
B60K 23/00
F15B 9/09 (2006.01)(21) Номер заявки: **а 2014 01541**(22) Дата подання заявки: **17.02.2014**(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: **25.05.2015**(41) Дата публікації відомостей про заявку та номер бюлетеня: **10.06.2014, Бюл. № 11**(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: **25.05.2015, Бюл. № 10**(72) Винахідники:
Богомолов Віктор
Олександрович, UA,
Клименко Валерій Іванович,
UA,
Ярита Олександр
Олександрович, UA(73) Власники:
Богомолов Віктор
Олександрович,
пр. Перемоги, 57-г, кв. 8, м.
Харків, 61202, UA,
Клименко Валерій Іванович,
пров. Титаренківський, 1, кв.
133, м. Харків, 61064, UA

(54) Назва винаходу:

ПІДСИЛЮВАЧ ПРИВОДА ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Формула винаходу:

Підсилювач привода зчеплення, що включає силовий елемент, в корпусі якого розташовано поршень, виконаний з можливістю осьового переміщення, утворюючий штокову та атмосферну порожнини, електронний блок, що керує тиском повітря через впускний і випускний електропневмоклапани та датчик переміщення поршня, який реалізує зворотний зв'язок з електронним блоком керування, який відрізняється тим, що штокова та атмосферна порожнини силового елемента пневматично пов'язані відповідно з силовою та атмосферою порожнинами прискорювального клапана, тиск в керуючій порожнині прискорювального клапана контролюється електронним блоком керування тиском повітря через впускний і випускний електропневмоклапани.



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **108703** (13) **C2**
 (51) МПК (2015.01)
B60K 23/00
F15B 9/09 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(21) Номер заявки: **а 2014 01541**
 (22) Дата подання заявки: **17.02.2014**
 (24) Дата, з якої є чинними права на винахід: **25.05.2015**
 (41) Публікація відомостей про заявку: **10.06.2014, Бюл.№ 11**
 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: **25.05.2015, Бюл.№ 10**

(72) Винахідник(и):
Богомолов Віктор Олександрович (UA),
Клименко Валерій Іванович (UA),
Ярита Олександр Олександрович (UA)

(73) Власник(и):
Богомолов Віктор Олександрович,
 пр. Перемоги, 57-г, кв. 8, м. Харків, 61202 (UA),
Клименко Валерій Іванович,
 пров. Титаренківський, 1, кв. 133, м. Харків, 61064 (UA)

(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою:
 UA 100908 C2, 11.02.2013;
 CN 2545009 Y, 16.04.2003;
 GB 588145 A, 15.05.1947;
 JP S61278629 A, 09.12.1986;
 RU 106187 U1, 10.07.2011;
 UA 53758 C2, 17.02.2003;
 US 2055505 A, 29.09.1936;
 Михайловский Е.В. Устройство автомобиля. Учебник для учащихся автотранспортных техникумов / Е.В.Михайловский, К.Б.Серебряков, Е.Я.Тур. 5-е издание, переработанное и дополненное. М.: "Машиностроение", 1985 – С.197-198.

UA 108703 C2

(54) ПІДСИЛЮВАЧ ПРИВОДА ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**(57) Реферат:**

Винахід належить до машинобудування, а саме до автотранспортної техніки, і може бути використаний в трансмісіях транспортних засобів як виконавчий механізм привода керування зчепленням.

Запропонована конструкція підсилювача включає силовий елемент, в корпусі якого розташовано поршень, виконаний з можливістю осьового переміщення, утворюючий штокову та атмосферну порожнини. Штокова порожнина силового елемента через канал сполучена з силовою порожниною прискорювального клапана. В свою чергу, керуюча порожнина прискорювального клапана пневматично пов'язана з впускним і випускним електропневматичними клапанами. Електронний блок керує роботою електропневматичних клапанів відштовхуючись від даних, отриманих з датчика положення педалі зчеплення та датчика положення поршня силового елемента.

Використання приведенного рішення забезпечить якісну роботу привода керування зчепленням незалежно від темпу переміщення педалі керування зчепленням і прикладеного до неї зусилля.

UA 108703 C2

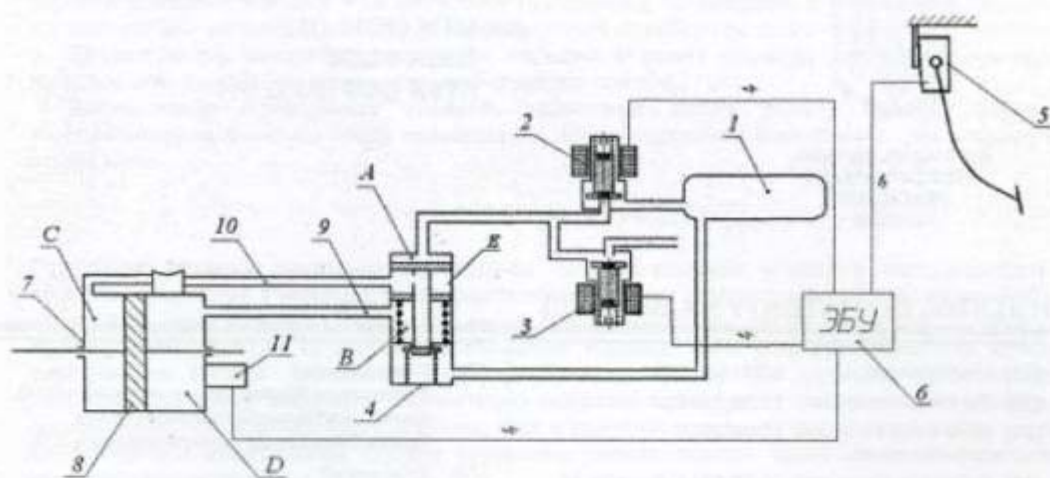


Fig. 1

Принципіальна схема привода зчеплення автотранспортного засобу

UA 108703 C2

Винахід належить до машинобудування, а саме до автотранспортної техніки, і може бути використаний в трансмісіях транспортних засобів як виконавчий механізм приводу керування зчепленням.

Відомий підсилювач приводу зчеплення за патентом України № 100908 був прийнятий за прототип, як найбільш близький за кількістю загальних конструктивних ознак до рішення, що заявляється.

Підсилювач приводу зчеплення складається з силового елемента, в корпусі якого розташовано поршень, виконаний з можливістю осьового переміщення, електронного блока керування, впускного і випускного електропневмоклапанів та датчика переміщення поршня.

Поршень утворює всередині силового елемента штокову та атмосферну порожнини. Електронний блок керування забезпечує автоматичну зміну тиску у штоковій порожнині силового елемента, враховуючи дані, отримані від датчика положення педалі зчеплення та датчика переміщення поршня. Керування тиском відбувається шляхом подання електричного сигналу на впускний або випускний електропневмоклапани. Подання електричного сигналу на нормально закритий впускний клапан призводить до його відкриття і сполучення штокової порожнини силового елемента з джерелом стисненого повітря. Відповідно, подання сигналу на нормально відкритий випускний клапан призводить до його закриття і відокремлення штокової порожнини від атмосфери.

При цьому відомий підсилювач не забезпечує якісне керування зчепленням у випадках, коли водій прагне швидко вимкнути або ввімкнути його. Це є наслідком низької швидкодії електропневмоклапанів і, як наслідок, підсилювача в цілому.

В основу винаходу поставлено задачу вдосконалення пневматичного підсилювача за рахунок підвищення його швидкодії та, як наслідок, покращення експлуатаційних характеристик та якості керування зчепленням транспортних засобів.

Для усунення виявлених недоліків пропонується конструкція пневматичного підсилювача з підвищеними показниками швидкодії.

Запропонована конструкція підсилювача включає силовий елемент, в корпусі якого розташовано поршень, виконаний з можливістю осьового переміщення, утворюючий штокову та атмосферну порожнини. Штокова порожнина силового елемента через канал сполучена з силовою порожниною прискорювального клапана. В свою чергу, керуюча порожнина прискорювального клапана пневматично пов'язана з впускним і випускним електропневматичними клапанами. Електронний блок керує роботою електропневматичних клапанів відштовхуючись від даних, отриманих з датчика положення педалі зчеплення та датчика положення поршня силового елемента.

Суть винаходу пояснюється кресленням. Пневматичний підсилювач приводу зчеплення транспортного засобу працює наступним чином.

У стані спокою (оператор не впливає на орган керування зчепленням) впускний клапан 2 закритий, випускний клапан 3 відкритий, керуюча порожнина А прискорювального клапана сполучена з атмосферою, відповідно штокова порожнина D силового елемента 7 через силову порожнину В і атмосферну порожнину Е прискорювального клапана 4 та випускний трубопровід 10 сполучається з атмосферою порожниною С силового елемента.

При натисканні оператором на електронний педальний модуль 5, сигнал з датчика положення педалі передається в електронний блок керування 6, який подає електричний сигнал на нормально закритий впускний електропневмоклапан 2 і нормально відкритий випускний електропневмоклапан 3, при цьому клапан 2 відкривається, клапан 3 - закривається. З ресивера 1 через відкритий клапан 2 стиснуте повітря потрапляє в керуючу порожнину А прискорювального клапана 4. Наростання тиску в порожнині А призводить до спрацювання прискорювального клапана 4, порожнина D силового елемента 7 від'єднується від атмосферної порожнини Е прискорювального клапана, стиснуте повітря з ресивера 1 через силову порожнину В прискорювального клапана 4 та впускний трубопровід 9 надходить до штокової порожнини D силового елемента 7. Підвищення тиску в порожнині D призводить до переміщення поршня 8 силового елемента 7 ліворуч і вимикання зчеплення через систему важелів.

Датчик переміщення 11 постійно відстежує положення поршня 8 силового елемента 7 і надсилає інформацію до електронного блока керування 6, який порівнює поточне положення поршня із заданим оператором. При досягненні поршнем 8 заданого положення електронний блок керування 6 подає сигнал на закриття електропневмоклапана 2, при цьому клапан 3 залишається закритим. Поршень 8 залишається в заданому оператором положенні.

Для ввімкнення зчеплення (у разі відпускання оператором педального модуля 5) електронний блок керування відкриває електропневмоклапан 3, стиснуте повітря зі штокової

UA 108703 C2

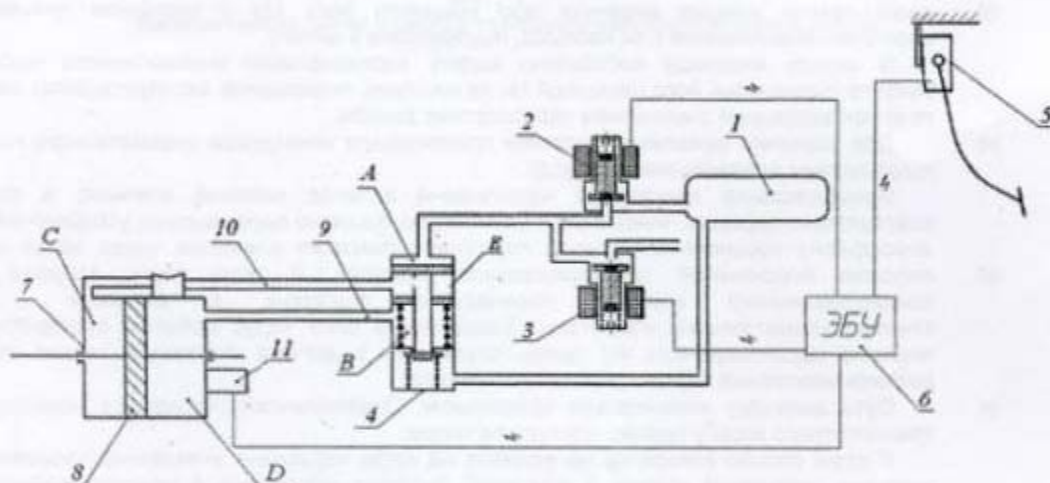
порожнини D силового елемента 7 через силову порожнину В і атмосферну Е прискорювального клапана 4 та випускний трубопровід 10 виходить в атмосферу. Поршень 8 під дією пружин механізму зчеплення переміщується праворуч до свого початкового положення.

Винахід може використовуватися як силовий елемент привода керування зчепленням транспортних засобів, які мають джерело стислого повітря.

Використання приведенного рішення забезпечує якісну роботу привода керування зчепленням незалежно від темпу переміщення педалі керування зчепленням і прикладеного до неї зусилля.

ФОРМУЛА ВІНАХОДУ

Підсилювач привода зчеплення, що включає силовий елемент, в корпусі якого розташовано поршень, виконаний з можливістю осьового переміщення, утворюючий штокову та атмосферну порожнини, електронний блок, що керує тиском повітря через впускний і випускний електропневмоклапани та датчик переміщення поршня, який реалізує зворотний зв'язок з електронним блоком керування, який відрізняється тим, що штокова та атмосферна порожнини силового елемента пневматично пов'язані відповідно з силовою та атмосферною порожнинами прискорювального клапана, тиск в керуючій порожнині прискорювального клапана контролюється електронним блоком керування тиском повітря через впускний і випускний електропневмоклапани.



Комп'ютерна верстка Г. Паяльніков

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА ВІНАХІД

№ 109503

ПРИСКОРЮВАЛЬНИЙ КЛАПАН

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
25.08.2015.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

А.Г. Жарінова



(11) 109503

(19) UA

(51) МПК (2015.01)
F16K 31/122 (2006.01)
B60K 23/00

(21) Номер заявки: а 2014 05006

(22) Дата подання заявки: 12.05.2014

(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: 25.08.2015

(41) Дата публікації відомостей про заявку та номер бюлетеня: 11.08.2014, Бюл. № 15

(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: 25.08.2015, Бюл. № 16

(72) Винахідники:

**Богомолов Віктор
 Олександрович, UA,
 Клименко Валерій Іванович,
 UA,
 Михалевич Микола
 Григорович, UA,
 Ярита Олександр
 Олександрович, UA**

(73) Власники:

**Богомолов Віктор
 Олександрович,
 пр. Перемоги, 57-г, кв. 8, м.
 Харків, 61202, UA,
 Клименко Валерій Іванович,
 пров. Титаренківський, 1, кв.
 133, м. Харків, 61064, UA**

(54) Назва винаходу:

ПРИСКОРЮВАЛЬНИЙ КЛАПАН

(57) Формула винаходу:

Прискорювальний клапан, який складається з корпусу, клапана впуску-випуску та поршня, розділений клапаном впуску-випуску на живлячу та вихідну порожнини, а поршнем на керуючу та вихідну порожнини, причому живляча порожнина з'єднана з ресивером, керуюча - з органом керування, вихідна - зі споживачем, який відрізняється тим, що керуюча порожнина з'єднана з вихідною порожниною через дросель керування тиском у вихідній порожнині.



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **109503** (13) **C2**

(51) МПК (2015.01)

F16K 31/122 (2006.01)**B60K 23/00**

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

- (21) Номер заявки: **а 2014 05006**
 (22) Дата подання заявки: **12.05.2014**
 (24) Дата, з якої є чинними права на винахід: **25.08.2015**
 (41) Публікація відомостей про заяву: **11.08.2014, Бюл.№ 15**
 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: **25.08.2015, Бюл.№ 16**

- (72) Винахідник(и):
Богомолов Віктор Олександрович (UA),
Клименко Валерій Іванович (UA),
Михалевич Микола Григорович (UA),
Ярита Олександр Олександрович (UA)

- (73) Власник(и):
Богомолов Віктор Олександрович,
 пр. Перемоги, 57-г, кв. 8, м. Харків, 61202 (UA),
Клименко Валерій Іванович,
 пров. Титаренківський, 1, кв. 133, м. Харків, 61064 (UA)

- (56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою:
 EP 0001131 A1, 21.03.1979,
 GB 1346615 A, 13.02.1974,
 RU 2028235 C1, 09.02.1991,
 RU 2326012 C1, 10.06.2008,
 UA 4597 C1, 28.12.1994,
 CN 20989785 U, 28.09.2011,
 CN 202169938 U, 21.03.2012,
 UA 58216 C2, 15.07.2003.

Вишняков Н.Н. Автомобиль: Основы конструкции: Учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство" / Н.Н. Вишняков, В.К. Вахламов, А.Н. Нарбут и др. - 2-е изд. - М: Машиностроение, 1986. - С. 259, 1 стор.

UA 109503 C2

(54) ПРИСКОРЮВАЛЬНИЙ КЛАПАН**(57) Реферат:**

Винахід належить до машинобудування, а саме до автотранспортної техніки і може бути використаний в трансмісіях транспортних засобів як елемент для прискорення подачі та випуску стисненого повітря із виконавчих пристроїв керування елементами трансмісії, зокрема зчеплення.

В основу запропонованого авторами винаходу поставлено задачу зменшення ефекту перерегулювання при релейному способі подачі стисненого повітря до керуючої порожнини прискорювального клапана та зменшення коливань поршня, за рахунок введення в його конструкцію дроселя, що дозволяє швидко вирівнювати тиск на поршень з обох боків.

Запропонована конструкція прискорювального клапана включає корпус, клапан впуску-випуску, притиснутий пружиною до сідла впускного клапана, виготовленого як одне ціле з корпусом. Поршень виконано з наскрізним осьовим отвором для можливості сполучення вихідної порожнини з атмосферою та дроселем. Прискорювальний клапан розділений на три порожнини: керуючу, живлячу та вихідну. Живляча порожнина з'єднана з джерелом стиснутого повітря (ресивером), керуюча порожнина - з органом керування, а вихідна порожнина - зі

UA 109503 C2

споживачем. Через дросель, розташований у поршні, керуюча порожнина додатково сполучається з вихідною порожниною.

Використання приведенного рішення забезпечує якісну роботу пристроїв керування елементами трансмісії як у плані їх швидкодії, так і питанні точності керування.

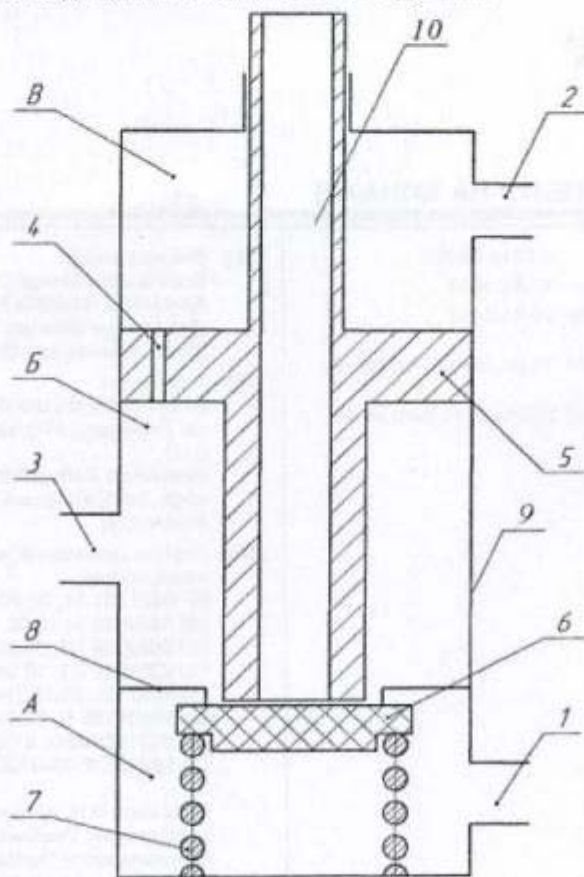
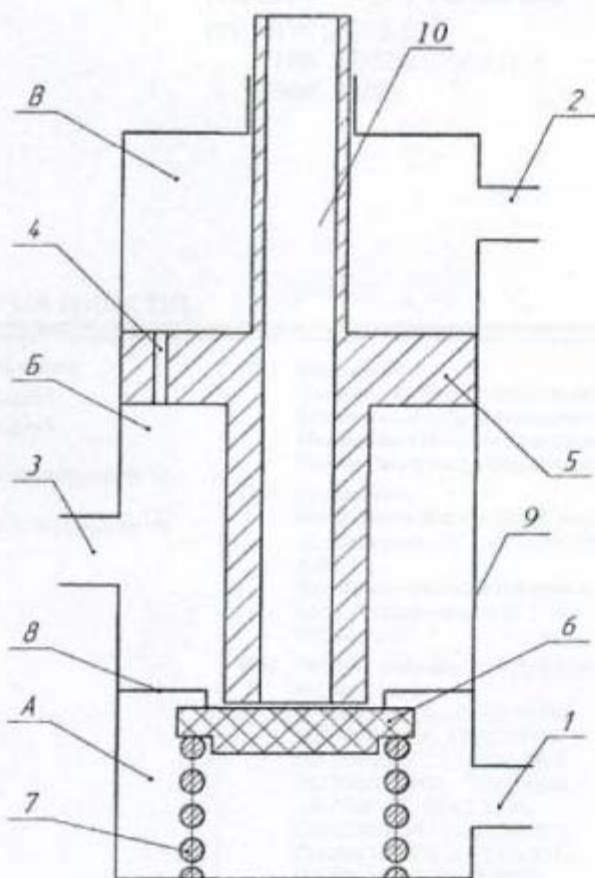


Fig. 1

UA 109503 C2



Комп'ютерна верстка Д. Шеверун

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

Винахід належить до машинобудування, а саме до автотранспортної техніки, і може бути використана в трансмісіях транспортних засобів як елемент для прискорення подачі та випуску стисненого повітря із виконавчих пристроїв керування елементами трансмісії, зокрема зчеплення.

5 На даний момент у автомобілебудуванні широко застосовуються підсилювачі та інші пристрої керування елементами трансмісії, які як джерело енергії використовують стиснене повітря. Застосування стисненого повітря у приводах дозволяє зменшити зусилля на органі керування та без суттєвих втрат передавати керуючий сигнал на значні відстані. При цьому повинні виконуватися вимоги щодо показників швидкодії та точності керування виконавчих механізмів. У зв'язку з цим створення прискорювального клапана, який дозволить без втрати швидкодії підвищити точність керування виконавчим механізмом є актуальною проблемою.

Відомий прискорювальний клапан [Автомобиль: Основы конструкции: Учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство" / Н.Н. Вишняков, В.К. Вахламов, А.Н. Нарбут и др. - 2-е изд. - М: Машиностроение, 1986. - стр. 259] був прийнятий за прототип, як найбільш близький за кількістю загальних конструктивних ознак до рішення, що заявляється.

10 Основною задачею описаного прискорювального клапана є зменшення часу впуску та випуску повітря в циліндри енергоаккумуляторів та пропорційне підвищення тиску на виході з прискорювального клапана в залежності від зміни тиску в керуючій порожнині.

Відомий прискорювальний клапан має корпус, який складається з верхньої та нижньої частин. У верхній частині розміщений поршень, на якому виконано сидло впускного клапана. Сам впускний клапан змонтований на пустотілому штоку разом з впускним клапаном. Сидло впускного клапана вмонтовано в нижню частину корпусу. Прискорювальний клапан має три порожнини. Керуюча порожнина сполучена з органом керування, вихідна - зі споживачем, живляча - з ресивером. При подачі повітря у керуючу порожнину створюється тиск, який призводить до переміщення поршня. При цьому впускний клапан закривається, відокремлюючи вихідну порожнину від атмосфери, а впускний клапан відкривається, з'єднуючи живлячу та вихідну порожнини. Коли тиск повітря у вихідній порожнині (під поршнем) досягає значення тиску у керуючій порожнині (над поршнем) поршень перебуває у рівновазі. Тому чим вище тиск у керуючій порожнині, тим вище тиск у силловій порожнині споживача. При зниженні тиску у керуючій порожнині впускний клапан закривається за рахунок зусилля пружини, впускний відкривається, з'єднуючи вихідну порожнину з атмосферою, і тиск у вихідній порожнині пропорційно знижується.

Наведений винахід забезпечує зменшення часу впуску і випуску повітря з силової порожнини споживача, проте має деякі недоліки:

35 - при релейному способі подачі стисненого повітря до керуючої порожнини спостерігається перерегулювання, яке обумовлене порівняно невеликими розмірами керуючої порожнини і, відповідно, значним стрибкоподібним переміщенням поршня;

- при подачі стисненого повітря в керуючу порожнину поршень може увійти в коливання, оскільки він, в комбінації з пружиною клапана, утворює коливальну систему. Ці коливання небажані, оскільки вони викликають шуми і навіть можуть призвести до руйнування клапана.

В основу запропонованого авторами винаходу поставлено задачу зменшення ефекту перерегулювання при релейному способі подачі повітря до керуючої порожнини прискорювального клапана та зменшення коливань поршня, за рахунок введення в його конструкцію дроселя, що дозволяє швидко вирівнювати тиск на поршень з обох боків.

45 Суть винаходу пояснюється кресленням.

Запропонована конструкція прискорювального клапана включає корпус 9, клапан впуску-випуску 6, притиснутий пружиною 7 до сидла впускного клапана 8, виготовленого як одне ціле з корпусом 9. Поршень 5 виконано з дроселем 4 та наскрізним осьовим отвором 10 для можливості сполучення вихідної порожнини з атмосферою. За рахунок клапана впуску-випуску та поршня внутрішній простір прискорювального клапана розділений на три порожнини: 50 керуючу, живлячу та вихідну. Живляча порожнина А через вхід 1 з'єднана з джерелом стисненого повітря (ресивером), керуюча порожнина В через вхід 2 - з органом керування (електропневматичним клапаном), а вихідна порожнина Б через вхід 3 - зі споживачем (силовою порожниною виконавчого механізму приводу керування зчепленням). Через дросель 4, розташований у поршні 5, керуюча порожнина додатково сполучається з вихідною порожниною.

Прискорювальний клапан працює наступним чином.

У стані спокою (оператор не впливає на орган керування) стиснене повітря у керуючій порожнині В відсутнє. Відсутність надлишкового тиску на поршень 5 призводить до утворення між ним та клапаном впуску-випуску 6 зазору. Через утворений зазор та наскрізний отвір 10 у

UA 109503 C2

поршні 5 вихідна порожнина Б сполучається з атмосферою, відповідно атмосферний тиск через вихід 3 встановлюється у силовій порожнині споживача та, за рахунок дроселя 4, у керуючій порожнині В. В цей час клапан впуску 6 притиснений до свого сидла 8 за рахунок зусилля пружини 7 та додаткового зусилля, утвореного тиском повітря.

- 5 У разі подачі оператором сигналу на впуск, у керуючу порожнину В через вхід 3 потрапляє стиснене повітря у вигляді коротких імпульсів (релейний спосіб керування), величина яких залежить від характеристик органу керування (електропневматичного клапана). Зростання тиску у керуючій порожнині В призводить до переміщення поршня 5, притискання його до клапана впуску-випуску 6 та від'єднання вихідної порожнини Б від атмосфери. В той самий час
- 10 через дросель 4, виконаний у поршні 5, відбувається перетікання стисненого повітря з керуючої порожнини В у вихідну порожнину Б. В першу чергу це призводить до підвищення тиску у силовій порожнині споживача ще до відкриття впускного клапана. Оскільки діаметр входу 2 у декілька разів більший, ніж діаметр дроселя 4, тиск у керуючій порожнині В підвищується, що призводить до зростання зусилля на поршні 5. Коли воно перевищує силу пружини 7, впускний
- 15 клапан 6 відкривається і вихідна порожнина Б сполучається з живлячою порожниною А, силова порожнина споживача швидко заповнюється стисненим повітрям.

- Завдяки наявності у поршні 5 дроселя 4 стиснене повітря з керуючої порожнини В перетікає до вихідної порожнини Б, що зменшує перерегулювання, а після закінчення подачі керуючого сигналу тиск у порожнинах Б і В швидко вирівнюється. Таким чином поршень 5 переміщується
- 20 завдяки зусиллю пружини 7 та стисненого повітря, що діє на клапан 6 до його посадки на сидло 8. При цьому клапан випуску також залишається закритим завдяки притискній силі, наявність якої обумовлена різницею площ поршня 5. У такому стані спокою, коли обидва клапани закриті, система перебуває до наступної команди оператора.

- У разі подачі оператором сигналу на випуск, з керуючої порожнини В через вхід 3 стиснене
- 25 повітря випускається до атмосфери короткими імпульсами. Різке падіння тиску у керуючій порожнині призводить до переміщення поршня 5 і його відриву від сидла випускного клапана 6. Відповідно на деякий час вихідна порожнина Б через отвір 10 у поршні 5 сполучається з атмосферою, після вирівнювання тиску у керуючій та вихідній порожнинах поршень знову притискається до сидла випускного клапана 6. Таким чином реалізується функція регулювання
- 30 під час випуску повітря з силовій порожнини споживача.

- За умови подачі керуючого сигналу нерелейним способом, подача стисненого повітря до керуючої порожнини призводить до різкого переміщення поршня 5 і, відповідно, повного відкриття впускного клапана 6. Силова порожнина споживача максимально швидко заповнюється стисненим повітрям. Випуск проходить у зворотному порядку.

- 35 Таким чином, вирішені поставлені задачі:

- значно зменшується ефект перерегулювання при релейному способі подачі стисненого повітря до керуючої порожнини прискорювального клапана;
- зменшується ймовірність довго затухаючих коливань поршня під час подачі стисненого повітря до керуючої порожнини;
- за рахунок зменшення об'єму керуючої порожнини та сил тертя досягається спрацювання прискорювального клапана за менший проміжок часу.

- Використання приведенного рішення забезпечує якісну роботу пристроїв керування елементами трансмісії, як у плані їх швидкодії, так і питанні точності керування.

45 ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

- Прискорювальний клапан, який складається з корпусу, клапана впуску-випуску та поршня, розділений клапаном впуску-випуску на живлячу та вихідну порожнини, а поршнем на керуючу та вихідну порожнини, причому живляча порожнина з'єднана з ресивером, керуюча - з органом керування, вихідна - зі споживачем, який **відрізняється** тим, що керуюча порожнина з'єднана з вихідною порожниною через дросель керування тиском у вихідній порожнині.
- 50

Додаток В.
Стандартні вироби

Керування роботою ЕППЗ забезпечується електронним блоком керування, загальний вигляд якого приведений на рисунку В. 1.



Рис. В. 1. Загальний вигляд електронного блоку керування

До складу блоку керування ЕППЗ (рис. В. 1) входять наступні модулі:

- перетворювач сигналу датчика «КДБА.453621.001»;
- аналого-цифровий перетворювач «АЦП»;
- модуль керування електропневматичними клапанами;
- модуль USB;
- мікроконтролер.

Перетворювач сигналу датчика «КДБА.453621.001» призначений для перетворення сигналу отриманого від датчика положення педалі до необхідної величини ($0 \div 2,5$ В).

Аналогово-цифровий перетворювач призначений для перетворення аналогового сигналу в цифровий код.

Модуль керування електропневматичними клапанами призначений для формування керуючих імпульсів на обмотки клапанів.

Модуль USB призначений для прийому та передачі даних від мікроконтролера в персональний комп'ютер (ПК).

Мікроконтролер призначений для реалізації алгоритму керування.

За допомогою інтерфейсної програми з ПК можна коригувати роботу ЕБК шляхом зміни констант та коефіцієнтів. Загальний вигляд діалогового вікна програми представлений на рисунку В. 2.

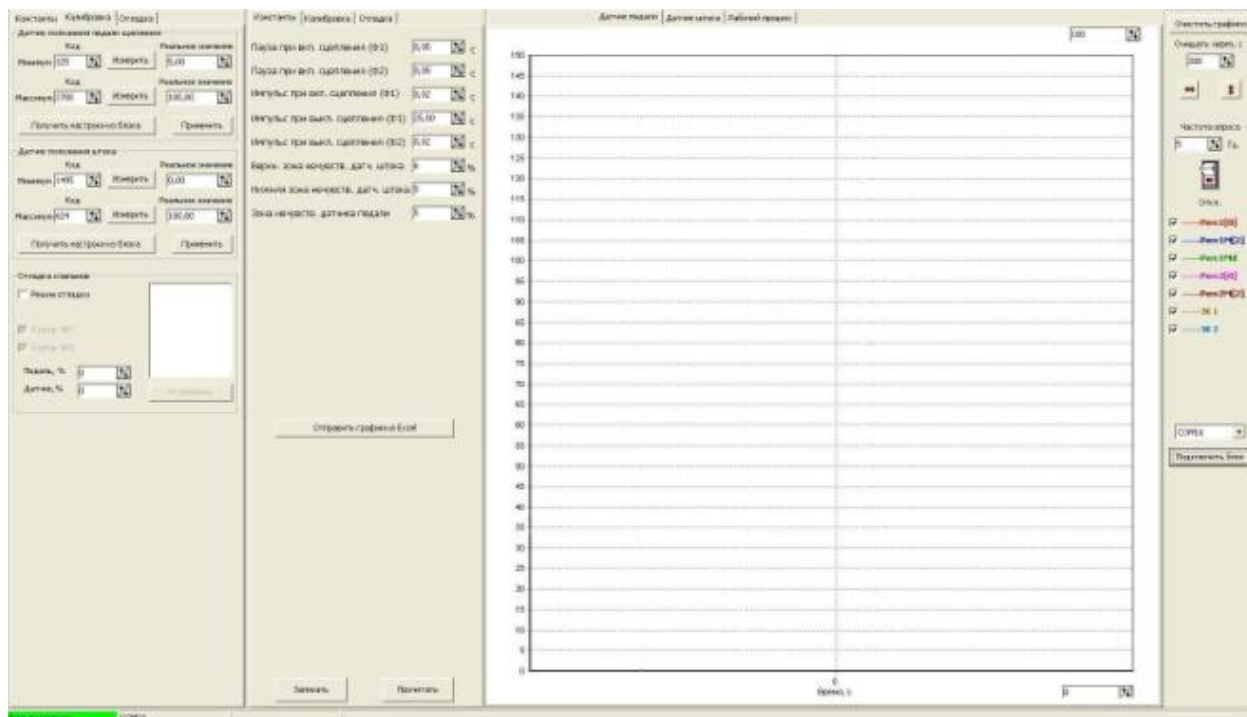


Рис. В. 2. Загальний вигляд вікна інтерфейсної програми

Розроблена програма дозволяє здійснювати калібрування датчика положення педалі і датчика зворотного зв'язку. Залежно від реалізованого алгоритму роботи системи передбачена можливість зміни частоти опитування датчиків.

Додатковою функцією інтерфейсної програми є можливість її роботи в режимі вимірювального комплексу. Це дозволяє за допомогою ПК виводити на екран у вигляді осцилограм як поточні значення, які надходять в блок керування від датчиків, так і сигнали, що формуються мікроконтролером для керування електропневматичними клапанами. Візуалізація процесу, що відбувається в реальному часі дозволяє значно спростити відпрацювання алгоритму. Для подальшої роботи з отриманими даними передбачена можливість їх збереження на ПК у цифровому вигляді.

Для регулювання тиску в керуючій порожнині прискорювального клапана до складу ЕППЗ включені електропневматичні клапани КЕМ-16 виробництва

об'єднання ТОВ «РОДИНА» (рис. В. 3). Вибір цього електропневматичного клапана заснований на його низькій вартості, порівняно з наявними на ринку аналогами, широкому температурному діапазоні роботи та надійності, яка підтверджується його застосуванням автотранспортній техніці.

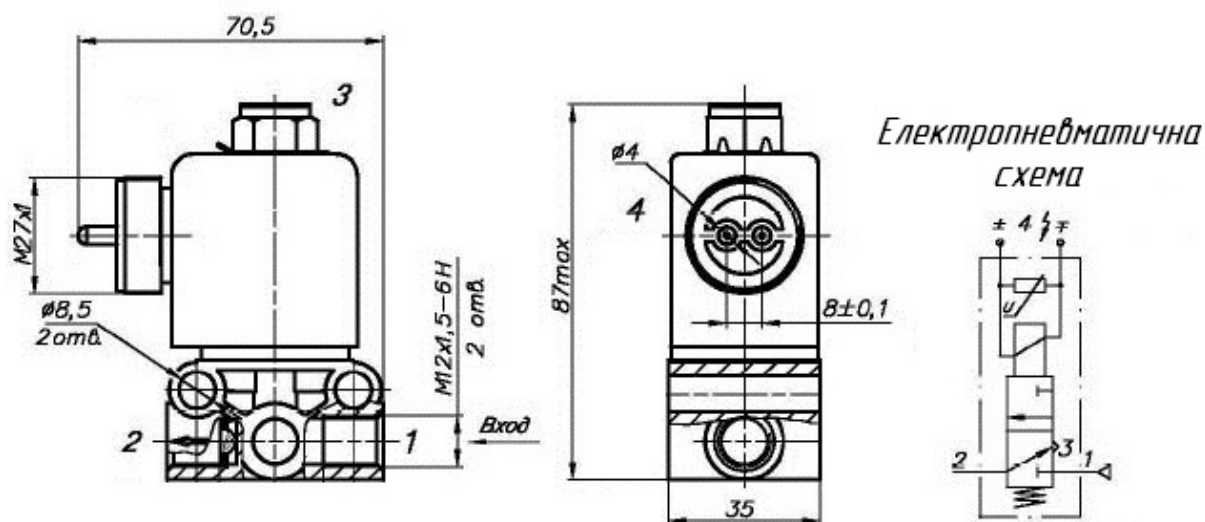


Рис. В. 3. Монтажне креслення електропневматичного клапана КЕМ-16

Клапани КЕМ-16 працюють на інертних неагресивних газах та на стислому повітрі з чистотою не гірше 9 класу забрудненості по ГОСТ 17433–80, а також на стислому повітрі пневматичних систем автотранспортних засобів, забезпечених фільтром. Основні технічні характеристики клапана представлені в таблиці В. 1.

Таблица В. 1

Технічні характеристики електропневматичного клапана КЭМ-16

Параметр	Значення
Робочий тиск, МПа	від 0 до 1
Номінальний тиск, МПа	0,7
Час спрацьовування, с	не більше 0,03
Робоча температура, °С	– 50...+70
Діаметр прохідного перетину, мм	4
Робоча напруга, В	24
Номінальна потужність, Вт	15
Виконання клапана	нормально закритий
Маса, кг	не більше 0,4

Для формування керуючих сигналів у вдосконаленому ЕППЗ використовується педальний модуль КДБА.453621.001, який застосовується в якості педалі акселератора дизельних двигунів автомобілів ГАЗ, МАЗ, КАМАЗ (рис. В. 4). Модуль педальний не вимагає додаткового технічного обслуговування і регулювань в процесі експлуатації. Основні технічні характеристики педального модуля приведені в таблиці В. 2.

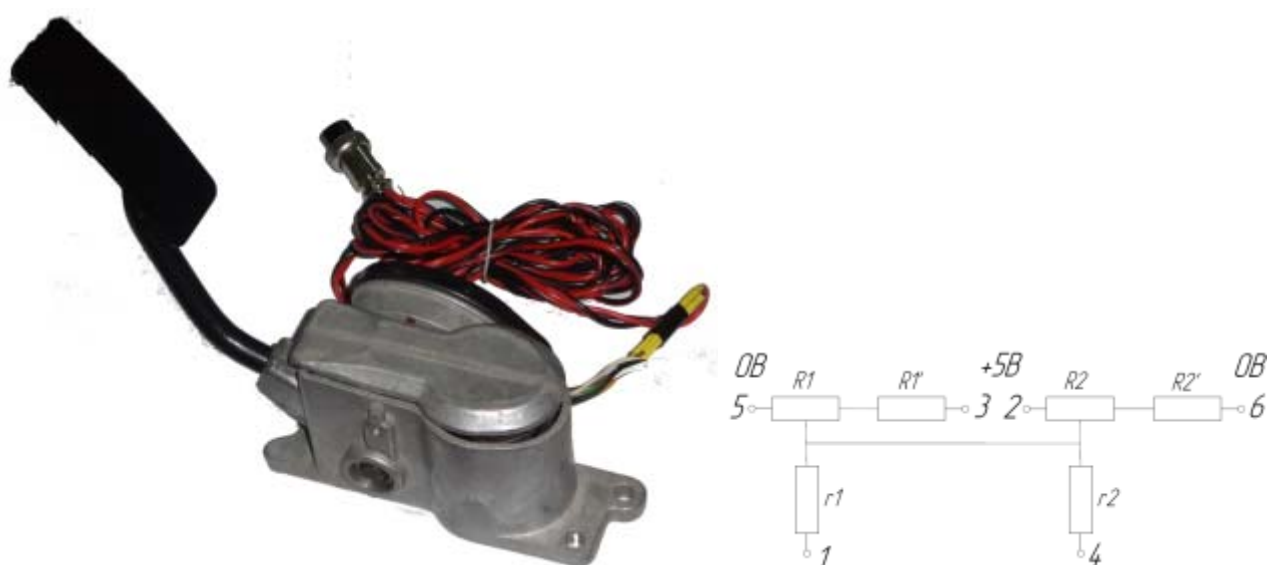


Рис. В. 4. Загальний вигляд модуля педального КДБА.453621.001 і його принципова електрична схема

Таблиця В. 2

Основні технічні характеристики педального модуля КДБА. 453621.001ТУ

Параметр	Значення
Маса модуля, не більше, кг	0,6
Максимальне зусилля на педалі, кгс	не більше 50
Номінальна напруга живлення, В	$5 \pm 0,25$
Функціональна характеристика потенціометра	лінійна

Модуль педальний містить два потенціометри. Це необхідно для забезпечення можливості контролю достовірності інформації, яка надходить від органу

керування. Враховуючи наявність одночасно двох потенціометрів, з'являється можливість одним контролювати роботу іншого.

На рисунку В. 5 приведена функціональна характеристика потенціометра, відповідно до якої один потенціометр має лінійну характеристику від 0,5 В до 4,5 В, а інший навпаки – від 4,5 В до 0,5 В.

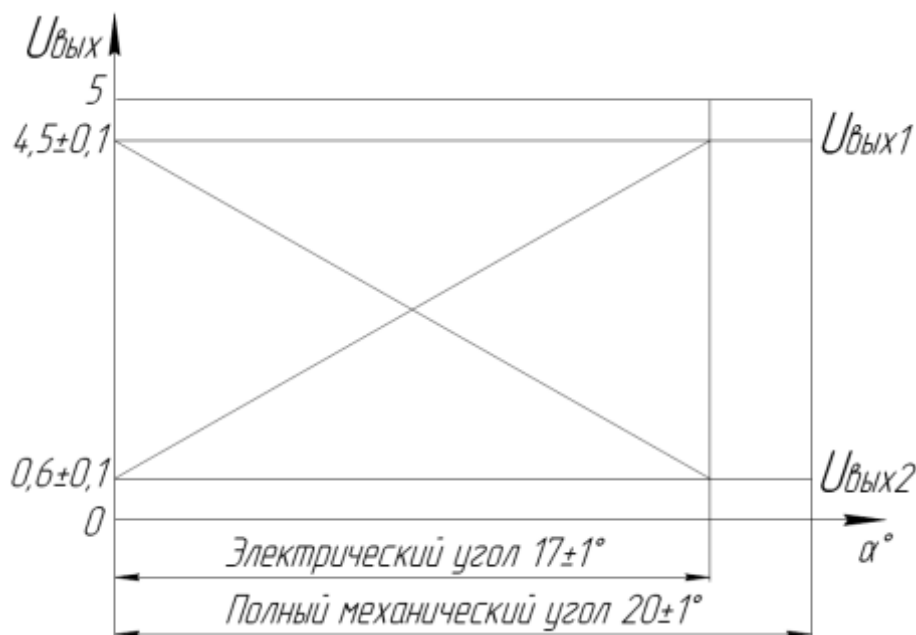


Рис. В. 5. Функціональна характеристика потенціометра модуля педального
КДБА.453621.001ТУ

В процесі роботи модуля педального постійно проводиться діагностика його потенціометрів. При відхиленні педалі від початкового положення перевіряється відповідність видаваних сигналів. Якщо з якоїсь причини ця відповідність порушується, блок керування це фіксує і інформує водія про неполадки в роботі системи. Таким чином підвищується надійність системи і забезпечується стабільність роботи системи керування.

У якості датчика зворотного зв'язку у вдосконаленому ЕППЗ використовується безконтактний датчик положення дросельної заслінки 3102.3855 (рис. В. 6). У основу роботи датчика покладений принцип перетворення кутового переміщення в пропорційну зміну електричної напруги. Для коректної роботи

запропонованого датчика у складі ЕППЗ, між ним і штоком силового циліндра встановлена проміжна ланка, яка перетворює лінійне переміщення в обертання. Основні технічні характеристики датчика положення приведені в таблиці В. 3.

Таблиця В. 3

Технічні параметри безконтактного датчика положення дросельної заслінки 3102.3855

Параметр	Значення
Повний механічний кут повороту, град	$121^{\circ} \pm 3$
Робочий кутовий діапазон, град	$23^{\circ}..107$
Номінальна напруга, В	5
Робоча температура, °C	$-40...+125$
Максимальна нелінійність функціональної характеристики в робочому кутовому діапазоні, %	$\pm 1,5$

Датчик випускається в кліматичному виконанні О2.1 по ГОСТ 1559-69 для внутрішнього ринку і на експорт. Штекер датчика сумісний з гніздовим роз'ємом 1539275(серія Global Terminal 150) фірми "DELPHI AS" (США).



Рис. В. 6. Загальний вигляд датчика положення дросельної заслінки 3102.3855

Функціональна характеристика потенціометра датчика положення дросельної заслінки 3102.3855 приведена на рисунку В. 7.

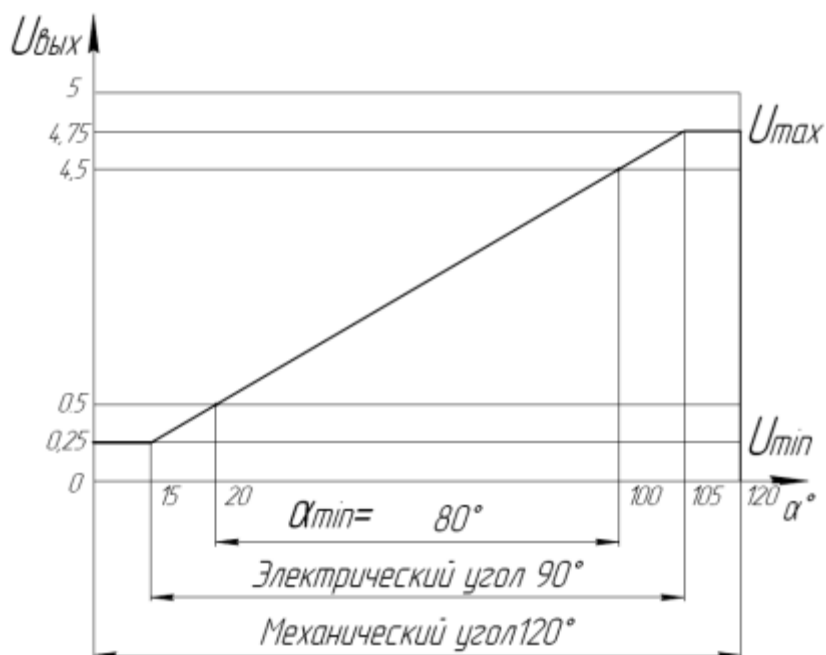


Рис. В. 7. Функціональна характеристика потенціометра датчика положення дросельної заслінки 3102.3855

Відповідно до функціональної характеристики (рис. В. 7) датчик дросельної заслінки має гарантований робочий діапазон 80° , що відповідає напрузі 4 В.

Додаток Г.
Список публікацій здобувача

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Богомолов В. А. Анализ конструкций исполнительных механизмов управления сцеплением автомобилей / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2011. – Выпуск №29. – С. 52 – 55.
2. Богомолов В. А. Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник СевНТУ. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – 2013. – Випуск №142. – С.73 – 75.
3. Богомолов В. А. Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. – Х.: НТУ «ХПИ», 2014. – Выпуск №8 (1051). – С. 164 – 169.
4. Богомолов В. А. Выбор способа управления рабочим процессом и построение алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вестник ХНТУСГ имени Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2014. – Выпуск №155. – С. 14 – 20.
5. Ярита А. А. Влияние износа фрикционных накладок на быстродействие электропневматического привода управления сцеплением / А. А. Ярита // Труды Одесского политехнического университета: Научный и научно-производственный сборник. – Одесса, 2014. – Выпуск 1(43). – С. 292 – 296.
6. Михалевич Н. Г. Особенности работы ускорительного клапана усовершенствованной конструкции / Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Х.: ХНАДУ, 2016. – Выпуск №75. – С. 39 – 45.
7. Михалевич Н. Г. Обоснование ступенчатости характеристики максимальной точности механизма управления сцеплением / Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок

пассажиров и грузов: сборник научных трудов по результатам МНПК «Безопасность дорожного движения». – Минск, БНТУ, 2016. – С.446 – 452.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Ярита А. А. Необходимость рассмотрения изменения быстродействия привода сцепления при разной степени износа фрикционных накладок / А. А. Ярита // Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення: Міжнародна науково-методична конференція присвячена 80-річчю кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, 7-8 листопада 2013 р.: збірник матеріалів. – Харків, 2013. – С. 154.

9. Ярита А. А. Влияние износа фрикционных накладок на характеристики электропневматического привода управления сцеплением /А. А. Ярита // Актуальные проблемы инженерной механики: Международная конференция Одесского национального политехнического университета, 10-14 марта 2014 г.: тезисы докладов. – Одесса, 2014. – С. 56.

10. Ярита А. А. Разработка алгоритма для управления электропневматическим приводом сцепления /А. А. Ярита // Новейшие технологии развития конструкции, производства, эксплуатации, ремонта и экспертизы автомобиля: Международная научно-практическая конференция по случаю Дня автомобилиста и дорожника посвященная 90-летию проф. Говорущенко Н. Я., 15-16 октября 2014 г.: тезисы докладов. – Харьков, 2014. – С. 34 – 35.

11. Ярита А. А. Совершенствование электропневматического привода сцепления большегрузных автомобилей и автобусов / А. А. Ярита // Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті: Міжнародна науково-практична конференція присвячена 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, 15-16 жовтня 2015 р.: наукові праці. – Харків, 2015. – С. 65 – 66.

12. Ярита О. О. Вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів / О. О. Ярита // Актуальні питання

розвитку, удосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки в Національній гвардії України, 26 листопада 2015 р.: збірник тез доповідей. – Харків, 2015. – С. 55.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

13. Пат. 108703 Україна, МПК В60К 23/00. Підсилювач привода зчеплення автотранспортного засобу / Богомолів В. О., Клименко В. І., Ярита О. О.; власники Богомолів В. О., Клименко В. І. – №201401541; заявл. 17.02.2014; опубл. 25.05.2015. Бюл. №10, 5 с.

14. Пат. 109503 Україна, МПК В60К 23/00. Прискорювальний клапан / Богомолів В. О., Клименко В. І., Михалевич М. Г., Ярита О. О.; власники Богомолів В. О., Клименко В. І. – №201405006; заявл. 12.05.2014; опубл. 25.08.2015. Бюл. №16, 4 с.

Відомості про апробацію результатів дисертації. Основні положення та результати теоретичних і експериментальних досліджень доповідалися та обговорювалися на:

– 74-79 Науково-технічній і науково-методичній конференції Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 2010-2015 рр.);

– Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми та перспективи автомобілебудування та автомобільного транспорту» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 3 листопада 2011 р.);

– XXI Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, Україна, НТУ «ХПІ», 29 травня 2013 р.);

– XVI Міжнародній науково-технічній конференції «Автомобільний транспорт: проблеми та перспективи» (м. Севастополь, Україна, СНТУ, 21 вересня 2013 р.);

- Міжнародній науково-методичній конференції «Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 7 листопада 2013 р.);
- Міжнародній науково-технічній конференції «Актуальні проблеми інженерної механіки» (м. Одеса, Україна, ОНПУ 10-14 березня 2014 р.);
- Міжнародній науково-практичній конференції з нагоди Дня автомобіліста і шляховика «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і експертизи автомобіля» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2014 р.);
- Міжнародній науково-технічній конференції, присвяченій 85-річчю заснування ХНАДУ та 85-річчю автомобільного факультету «Новітні технології в автомобіле-будівництві та транспорті» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2015 р.);
- Науково-практичній конференції «Актуальні питання розвитку, вдосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки в Національній гвардії України» (м. Харків, Україна, НАНГУ, 26 листопада 2015 р.);
- III Міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції присвяченій 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з дня народження професора А.Б. Гредескула «Нові технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці спеціалістів» (м. Харків, ХНАДУ 20-21 жовтня 2016 р.).