

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ РОБОТИ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО МЕХАНІЗМУ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЙ N_3 та M_3 ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ПОСЛІДОВНОГО РОЗТАШУВАННЯ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНИХ КЛАПАНІВ.

Анотація: Запропоновано новий принцип керування тиском у силовому циліндрі механізму керування зчепленням. Розглянуті принципова та розрахункова схеми, механізму керування зчепленням транспортного засобу де застосовано послідовне розташування клапанів. Загальна кількість клапанів у механізмі керування зчепленням становить три, один впускний та один випускний встановлені паралельно для забезпечення трипозиційного регулювання та один електропневматичний клапан розташовано послідовно до двох перших для забезпечення більш високої точності позиціонування штоку механізму керування зчепленням. Наведені результати математичного моделювання запропонованого механізму у різних режимах роботи та дана їх оцінка.

Ключові слова: послідовне розташування електропневматичних клапанів, механізм керування зчепленням, відкритий стан каналу подачі повітря, зсув у роботі електропневматичних клапанів.

Постановка проблеми

У сучасному автомобілі використання електропневматичного механізму керування зчепленням обумовлено кількома факторами. Це і застосування автоматичних систем керування трансмісією, і спрощення приводу зчеплення автобусів шляхом використання автоматизованого приводу зчеплення за рахунок виключення гідравлічних ланок, і покращення герметизації кабіни військових та спеціальних автомобілів. Забезпечення точності роботи механізму керування зчепленням є достатньо актуальною задачею при використанні електропневматичного механізму керування ним. Дуже важливим фактором для військової техніки є уніфікація елементів з тими що вже використовуються у конструкції автомобілів. Одним з таких елементів є електропневматичні клапани для керування роботою механізму керування зчепленням. Відповідно до досліджень [1] для забезпечення хорошої точності роботи механізму керування зчепленням необхідно застосовувати електропневматичні клапани із часом спрацювання 0,015 с та швидше. Нажаль, для більшості клапанів, що використовуються у різних системах військових автомобілів таких клапанів немає. Наприклад електропневматичні клапани, що використовуються в системі централізованої підкачки шик мають швидкодію близько до 0,03 с тому метою статті є розглядання принципу керування тиском у силовому циліндрі який забезпечить необхідну точність роботи системи керування зчепленням за умо-

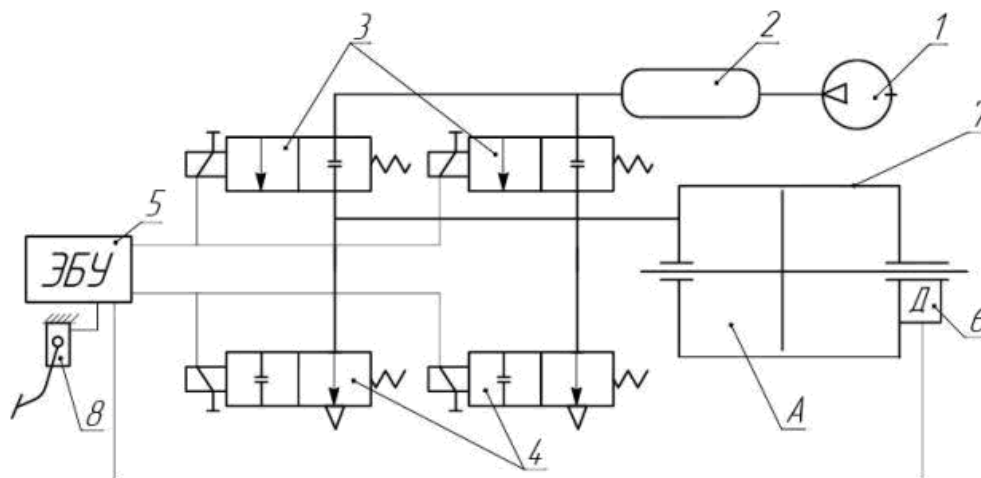
ви застосування електропневматичних клапанів з невеликою швидкодією. Наприклад таких які вже застосовуються у деяких системах автомобіля та випускаються серійно полтавським автоагрегатним заводом.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Відомі конструкції механізму керування зчепленням, що виготовляються серійно, мають схему відповідно до рисунку 1 [1, 2, 3] та використовують чотири швидкодіючих електромагнітних клапани із часом спрацювання не більше ніж 0,01 с. Така швидкодія є досить високою. Більшість автомобільних клапанів середнього цінового сегменту мають швидкодію не краще за 0,03 с. Цього не достатньо щоб забезпечити високу точність позиціонування. У дослідженні [1] зазначена ця проблема та запропонована конструкція механізму керування зчепленням в якій застосовано два електропневматичних клапани та прискорювальний клапана спеціальної конструкції [4], що не має аналогів у світі. Однак наявність отвору в поршні прискорювального клапана [4] може призвести до його обмерзання і як наслідок до погіршення точності позиціонування штоку механізму керування зчепленням. Існують і інші схеми системи керування зчепленням але тільки у виді дослідних зразків чи теоретичних схем. Частина з них направлені на зменшення кількості клапанів та в міру погіршують їх експлуатаційні властивості разом із зниженням вартості системи [5, 6, 7]. Частина

пропонують глибоку інтеграцію в коробку передач разом із покращенням експлуатаційних параметрів [8, 9]. Але такий підхід не є гнучким і ускладнює використання в трансмісії коробки передач іншого виробника. Є і такі що залишають у якості проміж-

ної ланки гідравліку [10] яка забезпечує працездатність механізму у разі виходу з ладу електроніки, але й збільшує експлуатаційні проблеми і зменшує живучість у разі виходу з ладу гідравліки.



А – робоча порожнина; 1 – компресор; 2 – ресивер; 3 – впускний електропневматичний клапан; 4 – випускний електропневматичний клапан; 5 – електронний блок керування; 6 – датчик положення штока; 7 – силовий циліндр; 8 – орган керування

Рисунок 1 – Функціональна схема електропневматичної системи керування зчепленням із електропневматичними клапанами, що розташовані комбіновано

Аналіз використання послідовного розташування електропневматичних клапанів

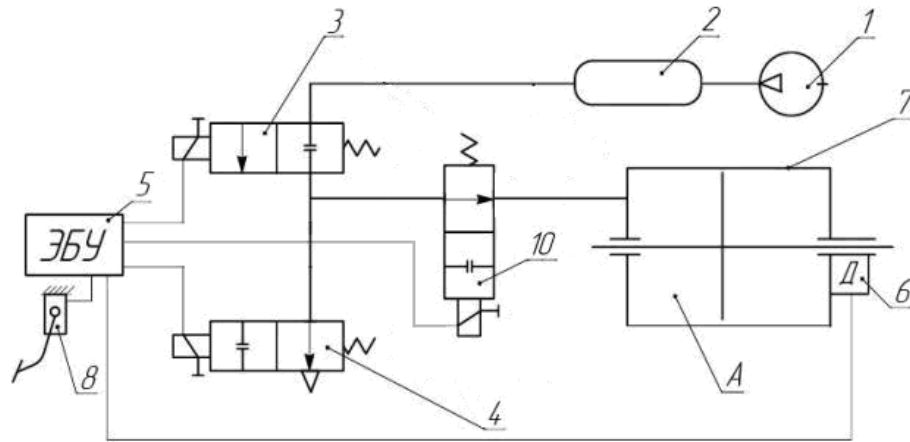
В ході виконання роботи була вирішена задача спрощення організації електропневматичної системи керування зчепленням шляхом використання трьох відносно повільно діючих електропневматичних клапанів із швидкодією 0,03 с. Один впускний та один випускний встановлені паралельно для забезпечення трипозиційного регулювання та один електропневматичний клапан розташовано послідовно до двох перших для забезпечення більш високої точності позиціонування штоку механізму керування зчепленням. Робота клапана, що розташовано послідовно, організована паралельно роботі двох інших електропневматичних клапанів впуску/випуску. Необхідна швидкість досягається за рахунок відповідного прохідного перетину електропневматичних клапанів. Точність позиціонування досягається шляхом одночасного послідовного керування двома електропневматичними клапанами на впуск повітря в циліндр при вмиканні зчеплення або випуск повітря з циліндра при вимиканні зчеплення. Таке керування дозволяє забезпечити достатньо високу точність роботи електропневматичного приводу зчеплення при використанні повільно діючих електропневматичних клапанів та раціональне позиціонування штоку циліндра вмикання/вимикання зчеплення. Технічний результат полягає в поліпшенні якості роботи системи керування

електропневматичним приводом зчеплення за рахунок зменшення часу відкритого стану випускного та випускного каналів до силового циліндра системи керування зчепленням.

Електропневматична система керування зчепленням транспортного засобу (рис. 2) містить датчик положення педалі (8), датчик положення (6), який фіксує переміщення поршня в циліндрі (7) вмикання/вимикання зчеплення, а поршень керується впускним (3), випускним (4) та впускним/випускним (9) електропневматичними клапанами. Блок керування (5), на основі інформації з датчика положення (6) поршня, виконує аналіз та формує керуючий вплив на електропневматичні клапани 3, 4 та 10, які мають невелику швидкодію. Живлення стиснутим повітрям відбувається за рахунок компресора (1) та ресивера (2). Структура сигналу керування двома послідовно розташованими електропневматичними клапанами (див. рис. 3) дозволяє використовувати два клапани з великим пропускним отвором, а так з невеликою швидкодією для керування точними пристроями, такими як електропневматичний підсилювач зчеплення. Оскільки час закриття електромагнітного клапана становить 0,03...0,05 с то точності позиціонування штоку електропневматичного підсилювача досягти вкрай складно. Для реалізації високої точності позиціонування пропонується застосовувати послідовне розташування електропневматичних клапанів. Завдяки такому розташуванню та подачі керуючої напруги на обмотки кожного з клапанів із зміщенням за ча-

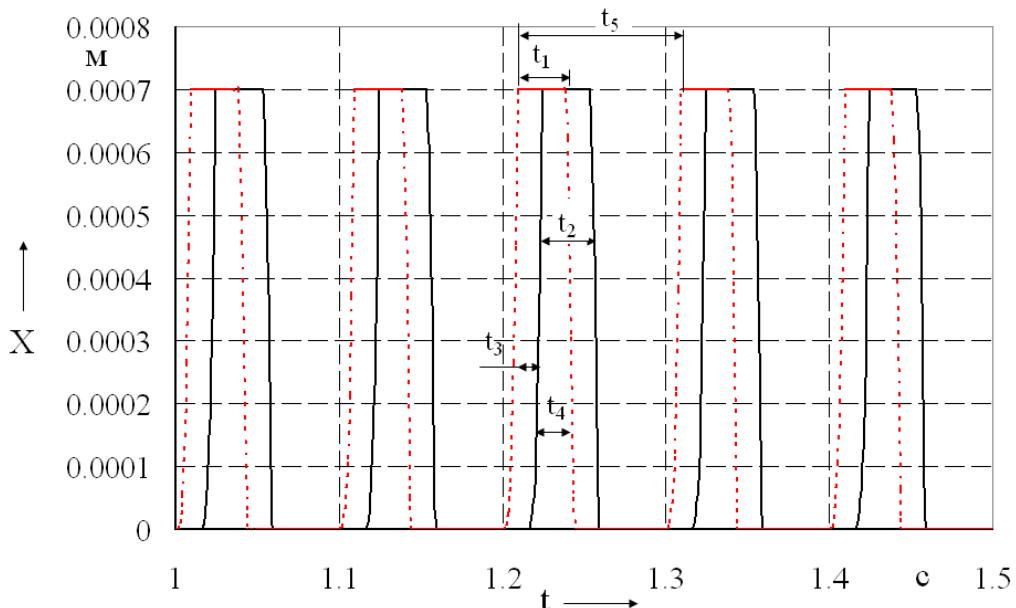
сом отримуємо час відкритого стану каналу із двома послідовними клапанами менший за час відкритого стану одного електромагнітного клапана. Крім того цим часом можна керувати за допомогою зміни зсуву подачі керуючих імпульсів у часі. Приклад тако-

го комбінованого керуючого імпульсу наведений на рисунку 3. Темп наповнення силового циліндра може корегуватися також за рахунок зміни частоти подачі імпульсів на обмотки послідовно встановлених електропневматичних клапанів.



А – робоча порожнина; 1 – компресор; 2 – ресивер; 3 – впускний електропневматичний клапан; 4 – впускний електропневматичний клапан; 5 – електронний блок керування; 6 – датчик положення штока; 7 – силовий циліндр; 8 – орган керування; 9 – прискорювальний клапан; 10 – послідовно розташований електропневматичний клапан

Рисунок 2 – Функціональна схема електропневматичної системи керування зчепленням із електропневматичними клапанами, що розташовані комбіновано



t_1 – час відкритого стану першого електропневматичного клапана; t_2 – час відкритого стану другого електропневматичного клапана; t_3 – зміщення начала відкриття другого клапана відносно першого; t_4 – час відкритого стану каналу з двома послідовно встановленими електропневматичними клапанами; t_5 – період ШІМ.

Рис. 3 – Структура сигналу керування двома послідовно розташованими електропневматичними клапанами

Для перевірки працездатності послідовного розташування двох електрпневматичних клапанів та алгоритму керування було проведено математичне моделювання роботи електропневматичного підсилювача. Математична модель структурних елементів детально описана у роботі [1]. Наведемо відмін-

ності у математичній моделі що наведена у роботі [1]. Насамперед це нова розрахункова схема розташування електропневматичних клапанів та необхідність більш точного математичного опису роботи електроклапана. У багатьох випадках, так само як і у роботі [1], для моделювання роботи електропневма-

тичного клапана достатньо вважати що він відкривається миттєво із зсувом у часі, який відповідає часу спрацювання.

Від швидкодії електромагнітного клапана залежить час запізнювання та якість роботи усієї системи, що пропонується. Тому розрахунок робочого процесу електромагніту дозволить визначити положення його якоря у будь-який момент часу, що дає можливість відстежити ступінь його відкриття не лише при подачі постійного сигналу на електромагніт, але і при використанні широко-імпульсної модуляції електромагніту та отримати коректні данні роботи системи. Для керування використовуються два електромагніти. Напруга живлення $U = 24$ В. Умовний діаметр складає $D_y = 3$ мм, а робочий проміжок 0,8 мм. При цьому час спрацювання знаходиться в межах 0,03 с.

Споживана потужність близько 14 Вт, по тепловому навантаженню електромагніт допускає постійне вмикання. Опис робочого циклу електромагніту постійного струму базується на розв'язанні початкових диференціальних рівнянь електродинаміки [11, 12, 13], записаних з врахуванням активного опору та протидіючої сили. У вигляді придатному для моделювання система має наступний вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d\Phi}{dt} = \frac{U}{n} - \frac{2 \cdot R_a \cdot k \cdot \delta_0}{n^2} \cdot \Phi + \frac{2 \cdot R_a \cdot k}{n^2} \cdot \Phi \cdot x \\ \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{k}{m} \cdot \Phi^2 - \frac{P_{np}(x)}{m} \end{cases} \quad (1)$$

де Φ - магнітний потік, Вб; x - переміщення якоря, м; U - напруга, В; n - число витків в обмотці електромагніту; R_a - опір, Ом; m - маса рухомих частин, кг; P_{np} - сила протидії, Н; δ_0 - початковий робочий проміжок, м; k - постійна, залежна від конфігурації магнітного ланцюга електромагніту.

Для електромагніту, даного типу, коефіцієнт k визначається по залежності (2)[13]

$$k_c = \frac{1}{2 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 10^{-3} \cdot S} \quad (2)$$

де S - площа поперечного перетину якоря, м².

Граничні умови для вирішення цієї системи рівнянь наступні. У момент часу $t = 0$ с, переміщення якоря $x = 0$ м, $\frac{dx}{dt} = 0$ магнітний потік отримаємо, вирішуючи рівняння (3), і враховуючи, що в початковий момент часу струм становить 0 А

$$\Phi = \frac{U}{n} \cdot t + \Phi_0 \quad (3)$$

де Φ_0 - магнітний потік у момент початку руху якоря, Вб. Він визначається величиною протидіючої сили.

$$\Phi_0 = \sqrt{\frac{P_{np}(\delta_0)}{k}} \quad (4)$$

При $x = \delta_0$ швидкість переміщення якоря також стає рівною нулю $\frac{dx}{dt} = 0$, а струм набуває сталого значення.

Перше рівняння в системі (1) характеризує процеси, що відбуваються в обмотці електромагніту постійного струму при створенні магнітного потоку, що викликає рух якоря. Друге рівняння описує характер руху якоря залежно від зміни магнітного потоку, типу електромагніту та сил протидії.

Рівняння, що описують зміну прохідних перетинів впускного та випускного клапанів (5) із врахуванням гідравлічного опору, ідентичні як для впускного, так і випускного електропневматичних клапанів.

$$\begin{cases} f_i = \frac{\pi \cdot d_{\dot{y}} \cdot x}{\sqrt{1 + \zeta_i}} \\ f_a = \frac{\pi \cdot d_{\dot{y}} \cdot (\delta_0 - x)}{\sqrt{1 + \zeta_a}} \\ f_s = \frac{\pi \cdot d_{\dot{y}} \cdot (\delta_0 - x)}{\sqrt{1 + \zeta_s}} \\ f_{s\dot{a}} = \frac{\pi \cdot d_{\dot{y}} \cdot (\delta_0 - x)}{\sqrt{1 + \zeta_{s\dot{a}}}} \end{cases} \quad (5)$$

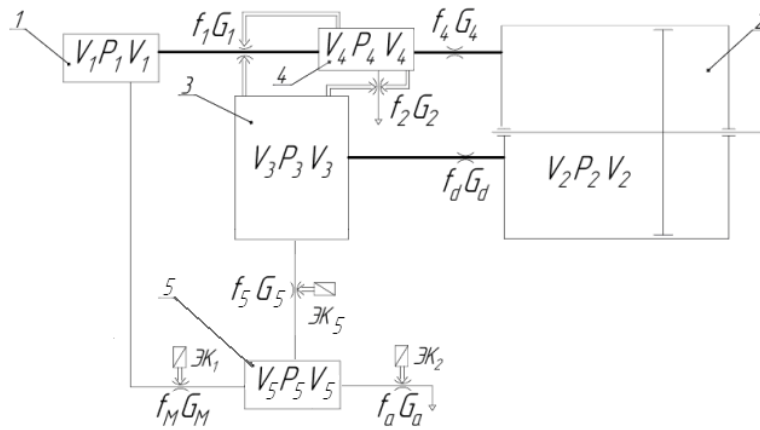
де ζ_i , ζ_s , $\zeta_{s\dot{a}}$, ζ_a - коефіцієнти опору електропневматичного клапана на впускання в порожнину об'ємом V_5 (див. рис 4), на впускання в силову порожнину циліндра об'ємом V_2 і випуск з неї в порожнину об'ємом V_5 та звідти у атмосферу відповідно; $d_{\dot{y}}$ - умовний діаметр отвору електромагнітного клапана.

Рішення системи рівнянь (1) узгоджується з експериментальними даними, отриманими в роботах інших авторів [11, 12, 13].

Зниження величини струму в обмотці електромагніту обумовлено переміщенням якоря. Далі йде насичення котушки по силі струму так само, як і у соленоїда, оскільки надалі сердечник нерухомий і відповідає фізичній моделі соленоїда.

Функціональна та розрахункова схеми підсилювача з послідовним розташуванням електроклапанів наведені на рисунках 2 та 4 відповідно. Оскільки один з клапанів може бути використаний як у режимі наповнення силової порожнини так і у режимі її спорожнення то й загальна кількість електропневматичних клапанів може бути зведена до трьох, що також знижує вартість системи порівняно із схемами де чотири клапани розташовані паралельно.

Враховуючи різницю між об'ємом ресивера 1 (рис. 4) і об'ємом штокової порожнини пневматичного циліндра 2, зміною тиску у ресивері нехтуємо, приймаємо $P_1 = \text{const}$.



1 – ресивер; 2 – штокова порожнина силового циліндра; 3 – керуюча порожнина прискорювального клапана; 4 – силова порожнина прискорювального клапана; 5 – порожнина між керуючими клапанами; T, V, p – температура, об'єм і тиск повітря відповідних ланок; f_m, f_a, f_s – площа прохідного перетину відповідно впускного, випускного та центрального (впускного-випускного) електропневматичного клапана, m^2 ; f_d – площа дроселя, m^2 ; f_1, f_2 – площа прохідного перетину прискорювального клапана відповідно на впуск та на випуск, m^2 ; f_4 – площа з'єднуючого трубопроводу, m^2 ; $G_1, G_2, G_4, G_5, G_d, G_m, G_a$ – витрата повітря через відповідні ланки

Рисунок 4 – Розрахункова схема пневматичної частини ЕППЗ

Розрахунки показали, що шляхом зміни часу t_1, t_2, t_3 та частоти подачі електричного імпульсу на обмотку електромагніту (див. рис. 3) можливо змінити час відкритого стану каналу t_4 який визначає відсоток зміщення сигналів керування $E_1=0\%, E_2=50\%, E_3=90\%$ яким відповідає точність роботи привода відповідно $\Delta X_1=3,5$ мм, $\Delta X_2=1,7$ мм та $\Delta X_3=0,3$ мм. Результати розрахунку наведені на рисунку 5. Відповідно до рисунку 5 видно як змінюється дискретність переміщення штока електропневматичного підсилювача відповідно до зміщення керуючих сигналів, що подаються на обмотку послідовно встановлених електромагнітів. Також треба відзначити, що співвідношення між переміщенням якорів електромагнітів та подачею керуючих імпульсів не корелюється.

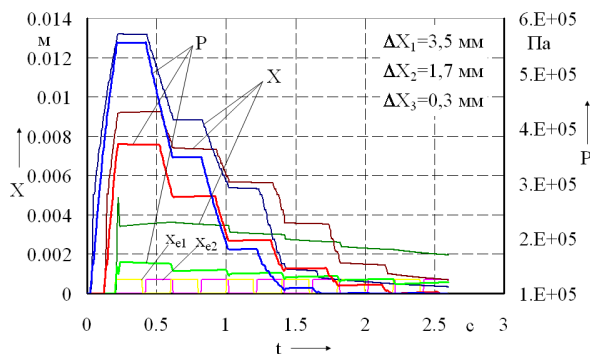


Рис. 5 – Порівняння робочого процесу із різним ступенем зміщення відкриття послідовно розташованих електропневматичних клапанів

Так на рисунках 6 та 7 демонструється процес забезпечення скороченого часу відкритого стану каналу. На рисунку 6 спостерігається інтерференція у переміщенні якорів електромагнітних клапанів, але такої інтерференції не спостерігається у електрома-

гнітних імпульсах, що подаються на обмотки цих електромагнітів для їх роботи. Це пов'язано із швидкодією клапана і повинно бути враховане при формуванні алгоритму роботи системи керування зчепленням.

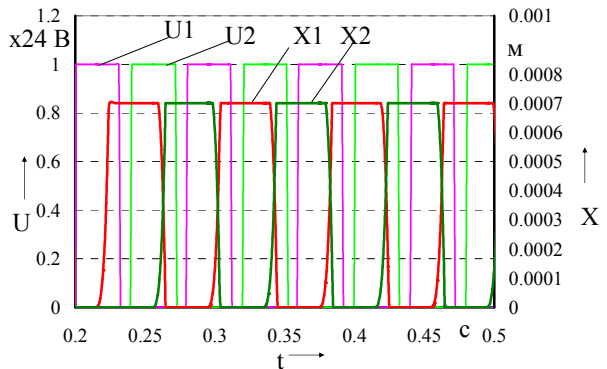


Рис. 6 – Співвідношення між подачею електричних імпульсів та переміщенням якорів

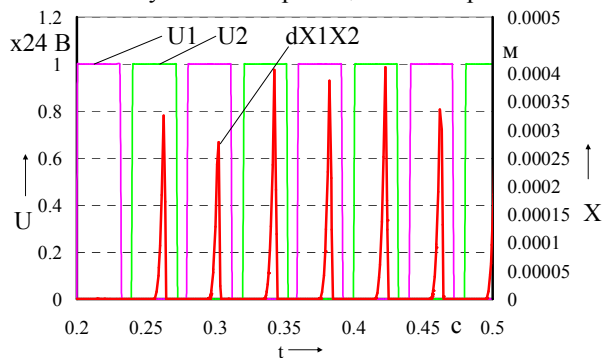


Рисунок 7 – Еквівалентний відкритий стан каналу з двома послідовно розміщеними клапанами

Ступінь інтерференції сигналу визначається часом відкритого стану кожного клапану а ті, в свою чергу, залежать від темпу переміщення педалі зчеплення. Результатом роботи послідовного відкриття та

закриття електропневматичних клапанів є забезпечення еквівалентного відкритого стану каналу що впускає або випускає стисле повітря в силовий циліндр і в атмосферу відповідно. На рисунку 7 зображено графік еквівалентного відкритого стану каналу з двома послідовно розміщеними клапанами. Слід зазначити що такий спосіб керування є дуже гнучким бо дозволяє за один період спрацювання клапана два рази відкривати канал використовуючи момент відкриття першого клапана так і момент його закриття. Таким чином послідовно накладаються відкриття першого клапана з закриттям другого клапана та закриття першого клапана з закриттям другого клапана. Це забезпечує зменшення числа спрацювання кожного електропневматичного клапана у півтора рази порівняно із всіма іншими способами керування за яких той самий час відкритого стану забезпечується одним клапаном, що позитивно відіб'ється на їх довготривалості роботи.

Висновки

1. При ступені перекриття керуючих імпульсів 90% можливо досягти десятикратного збільшення точності позиціонування штоку виконавчого пристрою системи керування зчепленням.

2. Ступень перекриття керуючих імпульсів залежить від бажаного темпу включення зчеплення і при тому самому еквівалентному часі відкритого стану каналу може спостерігатися як наявність так і відсутність інтерференції керуючих електричних імпульсів на обмотках послідовно встановлених електропневматичних клапанів.

3. За рахунок забезпечення подвійного відкриття каналу під час одноразового відкриття кожного з двох послідовно розташованих клапанів загальна кількість спрацювання кожного клапана зменшується у півтора рази.

Список літератури

1. Ярита О.О. Вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 (274); захищена 29.06.17; затв. 11.10.17 / Ярита Олександр Олександрович. – Харків, 2017. – 202 с.
2. Electronic Clutch Actuator. [Електронний ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: https://www.knorr-bremsesebn.biz/WCMS/Artpics/126/Bildart/Drawings/jhbVOKhvI0EBhB_Y226379_1_EN_000.pdf.
3. Szimandl B. Dynamic hybrid model of an electro-pneumatic clutch system / B. Szimandl, H. Nemeth // *Mechatronics*. – 2013. – №23 – 36s.
4. Пат. 109503 Україна, МПК В60К 23/00. Прискорювальний клапан / заявники Богомолів В. О., Клименко В. І., Михалевич М.Г., Ярита О. О.; патен-товласники Богомолів В. О., Клименко В. І. – №201405006; заявл. 12.05.2014; надр. 25.08.2015. Бюл. 16, 4с.
5. Захарик Ю. М. Динамика модернізованого приводу сцеплення / Юрий Михайлович Захарик // *Грузовик &* – 2003. – №5. – С. 13-14.
6. Захарик Ю. М. Исполнительные механизмы систем автоматического управления механическими трансмиссиями / Юрий Михайлович Захарик // *Грузовик &* – 2009. – №4. – С. 15-24.
7. Пат. 2238857 Российская федерация, В60К23/02 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.
8. 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.
9. 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.
10. 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.
11. Миловзоров В. П. Электромангитные устройства автоматики / Миловзоров В. П. – М.: Высшая школа, 1983. – 408 с.
12. Сливинская А. Г. Электромагниты и постоянные магниты / Сливинская А. Г. – М.: Энергия, 1972. – 248 с.
13. Тер-Акопов А. К. Динамика быстродействующих электромагнитов / А. К. Тер-Акопов М. Л.: Энергия, 1965. – 168 с.

Reference

1. Yaryta O.O. (2017) “Vdoskonalennya elektropnevmatychnoho pryvodu zcheplyennya velykovantazhnykh avtomobiliv ta avtobusiv”, [Improvement of the electropneumatic actuator of clutch in heavy trucks and buses: dissertation] Kharkiv, 202 p.
2. Electronic Clutch Actuator. Available at: URL https://www.knorr-bremsesfn.biz/WCMS/Artpics/126/Bildart/Drawings/jhbVOKhvI0EBhB_Y226379_1_EN_000.pdf (accessed 27.11.2017).
3. Szimandl B. Dynamic hybrid model of an electro-pneumatic clutch system / B. Szimandl, H. Nemeth // Mechatronics. – 2013. – №23 – 36s.
4. Bogomolov V. O., Klymenko V. I., Mykhalevych M.G., Yaryta O. O. (2015) “Pryskoryval'nyy klapán”, [Accelerator valve], Ukraine, 109503.
5. Zakhrik U. M. (2003) “Dinamika modernizirovannogo privoda stsepleniya” [Dynamics of the modernized clutch drive], Truck & No 5, pp. 13-14.
6. Zakhrik U. M. (2009) “Ispolnitelnyye mekhanizmy sistem avtomaticheskogo upravleniya mekhanicheskimi transmissiyami” [Executive mechanisms of automatic transmission control systems], Truck & No 4, pp. 15-24.
7. Rakomsin A. P., Korsakov V. V., Zakharik A. M., Ryabyy S. A., Torgonskiy A. R., Tsarev O. P (2004) “Privod vyklyucheniya stsepleniya”, [Clutch release actuator] Russia, 2238857.
8. Starodubtsev V. M., Sokolovskiy V. I., Sariban A. M., Tarasov L. A., Polferov V. V., Festa A. G. (1990) “Gidropnevmaticheskii usilitel privoda upravleniya stsepleniym transportnogo sredstva”, [Hydro-pneumatic clutch control actuator for vehicle], USSR, 1594000.
9. Starodubtsev V. M., Sokolovskiy V. I., Sariban A. M., Tarasov L. A., Polferov V. V., Festa A. G. (1992) “Privod upravleniya muftoy stsepleniya transportnogo sredstva” [Drive Clutch Control Clutch Vehicle], USSR, 1749069.
10. 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.
11. Milvzorov V. P. (1983), “Elektromangitnyye ustroystva avtomatiki” [Electromagnetic automation devices], Vysshaya shkola, Moscow, 408 p.
12. Slivinskaya A. G. (1972), “Elektromagnity i postoyannyye magnity” [Electromagnets and permanent magnets], Energiya, 248 p.
13. Ter-Akopov A. K. (1965), “Dinamika bystrodeystvuyushchikh elektromagnitov” [Dynamics of high-speed electromagnets], Energiya, 168 p.

Відомості про автора(ів):

Михалевич Микола Григорович

кандидат технічних наук доцент
доцент кафедри Харківського національного ав-
томобільно-дорожнього університету
Харків, Україна
orcid.org/0000-0001-9890-3838
e-mail: kolya@khadi.kharkov.ua

Богомолов Віктор Олександрович

доктор технічних наук професор
проректор Харківського національного автомобі-
льно-дорожнього університету
Харків, Україна
orcid.org/0000-0001-6871-8244
e-mail: bv@khadi.kharkov.ua

Клименко Валерій Іванович

кандидат технічних наук професор
завідувач кафедри Харківського національного
автомобільно-дорожнього університету
Харків, Україна
orcid.org/0000-0002-7399-0397
e-mail: klimenko@khadi.kharkov.ua

Information about the author(s):

Mykola Mykhalevych

Candidate of Sciences Associate Professor
Senior Lecturer of department Kharkiv Nationality of
Automobile and Highway University,
Kharkiv, Ukraine
orcid.org/0000-0001-9890-3838
e-mail: kolya@khadi.kharkov.ua

Viktor Bogomolov

Doctor of Technical Sciences Professor
Head of Kharkiv Nationality of Automobile and
Highway University
Kharkiv, Ukraine
orcid.org/0000-0001-6871-8244
e-mail: bv@khadi.kharkov.ua

Valeriy Klimenko

Candidate of Sciences Professor
Head of department Kharkiv Nationality of Auto-
mobile and Highway University,
Kharkiv, Ukraine
orcid.org/0000-0002-7399-0397
e-mail: klimenko@khadi.kharkov.ua

Ярита Олександр Олександрович

кандидат технічних наук
асистент кафедри Харківського національного
автомобільно-дорожнього університету
Харків, Україна
orcid.org/0000-0003-4948-6577
e-mail: aleks.yarita@gmail.com

Леонтьев Дмитро Миколайович

кандидат технічних наук доцент
доцент кафедри Харківського національного ав-
томобільно-дорожнього університету
Харків, Україна
orcid.org/0000-0003-4255-6317
e-mail: leontiev@khadi.kharkov.ua

Рябуха Юлія Олександрівна

магістр
аспірантка Харківського національного автомобі-
льно-дорожнього університету
Харків, Україна
orcid.org/0000-0002-4305-1540
e-mail: ryabukha.yulia@gmail.com

Olexandr Yaryta

Candidate of Sciences
Assistant Lecturer of department Kharkiv Nationality
of Automobile and Highway University,
Kharkiv, Ukraine
orcid.org/0000-0003-4948-6577
e-mail: aleks.yarita@gmail.com

Dmytro Leontev

Candidate of Sciences
Assistant Lecturer of department Kharkiv Nationality
of Automobile and Highway University,
Kharkiv, Ukraine
orcid.org/0000-0003-4255-6317
e-mail: leontiev@khadi.kharkov.ua

Yuliya Ryabukha

Master of Science
Postgraduate Student of Kharkiv Nationality of Au-
tomobile and Highway University,
Kharkiv, Ukraine
orcid.org/0000-0002-4305-1540
e-mail: ryabukha.yulia@gmail.com

INCREASING THE ACCURACY OF THE ELECTRON-PNEUMATIC MECHANISM CONTROL OF THE CLUTCH OF VEHICLES OF CATEGORIES N3 AND M3 BY USING THE SERIAL ARRANGEMENT OF ELECTRON-PNEUMATIC VALVES.

Annotation: The new principle of pressure control in the power cylinder of the clutch control mechanism is proposed. The principal and calculation schemes vehicle's clutch control mechanism, where the serial arrangement of the valves is applied, are considered. Emphasized advantages over existing analogues. For example, compared to the scheme with four valves, the design is simplified, compared to the scheme with an accelerator valve, improved reliability especially in the winter. The total number of the valves in the clutch control mechanism is three, one inlet valve and one outlet valve installed in parallel to provide a three-position regulation and one electropneumatic valve is arranged successively to the first two valves to provide a higher accuracy of the positioning of the clutch control system. The mathematical model of the electropneumatic valve and the results of modeling application of shift of control pulses each of two serial operating valves are presented. The results of mathematical modeling of the proposed clutch control mechanism in the different modes of operation are presented and their estimation is given. It is determined that in comparison with synchronous operation of two serially installed valves, the shift of control pulses in time allows to increase the accuracy of work more than ten times. Control of the process of pressure change is possible as a change in the value of the shift between control impulses as and the change their frequency of control pulses.

Key words: serial arrangement of electropneumatic valves, clutch control mechanism, open state of the air supply channel, shift in the work of electropneumatic valves.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА УПРАВЛЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ КАТЕГОРИЙ N₃ и M₃ ПУТЁМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИХ КЛАПАНОВ.

Аннотация: Предложен новый принцип управления давлением в силовом цилиндре механизма управления сцеплением. Рассмотрены принципиальная и расчётная схемы механизма управления сцеплением транспортного средства, в которых применяется последовательное расположение клапанов. Общее количество клапанов в механизме управления сцеплением составляет три, один впускной и один выпускной установлены параллельно для обеспечения трёхпозиционного регулирования и один электропневматический клапан размещён последовательно по отношению к первым двум для более высокой точности позиционирования штока механизма управления сцеплением. Приведены результаты математического моделирования предложенного механизма в разных режимах работы и дана их оценка.

Ключевые слова: последовательное расположение электропневматических клапанов, механизм управления сцеплением, открытое состояние канала подачи воздуха, смещение в работе электропневматических клапанов.