

Зміст

Вступ.....	4
1. Патентний пошук по проблемі створення багатопозиційного телескопічного цифрового привода.	7
2. Принципова схема пневмоелектричного телескопічного цифрового приводу	42
3. Розробка пневмоелектричного телескопічного цифрового приводу .	53
4. Телескопічний багатопозиційний привод поворотно-поступальної дії	58
5. Алгоритм розрахунку динамічних характеристик багатопозиційного телескопічного цифрового приводу	63
6. Аналіз появи та зникнення викидів та провалів вихідного штоку цифрового виконавчого пристрою	70
7. Комп'ютерне моделювання рухів розрядних поршнів при опрацюванні кодових комбінацій.	86
Література.....	97

Реферат

Магістерська дисертація на тему "Розробка і дослідження пневмоелектричних цифрових приводів промислових роботів": 97с., 18 рис., 1 табл., 44 джерел.

Об'єкт дослідження – пневмоелектричний багатопозиційний привод з цифровим керуванням.

Мета роботи – створення малогабаритних, надійних і високоточних приводів, керування якими здійснюється в двійковому коді. розширення області застосування багатопозиційних пневматичних та гідравлічних приводів з цифровим керуванням в якості виконавчих пристроїв промислових роботів і метало та деревообробних верстатів .

Метод дослідження – аналіз динамічних характеристик приводу.

В процесі виконання магістерської дисертації розроблений алгоритм і мат. модель основних статичних і динамічних характеристик. Проведене комп'ютерне моделювання рухів розрядних поршнів при опрацюванні різноманітних кодових комбінацій керуючих сигналів. Магістерська робота виконана на базі авторського патенту України №110813. Розроблена принципова схема телескопічного багатопозиційного приводу поворотно-поступальної дії та чотирирозрядного телескопічного приводу, загальний вигляд, конструкція телескопічного багатопозиційного приводу поворотно-поступальної дії, та чотирирозрядного телескопічного приводу . Розроблений алгоритм визначення основних динамічних характеристик приводу. Приведений алгоритм розрахунку динамічних характеристик цифрового приводу. Проведений аналіз появи та зникнення викидів та провалів вихідного штоку цифрового виконавчого пристрою. Розроблена комп'ютерна модель чотирирозрядного телескопічного цифрового приводу в середовищі Simulink та Solid Works.

ТЕЛЕСКОПІЧНИЙ, БАГАТОПОЗИЦІЙНИЙ, ЦИФРОВИЙ, ТИСК, ПНЕВМАТИЧНИЙ, ПОРШЕНЬ, ЦИЛІНДР, ВИКИДИ, ПРОВАЛИ, РОЗРАДНА КАМЕРА, ПНЕВМАТИЧНИЙ.

Вступ

Успіхи, досягнуті в розробці мікропроцесорної техніки, верстатів з програмним управлінням і робототехніки відкривають великі перспективи створення принципово нових систем автоматизації виробничих процесів. На зміну колишнім автоматичним лініям, орієнтованим на масовий випуск однотипної продукції, приходять гнучкі виробничі системи, здатні оперативно перебудовуватися для виконання різних технологічних процесів.

Застосування цифрових ЕОМ в сучасних системах управління дозволяє додати їм універсальність і гнучкість, які необхідні для управління складними технологічними процесами гнучких виробничих систем, реалізувати оптимальні закони управління і перебудовувати структуру управляючої частини системи. Але вдосконалення тільки характеристик цифрових обчислювальних машин не дозволяє вирішити в цілому проблему створення надійних цифрових систем управління.

Стримуючим чинником в застосуванні ЕОМ для управління технологічними процесами гнучких виробничих систем є складність сполучення пристроїв програмного управління з традиційними пневматичними і гідравлічними приводами з аналоговим управлінням. Тому останнім часом, як у нашій країні, так і за рубежом ведеться велика робота по розробці і впровадженню нових типів виконавчих приводів з дискретним управлінням, які легко сполучаються з ЕОМ і дозволяють перетворювати інформацію у вигляді двійкового коду в лінійне або кутове переміщення виконавчого органу.

Так в даний час у якості виконавчих пристроїв верстатів з програмним управлінням, промислових роботів-манипуляторів і інших технологічних пристроїв все більш широке застосування отримують електричні, гідравлічні, пневматичні і комбіновані приводи з цифровим керуванням.

Застосування приводів з цифровим керуванням значно спрощує автоматичні системи, підвищує їх функціональні можливості і надійність,

полегшує нагляд за ними і обслуговування. При цьому особливої уваги заслуговує пневматичні і гідравлічні цифрові виконавчі приводи, які мають ряд важливих переваг, які дозволяють створювати відносно прості, економічні і швидкодійні автоматизовані системи керування.

Слід зауважити, що незважаючи на достатньо високий розвиток теорії пневматичних і гідравлічних приводів, у технічній літературі ще недостатньо відомостей, які дозволяють дати науково обґрунтовані рекомендації по методиці розрахунку пневматичних і пневмогідравлічних цифрових виконавчих приводів, вибору їх принципів схем, конструктивних параметрів і режимів роботи, що ускладнює розробку і проектування таких приводів і впровадження їх у промисловість.

Одним з головних напрямків науково-технічного прогресу протягом вже кількох десятиріч є розвиток методів і засобів інформатики та обчислювальної техніки. Використання методів математичного моделювання та комп'ютерного розв'язання інженерних і наукових задач дозволяє значно підвищити ефективність процесів проектування та управління. Широке та різноманітне використання методів математичного моделювання привели до розширення як практичної, так і теоретичної баз комп'ютерної математики. Математичне комп'ютерне моделювання стало головним засобом дослідження складних процесів і систем, на якому базуються сучасні підходи до проектування, оптимізації та управління в різних галузях науки і техніки. Обчислювальна математика стала основою для реалізації та комп'ютерного розрахунку методів математичного моделювання. Комп'ютерні моделі використовують для отримання нових знань про об'єкт чи для наближеної оцінки поведінки систем, занадто складних для аналітичного дослідження. Масштаб подій що імітуються за допомогою комп'ютерного моделювання значно перевершив все можливе з використанням традиційного паперу і олівця.

Метою магістерської дисертації є розширення технічних можливостей цифрового приводу.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі:

1. Проведений патентний пошук по створенню пневмоелектричних телескопічних цифрових приводів.
2. Розроблена принципова схема пневмоелектричного телескопічного цифрового приводу.
3. Розроблений пневматичний багатопозиційний телескопічний привод з цифровим керуванням.
4. Розроблений телескопічний багатопозиційний привод поворотно-поступальної дії та чотирирозрядний телескопічний цифровий привод .
5. Розроблена принципова схема чотирирозрядного телескопічного цифрового приводу.
6. Проведений алгоритм розрахунку динамічних характеристик багатопозиційного телескопічного цифрового приводу.
7. Аналіз появи та зникнення викидів та провалів вихідного штоку цифрового виконавчого пристрою
8. Комп'ютерне моделювання рухів розрядних поршнів при опрацюванні кодових комбінацій

1. Патентний пошук по проблемі створення багатопозиційного телескопічного цифрового привода.

Багатоциліндровий телескопічний привод

Патент US3603207A

Винахідник: John T Parrett

Даний винахід відноситься до телескопічних гідравлічних приводів загального типу, відомих в попередньому рівні техніки. Ці виконавчі елементи включають первинний циліндровий агрегат, який отримує первинний поршень із прутком, що проходить від первинного циліндра. Цей стержень визначає вторинний циліндр для вторинного поршня, який також має стрижень, що витікає з нього. Якщо телескопічний циліндр поданий на стрижень, на виступаючому кінці вторинного стрижня передбачені відповідні порти для вибіркового подавання рідини до і з приводу. Якщо привід подає циліндр, то в первинному циліндрі передбачені подаючі та зворотні отвори для вибіркового подавання рідини до і з приводу. Звичайно, в останньому випадку первинний циліндр буде стаціонарним членом виконавчого механізму, тоді як в першому випадку виступаючий стрижень стане нерухом членом виконавчого механізму.

У цих попередніх виконавчих пристроях між секціями для з'єднання портів з загальними сторонами двох поршнів передбачені різні трубопроводи та переходи. Тобто один порт буде з'єднаний з подачею і зворотною рідиною відносно сторони стрижнів обох поршнів, а інший порт буде підключено до вибірки живлення подачі і зворотного потоку на інші сторони обох поршнів, при цьому розуміти, що поршні мають тиск одночасно в цих попередніх конструкціях.

При такому розташуванні привідний пристрій розширюється і відхиляється крок за кроком, по сектору, залежно від площі та обсягу рідини, необхідного для розширення або відхилення кожного розділу. Таким чином, вони розширюються або відбираються в заздалегідь визначеній послідовності, яку неможливо контролювати оператор. Проте, в багатьох випадках бажано,

щоб оператор міг контролювати розширення і в деяких випадках відволікання кожного розділу незалежно від інших розділів. Наприклад, в деяких випадках може бути бажаним подовжити лише другий розділ, тоді як в інших випадках бажано поширювати лише основний розділ, і така альтернатива неможлива в попередніх відомих конструкціях телескопічних циліндрів.

Посилаючись на варіант здійснення, показаний на Фіг. 1, телескопічний стержневий гідравлічний циліндр 10 складається, як правило, з головного циліндра 12, первинного поршня 13, вторинного циліндра 14, вторинного поршня 16 та другого стрижня 18. Поршень 13 легко ковзає в інтер'єр первинного циліндру 12 і визначає в ній з вторинним циліндром 14 першу рідку камеру 20 у другому стрижні та рідини камери 22.

Проектування з поршня 13 являє собою стержень або рукав 25, який визначає частину вторинного циліндра 14. Концентративно розташована зі стрижнем або рукавом 25, є втулкою 28, закріпленою щодо поршня 13, і виступає з неї такою ж довжиною, як стрижень 25, разом з ще одним концентричним внутрішнім стержень або рукав 30 всередині муфти 28. Циліндр 14 визначається втулкою 25 і втулкою 28. Скипний в циліндрі 14 являє собою поршень 16, який має кільцеву конфігурацію і який ковзає за допомогою внутрішньої частини труби 25 та зовнішньої частини труби 28. Поршень 16 визначає камеру для рідини 32 і камеру 34 для кінцевої рідини в циліндрі 14. Випробування з поршня 16 і визначення частини штока 18 є концентричними муфтами 36 і 38. Муфта 36 скользяче закріплює кільцеву радіальну виступ 40 на кінці рукав 25 з метою забезпечення закритого кінця камери 34.

Також формування частини стержневого вузла 18 являє собою подачу труби 43, яка простягається всередину з кінцевої шапочки 44, і яка, ковзаючи і герметично, зачеплює радіальний вхідний виступ 46 на кінці труби 30, що визначає частину стержневого вузла, пов'язаного з поршнем 13

Порт 47 забезпечується централізовано у торцевій кришці 44, з'єднаній з внутрішньою частиною труби 43. Порт 47 з'єднується з камерою 20 через

внутрішню частину трубки 43, внутрішню частину муфти 30 і через центральний отвір 49 в поршні 13. V

З метою подачі гідравлічної рідини в камеру 32 для подовження вторинної секції або циліндра 14, порт 50 розташований поруч із кінцем стержневого вузла 18. Порт 50 зв'язується з кільцевим проїздом 52 у стрижні 18, визначеному між рукавами 36 та 38. Прохід 52 зв'язується з камерою 32 в циліндрі 14 через декілька осьових каналів 54 у поршні 16.

З метою витягування циліндрів 12 і 14, третій порт 56 розташований поряд із кінцем стрижня 18 і з'єднується з камерою 57, визначеною між вступом 38 і трубою 43. Камера 57 зв'язується з кінцевою камерою 34 стрижня, зв'язаною з циліндром 14 через множину U-подібних каналів 60 у поршні 16. У той же час камера 57 зв'язується з кінцевою камерою 22 стрижня, пов'язаною з циліндром 12, через кільцевий прохід 62, визначений між рукавами 28 і 30, і відкривається до камери 57. Кільцевий прохід 62 зв'язується з камерою 22 через декілька переважно U-образних проходів 64 у поршні 13. Таким чином, коли порт 56 під тиском, обидві торцеві камери 22 і 34 будуть герметизовані.

З метою подачі рідини на привідний пристрій 10 та з метою вибіркового регулювання розтягування та втягування циліндрів 12 і 14 передбачено гідравлічний контур, що складається в основному з насоса 71 подачі, керуючого клапана первинного циліндра 72 та вторинного циліндра контрольний клапан 74. Клапани 72 і 74 ідентичні конструкції і відомі в даній галузі як закриті центральні чотиристоронні керуючі клапани. Перевантажувальний клапан 76 забезпечується з'єднанням з виходом насоса 71 для керування максимальним тиском, поданим на привід 10.

З клапанами 72 і 74 у їхньому замкнутому центрі, показаному на Фіг. 1, потоки рідини будуть заблоковані щодо виконавчого механізму 10, а циліндри 12 і 14 залишаться в положеннях, показаних на Фіг. 1. Слід розуміти, що кожен з циліндрів 12 і 14, як показано на фіг. 1, частково розширений.

Щоб подовжувати первинний циліндр 12 без розширення вторинного циліндра 14, регулюючий клапан 74 другого циліндру поміщений у

розташоване центральне положення блокування, яке блокує протік у проїзді 78 у будь-якому напрямку. Це блокує потік відносно порту 50, що передає камеру, 32 блокуючи циліндр 14 по відношенню до поршня 16.

Одночасно клапан 72 зсунуто до правих комунікаційних каналів 80 з насосом 71 і сполучним каналом 81 з відповідним резервуаром 83. Таким чином, порт 47 нагнітається, а гідравлічна рідина подається через внутрішню частину трубки 43, внутрішня частина муфти 30 в камеру, завдяки чому циліндр 12 поширюється вправо, поки не досягне максимального положення щодо поршня 13 або доки оператор не поверне клапан 72 у позицію нейтрального блокування. Під час розширення циліндра 12 гідравлічна рідина у стержневій камері циліндра 12 випускається через канали 64, кільцевий прохід 62, камеру 57, порт 56 і прохід 81 через клапан 72 до резервуара 83.

Якщо бажано, щоб вторинний циліндр 14 був розширений без первинного циліндра 12, первинний регулюючий клапан 72 розташований у замкнутому центральному положенні, показаному на малюнку, а регулюючий клапан 74 переміщений у правильне положення. Таким чином, клапан 72 у цьому положенні блокує потік у лінії 80 і запобігає потоку відносно камери 20 і тим самим запобігає розширенню та утягуванню первинного циліндра 12 по відношенню до поршня 13. У той же час лінія 78 нагнітається насосом 71 через регулюючий клапан 74, що подає рідину до порту 50. Рідина з порту 50 протікає через кільцевий прохід 52 у стержні 18 і через осьові канали 54 у внутрішню камеру 32, пов'язану з вторинним циліндром 14. Це призводить до збільшення вторинного циліндра 14 відносно поршень 16. Для того, щоб забезпечити стиснення кінцевої камери 34 стрижня, в цей час рідина в цій камері витісняється з каналів 60, камери 57, порту 56 і лінії 81 через регулюючий клапан 74 до ємкості 85.

Для витягу як первинних, так і вторинних циліндрів 12 і 14 обидві регулюючі клапани 72 і 74 переносяться в ліва позиція лінії 81 під тиском і лінії зв'язку 78 і 80 в резервуари 85 і 83, відповідно. Це примушує порт 56 подавати рідину до стержневої камери 34 через канали 60 в поршень 16 і до кінцевої

камери 22 первинного стрижня, хоча це кільцеві канали 64 і прохід 62 у поршні 13. Таким чином, первинний та вторинний циліндри будуть послідовно відбиратися.

Щоб витягнути первинний циліндр 12 незалежно від вторинного циліндра 14, клапан 72 зсунуто вліво, а клапан 72 поміщений у його центральне блокувальне положення. Це пригнічує обидві камери 34 і 22, що витягує циліндр 12, але циліндр 14 не можна витягнути, тому що камера 32 заблокована клапаном 74 через лінію 78.

Щоб витягнути вторинний циліндр 14 незалежно від первинного циліндра 12, клапан 74 зсунуто вліво, а клапан 72 поміщений у його центральне блокувальне положення. Це пригнічує обидві камери 34 і 22, що витягує циліндр 14, але циліндр 12 не можна витягнути, тому що камера 20 заблокована клапаном 72 через лінію 80.

Другий варіант здійснення даного винаходу, показаний на Фіг. 2 є по суті таким же, як гідравлічний привід, показаний на Фіг. 1 з функціональної точки зору, але це перш за все відрізняється тим, що це циліндровий привід. Привід позначений позицією 110 на Фіг. 2 і складається, як правило, з первинного циліндра 112, який пристосований як стаціонарний елемент виконавчого механізму, первинний поршень 113, що ковзає в циліндрі 112, вторинний циліндр 114, визначений стрижнем, асоційований з циліндром 113, вторинний поршень 116, що ковзає в циліндрі 114 і вторинний стержень 118, що виступає з поршня 116.

Первинний циліндр 112 має центральну живильну трубку 117, закріплену на її кінцевій стінці 119. Поршень 113 визначає камери 120 і 122 у циліндрі 112 зі стрижнем або циліндром 114.

Розтягнувшись від поршня 113 і визначаючи циліндр 114, гільзи 125 і 128 концентрично розташовані. Скидання між рукавами 125 і 128 - це поршень 116, який має кільцеву форму і зчеплюється з внутрішньою частиною втулки 125 і зовнішньої частини муфти 128. Також виступає з поршня Проектування з кільцевого поршня 116 - це втулка 136, яка визначає частину стрижня 118 .

Рукав 136 закритий кінцевою кришкою 144. Кільцева виступ 140 на муфті 12S ущільнюють муфту 136 і камеру 157.

З метою нагнітання камери первинного циліндра 112 порт 147 розташований у торцевій стінці 119 циліндра 112.

З метою нагрівання розтягувальної камери 132, пов'язаної з вторинним циліндром 114, порт 150 розташований в центральній частині кінцевої стінки 119. Порт 150 зв'язується з камерою 132 через внутрішню частину трубки 117, яка зчепленням прийнята в центральному отворі поршня 113. Внутрішня частина трубки 117 зв'язується з камерою 139 в трубі 130 і проходами 141 в поршні 113, яка, в свою чергу, зв'язується з камерою 132.

Корпусні стрижні як первинного циліндра 112, так і вторинного циліндра 114 з'єднуються з портом 156. Порт 156 розташований у лівій частині циліндра 112 і безпосередньо зв'язується з камерою 122. Камера 122 зв'язується з камерою 134, пов'язаною з вторинним циліндром 114 через U-подібні канали 164, які з'єднуються з кільцевим проїзом 162, визначеним між рукавами 128 і 130. Кільцевий прохід 162 з'єднується із закритою камерою 157, і ця камера, в свою чергу, зв'язується з кінцевою камерою 134 стрижня через U-образні проходи, що експлуатуються і з метою розширення первинного поршня 113 по відношенню до первинного циліндра 112, останнє з яких, як правило, непостійне при використанні приводу, показаного на Фіг. 2, клапан 172 зсунуто вправо, а клапан 174 залишається в положенні, показаному на кресленні. Таким чином, клапан рідини 174 блокує рідину відносно лінії 178, яка запобігає потоку рідини або до камери 132, або з камери 132, тим самим фіксуючи поршень 116 відносно циліндра 114. Одночасно з клапаном 172, переміщеним до правої лінії 180, герметизується і лінія 181 з'єднана з резервуаром 183. Таким чином, рідина протікає з насоса 171 під тиском через порт 147 в камеру 120, що призводить до продовження поршня 113 і циліндра 114. Рідина в кінцевій камері 122 стрибає через порт 156 і лінію 181 через клапан 172 до резервуара 183.

Якщо бажано самостійне подовження поршня 116 і стержня 118, клапан 172 розміщений у блокувальній позиції, показаній у F10. 2 і клапан 174 зсунуто вправо. Таким чином, клапан 172 блокує течію через лінію 180 і запобігає потоку рідини до і з камери 120, що фіксує поршень 113, у положенні, показаному на кресленні.

У той же час рідина переносяться через клапан 174 від насоса 171 через лінію 178 до порту 150. Рідина тече з порту через трубу 117, камеру 139 і канали 141 у камеру 132 вторинного циліндру. Це призводить до розширення поршня 116 і стрижень 118. Рідина в кінцевій камері 134 підшипникового шатуна в цей час виходить через канали 160, камеру 157, кільцеві проїзди 162, канали 164, камеру 122, порт 156, лінію 181 і через клапан 174 до танку 185.

Якщо бажано відтягування виконавчого механізму, обидва клапани 172 і 174 поміщають у ліве положення, лінія 181 тиску і лінії зв'язку та 178 з резервуарами 183 та 185, відповідно. Цей поршневий герметизатор 156, який, в свою чергу, забезпечує подачу рідини до кінцевої камери 122 стержня і кінцеву камеру 134 стрижня через проходи 164, кільцеві проїзди 162, камеру 157 і проходи 160. Циліндр 114 і стрижень 118 потім послідовно повертаються у головний первинний циліндр 112 .

Щоб витягнути первинний циліндр 112 незалежно від вторинного циліндра 114, клапан 172 зсунуто вліво, а клапан 174 розташований у його центральному блокуванні. Це прискорює витягування циліндра 112 обох камер 162 і 134, але циліндр 114 не можна витягнути, тому що камера 132 заблокована клапаном 174 через лінію 178.

Щоб витягнути вторинний циліндр 114 незалежно від первинного циліндра 112, клапан 174 зсунуто вліво, а клапан 172 розташований у його центральному блокуванні. Це прискорює витягування циліндра 114 обох камер 162 і 134, але циліндр 112 не можна витягнути, оскільки камера 120 заблокована клапаном 172 через лінію 180.

Зберігальний клапан 176 забезпечується з виходом насоса з аналогічним призначенням до клапана 76 на Фіг. 1 варіант здійснення.

Як видно на Фіг. 3 представлений вузловий телескопічний привідний пристрій 210, який складається переважно з первинного циліндра 212, первинного поршня 213, вторинного циліндра 214, визначеного стрижнем, асоційованим з поршнем 213, вторинним поршнем 216 та агрегатом 218 стрижня з вторинним поршнем 216. Фіксований на кінцевому кінці стрижня 218 - це бос 219, який використовується для закріплення кінця виконавчого механізму стаціонарній частині відповідного обладнання.

Первинний циліндр 212 складається з циліндричної муфти 221, яка має закріплену закриту правий торцевий ковпачок 222, та два зовнішні різьбові кільця 223 і 224 на лівій її кінці, які укладають ущільнення 225, герметично зачеплюючи стержневий вузол або вторинний циліндр 214, визначений таким чином.

Поршневий агрегат 213 включає в себе кільцевий поршневий елемент 227, який ковзаюче зачіплює внутрішню частину муфти 221 і нарізаний на фланцеву кільцеву втулку 228. Фланцеве кільце 228 на його фланцевій частині містить муфту 231, яка визначає частину циліндра 214. Поршень 213 визначає рідинні камери 235 і 236 у первинному циліндрі 212. На іншому кінці муфти 231 входить кільцеве з'єднання 232, яке включає в себе ущільнення 233, герметично зачіплюючи зовнішню частину стрижневого вузла 218.

Також підтримується в межах кільцевого кільця 228 і концентрично розташована в рукаві 231, являє собою муфту 238, яка закріплена на її кінці монтажним вузлом 239, що містить ущільнення 211 та вирівняльне кільце 242, яке направляє муфту 238 всередині стрижневого вузла 218. Кільце 242 допускає вільний протік рідини, що перебуває там, для цілей, описаних далі.

Також передбачено ще один рукав 213, закріплений на кільцеві 228, концентрично розміщеному щодо рукава 231 і розташований в ній. Цей другий рукав закріплений на іншому кінці монтажного вузла 239 і має декілька отворів 215 на лівій її кінці, які забезпечують зв'язок між камерою 246, утвореної між рукавами 238 і 213.

Поршневий агрегат 216, як видно, складається з кільцевого елемента, мають поршневі кільця, що ковзко зачіплюють внутрішню частину муфти 231. Поршневий елемент 218 з'єднується з різьбою і з можливістю обертається на рукав 251, який визначає частину стрижневого агрегату 2111. Інший кінець рукава 251 закріплений на кришці 252 для портування. Рукав 251 зчеплений за допомогою ковзання 212 і визначає камеру 254 з цим. Зовнішньо з рукава 251, але концентрично розташоване у відношенні до нього, є інший муфта 255, закріплена на її правий кінці до поршневого елемента 248 і на її лівий кінець до ступінчастої кришки фіксації або переносної кришки 252. Втулка 255 є частиною асоціації стрижневого вузла 218 та визначає кільцевий прохід 257 з муфтою 251. Циліндричні елементи 2515 і 259 для перенесення розташовуються в центральній частині всередині кришки 252. Портальний елемент 250 має кільцеву подовжувальну деталь 260, яка має закріплену на ній муфту 261, яка утворює частину труби подачі, як збірка. Рукав 261 на його зовнішньому кінці зв'язана різьба і несе кільцевий поршневий елемент 263 подачі трубки, який ковзає і герметично зачіплює муфту 243. Фіксований до поршня 263, а також формує частину агрегату 262 подавальної труби, являє собою іншу втулку 265, яка є концентричною щодо муфти 261 і закріплений на його лівий кінець на елемент 259 для перенесення всередині кришки 252 обертання. Рукави 261 і 265 визначають між собою кільцевий прохід 267, який проходить через отвір. 268 в рукаві 265 з проходом 269 між рукавами і 243.

Для розширення первинного циліндра 212 у поперемінній шапці 252 передбачений порт 277. Порт 277 з'єднується з внутрішньою частиною муфти 261 через радіальний прохід 278 у порту 2511 та в осьовому каналі 279. Осьовий прохід 279 вільно зв'язується з внутрішньою частиною муфти 261, яка, в свою чергу, зв'язується з внутрішньою частиною муфти 213, а друга втулка відкривається безпосередньо в камеру 235 первинного циліндру.

Для розширення вторинного циліндра 214 інший порт 287 забезпечується в кінцевій кришці 252. Порт 287 проходить через осі прохід 2313 у кінцевій кришці 252 з камерою 254. Камера 256, в свою чергу, вільно зв'язується з

камерою 289 вторинної циліндри через кільцевий прохід 290, визначений між рукава 251 і 238.

З метою витягування первинного циліндра 212 в кінці 252 передбачений порт 292. Порт 292 з'єднується з кільцевим проїздом 267 через радіальний пасаж 293 у порту 259 і у вбудовану частину 295 на елементі посудини. Кільцевий прохід 267 зв'язується з кільцевим проїздом 269 через канали 268. Кільцевий прохід 269 з'єднується з кільцевим проїздом або камерою 246 через отвори 245. Внутрішній прохід 246 зв'язується з головним циліндровим стержнем і камерою через проміжні канали 295 у кільці 228 та отвори 296 у муфті 231.

З метою витягування вторинного циліндра 214 передбачений порт 281. Порт 281 зв'язується з кільцевим проїздом 257 через осьовий прохід 282 і прохідний простір 283 у порту 252. Кільцевий прохід 257 по черзі зв'язується з стрижневою камерою 296 ', пов'язаною з вторинним циліндром 214 через отвори 2135 в муфті 255.

Схема керування забезпечує вибіркоче транспортування рідини для різних порти 277, 279, 281, 292 виконавчого механізму 210, щоб вибірково витягувати кожну секцію виконавчого механізму та вибірково витягувати кожну секцію. Для подовження первинного циліндра 212 клапан 272 розміщений у правильному положенні, а клапан 274 розміщений у блокуваному положенні, показаному на кресленні. Слід розуміти, що клапани 272 і 274 ідентичні за конструкцією до відповідних клапанів, показаних на фіг. 1 і 2 варіанти здійснення.

За допомогою клапана 274 у блокуваному положенні, обидві лінії 300 і 301 будуть заблоковані, і вони зв'язуються відповідно з портами 287 і 281. Закупорка потоку по відношенню до порту 282 блокує потоки відносно камери 2119 вторинної циліндри, тоді як блокування потоку відносно порт 281 запобігає надходженню або виходу з кінцевої камери 296 ', що зв'язується із вторинним циліндром 214.

Одночасно з клапаном 272 у правильному положенні лінія 304 нагрівається, а лінія 305 зв'язується з резервуаром 307. Лінія 301 забезпечує подачу рідини до порту 277, яка, в свою чергу, подає рідину через прохід 279 і внутрішню частину муфт 261 і 243 до основної циліндрична камера 235. Це призводить до розширення циліндра 212. Як циліндр 212 простягається, камера 236 згортає і рідина витікає звідси через отвори 296, проміжні канали 295, кільцеві проїзди 246, кільцеві проїзди 269, кільцевий прохід 267, радіальні порти 293, порт 292, а лінія 305 - до танка 3117.

Якщо бажано незалежне відтягування основного циліндра 212, клапан 274 залишається в положенні, показаному на кресленні, а клапан 272 зсунуто до лівого лівого краю лінії 305 нагнітання та лінії зв'язку 304 з резервуаром 307. Нагнітання порва 292 викликає кінцеву стрижень камера 236 повинна бути подана рідиною з насоса 271, що призводить до відбору циліндра 214. Це призводить до витіснення камери 235 з рідини через нього через отвір 277 через проїзд 304 і через клапан 272 до резервуара 307.

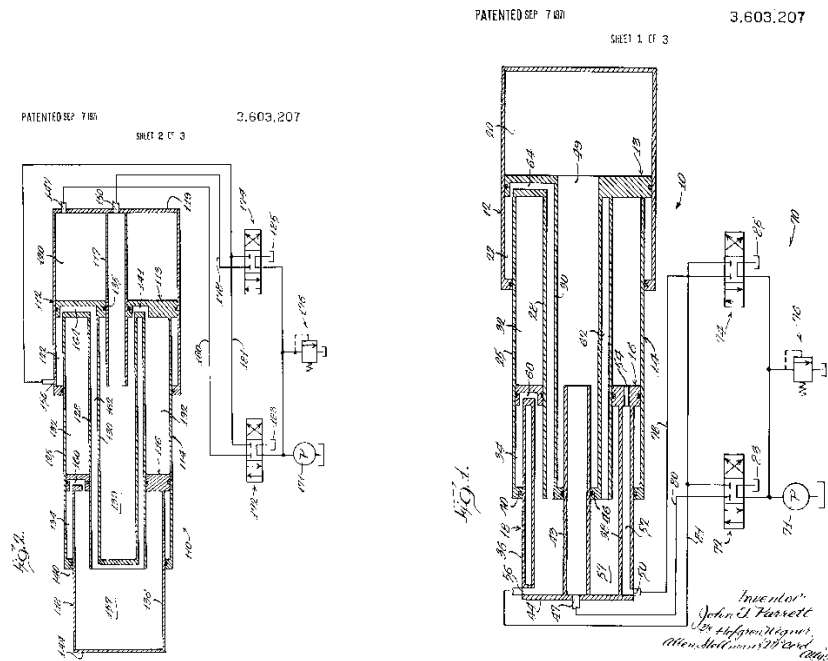
Для селективного і незалежного подовження другого циліндра 214 клапан 272 розміщений у показаному центрі блокування, і клапан 274 зміщений у напрямному положенні лінії 300 тиску і лінії з'єднання 301 у бак 309. За допомогою клапана 272 у його блокувальний потік відносно портів 277 і 292 блокується, блокуючи будь-який потік до або з основних камер 235 або 236 циліндра, тим самим фіксує циліндр 212 стосовно поршневого вузла 213.

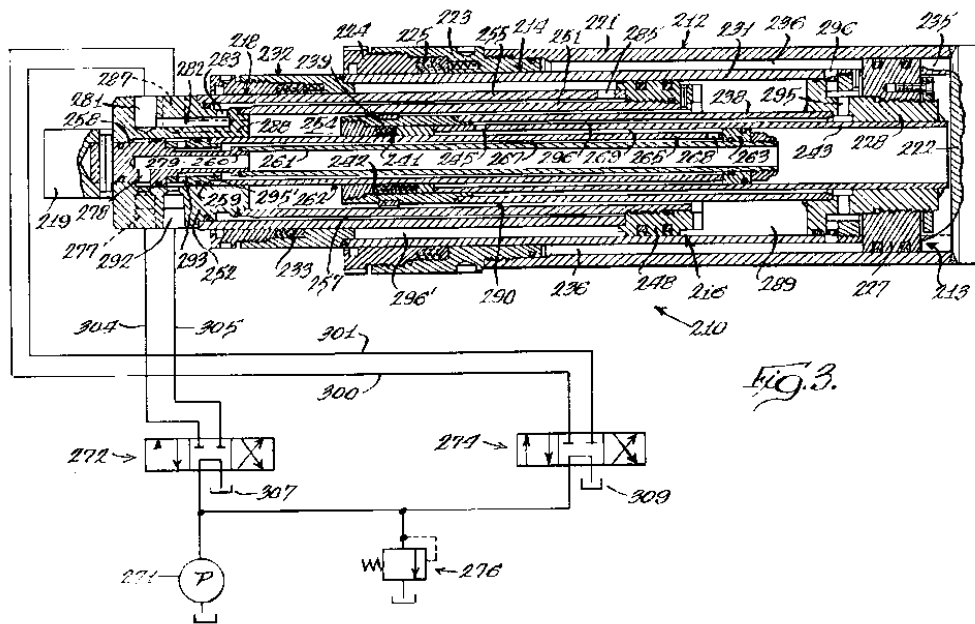
Одночасно з клапаном 274 у правильному положенні його потік з насоса 271 буде доставлений до порту 287 під тиском, що пригнічує камеру вторинного циліндру 289 через кільцевий прохід 290. Таким чином, циліндр 214 буде простягатися відносно поршневого вузла 216, що замикає кінцеву камеру стрижня 296', пов'язаний з вторинним циліндром 211. Рідина з ущільнювальної камери 296' витісняється через отвори 285, порт 2151, лінію 301 та через клапан 274 у бак 309.

Якщо бажано незалежне витягування вторинного циліндра 214, клапан 272 розташований у положення, показане на кресленні, і клапан 274 зсунуто до

крайнього ліве положення. Це призведе до натискання лінії 301 і з'єднання лінії 300 з баком 309. При нагнітанні лінії 301 - рідина з насоса 271 буде перенесена до порту 281, а звідти через кільцевий прохід 257 і отвори 285 до камери 296 стрижня. Це буде викликає відтягування циліндра 214 по відношенню до поршня 216. У цих умовах камера 289 припиняє витіснення рідини через проїзд 288 і порту 287 через прохід 300 і через клапан 274 до резервуара 309. Як і в інших варіантах здійснення, запобіжний клапан 276 показана на виході насоса.

Циліндри 212 і 214 також можуть бути утягнені шляхом одночасного тиску камер 236 і 296 '. Це здійснюється шляхом перемикання обидва клапанів 272 і 274 у їхні правильні положення.





Фиг.

Телескопічний гідравлічний актуатор

Патент US3483798A

Винахідники: John T Parrett, Robert L Hoffman.

Гідравлічні приводи були надані в минулому для розширення телескопічних секцій мобільного крана і іншого мобільного обладнання, що має розтяжні секції. Один тип гідравлічного приводу для цієї мети включає в себе телескопічні поршневі і циліндричні пристрої, в яких більший поршень має стрижень, який визначає циліндр для меншого поршня. Кожен поршень утворює протилежні розширюються і стискаються камери-циліндри у відповідному циліндрі, так що після послідовної рідини на одну сторону поршнів вони послідовно розширюються, а при портированні фюїда на іншу сторону поршнів вони послідовно відводяться, тим самим розширюючи і прибираючи відповідну стрілу,

Очевидно, що через відносного переміщення секцій виконавчих механізмів телескопічною рідини виникає проблема перенесення флюїду з однієї камери в іншу і з одного кінця всього пристрою на інший через відносного переміщення між частинами.

СУТНІСТЬ ВИНАХОДИ У відповідно до даного винаходу передбачені телескопічні живлять труби, що з'єднують стрижневі кінцеві камери, які знаходяться під тиском під час стиснення стріли і з'єднані з витоком під час подовження стріли. Великі камери, пов'язані з кожним поршнем, з'єднані один з одним проходами безпосередньо через поршень, що дозволяє зв'язуватися з відносно рухомими більшими камерами, які визначаються поршнями.

Як показано в одному варіанті здійснення даного винаходу, гідравлічна подає трубка з'єднана з великим поршнем і проходить всередині труби, закріпленої в меншому поршні, який слугує для з'єднання камер, визначених кінцями стрижнів поршнів. Ще одна втулка в меншому поршні передає сполучну трубку з подовженим кінцем стрижня, прикріпленим до меншого поршня, тим самим дозволяючи з'єднання з джерелом текучого середовища або, альтернативно, з ще одним виконавчим вузлом.

Щодо ковзаючі живлять труби першій-ліпшій нагоді здійснення сконструйовані таким чином, що вони знаходяться під безперервним осьовим зусиллям розтягування при стискуванні, тим самим усуваючи зазвичай притаманне стискуюче зусилля на подають трубах приводу і дозволяючи використовувати подають трубки з невизначеною довжиною. В іншій конструкції відповідно до даного винаходу безліч вузлів гідравлічного приводу з'єднані між собою за допомогою взаємного з'єднання між декількома рухомими камерами для текучого середовища, без використання будь-яких гнучких труб.

У ще одній конструкції два канали з високим і низьким тиском передбачені в більшому циліндрі і в стрижні, пов'язаному з меншим поршнем, так що ICS або більший циліндр, або менший поршень може бути

нерухомим елементом з відповідними фітингами до джерела рідини під тиском і резервуар, а ще один вузол приводу може приводитися в рух рідиною з першого вузла приводу.

В іншому варіанті здійснення даного винаходу передбачені чотири відносно рухомих поршня і циліндри подвійної дії, в яких різні камери, певні поршнями, з'єднані один з одним для подовження і втягування виконавчих механізмів за допомогою телескопічних ліній подачі без необхідності будь-яких гнучких муфт.

Інші ознаки і переваги винаходу будуть очевидні з нижченаведеного опису певних варіантів його здійснення в поєднанні з доданими кресленнями.

ОПИС кращому варіанті здійснення винаходу На фіг. 1, показаний збірний вузол 10 приводу, що складається в основному з циліндра 12, проміжного поршневого і стрижневого вузла 13, ковзаючого в ньому, і меншого вузла поршня і штока 14, що ковзає в вузлі 13. Приводний привід, показаний на фіг. 1 пристосований для з'єднання з можливістю розширення стріли або тому подібного шляхом з'єднання меншого поршневого і стрижневого вузла 14 з нерухомою частиною рами відповідного мобільного крана і з'єднання циліндра 12 з рухомою частиною стріли. З цією метою порти 16 і 17 пристосовані для підключення альтернативно до джерела текучого середовища під тиском або до відповідного резервуару. Нагнітання поршня 17 призводить до серійного розширенню циліндра 12, а потім до поршневого і стержневого вузлу 13, в той час як тиск в порту 16 викликає послідовне втягнення вузла 13 поршня і штока, а потім циліндр 12, як буде показано нижче.

Циліндр 12 включає подовжену циліндричну секцію 18, що має один кінець, закритий відповідним вузлом 19 ковпачка, а інший кінець відкритий і несе вузол 21 ущільнення. Скользящий в трубчастій секції 18 являє собою вузол 13 поршня і штока, який має поршень 22, щільно зачіпляються внутрішню поверхню 23 трубчастій секції 18 і визначальною в ньому напірну

камеру 24 на одному її боці і торцеву камеру 25 стрижня на іншій її стороні. Ущільнювальний вузол 21 ефективно ущільнює кінець камери 25.

Поршень 22 встановлений на стержні 27 стрижня, що має заглушку 28, закріплену на її кінці поршня різьбовим фіксатором 29. «Пробка 28 ефективно утворює частина поршня 22. Камера 24 повідомляється з внутрішньою частиною стрижневий втулки 27 через відповідний осьовий канал 31 в пробці 28. Інший кінець втулки 27 несе ущільнювальний вузол 33.

Скользящий всередині гільзи 27 являє собою вузол 14 поршня і штока. Пісовий кінець визначається ступінчастим циліндричним елементом 34, мають відновлену частину 35, яка несе кільце 36, що утримується на місці кільцевих затискним держателем 37. Відповідні ущільнення, такі як 38 передбачені для ущільнення поршневого вузла. Цей поршень визначає у втулці 27 велику камеру 39 високого тиску і кінцеву камеру 40 стрижня. Вузол 14 поршня і штока включає в себе стрижневу втулку 43, прикріплену до поршневого елементу 34 з одного кінця, і на іншому кінці, що несе шток-фітінг 44. Ущільнювальний вузол 33 ущільнює зовнішню периферію стрижня 43 і камери 40.

Фітінг 44 має збільшений виступ з різьбою 46, пристосованим для установки на відповідному різьбовому елементі (не показаний), виконаному каркасом крана. Осьовий канал 47 з'єднує порт 17 з внутрішньою частиною 48 стрижневий втулки 43. Для забезпечення зв'язку між отвором 17 і камерами 39 і 24 в поршневому елементі 34 передбачений додатковий осьовий прохід 49, так що між портом 17 і цими камерами забезпечується зв'язок прохід 47, камера 48, прохід 49, камера 39, прохід 31 і камера 24.

Порт 16 безперервно зв'язується зі стрижневими кінцевими камерами і 40. До цього кінця фітінг 44 має циліндричний елемент 51, закріплений в ньому поперечним штифтом 52, як показано на фіг. 2. Навколишній елемент 51 являє собою втулку 54, що має радіальні отвори 53, сполучені з отвором 16 і визначають камеру 55 зі зменшеною частиною на елементі 51. Фіксована з втулкою 54 є подовженою трубкою 56, що проходить по всій довжині

стрижня 43 стрижня і прикріплений на іншому наприкінці до втулки 57, закріпленої в центральному отворі в поршні 34. Втулка 57 несе ущільнювальний елемент 58, герметично зачіпляються трубку 65.

Поршень 34 має безліч радіальних проходів 59, повідомляють внутрішню частину труби 56 з камерою 40 через отвори 59 в гільзу 57, так що по суті порт 16 зв'язку повідомляється з ним.

Порт 16 також повідомляється з камерою 25, і до цього кінця трубка 61 передбачена на відстані від трубки 56, закріпленої на одному кінці до циліндричного елемента 51, а на іншому кінці - в частині меншого діаметра втулки 57.

Просочений вилкою 28 являє собою фітінг 64, що має трубку, що подає 65, закріплену на одному кінці і несучу на своєму іншому кінці поршень 67, який утворює камеру 68 між трубами 61 і 65. Внутрішня частина трубки 56 (і, отже, отвір 16) повідомляється з камерою 25 через радіальні отвори 63 на одному кінці трубки 61, камерою 68, радіальними отворами 69 в трубі 65, радіальними отворами 70 в фітінгу 64 і радіальними проходами 71, освіченими в заглушці 28 і втулки 27 стрижня.

Для запобігання того, щоб трубка 65 була піддана впливу стискає зусилля від гідравлічної рідини високого тиску, що протікає до приводу, камера 73, обумовлена поршнем 67 в трубі 61, підтримується на низькому тиску незалежно від того, чи є порт 16 або порт 17 під тиском. Для досягнення цієї мети камера 73 повідомляється з поперечним каналом 75 в фітінгу 44 через центральний канал 76 в елементі 51 і нижньої частини 77 штока на утримує штифті 52. Зворотний клапан 78 з пружинним зміщенням в каналі 75 запобігає зв'язок між отвором 17 і каналом 75, коли порт 17 знаходиться під тиском і забезпечує зв'язок між каналом 75 і портом 17, коли тиск в каналі 75 перевищує тиск в каналі 17 (тобто коли порт 17 знаходиться під низьким тиском). Клапан 80 диференціального тиску зміщений в його відкрите положення, показане пружиною 81. Клапан 80 має зменшену частина, що утворить камеру 82 тиску tiuid, безперервно сполучається з

отвором 16 через канал 83. Пружина 81 має таку міцність, що, коли отвір 16 є що знаходиться під тиском один з портів, клапан 80 закриває запобігання зв'язку між камерою 73 і портом 16, але коли порт 16 підключений до зливу, клапан 80 відкриється, забезпечуючи зв'язок між камерою 73 і отвором 16.

При описі роботи вузла 10 приводу флюїду, показаного на фіг. 1 передбачається, що стрижень і поршневий вузол 14 з'єднані з нерухомою частиною відповідної рами (не показана), при цьому отвору 16 і 17 з'єднуються або з джерелом рідини під тиском, або через слив через відповідний регулюючий клапан (не показаний), і циліндр 12 з'єднаний з приводом і подовжує стрілу або подібне. Як показано на фіг. 1, телескопічні секції приводу частково розширені. Однак для цілей опису операції слід взяти до уваги, що збірка муфти 10 Vis повністю відводиться поршнем 34, що прилягає до поршневої пробці 28, так що камера 39 має мінімальний розмір.

Для розширення приводу і стріли порт 17 знаходиться під тиском, а порт 16 підключений до резервуару через регулюючий клапан. Потім пристрій високого тиску перетікає в камери 39 і 24. Через більшого діаметра поршня 22 (тобто діаметра поршня 22 в порівнянні з діаметром поршня 34), вузол 12 циліндра буде проходити вправо (на фіг.1) до поршень і стрижень 13.

Розширення циліндра 12 змушує камеру 25 зменшувати випуск рідини при низькому тиску через радіальні проходи 71 в пробці 28, радіальні отвори 70, внутрішню частину труби 65, радіальні отвори 69, радіальні отвори 63, внутрішню частину трубки 56 і вихідний отвір 16, який потім з'єднується з відповідним резервуаром через згаданий вище клапан.

У момент або близько того моменту, коли циліндр 12 досягає своєї межі розтягування, тиск рідини в камері 39 змушує вузол 13 поршня і штока починати своє подовження, віддаляючись від поршня 34. У той же час трубка 65 і поршень 67 ковзають в трубі 61, яка є нерухомою щодо стрижня і поршня 14. Камера 73, сусідній поршень 67, повідомляється з отвором 16, яке потім знаходиться під низьким тиском через клапан, який потім знаходиться

у відкритому положенні через силу пружини 81. Таким чином, стискаюча сила на трубці 65 запобігає ся, коли порт 17 знаходиться під тиском, а порт 16 підключений до зливу. Зв'язок між портом 17 і камерою 73 потім запобігає за допомогою зворотного клапана 78.

Рух поршневого і стрижневого вузла 13 щодо поршня і штока 14 викликає стиснення кінцевий камери 40 ', так що збірник з нього проходить через радіальні канали 59, отвори 59' в гільзу 57, внутрішню частину трубки 56 і вихідний отвір 16. Потім подовження поршня і штока 13 триває до тих пір, поки відповідна стріла не досягне відповідного упору, або поршень 34 не увійде в контакт з упором 85, стерпним втулкою 27.

Коли бажано втягнути стрілу за допомогою виконавчого механізму 10, порт 16 знаходиться під тиском, а порт 17 підключений до зливу. Потім під тиском тиск доводиться до торцевих камерам 25 і 40 штока через внутрішню частину труби 56, радіальні проходи 59, внутрішню частину втулки 61, отвори 69, внутрішню частину втулки 65 і радіальні проходи 71. Це спочатку викличе рух вузол 13 поршня і штока вліво втягують подає трубку 65 і поршень 67 в трубку, що подає 61. це триває до тих пір, поки вузол 13 поршня і штока не буде повністю втягнутий, і в цей час циліндр 12 почне відведення. Слід зазначити, що, коли вузол 13 поршня і штока втягується, камера 73 залишається в контакті з низьким тиском через зворотний клапан 78, який відкривається за допомогою випуску рідини з камери 73. В цей час клапан 80 закритий, запобігаючи повідомлення камери 73 з високим порт тиску 1'6. Труба 65 фактично знаходиться під розтягує навантаженням через сили рідини високого тиску, що діє з її правого боку. Таким чином, навіть коли втягування без стискає зусилля не поміщається на трубку, що подає 65, так що він може бути виконаний з будь-якої необхідної довжини без небезпеки його стискання під дією сили стиснення гідравлічної рідини в системі.

Циліндр 12 продовжує втягуватися, поки він не увійде в зачеплення з поршнем 22, де привід повністю втягнутий.

Блок телескопічного гідравлічного приводу, показаний на фіг. 3, як правило, аналогічна фіг. 1, за винятком того, що циліндр 112 пристосований для з'єднання з нерухомою (або з'єднаною з рамою) частиною крана з «поршневим і стрижневим вузлом 114», що є частиною, що з'єднується для приводу розтяжне елемента. Крім того, отвори 116 і 117 передбачені в поршень і стрижень 114, а не для з'єднання вузла приводу з гідравлічним джерелом, як на фіг.1, але замість цього для паралельного з'єднання вузла 110 з іншими виконавчими вузлом, так що можуть бути використані дві збірки для розширення стріла 0f велика довжина.

Більш конкретно, циліндр 112 має отвори 112а і 112b, вибірково підключення до джерела гідравлічного насоса під тиском або відповідний резервуар через регулюючий клапан (не показаний). Поршень 122, як правило, схожий на поршень 22, описаний вище щодо фіг. 1, і розташований з можливістю ковзання в циліндрі 112. Розширення від поршневого вузла 122 являє собою втулковий стрижень 127, який має штекер 128 в ньому. Штекер 128 несе в собі тт 164 (ідентичний тting 64) з трубою 165 в ній. На кінці трубки 165 виконаний поршень 167, аналогічний за поршневому механізму 67, за винятком того, що в ньому є клапан 180 диференціального тиску. Клапан 180 виконує ту ж задачу, що і клапан 80 на фіг. 1, в якому він з'єднує камеру 173 з отвором 116, коли цей порт є низьким тиском одного з портів. З цією метою клапан 180 має проходи 180а, які забезпечують зв'язок між камерою 173 і внутрішньою частиною трубки 165, коли клапанний елемент відкритий. Пружина 181 підштовхує клапан до його відкритому положенню, але дає під впливом високого тиску в трубці 165, дозволяючи клапану закритися в цьому останньому стані. Коли порт 116 знаходиться під високим тиском, а порт 117 знаходиться в режимі зниженого тиску, між камерами 173 і низьким тиском через зворотний клапан 178, встановлений в циліндричній частини 151, що несе трубку 161. Тим часом, камера 173 залишається в зв'язку зі зливом незалежно від того, яка з порти 116 і 117 знаходяться під тиском.

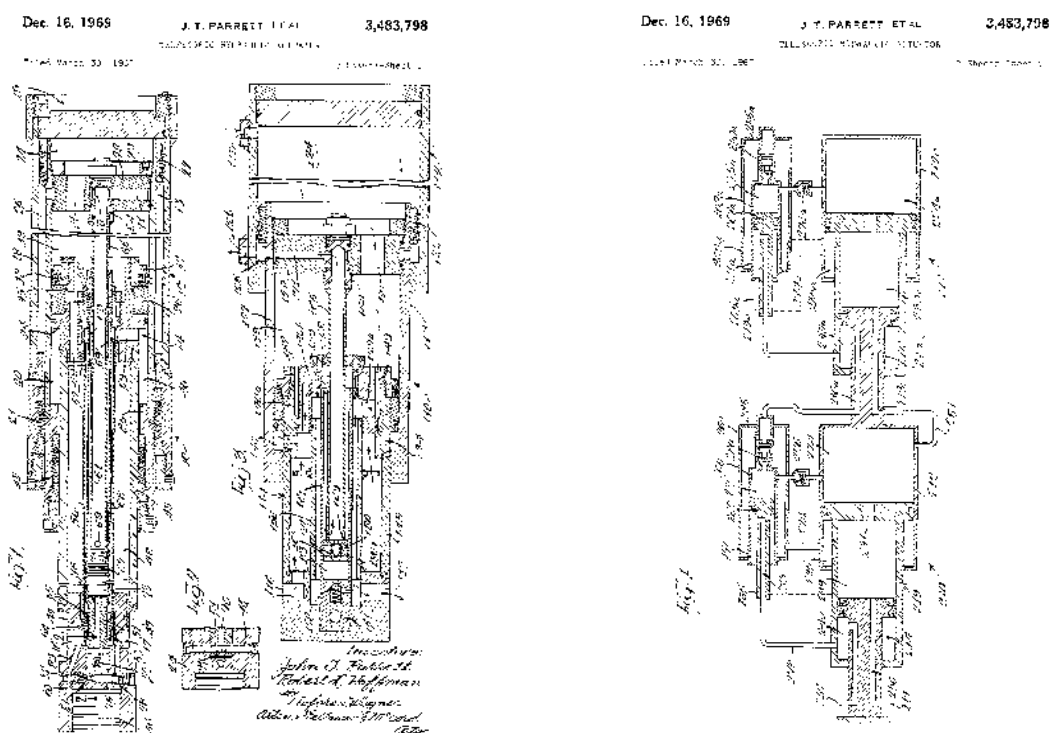
Поршень 134 має втулку 157, змонтовану в ньому і несучу ущільнювальний елемент 158, герметично зачіпляються трубку 165. Втулка 157 послідовно приймає один кінець трубки 156 і один кінець трубки 161.

Припускаючи, що привід 110 повністю втягнутий з циліндром 112, підтримуваним щодо нерухомою частиною об'єднаного крана і стержня 114, що несе і приводить в дію кінець циліндра іншого приводного вузла 110 (не показаний на Фіг.3) з приєднаними портами 116 і 117 до портів 112b і 112a, відповідно, додаткового виконавчого механізму, а інший кінець іншого виконавчого вузла, сполученого з приводом розтяжне елемента (наприклад, стріли), Операція буде наступною. Коли тиск в трубопроводі 112a під тиском під тиском буде надходити через камеру 124 камери 124, через канал 131 в камеру 139 через проходи 149 і 1495: у втулці 157 через внутрішню частину трубки 156 вивести порт 117 і, отже, до відповідних подовжувальні камери в сусідній привід 110. Потім поршень 122 в кожному виконавчому пристрої почне рух до тих пір, поки вони не досягнуть або не досягнуть свого кінця ходу, в цей час поршні 114 поршня і стержня почнуть виступати від поршнів 122. Рідина зі стислих камер в сусідньому приводі поступ ет в порт 116 через внутрішню частину стрижневий втулки 143, де він поєднується з текучим середовищем, що виходить з камери 140 стрижня, з об'єднаним потоком, що виходить через осьові канали 14051 і 140] через радіальні проходи 159 у внутрішню частину труби 161, через порти 169, що проходять через трубу 165 в радіальні проходи 171, в поєднанні з рідиною, що виходить з камери 125 і вихідним отвором 112b.

Там, де необхідно втягування стріли чи щось таке, порт 112b знаходиться під тиском, а порт 112a з'єднаний з дренажем, який створює тиск в камерах 125 і 140, пов'язаних з кожним блоком приводу, і з'єднує камери 124 і 139 для зливу. Потік рідини через трубку, що подає потім перевертається з рідиною високого тиску з камери 125, через канали 171, трубу 165, проходи 140a, в камеру 140 і через внутрішню частину втулки 143 виходить з порту 116 в сусідній циліндр, де він витримує кінці стрижнів

поршнів, пов'язаних з ним. Витяг рідини з відповідного приводу проходить в порт 117, всередині труби 156, через проходи 149, камеру 139, прохід 131, камеру 124 і вихідний отвір 112а в резервуар.

Пристрій гідравлічного приводу, показане на фіг. 4 аналогічно паралельному з'єднанню складальних вузлів приводу, описаних вище з посиланням на фіг. 3, хоча виконавчі механізми, показані на фіг. 4 мають свої живлять трубки, з'єднані зовні, а не внутрішньо, як на фіг. 1 і 3.

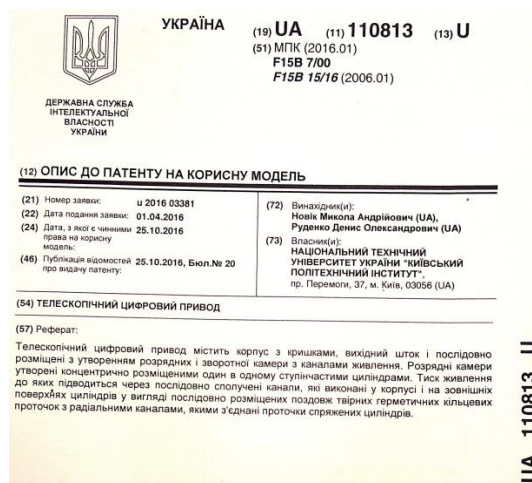


Фиг.

МПК(2016.01)F 15 В 15/02

Телескопічний цифровий привод**Патент №110813**

Винахідники: Новік М.А., Руденко Д.О.



Пропонуєма корисна модель відноситься до пристроїв автоматики і може бути використана в якості виконавчих органів багатопозиційних пристроїв системи автоматики.

Відомий цифровий привод (А.С.СССР №881382, F15B15/02, опублік. 25.11.81г.), в якому послідовно розміщенні у виконавчому циліндрі вільно плаваючи поршні з обмежувачами відносного руху, вихідний шток і задня кришка, в якій закріпленні трубки для підводу тиску живлення до розрядних камер.

Недоліком такого приводу є те, що трубопроводи, які під'єднанні до вихідного штоку, ускладнюють конструкцію цифрового приводу та зменшує надійність роботи. Крім того, при збільшенні кількості розрядів, також ускладнюється конструкція і знижується надійність роботи цифрового приводу.

Найбільш близьким до запропонованого є кроковий пневмопривод (А.С.СССР №620685, F15B 11/18, опублікований 07.07.78г.), який містить шток і три двигуни які концентрично розміщенні один в одному з загальною

мембраною жорсткості, з'єднаною з корпусом кожного із двигунів та розрядні зворотні камери з каналами живлення.

Недоліком даного приводу є те, що величина максимального переміщення штока визначається пружністю мембрани. Тому такі приводи через незначні сумарні величини переміщення вихідного штоку знаходять обмежене застосування. Крім того, для підводу тиску до розрядних камер необхідно використовувати гнучкі трубопроводи, що знижує надійність та звужує сферу застосування таких приводів.

В основу корисної моделі поставлена задача, підвищення надійності, збільшення величини переміщення вихідного поршня та зменшення осьового розміру, розширення сфери застосування телескопічного цифрового приводу шляхом того, що телескопічний цифровий привод, виконаний у вигляді концентрично розміщених циліндрів з обмежувачами відносного переміщення і цифровим кроком розрядних ступінчастих циліндрів з вихідним штоком, які утворюють розрядні камери, тиск живлення підводиться по жорстким трубопроводам.

Поставлена задача вирішується тим, що в телескопічному цифровому приводі, який містить корпус з кришками, вихідний шток і послідовно розміщені з утворенням розрядних і зворотної камери з каналами живлення. Новим є те, що розрядні камери, утворені концентрично розміщеними один в одному ступінчастими циліндрами, тиск живлення до яких підводиться через послідовно сполучені канали, які виконані у корпусі, і на зовнішніх поверхнях циліндрів у вигляді послідовно розміщених поздовж твірних герметичних кільцевих проточок з радіальними каналами, якими з'єднанні проточки спряжених циліндрів.

Завдяки телескопічному розміщенню циліндрів з цифровим кроком і підводу тиску живлення до розрядних камер по нерухомим трубопроводам досягається технічний результат - зменшення осьового габаритного розміру підвищення надійності і розширення області застосування телескопічного цифрового приводу.

Суть корисної моделі пояснюється кресленням, де на Фіг. показаний телескопічний цифровий привод.

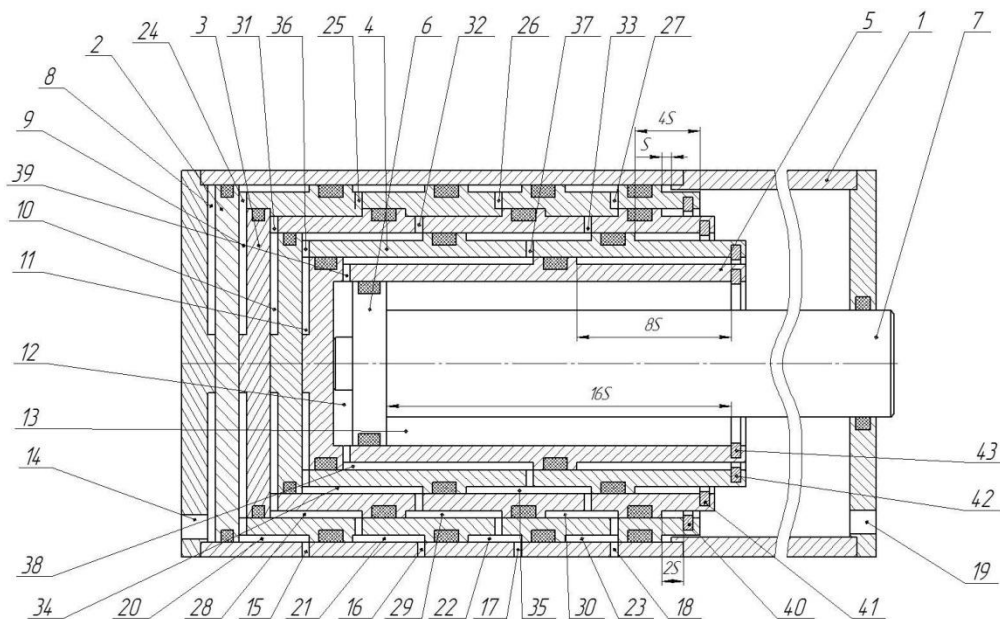
Телескопічний цифровий привід містить циліндричний корпус 1, в якому концентрично розміщені розрядні ступінчасті циліндри 2,3,4 і 5. В старшому розрядному ступінчастому циліндрі 5 розміщений поршень 6 зі штоком 7. В розрядних ступінчатих циліндрах 2,3,4 і 5 встановленні обмежувачі переміщення 40,41,42 і 43. Розрядні ступінчасті циліндри і циліндричний корпус 1 утворюють робочі розрядні камери 8, 9, 10, 11 і 12 і зворотну камеру 13. В циліндричному корпусі 1 виконані канали живлення 14,15,16,17,18 і 19. В розрядному ступінчастому циліндрі першого розряду 2 виконані проточки 20,21,22 і 23 і радіальні канали 24,25,26 і 27. В розрядному ступінчастому циліндрі другого розряду 3 виконані кільцеві проточки 28,29 і 30 і радіальні канали 31,32 і 33. В розрядному ступінчастому циліндрі 4 третього розряду виконані кільцеві проточки 34,35 і радіальні канали 36,37. В розрядному ступінчастому циліндрі 5 четвертого розряду виконана кільцева проточка 38 і радіальний канал 39.

Телескопічний цифровий привод працює наступним чином. У вихідному положенні тиск живлення підводиться до каналу 19, а канали 14,15,16,17 і 18 з'єднанні з атмосферою. Під дією тиску у зворотній камері 13 розрядні ступінчасті циліндри 2,3,4,5 і поршень 6 зі штоком 7 займають ліве (за кресленням) положення. При подачі тиску в робочу розрядну камеру 8, що відповідає кодовій комбінації керуючих сигналів 00001, розрядний ступінчастий циліндр 2 переміщується праворуч на величину S до упору у виступ циліндричного корпусу 1. Внаслідок цього шток 7 також переміщується на величину S . При опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів 00010(тиск живлення подається в робочу розрядну камеру 9) розрядний ступінчастий циліндр 3 переміщується праворуч на величину $2S$ до упору в обмежувач 40. При цьому шток 7 теж переміщується на величину $2S$. При опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів 00011(тиск живлення подається одночасно у робочі розрядні камери 8 і 9) шток 7

переміщується на сумарну величину переміщень робочих розрядних циліндрів 2 і 3, тобто на величину $3S$. Кодовій комбінації 00100 (тиск живлення подається тільки у робочу розрядну камеру 10) вихідний шток 7 переміщується на величину $4S$. Кодовій комбінації 00111 відповідає переміщення вихідного штока 7 на величину $7S$ і т.д. Кодовій комбінації 11111 (тиск живлення подають одночасно в робочі розрядні камери 8,9,10,11 і 12), що відповідає переміщенню вихідного штоку 7 на величину $31S$. При опрацюванні кодової комбінації 00000 шток 7 під дією тиску в робочій камері 13 повертається у вихідне положення.

Таким чином, п'ятирозрядний телескопічний цифровий привод забезпечує 32 позиції переміщення вихідного штока з дискретністю S . При цьому, в наслідок телескопічного розташування циліндрів його осьовий габаритний розмір значно зменшується.

Телескопічний цифровий привод



Фіг.

МПК (2018.01)F15B7/00

Телескопічний привод поворотно-поступальної дії

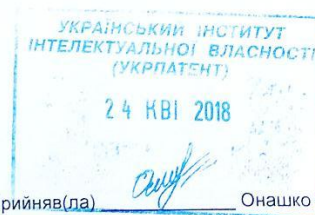
Винахідники: Новік М.А., Руденко Д.О.

 Державне підприємство «Український інститут інтелектуальної власності» (УКРПАТЕНТ)
(01601, м. Київ-42, вул. Глазунова, 1)

Розписка про одержання заявки на винахід
Вх. №65952 Дата одержання 24.04.2018 10:42:04

Номер заявки **а 2018 04473** (в подальшому обов'язково посилатись на цей номер)
Заявник Новік Микола Андрійович
Назва винаходу ТЕЛЕСКОПІЧНИЙ ПРИВОД ПОВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНОЇ ДІЇ
Адреса для листування Новік Микола Андрійович, вул. Данила Щербаківського, 53 "Г", кв. 145, м. Київ-111, 04111

Подані матеріали
18/ЗА/Вх№25209 Заява про видачу патенту на винахід (КМ)
18/ЗА/Вх№25211 Формула винаходу (КМ) (арк. - 1, прим. - 3).
18/ЗА/Вх№25210 Опис винаходу (КМ) (арк. - 6, прим. - 3).
18/ЗА/Вх№25213 Реферат (арк. - 1, прим. - 3).
18/ЗА/Вх№25212 Креслення (арк. - 1, прим. - 3).



Прийняв(ла) _____ Онашко О.В.

Винахід належить до пристроїв автоматики і може бути використана у вигляді виконавчих пристроїв промислових роботів, метало – та деревообробних верстатів, зварювальному і складальному виробництві, в станціях наведення ракет, в якості перекриваючих пристроїв нафтових і газових трубопроводів та інших механізмах з дискретним позиціонуванням вихідної ланки.

Відомими аналогами є телескопічний циліндр [Патент України на винахід №89437 F15B11/00, опубл. 25,01,2010], що містить корпус з передніми та задньою кришкою, в якому концентрично розміщені ступінчасті поршні з штоками з ущільнюючими поясками з утворенням поршневої та штокових камер з каналами живлення, які виконані в корпусі і штоках у вигляді поздовжніх кільцевих камер, які радіальними каналами з'єднанні з суміжними штоковими камерами та закріплені на задній кришці корпусу з осьовим наскрізним каналом живлення плунжер довжиною, більшою за переміщення ступеня найбільшого діаметра, з утворенням додаткової герметичної поршневої камери ступенів менших діаметрів.

Недоліком аналога є те, що телескопічний циліндр забезпечує лише чотири фіксовані позиції вихідного штока, що обмежує область застосування таких приводів.

Найближчим аналогом до винаходу є телескопічний цифровий привод [Патент України на корисну модель №110813 F15B7/00, опубл. 25,10,2016], що містить корпус з кришками, вихідний шток і послідовно розміщені з утвореннями розрядних і зворотної камери з каналами живлення, при цьому розрядні камери утворені концентрично розміщеними один в одному ступінчастими циліндрами, тиск живлення до яких підводиться через послідовно сполучені канали, які виконані у корпусі, на зовнішніх поверхнях циліндрів у вигляді послідовно розміщених поздовж твірних герметичних кільцевих проточок спряжених циліндрів.

Недоліком відомого приводу є те, що при збільшенні числа розрядів суттєво збільшується радіальний габаритний розмір приводу і ускладнюється його конструкція. Наружний діаметр телескопічного цифрового приводу приблизно визначається по залежності $D_n = D_c + 2 \cdot S \cdot n$, де D_c - діаметр поршня старшого розряду; S - товщина стінки циліндру; n - число розрядів. Так при значенні $D_c=50$ мм; $S=6$ мм; $n=12$ розрядів $D_n = 50 + 2 \cdot 6 \cdot 12 = 194$ (мм). Недоліком такого приводу є те що, він забезпечує тільки лінійне переміщення вихідного штока, що обмежує його область застосування.

В основу винаходу поставлена задача зменшення габаритного розміру і розширення функціональних можливостей шляхом того, що телескопічний цифровий привод поворотно-поступальної дії виконаний комбінованим, в структуру якого входять електричні крокові двигуни і телескопічний цифровий двигун з малим числом розрядів.

Поставлена задача вирішується тим, що телескопічний цифровий привод поворотно-поступальної дії, який містить корпус з передньою і задньою кришками, між якими послідовно розміщені розрядні камери, які утворені концентрично розміщеними один в одному ступінчастими циліндрами з розрядними поршнями і вихідним штоком тиск живлення до

яких підводиться через послідовно сполучені канали, які виконані у корпусі і на зовнішніх поверхнях циліндрів у вигляді послідовно розміщених поздовж твірних кільцевих герметичних проточок з радіальними каналами, якими з'єднанні проточки спряжених циліндрів. Новим є те, що зі сторони задньої кришки в корпусі розміщений з утворенням додаткової герметичної камери з каналом живлення додатковий поршень з циліндричним хвостовиком, який через осьовий отвір в задній кришці виходить за її межі і в якому виконаний осьовий різьбовий отвір, в який вгвинчений з осьовим циліндричним наскрізним отвором гвинт, прикріплений до ступиці черв'ячної шестірни, яка зчіплюється з черв'яком, вал якого з'єднаний з вихідним валом електричного крокового двигуна осьового переміщення додаткового поршня, в осьових циліндричних отворах гвинта, додаткового поршня, в поршнях ступінчастих циліндрів і вихідного штока концентрично розміщений вал, один кінець якого виходить за межі гвинта і приєднаний до ступиці черв'ячної шестірни, яка зчіплюється з черв'яком, вал якого з'єднаний з вихідним валом електричного крокового двигуна поворота вихідного штока, інший кінець вала концентрично розміщений в осьовій розточці вихідного штока, на внутрішній поверхні якого виконані шліци (або шпоночні пази), які рухомо в осьовому напрямку спряжені зі шліцами, виконаними на кінці вала, при цьому довжина циліндричної поверхні вала, розміщеного в розточці вихідного штока мусить бути рівною або більшою сумарного переміщення додаткового поршня і поршнів ступінчастих розрядних циліндрів.

Завдяки телескопічному розміщенню розрядних ступінчастих циліндрів і додатковому переміщенню вихідного штока і його поворот від електричних крокових двигунів досягається технічний результат – зменшення радіального габаритного розміру, дискретності позиціонування і розширення функціональних можливостей, так як в приводі забезпечується як поступальне переміщення вихідного штока, так і його поворот на задані величини. Все це може обумовити значне розширення області застосування таких приводів.

Винахід пояснюється кресленням, де на Фіг. показаний телескопічний цифровий привод поворотно-поступальної дії.

Телескопічний цифровий привод поворотно-поступальної дії містить цифровий двигун, виконаний у вигляді, циліндричного корпусу 1, в якому концентрично розміщенні розрядні ступінчасті циліндри 2 і 3 з поршнями 4, 5 і 6. До поршня старшого розряд 6 прикріплений вихідний шток 7. В розрядних ступінчастих циліндрах і додатковому поршні 8 встановлено обмежувачі переміщення 9, 10, і 11. Додатковий поршень 8 з'єднаний з хвостовиком 12, в який вгвинчено гвинт 13, прикріплений до ступиці черв'ячної шестірні 14, черв'ячний вал 15 якої кінематично сполучений з вихідним валом електричного крокового двигуна 16 осьового переміщення додаткового поршня. До корпусу 1 прикріпленні передня кришка 17 і задня 18, в якій виконаний паз 19 і в якому розміщена рухома шпонка 20, закріплена на хвостовику 12. В осьових наскрізних отворах гвинта 13, додаткового поршня 8, поршнях 4, 5 і 6 ступінчастих циліндрів вихідного штока 7 розміщений вал 21, лівий кінець (за кресленням) якого приєднаний до ступиці черв'ячної шестірні 22. Черв'ячна шестірня 22 зчеплюється з черв'яком 23, вал якого кінематично сполучений з вихідним валом електричного крокового двигуна 24 поворота вихідного штока. На правому кінці (за кресленням) вала 21 нарізані шліці 25, які спряжені зі шліцами 26, нарізаних на внутрішній циліндричній поверхні вихідного штока 7. Довжина циліндричної поверхні вала 21, що розміщена в розточці штока 7 визначається по залежності $l_n \geq l_2 + 7X_0$, де l_2 -довжина робочої частини гвинта 13; X_0 - переміщення ступінчастого циліндра молодшого розряду 2 (дискретність цифрового двигуна). Тобто довжина циліндричної частини вала 21, що розміщена в осьовій розточці вихідного штока 7 мусить бути рівною або більшою сумарного переміщення додаткового поршня 8 і поршнів 4, 5 і 6 ступінчастих циліндрів. Корпус 1, додатковий поршень 8, поршні 4,5 і 6 з циліндрами 2 і 3 та вихідний шток 7 утворюють додаткову камеру e , розрядні камери a , b , c і камеру зворотного руху d . До розрядної

камери *b* тиск живлення підводиться від каналу 27, через кільцевий канал 28 і радіальний канал 29. До камери *c* тиск живлення підводиться від каналу 30 через кільцевий канал 31, радіальний 32, кільцевий канал 33 і радіальний 34. До камери *a* тиск живлення підводиться по каналу 34.

Телескопічний цифровий привод поворотно-поступальної дії працює наступним чином. У вихідному положенні електричні крокові двигуни (ЕКД) знеструмлені, розрядні камери цифрового двигуна (ЦД) *a*, *b*, *c* з'єднанні з атмосферою, до камери *e* і *d* підводиться тиск живлення $P_{ж}$. Під дією тиску в камері *d* розрядні ступінчасті циліндри з поршнями 4, 5 і 6 і шток 7 займають ліве (за кресленням) вихідне положення.

В роботі телескопічного цифрового привода поворотно-поступальної дії можна виділити сім режимів опрацювання керуючих сигналів, позначимо їх $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$ і P_7 .

При роботі привода в режимі P_1 – керуючі сигнали подаються тільки на цифровий двигун (ЦД). В режимі P_2 – керуючі сигнали подаються тільки на електричний кроковий двигун (ЕКД) М1. В режимі P_3 – керуючі сигнали одночасно подаються на ЦД і М1. В режимі P_4 – керуючі сигнали одночасно подаються на ЕКД М2. В режимі P_5 – керуючі сигнали одночасно подаються на ЕКД М2 і ЕКД М1. В режимі P_6 – керуючі сигнали одночасно подаються на ЕКД М2 і ЦД. В режимі P_7 – керуючі сигнали одночасно подаються на ЕКД М1, ЕКД М2 і ЦД.

Розглянемо роботу привода в режимі P_1 . При опрацюванні комбінації керуючих сигналів 001 (тиск живлення подається в камеру *a*) вихідний шток 7 переміщується праворуч (за кресленням) на величину X_0 . Кодовій комбінації керуючих сигналів 010 (тиск живлення подається до камери *b*) відповідає переміщення вихідного штоку 7 праворуч на величину $2X_0$. Комбінації керуючих сигналів 011 (тиск живлення подається до камери *a* і *b*) відповідає переміщення вихідного штоку 7 на величину $X_0 + 2X_0 = 3X_0$ і т. д.

Таким чином, кожній опрацьованій комбінації керуючих сигналів, які подаються на цифровий двигун відповідає конкретна величина переміщення

вихідного штока. Число позицій вихідного штока при опрацюванні керуючих сигналів ЦД визначається по залежності $N_{ц} = 2^n$, де n - число розрядів (поршнів).

Максимальна величина переміщення вихідного штока 7 в режимі P_1

$$X_{max,1} = X_0(2^n - 1), \text{де } X_0 - \text{ дискретність.}$$

Розглянемо роботу привода в режимі P_2 , коли керуючі імпульси подаються тільки на електричний кроковий двигун ЕКД М1

При опрацюванні n_1 імпульсів ЕКД М1 вихідний шток 7 переміщується на величину

$$X_2 = n_1 \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot \frac{K_1}{Z_1} \cdot t_2,$$

де $\Delta\varphi_0$ - мінімальний кут повороту вихідного валу (дискрета) ЕКД М1; K_1 - число заходів черв'яка 15; Z_1 - число зубців черв'ячної шестірні 14; t_2 – крок гвинта 13.

Розглянемо роботу привода в режимі P_4 , коли керуючі імпульси подаються тільки на електричний кроковий двигун М2.

При опрацюванні n_2 імпульсів ЕКД М2 вихідний шток 7 повернеться на кут

$$\alpha = \Delta\alpha_0 \cdot \frac{K_2}{Z_2} \cdot n_2,$$

де $\Delta\alpha_0$ - мінімальний кут повороту вихідного валу (дискрета) ЕКД М2; K_2 - число заходів черв'яка 23; Z_2 - число зубців черв'ячної шестірні 22.

Розглянемо роботу привода при одночасному опрацюванні комбінації керуючих сигналів у режимі P_7 , коли цифровим двигуном (ЦД) опрацьовується комбінація 101, ЕКД М1 опрацьовується число імпульсів $n_1 = 200$, а ЕКД М2 опрацьовується $n_2 = 360$ імпульсів при наступних

значеннях параметрів: $K_1 = 1$; $Z_1 = 20$; $\Delta\varphi_0 = 1,8^\circ$; $K_2 = 2$; $Z_2 = 40$; $\Delta\alpha_0 = 2^\circ$; $X_0 = 32\text{мм}$; $t_2 = 4\text{мм}$

При цьому переміщення вихідного штока 7 буде дорівнювати

$$X_{\text{ш}} = X_1 + X_2 = X_0 + 4X_0 + n_1 \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot \frac{K_1}{Z_1} \cdot t_2 = 32 + 4 \cdot 32 + 200 \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot \frac{1}{20} \cdot 4 = 160,2 \text{ (мм)}$$

Кут повороту вихідного штоку 7

$$\alpha = \Delta\alpha_0 \cdot \frac{K_2}{Z_2} \cdot n_2 = 2^\circ \frac{2}{40} 360 = 36^\circ$$

Максимальна величина переміщення вихідного штока визначається по залежності

$$X_{\text{ш,max}} = X_0(2^n - 1) + \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot \frac{K_1}{Z_1} \cdot t_2 \cdot n_{\text{max},1},$$

Максимальне число імпульсів, яке може бути подане на ЕКД М1 визначається по залежності

$$n_{\text{max},1} = \frac{l_2 \cdot 360^\circ \cdot Z_1}{\Delta\varphi_0 \cdot K_1 \cdot t_2},$$

де l_2 - робоча довжина гвинта 13, яка дорівнює $l_2 = X_0$.

З урахуванням того, що $l_2 = X_0$ максимальна величина переміщення вихідного штока буде визначатися по залежності

$$X_{\text{ш,max}} = X_0(2^n - 1) + X_0 = X_0 \cdot 2^n = 32 \cdot 2^3 = 256(\text{мм})$$

Мінімальна величина переміщення (дискретність) вихідного штока 7

$$X_{ш,0} = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot \frac{K_1}{Z_1} \cdot t_2 = \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot \frac{1}{20} \cdot 4 = 0,001 \text{ (мм)}$$

Число позицій вихідного штока 7

$$N_{ш} = N_{ц} \cdot n_{max,1} = 2^n \frac{X_0 \cdot 360^\circ \cdot Z_1}{\Delta\varphi_0 \cdot K_1 \cdot t_2} = 2^3 \frac{32 \cdot 360^\circ \cdot 20}{1,8^\circ \cdot 1 \cdot 4} = 256000 \text{ (позицій)}$$

Мінімальний кут повороту вихідного штока 7

$$\alpha_{min} = \Delta\alpha_0 \cdot \frac{K_2}{Z_2} \cdot 1 = 2 \frac{2}{40} 1 = 0,1^\circ$$

Максимальний кут повороту вихідного штоку необмежений.

Запропонований телескопічний цифровий привод поворотно-поступальної дії при дискретності 0,001мм забезпечує переміщення вихідного штока 7 на 256 мм, число позицій 256 тисяч і необмежений кут повороту вихідного штоку 7 при дискретності 0,1°. При цьому радіальний розмір запропонованого приводу дорівнює

$$D_3 = D_c + 2 \cdot S \cdot n = 50 + 2 \cdot 6 \cdot 3 = 86 \text{ (мм)}$$

При такій же дискретності і такому ж максимальному переміщенні вихідного штока число розрядів відомого телескопічного цифрового приводу взятого за прототип, буде дорівнювати

$$n_{п} = \frac{l_n \left(\frac{X_{ш,max}}{X_{ш,0}} \right)}{l_n \Gamma} = 17,96 \text{ (розрядів)}$$

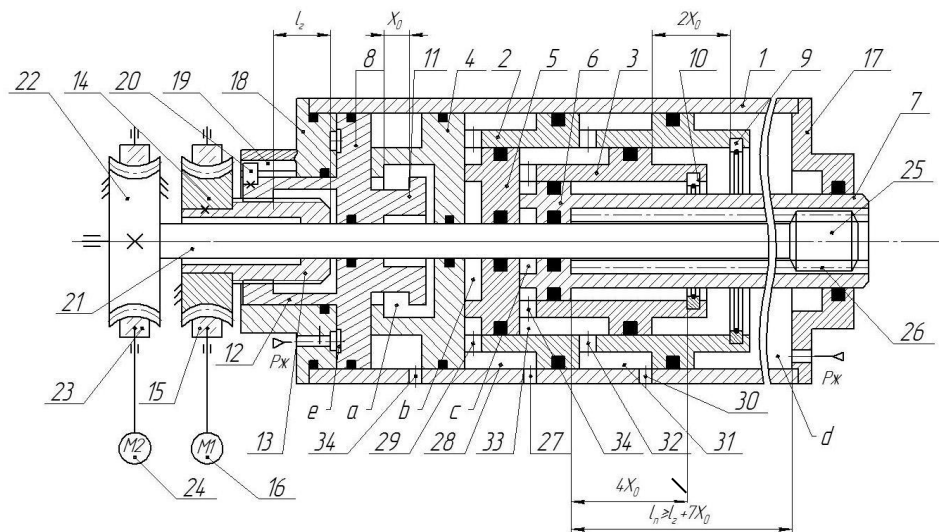
Приймаємо $n_{п}$ - 18 розрядів.

Габаритний радіальний розмір такого телескопічного циліндра буде дорівнювати

$$D_{\Pi} = D_c + 2 \cdot S \cdot n_{\Pi} = 50 + 2 \cdot 6 \cdot 18 = 266(\text{мм})$$

Таким чином, запропонований привод має приблизно в три рази менший діаметральний розмір телескопічного циліндра, що обумовлює значне спрощення конструкції. Крім того, включення в структуру електричних крокових двигунів обумовлює значне розширення функціональних можливостей. Все це дає можливість значно розширити область застосування таких приводів.

Телескопічний привод поворотно-поступальної дії



Фіг.

2. Принципова схема пневмоелектричного телескопічного цифрового приводу

Проведений аналіз існуючих розробок багатопозиційних комбінованих приводів дає можливість зробити основні висновки що до оригінальності розробки оригінальних конструкцій, дослідження їх статичних та динамічних характеристик. Поліпшення статичних та динамічних характеристик приводів дасть можливість значно розширити область застосування їх, в якості багатопозиційних приводів промислових роботів, метало- та деревообробних верстатів, перекриваючих пристроїв нафто- та газових трубопроводів, в ракетній та авіаційній техніці т. і.

Багатопозиційні проводи з цифровим керуванням мають значні переваги перед пневматичними, гідравлічними, та електричними слідкуючими приводами так як вони в процесі позиціювання не потребляють енергію і не вимагають постійної присутності керуючого сигналу. Вони мають значно вищий ККД, забезпечують високу точність позиціювання вихідної ланки і повторюваності виходу в задану позицію. Але поряд з безсумнівними перевагами вони мають суттєві недоліки до яких відносяться: складність забезпечення траєкторії руху вихідної ланки (штока), гальмування як вихідного штоку так і розрядних поршнів, значний габаритний розмір виконавчого циліндра.

В роботі розглянутий Пневмоелектричний телескопічний цифровий привод з комбінованим керуванням.

На Рис.2.1 показана принципова схема пневмоелектричного телескопічного цифрового приводу.

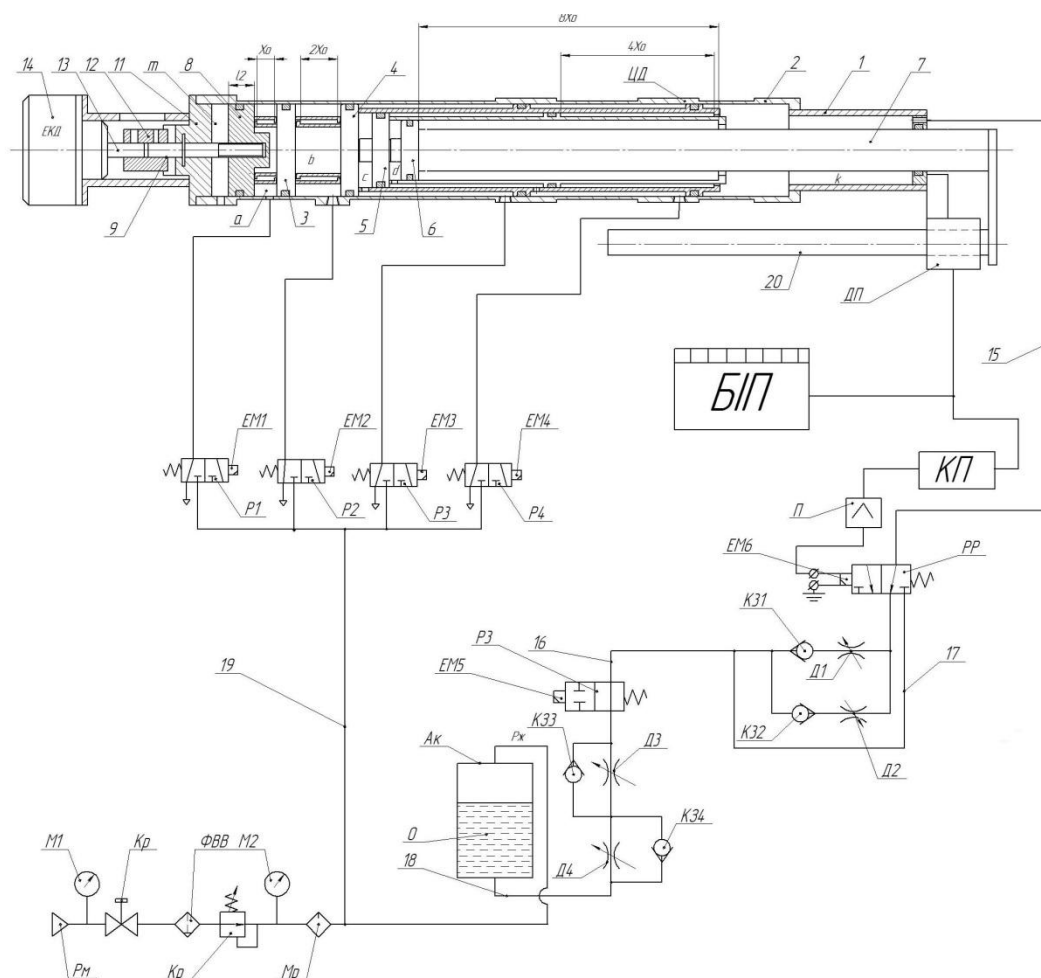


Рис.2.1 Принципова схема пневмоелектричного телескопічного цифрового приводу.

Пневмоелектричний телескопічний цифровий привод з цифровим керуванням складається з цифрового двигуна (ЦД), який виконаний у вигляді циліндрів 1 і 2, в яких послідовно розміщені розрядні поршні 3, 4, 5 і 6 з ходами X_0 , $2 X_0$, $4 X_0$ і $8 X_0$. Поршень старшого розряду 6 з'єднаний з вихідним штоком 7. Розрядні поршні 3, 4, 5 і 6 утворюють герметичні пневматичні камери a, b, c, d і камеру зворотного руху k, до якої постійно підводиться тиск живлення. В циліндрі 2 додатково розташований поршень 8, в який вгвинчений гвинт 9, хвостовик 10 виходить за межі задньої кришки 11 циліндра 2 і з'єднаний муфтою 12 з вихідним валом 13 електричного крокового двигуна (ЕКД) 14. Між кришкою 11 і поршнем 8 розташована додаткова пневматична камера m, до якої постійно підводиться тиск живлення Рж. Довжина робочої частини гвинта 9 дорівнює l_r . Камера

зворотного руху розрядних поршнів кканалом живлення 15 з'єднана з вихідним каналом реверсивного розподільника РР, вхідні канали якого з'єднанні через дроселі Д1 і Д2 зі зворотними клапанами К31 і К32 з вихідним каналом 16 запираючого розподільника РЗ, до канала 16 також приєднаний канал 17. Вихідний канал 18 запираючого розподільника РЗ з'єднаний вихідними каналами К33 і дроселя ДЗ, вихідні канали яких з'єднані з вихідними каналами Д4і зворотного клапана К34, вихідні канали яких з'єднані каналом 18 з гідравлічною камерою О акумулятора Ак, до пневматичної камери г якої підводиться тиск живлення Рж від блоку підготовки повітря. Блок підготовки повітря складається з джерела живлення Ком (компресора), крана Кр, фільтра вологовідокремлювача ФВВ, редукційного клапана КР, маслорозпилювача МР, манометрів М1 і М2. Вихідний клапан 19 блока підготовки повітря з'єднаний з вихідними каналами розрядних розподільників Р1, Р2, Р3 і Р4, вихідні канали яких 20, 21, 22і 23 відповідно з'єднані з розрядними камерами а, b, с і d. Керування реверсивним розподільником РР здійснюється від керівного пристрою КП, датчика переміщення БП і підсилювача П, вихідний канал якого сполучений з електромагнітом ЕМ в розподільника РР. Принцип дії багатопозиційного телескопічного приводу з цифровим керуванням полягає в наступному. У вихідному положенні електричний кроковий двигун ЕКД знеструмлений, до камери г акумулятора Ак підведений тиск живлення Рж, електромагніти ЕМ1, ЕМ2, ЕМ3, ЕМ4, ЕМ5 і ЕМ6 розподільників Р1, Р2, Р3, Р4, Р5 і РР знеструмленні. Тиск живлення від акумулятора Ак через зворотний клапан К34, дросель ДЗ, запірний розподільник РЗ, зворотний клапан К31, дросель Д1 і реверсивний розподільник РР підводиться до камери к циліндрів 1 і 2. Під дією цього тиску розрядні поршні 3, 4, 5 і 6 з вихідним штоком 7 займають вихідне положення. При спрацюванні імпульса ЕКД 14 його вал повертається на кут $\Delta\varphi$, при цьому поршень δ переміщується праворуч (за кресленням) на величину $y_0 = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t_r$, де t_r - крок гвинта⁹, а значить і шток 7

теж переміщується праворуч на величину y_0 . При цьому разом зі штоком 7 переміщується разом і повзун 20 датчика переміщення ДП, від якого сигнал поступає на блок індексації БІП і на керівний пристрій, а від нього через підсилювач знеструмлюється електромагніт ЕМ6 реверсивного розподільника РР, який перемикається ліворуч і рідина із камери k із циліндра ЦД витісняється через дросель Д2, зворотний клапан К33 і дросель Д3 в камеру О акумулятора Ак. При цьому швидкість гальмування вихідного штока 7 здійснюється дроселем Д2. В кінці переміщення вихідного штока 7 на величину y_0 на табло індикатора висвічується його координата. При опрацюванні n_i імпульсів ЕКД, вихідний шток 7 переміщується на величину $y = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t_\Gamma \cdot n_i$, де t_Γ - крок гвинта 9, $\Delta\varphi$ – мінімальний кут повороту вихідного валу ЕКД.

При реверсі ЕКД спочатку повертається напруга КП на електромагніт ЕМ6, при цьому реверсивний розподільник РР перемикається праворуч і рідина із камери О акумулятора Ак в камеру k циліндра 1 поступає через дросель Д3, розподільник РЗ, канал 17 і розподільник РР. При цьому швидкість руху штока 7 ліворуч регулюється дроселем ДРЗ. В кінці переміщення штока 7 від датчика ДП поступає в камеру k через дросель Д1, який регулює швидкість гальмування вихідного штока 7. Після зупинки штока 7 на табло індикатора висвічується координата його положення, максимальна величина переміщення вихідного штока 7 при опрацюванні максимального числа імпульсів визначаються по залежності

$$y_{max} = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t_\Gamma \cdot n_{i,max}$$

Максимальне число імпульсів , які можуть бути подані на ЕКД визначаються по залежності

$$n_{i,max} = \frac{x_0 \cdot 360^\circ - \Delta\varphi \cdot t_r}{\Delta\varphi \cdot t_r},$$

x_0 – дискретність цифрового двигуна ЦД; $\Delta\varphi$ - дискретність ЕКД.

Таким чином при опрацюванні $\pm n_i$ імпульсів ЕКД забезпечується регулювання як шляхової швидкості дроселями Д3, Д4, так і швидкості гальмування – дроселями Д1, Д2. Окрім того здійснюється вимір переміщення і результат переміщення (координата) штока 7 висвічується на табло БП.

При опрацювання, наприклад кодової комбінації керуючих сигналів 0010 (тиск живлення подається тільки в камеру b цифрового двигуна ЦД) спочатку подається напруга на електромагніт ЕМ6 реверсивного розподільника РР, який перемикається праворуч, при цьому рідина із камери k в камеру О акумулятора Ак поступає через канал 17, що забезпечує швидкий рух штока 7 ліворуч, з можливістю його регулювання дроселем Д2. В кінці переміщення на величину $2x_0$ від датчика переміщення ДП поступає команда на знеструмлення ЕМ6 розподільника РР, який перемикається ліворуч і рідина з камери k поступає в камеру О акумулятора Ак через дросель Д2, яким регулюється швидкість гальмування. Крім того інформація від датчика поступає на БП, на табло якого висвічуються координати штока 7.

При опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів, наприклад, 1101 вихідний шток 7 цифрового двигуна ЦД переміщується праворуч на величину $X_0 + 4X_0 + 8X_0 = 13X_0$. При цьому регулювання швидкості вихідного штока здійснюється дроселем Д3, а швидкість гальмування в кінці ходу регулюється дроселем Д2. Максимальна величина переміщень вихідного штоку 7 цифрового двигуна ЦД буде при опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів 1111, тобто коли тиск живлення одночасно підводиться до розрядних пневматичних камер a, b, c і d. При цьому шток 7 переміщується на величину $X_0 + 2X_0 + 4X_0 + 8X_0 = 15X_0$.

При опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів пневматичним ЦД 0000, тобто коли одночасно розрядні пневматичні камери а, b, с і d з'єднуються з атмосферою спочатку від керівного пристрою КП подається напруга на електромагніт ЕМ6 розподільника РР, який переміщується праворуч. При цьому камера k циліндра 1 з'єднується з камерою О акумулятора Ак через канал 17 з великим прохідним перерізом. Під дією тиску в камері k розрядні поршні 3,4,5 і 6 рухаються ліворуч в наслідок чого і вихідний шток 7 рухається у вихідне положення з великою швидкістю. В кінці переміщення від датчика переміщення подається команда на знеструмлення електромагніта ЕМ6 розподільника РР, який перемикається ліворуч і рідина з камери О акумулятора Ак поступає в камеру k через дросель Д1, яким налаштовується швидкість гальмування вихідного штока 7. В кінці переміщення на табло БП висвічується координата положення штока 7. Таким чином, при опрацюванні кодових комбінацій керуючих сигналів тільки цифровим двигуном забезпечується регулювання швидкості руху вихідного штоку 7, як ліворуч, так і праворуч відповідно дроселями Д3 і Д4 і швидкість гальмування дроселями Д1 і Д2.

Число позицій вихідного штока 7 при опрацюванні сигналів керування ЦД визначається по залежності

$$N_{ц} = 2^{n_{ц}}$$

де $n_{ц}$ - число розрядів ЦД.

Максимальна величина переміщень вихідного штоку 7 ЦД

$$X_{ц,max} = X_0(2^{n_{ц}-1})$$

де x_0 - дискретність ЦД.

Переміщення розрядних поршнів визначається по формулі геометричної прогресії

$$X_i = X_0(2^{i-1})$$

де i - порядковий номер розрядного поршня.

При переміщенні розрядних камер ЦД, коли одночасно в одні камери подається тиск живлення, а інші з'єднуються з атмосферою необхідно спочатку подати напругу на електромагніт ЕМ5, запираючого гідравлічного розподільника Р3, який перемикається праворуч і замикає камеру О і к, при цьому шток 7 лишається нерухомими, а розрядні поршні під дією перепадів тисків переміщуються у відповідні положення. Так, наприклад при перемиканні керуючих сигналів 0011 (тобто коли розрядні камери а і б з'єднують з атмосферою, до камер с і d підводять тиск живлення) поршні 3,4, і 5 під дією тиску у камері d рухатися праворуч не може, так як камера к заперта. Після переміщення поршнів 3 і 4 у ліве крайнє положення знеструмлюється електромагніт ЕМ5 розподільник Р3 перемикається ліворуч. При цьому з'єднуються між собою камери к і О і поршень 6 з вихідним штоком 7 переміщується праворуч на величину $4X_0 + 8X_0 - 2X_0 - X_0 = 9X_0$. Таким чином запирання гідравлічних камер О і к при перемиканні розрядних камер унеможлиблює появу незапрограмованих рухів вихідного штока 7, так званих “викидів” і “провалів”.

При одночасному спрацюванні як керуючих імпульсів, що подаються на ЕКД, так і ходових комбінацій керуючих сигналів, що подаються на електромагніти розрядних розподільників Р1, Р2, Р3 і Р4 привод працює аналогічно. При цьому забезпечується як регулювання шляхової швидкості дроселем Д3 і Д4, так і швидкості регулювання дроселем Д1 і Д2 і в наслідок запирання розподільника Р3 унеможливаються зворотні рухи (незапрограмовані рухи) вихідного штока 7.

Величина переміщення вихідного штока 7 при спрацюванні як керуючих імпульсів, що подаються на ЕКД, так і керуючих імпульсів, що подаються на ЦД аналітично може бути визначена по залежності

$$X_n = X_k + X_{ц} = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t_r \cdot n_i + X_0 \sum_{i=1}^{n_y} b_i \cdot 2^{i-1} \quad (1)$$

Число позицій вихідного штока 7

$$N_n = (2^{n_y} - 1) \frac{360^\circ \cdot (x_0 - \Delta\varphi / 360^\circ \cdot t_r)}{\Delta\varphi \cdot t_r}, \quad (2)$$

Максимальна величина переміщення вихідного штока 7

$$X_{n,max} = X_{k,max} + X_{ц,max} = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t_r \cdot n_{i,max} + X_0(2^{n_y-1}) \quad (3)$$

Максимальне число імпульсів, що подається на ЕКД

$$n_{i,max} = \frac{x_0 \cdot 360^\circ - \Delta\varphi \cdot t_r}{\Delta\varphi \cdot t_r} = X_0 \frac{360^\circ}{\Delta\varphi \cdot t_r} - 1 \quad (4)$$

Підставивши значення $n_{i,max}$ і з рівняння (4) в рівняння (3) отримаємо

$$\begin{aligned} X_{n,max} &= \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t_r \cdot n_{i,max} \cdot \frac{x_0 \cdot 360^\circ - \Delta\varphi \cdot t_r}{\Delta\varphi \cdot t_r} + X_0(2^{n_y-1}) \\ &= \frac{x_0 \cdot 360^\circ - \Delta\varphi \cdot t_r}{360^\circ} + X_0(2^{n_y-1}) \end{aligned}$$

Величина переміщень вихідного штока 7 приводу може бути визначена по таблиці 2.1.

Табл.2.1 Відповідність переміщення вихідного штока 7 комбінації керуючих сигналів в ЦД і імпульсів ЕКД.

№=	Кодова комбінація				$4I_m$	$X_{кд}$	$X_{цд}$	$X_{кд} + X_{цд}$
	d	c	b	a				
n/n					n_i	$y_0 \cdot n_i$	$X_0 \sum_{i=1}^{n_y} b_i \cdot 2^{i-1}$	$y_0 \cdot n_i + X_0 \sum_{i=1}^{n_y} b_i \cdot 2^{i-1}$
0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	1	y_0	0	y_0
2	0	0	0	0	2	$2y_0$	0	$2y_0$
3	0	0	0	0	3	$3y_0$	0	$3y_0$
4	0	0	0	0	4	$4y_0$	0	$4y_0$
.
.
.
n_{max}	0	0	0	0	$n_{i,max}$	$n_{i,max} \cdot y_0$	0	$n_{i,max} \cdot y_0 + 0$
.	0	0	0	1	0	0	x_0	x_0
.	0	0	1	0	0	0	$2x_0$	$2x_0$
.	0	0	1	1	0	0	$3x_0$	$3x_0$
.	0	1	0	0	0	0	$4x_0$	$4x_0$

.	0	1	0	1	0	0	$5x_0$	$5x_0$
.
.
.
.	1	1	1	0	0	0	$14x_0$	$14x_0$
.	1	1	1	1	0	0	$15x_0$	$15x_0$
.	0	0	0	1	1	y_0	x_0	$y_0 + x_0$
.	0	0	0	1	2	$2y_0$	x_0	$2y_0 + x_0$
.	0	0	0	1	3	$3y_0$	x_0	$3y_0 + x_0$
.
.
.
	0	0	0	1	$n_{i,max}$	$n_{i,max}$	$n_{i,max} \cdot y_0$	$n_{i,max} \cdot y_0$
	0	0	1	0	1	y_0	$2x_0$	$y_0 + 2x_0$
	0	0	1	1	2	$2y_0$	$3x_0$	$2y_0 + 3x_0$
.
.
.
47984	1	1	1	0	$n_{i,max} - 1$	$14x_0$	$(n_{i,max} - 1) \cdot y_0$	$(n_{i,max} - 1) \cdot y_0 + 14x_0$

47985	1	1	1	1	$n_{i,max}$	$15x_0$	$n_{i,max} \cdot y_0$	$n_{i,max} \cdot y_0 + 15x_0$
-------	---	---	---	---	-------------	---------	-----------------------	-------------------------------

Висновки: Таким чином, розглянутий пневмоелектричний телескопічний цифровий привод характеризується незначними осьовими габаритним розміром виконавчого циліндра, малою дискретністю (менше 0,02 мм), значними переміщеннями вихідного штоку до 512 мм і більше. Крім того в процесі опрацювання керуючих сигналів у приводі унеможливаються незапрограмовані рухи вихідного штока, забезпечується можливість регулювання як шляхової швидкості, так і гальмування вихідного штока до заданої позиції. Використання лінійного датчика положення ДП дає можливість контролювати кінцеве положення вихідного штока при опрацюванні будь-якої комбінації керуючих сигналів.

Все це дає можливість значно розширити область застосування таких приводів в якості виконавчих пристроїв систем автоматики.

3. Розробка пневмоелектричного телескопічного цифрового приводу

На рис.3.1 показана конструкція багатопозиційного пневмоелектричного телескопічного цифрового приводу.

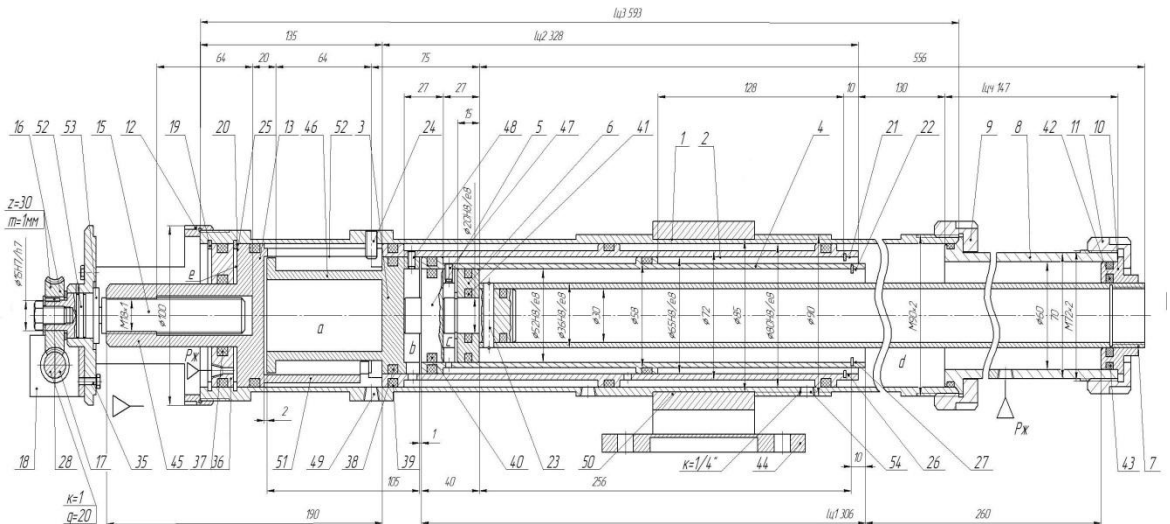


Рис.3.1 Пневмоелектричний телескопічний цифровий привод.

Пневмоелектричний телескопічний цифровий привод (ПТЦП) з цифровим керуванням складається з циліндрів 1,8. В циліндрі 1 концентрично розміщені розрядні циліндри 2 та 4. До циліндра 2 прикріплений поршень 3 з обмежувачем переміщення 46. В циліндрі 1 розміщений додатковий поршень 13 з обмежувачем 51, в якому виконаний повздовжній паз 52. В пазу 52 розміщена шпонка (штифт) 24, який запобігає можливості повороту поршня 13 навколо своєї осі. В циліндрі 1 закріплена задня кришка 36 з осьовим циліндричним отвором. Шток 45 додаткового поршня 13 через циліндричний отвір в кришці 36 виходить за її межі. В штоці 45 нарізана різьба, в яку вгвинчений гвинт 15, хвостовик якого через упорний підшипник 52 з'єднаний з валом черв'ячної шестерні 16, модуль якої дорівнює 1мм, а число зубів $Z=30$. З шестірнею 16 входить в зачеплення черв'як 17, число ходів якого $K=1$, а діаметр ділильного кола $d=20$ мм. З валом 30 черв'яка 17 через муфту 31 з'єднаний вихідний вал електричного крокового двигуна 34. Додатковий поршень 13 і задня кришка 36 утворюють додаткову герметичну компенсаційну пневматичну камеру 25, до якої

постійно підводиться тиск живлення. Розрядні поршні 3,5 і 6 утворюють відповідно розрядні пневматичні камери а, б і с, до яких відповідно підводиться тиск живлення по каналах 49, 53 і 51. До камери зворотного руху поршнів 6, 5 і 3 д постійно підводиться тиск живлення Рж. Обмеження переміщення поршня старшого розряду 23 здійснюється упором 27 при цьому величина його переміщення дорівнює 256 мм. Величина переміщення поршня 5 обмежується упором 26 і дорівнює 128мм. З поршнем старшого розряду 6 з'єднаний вихідний шток 7. Циліндр 1 прикріплений до опори 50.

Принцип дії пневмоелектричного приводу з цифровим керуванням полягає в наступному. У вихідному положенні розрядні камери а, б і с, що відповідає кодовій комбінації керуючих сигналів 000, з'єднані з атмосферою і до камер е і д підведений тиск живлення Рж. Обмотки електричного крокового двигуна 34 знеструмленні. Під дією тиску у камері д всі розрядні поршні 3,5 і 6 займають крайнє ліве вихідне положення, при цьому вихідний шток 7 приводу теж займає вихідне положення. При опрацюванні, наприклад кодової операції 001, тобто тиск живлення підводиться тільки до камери а поршня 3 молодшого розряду. Під дією тиску в камері а поршень 3 переміщується праворуч (за кресленням) на величину 64 мм, при цьому вихідний шток 7 теж переміщується праворуч на 64 мм. Кодовій комбінації керуючих сигналів 010 (тиск живлення підводиться тільки до камери б) відповідає переміщення вихідного штоку 7 на величину 128 мм. Кодовій комбінації керуючих сигналів 101 (тиск живлення підводиться тільки до камери а і с) відповідає переміщення поршня 3 на величину 64 мм, а поршня 6 на величину 256мм. При цьому вихідний шток 7 переміщується на сумарну величину $64+256=320$ (мм). При опрацюванні кодової комбінації 111 вихідний шток переміщується праворуч на величину $64+128+256=448$ (мм) і т.д.

Число позицій цифрового пневматичного двигуна визначається по залежності

$$N_{\text{ц}} = 2^{n_{\text{ц}}} - 1$$

де $n_{ц}$ - число розрядів (поршнів) цифрового двигуна.

Дискретність пневматичного цифрового двигуна визначається величиною переміщення поршня молодшого розряду $X_{0,ц}$.

Переміщення i -го поршня цифрового двигуна визначається по залежності

$$X_i = X_{0,ц} \cdot 2^{i-1}$$

де i - порядковий номер розрядного поршня.

Величина переміщення вихідного штоку цифрового двигуна в залежності від опрацювання кодової комбінації керуючих сигналів може бути визначена або по таблиці або аналітично по формулі

$$X_{ц} = X_{0,ц} \cdot \sum_{i=1}^{n_y} b_i \cdot 2^{i-1}$$

де b_i - значуща цифра, яка приймає значення ‘+1’, коли тиск підводиться до i - ої камери і значення ‘0’, коли i -та камера з’єднана з атмосферою.

Максимальна величина переміщення вихідного штока визначається за формулою

$$X_{ц,max} = X_{0,ц} (2^{n_{ц}} - 1)$$

При опрацюванні одного імпульсу електричного крокового двигуна 34 вихідний шток приводу переміщується на величину

$$X_{0,к} = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot \frac{K}{Z} \cdot t_r \cdot 1$$

де $\Delta\varphi$ – дискретність електричного двигуна (ЕКД); K - число заходів черв'яка 17; Z – число зубів черв'ячної шестерні t_{Γ} - крок гвинта 15.

При опрацюванні n_{iM} імпульсів ЕКД 34 вихідний шток 7 переміщується на величину

$$X_{0,K} = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot \frac{K}{Z} \cdot t_{\Gamma} \cdot n_{iM}$$

Максимальне число імпульсів, яке може бути подане на ЕКД

$$n_{i,max} = \frac{l_{\Gamma}}{X_{0,K}} = \frac{X_{0,ц} - X_{0,K}}{X_{0,K}} = \frac{X_{0,ц}}{X_{0,K}} - 1 = \frac{360^\circ \cdot X_{0,ц} \cdot Z}{\Delta\varphi \cdot t_{\Gamma} \cdot K} - 1$$

де $X_{0,ц}$ - дискретність пневматичного цифрового двигуна; l_{Γ} - довжина робочої частини різьби гвинта 15 (хід гвинта 15).

При одночасному опрацюванні як комбінації керуючих сигналів пневматичний цифровим двигуном, так і керуючих імпульсів електричним кроковим двигуном величина переміщення вихідного штока 7 телескопічного багатопозиційного приводу визначається законом

$$X_n = \pm X_{0,K} \cdot n_i + X_{0,ц} \cdot \sum_{i=1}^{n_y} b_i \cdot 2^{i-1} = \pm \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot \frac{K}{Z} \cdot t_{\Gamma} \cdot n_{iM} + X_{0,ц} \cdot \sum_{i=1}^{n_y} b_i \cdot 2^{i-1}$$

Максимальна величина переміщення вихідного штока 7 приводу при одночасному опрацюванні керуючих сигналів як пневматичним цифровим двигуном, так і ЕКД

$$\begin{aligned}
X_{n,ma} &= \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot \frac{K}{Z} \cdot t_r \cdot n_{im} + X_{0,ц} (2^{n_{ц}} - 1) = \\
&= \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot \frac{K}{Z} \cdot t_r \left(\frac{360^\circ \cdot X_{0,ц} \cdot Z}{\Delta\varphi \cdot t_r \cdot K} - 1 \right) + X_{0,ц} (2^{n_{ц}} - 1) = \\
&= X_{0,ц} \cdot 2^{n_{ц}} - \frac{\Delta\varphi \cdot t_r \cdot K}{360^\circ \cdot X_{0,ц} \cdot Z}
\end{aligned}$$

Таким чином запропонований пневмоелектричний телескопічний цифровий привод при параметрах:

$$X_{0,ц} = 64 \text{ мм}; n_{ц} = 3 \text{ розряди}; t_r = 4 \text{ мм}; \Delta\varphi = 1,8^\circ; K = 1; Z = 25.$$

Забезпечує переміщення вихідного штоку на величину

$$\begin{aligned}
X_{n,ma} &= X_{0,ц} \cdot 2^{n_{ц}} - \frac{\Delta\varphi \cdot t_r \cdot K}{360^\circ \cdot X_{0,ц} \cdot Z} = 64 \cdot 2^3 - \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot \frac{1}{25} \cdot 4 = 512 - 0,0008 = \\
&= 511,9998 \text{ (мм)}
\end{aligned}$$

Число позицій вихідного штока 7

$$\begin{aligned}
N_n &= \frac{X_{n,ma}}{X_{0,ц}} = \frac{X_{0,ц} \cdot 2^{n_{ц}} - \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot \frac{K}{Z} \cdot t_r}{\frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot \frac{K}{Z} \cdot t_r} = \frac{X_{0,ц} \cdot 2^{n_{ц}} \cdot 360^\circ \cdot Z}{\Delta\varphi \cdot K} - 1 \\
&= \frac{64 \cdot 2^3 \cdot 360^\circ \cdot 25}{1,8^\circ \cdot 1} - 1 = 2560000 = 2559999 \text{ (позицій)}
\end{aligned}$$

Дискретність приводу

$$X_{0,п} = X_{0,к} = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot \frac{K}{Z} \cdot t_r = \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot \frac{1}{25} \cdot 4 = 0,0008 \text{ (мм)} = 0,8 \text{ мкм}$$

4. Телескопічний багатопозиційний привод поворотно-поступальної дії

На Рис.4.1 Показана конструкція телескопічного багатопозиційного приводу поворотно-поступальної дії.

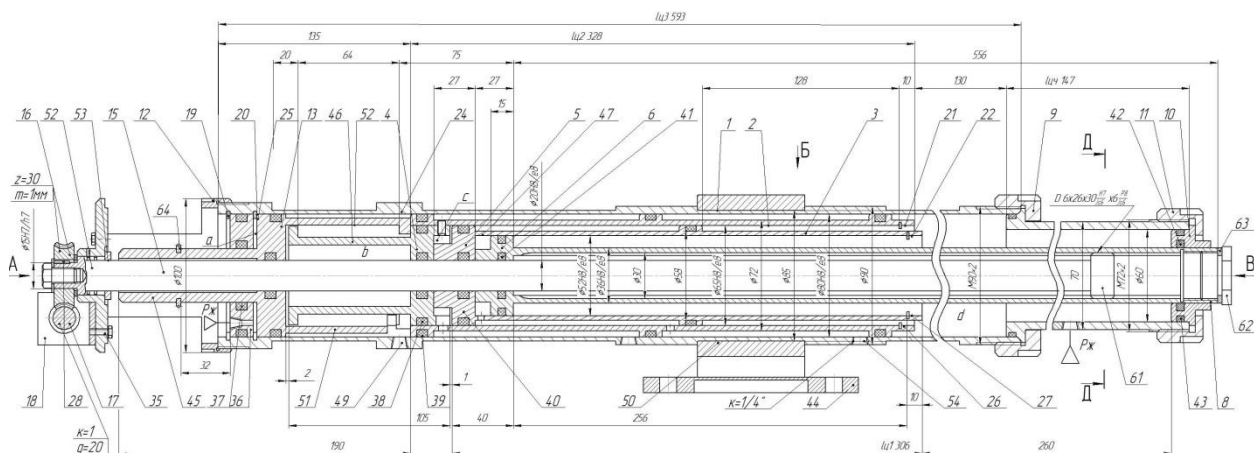


Рис.4.1 Телескопічний багатопозиційний привод поворотно-поступальної дії

Конструкція такого приводу трансформована з „ Пневмоелектричного телескопічного цифрового приводу ” (ПТЦП) див рис.

Такий телескопічний багатопозиційний привод поворотно-поступальної дії „ ТБППП ” складається з циліндрів 1, 2, 3 з розрядними поршнями 13, 4, 5 і 6 з величинами переміщення 32, 64, 128 і 256мм відповідно. В осьовій розточці вала 8 розміщений концентрично вал 60, на правому кінці якого виконана шліцева головка 61, яка спряжена рухомо в осьовому напрямку зі шліцами виконаними на внутрішній циліндричній поверхні вихідного штока 8. Лівий кінець вала 60 з'єднаний зі ступицею черв'ячного колеса 16, з яким зчіплюється черв'як 17, вали якого встановлені на підшипниках кочення 32 в корпусі 12. Правий кінець вала (за кресленням, див. вигляд А) шпонками 29 і 30 і муфтою 31 сполучений з вихідним валом електродвигуна (ЕКД) 34. Розрядні поршні 13, 4, 5 і 6 утворюють герметичні розрядні камери а, б, с і е. До штокової камери d постійно підводиться тиск живлення Рж. В кінець штока 8 вгвинчена пробка 62, між якими вставлена ущільнююча прокладка 63. Циліндр 1 закріплений на опорі 44. На

хвостовику 45 поршня молодшого розряду 13 встановлений обмежувач руху поршня молодшого розряду 13.

Принцип дії телескопічного багатопозиційного приводу поворотно-поступальної дії полягає в наступному. У вихідному положенні електричний кроковий двигун 34 знеструмлений. Розрядні камери а, б, с і е пневматичного крокового двигуна з'єднанні з атмосферою, до камери d підводиться тиск живлення Рж. Під дією тиску живлення Рж, що підведений до токової камери е всі розрядні циліндри з поршнями 13, 4, 5 і 6 займають ліві крайні положення, при цьому упираються один в одного. При опрацюванні кодової комбінації, наприклад, 0001 (тиск живлення підводиться до камери а) вихідний шток 8 цифрового пневматичного двигуна переміщується праворуч (за кресленням) на величину 32 мм. Комбінації керуючих сигналів 0010 (тиск підводиться тільки до камери б) поршень 4 переміщується праворуч на величину 64 мм, внаслідок чого і вихідний шток 8 теж переміщується праворуч на величину 64мм. Комбінації керуючих сигналів 0011 (тиск живлення одночасно підводиться до камери а і б) відповідає переміщення вихідного штока 8 на сумарну велечину переміщення поршня 13 і поршня 4, тобто на величину $32+64= 96$ мм. Кодовій комбінації 0100 (тиск живлення підводиться до камери с) відповідає переміщення вихідного штока 8 на величину 128мм і т.д..

1. Велична переміщення розрядних поршнів визначається по геометричній прогресії, тобто

$$X_i = X_0 \cdot 2^{i-1}$$

де X_0 – дискрета пневматичного цифрового двигуна, $X_0 = 32$ мм; i - порядковий номер розрядного поршня.

2. Число позицій вихідного штока

$$N = 2^n$$

де n – число розрядів; $n = 4$; $N = 2^4 = 16$ (позицій).

3. Величина переміщення вихідного штока в залежності від опрацювання кодової комбінації керуючих сигналів.

$$X = X_0 \cdot \sum_{i=1}^n b_i \cdot 2^{i-1},$$

де b_i - значуща цифра, яка приймає значення “+1”, коли тиск підводиться до i - ої камери і значення “0”, коли i -та камера з’єднана з атмосферою (з вихлопом).

4. Максимальна величина переміщення вихідного штока

$$X_{max} = X_0(2^n - 1) = 32 \cdot (2^4 - 1) = 480\text{мм},$$

Для повороту вихідного валу 8 на заданий кут на кроковий двигун ЕКД подають у вигляді напруги керуючі імпульси, при цьому кут повороту визначають по формулі

$$\varphi = \varphi_0 \cdot n_{im} \cdot \frac{K}{Z},$$

де φ_0 - дискрета (найменший кут повороту вихідного вала ЕКД); n_{im} – число опрацьованих ЕКД імпульсів; K – число заході черв’яка 17; Z – число зубців шестирні 16.

Так, наприклад, при $\varphi_0 = 1,8^\circ$; $n_{im} = 1$ імпульсу; $K=1$; $Z=30$ зубців вихідний шток 8 повертається на кут

$$\varphi = \varphi_0 \cdot n_{im} \cdot \frac{K}{Z} = 1,8^\circ \cdot 1 \cdot \frac{1}{30} = 0,06^\circ.$$

Поворот вихідного штока 8 може здійснюватися як послідовно, так і одночасно з поступальним переміщенням.

У вихідне положення вихідний шток 8 повертається при опрацюванні цифровим пневматичний двигуном комбінації керуючих сигналів 0000 і числу імпульсів $n_{iM}=0$.

Чотирирозрядний телескопічний цифровий привод

Для отримання чотирирозрядного цифрового телескопічного приводу необхідно вал 15 відєднати від ступиці і черв'ячної шестирні і прикріпити його до хвостовика 45 поршня 13. Крім того, необхідно відєднати корпус 12 від циліндра 1.

На рис.4.2 показаний чотирирозрядний телескопічний цифровий привод

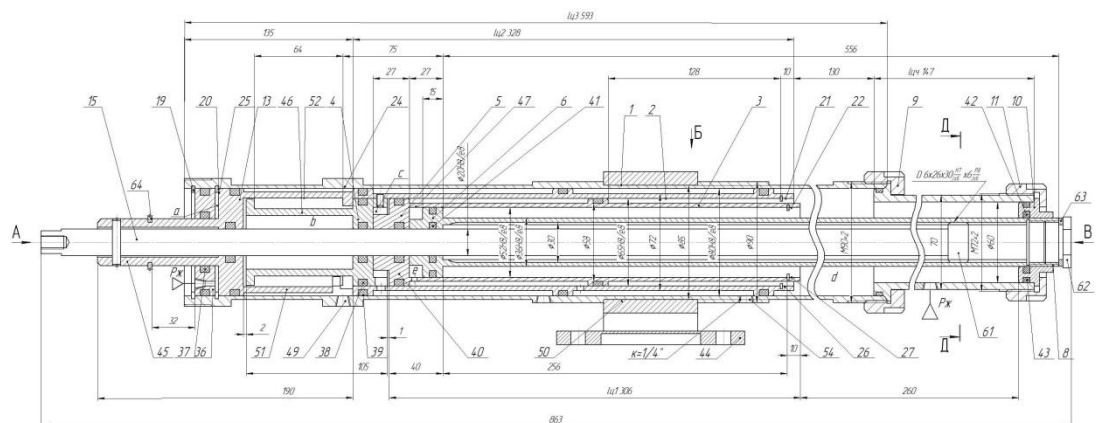


Рис.4.2 Чотирирозрядний телескопічний цифровий привод

Принцип дії чотирирозрядного цифрового телескопічного приводу аналогічний телескопічному багатопозиційному приводу поворотно-поступальної дії, без ЕКД.

Таким чином, на базі пневматичного цифрового приводу можна синтезувати з незначними змінами, ще два приводи: „ Телескопічний багатопозиційний привод поворотно-поступальної дії “ і „ Чотирирозрядний телескопічний цифровий привод ”.

Висновки: Створені на базі пневмоелектричного телескопічного цифрового приводу чотири розрядний телескопічний привод та телескопічний багатопозиційний привод поворотно-поступальної дії мають ряд переваг. Ці привод мають модульну конструкцію, що дозволяє перетворити один привод в інший за короткий проміжок часу. Така конструкція розширює область застосування таких приводів.

5. Алгоритм розрахунку динамічних характеристик багатопозиційного телескопічного цифрового приводу

Алгоритм розрахунку динамічних характеристик багатопозиційного телескопічного цифрового приводу.

Розрахункова схема на Рис.5.1

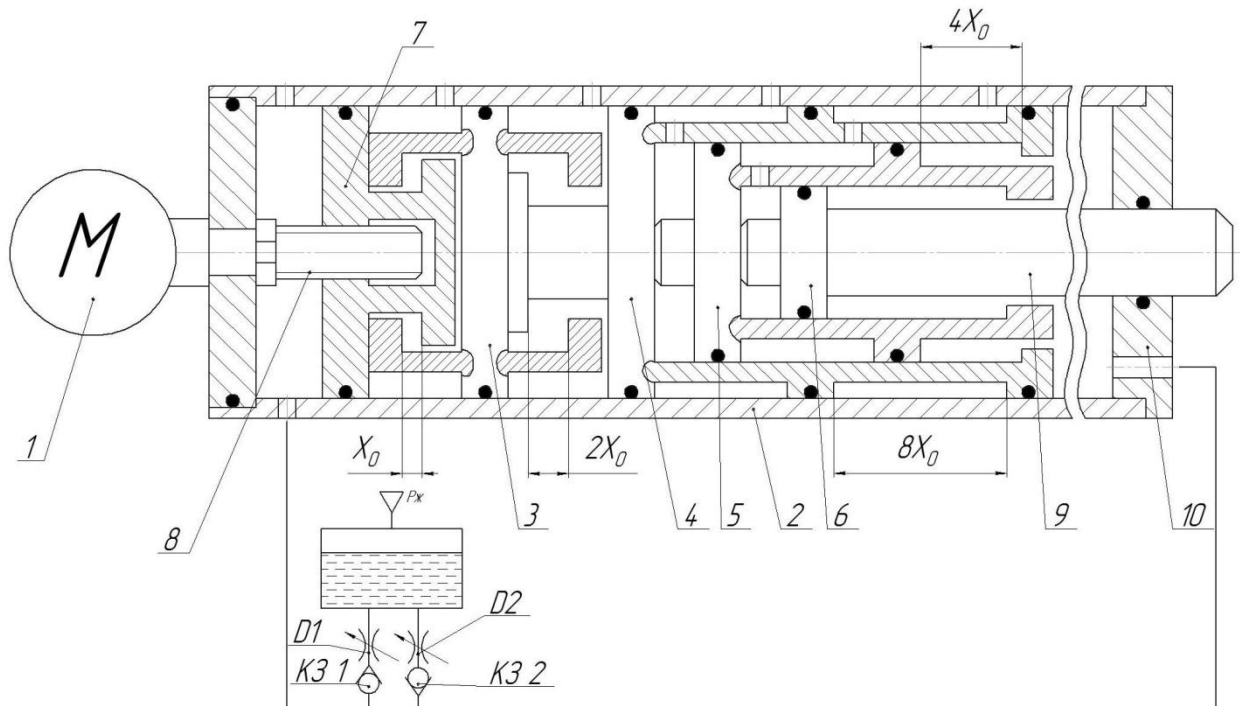


Рис.5.1 Принципова схема телескопічного цифрового приводу

Телескопічний цифровий привод складається з електричного крокового двигуна (ЕКД)1, виконавчого циліндра 2, в якому розміщені розрядні поршні 3, 4, 5 і 6 з утворенням розрядних пневматичних камер а, b, c,d і камеру зворотного руху розрядних поршнів е, до якої постійно підводиться тиск живлення. В циліндрі 2 розміщений додатковий поршень 7, який кінематично через гвинт 8 сполучений з вихідним валом ЕКД1. Поршень старшого розряду 6 жорстко з'єднаний з вихідним штоком 9, який виходить за межі передньої кришки 19. Камери е і к сполучені між собою і через зворотній клапан К31 і К32 з дроселями Д1 і Д2 з гідроаккумулятором Ак.

Математична модель і алгоритм розрахунку динамічних характеристик телескопічного пневмоелектричного цифрового приводу.

При моделюванні (розрахунку) динамічних характеристик багатопозиційних приводів на комп'ютерній техніці і для складання програм обчислення необхідно знати кількість диференційних рівнянь, що описують динаміку приводу при перемиканні кодових комбінацій керуючих сигналів. У загальному випадку для визначення параметрів пневмоелектричного багатопозиційного приводу необхідно скласти рівняння руху розрядних поршнів, зміни тиску і температур в робочих порожнинах, рівняння руху додаткового поршня, рівняння зміни тиску і температур у гальмуючих порожнинах і рівняння витрати рідини. Загальна кількість рівнянь, що описують динаміку приводу (за виключенням рівнянь тиску і температур в гальмуючих порожнинах та рівня витрат) визначається залежністю [6,7]

$$M_3 = M_p + M_t + M_{\Pi} = (d + 1)(0.5d + 2)$$

де - d – кодова відстань між двома кодовими комбінаціями; $M_p = d + 1$ – кількість рівнянь зміни тиску в робочих порожнинах; $M_t = d + 1$ – кількість рівнянь зміни температур; $M_{\Pi} = 0.5d (d + 1)$ – кількість рівнянь, що описують рух розрядних поршнів.

Максимальну кількість рівнянь необхідно скласти в тому випадку, коли перемикаються всі розрядні порожнини і вмикається електричний кроковий двигун, тобто коли $d = n_{\Pi} + 1$.

Розглянемо динаміку електропневматичного двигуна. У цьому випадку кодова відстань

$$d = n_{\Pi} + 1 = 4 + 1 = 5$$

Для визначення параметрів підготовчого періоду, періоду руху та заключного періоду необхідно скласти:

а) кількість рівнянь, що описують зміну тиску в робочих порожнинах

$$M_p = d + 1 = n_c + 2 = 4 + 2 = 6,$$

б) кількість рівнянь, що описують зміну температури в робочих порожнинах

$$M_t = d + 1 = 5 + 1 = 6$$

в) кількість рівнянь, що описують рух розрядних і додаткового поршня

$$M_{\Pi} = 0.5d(d + 1) = 0,5 \cdot 5(5 + 1) = 15$$

Таким чином при перемиканні комбінації керуючих сигналів з 0000 на 1111 і вмиканні електричного крокового двигуна необхідно скласти шість рівнянь, що описують зміну тиску в розрядних і штоковій порожнинах, шість рівнянь зміни температур в робочих порожнинах і 15 рівнянь, що описують рух поршнів. В процесі опрацювання заданої кодової комбінації керуючих сигналів 1111 розрядні поршні і додатковий поршень можуть рухатись як автономно, так і в зчепленні по два, по три і по чотири. Для спрощення системи рівнянь, що описують динаміку перехідного процесу вважаємо, що в процесі руху тиск у порожнинах k і e відрізняється на величину шляхових витрат напору в трубопроводі (трубопровод, що з'єднує камери e і k непоказаний), сили тертя розрядних поршнів приймаємо однаковими, початкові об'єми розрядних порожнин визначаються за геометричною прогресією, тобто $V_n = V_0 \cdot 2^{i-1}$, де V_0 – початковий (мертвий) об'єм

порожнин поршня молодшого розряду; i – початковий номер розрядного поршня. Ефективні площі підвідних каналів до розрядних порожнин однакові, тобто $f_{e1} = f_{e2} = f_{e3} = f_{e4}$. Втрати і перетікання повітря з однієї порожнини в іншу відсутні. В наслідок високої швидкості вважаємо процес адіабатним, тобто $k = 1,4$. Час вмикання пневматичних розподільників вважаємо миттєвим (розподільники на рисунку 1 не показані). Температури в зовнішньому середовищі і робочих порожнинах приймаємо рівними.

З урахуванням прийнятих рішень система диференціальних рівнянь, що описує динаміку привода при опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів 1111 і вмиканні електричного крокового двигуна має вигляд:

а) рівняння, що описують автономний рух поршнів

$$m_5 \cdot \frac{d^2 x_5}{dt^2} = P_e \cdot F_e + \frac{2M_K}{d_r \operatorname{tg}(\beta + \rho)} - P_a \cdot F - R_5; \quad (1)$$

$$m_1 \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = (P_a - P_b)F - R_1 \quad (2)$$

$$m_2 \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} = (P_b - P_c)F - R_2 \quad (3)$$

$$m_3 \cdot \frac{d^2 x_3}{dt^2} = (P_c - P_d)F_1 - R_3 \quad (4)$$

$$m_3 \cdot \frac{d^2 x_3}{dt^2} = P_d \cdot F - P_e \cdot F_d - R_4 - R_6 - R_{\Gamma\Pi} - P_{\Gamma} \cdot F_{\Gamma}; \quad (5)$$

де - m_5, m_1, m_2, m_3 і m_4 – відповідно маси поршнів 7, 3,4,5 і 6; P_e, P_a, P_b, P_c і P_d відповідно тиск в розрядних порожнинах e, a, b, c і d; P_e - тиск у порожнині e; F_e - ефективна площа поршня 6 зі сторони порожнини d, F – ефективна площа поршнів зі сторони порожнин a, b і c; R_3, R_4, R_5 і R_6 – відповідно сили тертя поршнів 3, 4, 5, 6 і штока 9; x_3, x_4, x_5 і x_6 – відповідно переміщення поршнів 3, 4, 5 і 6; M_K - крутний момент електричного

крокового двигуна; d_r – середній діаметр різьби гвинта 8; β – кут підйому гвинтової лінії; ρ – кут тертя;

б) рівняння, що описують рух поршнів, як одне ціле по два, по три і по чотири:

$$(m_2 + m_1) \cdot \frac{d^2 x_{12}}{dt^2} = P_k \cdot F_e - P_b \cdot F + \frac{2M_K}{d_r t g(\beta + \rho)} - R_5 - R_2; \quad (6)$$

$$(m_1 + m_2) \cdot \frac{d^2 x_{13}}{dt^2} = (P_a - P_c) - R_1 - R_2; \quad (7)$$

$$m_2 \cdot \frac{d^2 x_{23}}{dt^2} = (P_b - P_d)F - R_2; \quad (8)$$

$$m_3 \cdot \frac{d^2 x_{34}}{dt^2} = (P_c - P_e)F - R_3; \quad (9)$$

$$(m_5 + m_1 + m_2) \cdot \frac{d^2 x_{523}}{dt^2} = P_e \cdot F_e - P_c \cdot F - R_2 - R_3 - R_5 + \frac{2M_K}{d_r t g(\beta + \rho)}; \quad (10)$$

$$(m_2 + m_3 + m_1) \cdot \frac{d^2 x_{231}}{dt^2} = P_a \cdot F - P_d \cdot F_d - R_2 - R_3 - R_6; \quad (11)$$

$$(m_5 + m_5 + m_3 + m_4) \cdot \frac{d^2 x_{5234}}{dt^2} = P_k \cdot F_e - P_d \cdot F_d + \frac{2M_K}{d_r t g(\beta + \rho)} - R_2 - R_3 - R_4. \quad (12)$$

Зміна тиску порожнинах а, b, c, d і е описують наступними рівняннями:

$$K \cdot k \sqrt{R \cdot T_M} \cdot f_{e1} \cdot P_M \cdot \varphi(\sigma_a) \cdot dt = F(X_{0,2} + X_{2,5})dP_a + k \cdot F \cdot P_a \cdot dX_{2,5}; \quad (13)$$

$$K \cdot k \sqrt{R \cdot T_M} \cdot f_{e2} \cdot P_M \cdot \varphi(\sigma_b) \cdot dt = F(X_{0,3} + X_{3,2})dP_b + k \cdot F \cdot P_b \cdot dX_{3,2}; \quad (14)$$

$$K \cdot k \sqrt{R \cdot T_M} \cdot f_{e3} \cdot P_M \cdot \varphi(\sigma_c) \cdot dt = F(X_{0,4} + X_{4,3})dP_c + k \cdot F \cdot P_c \cdot dX_{4,3}; \quad (15)$$

$$P_d = \frac{(v_4 \cdot F_d - v_5 \cdot F_e)^2 \cdot \rho}{2 \cdot a^2 \cdot f_{др,16}^2} + P_{ж}; \quad (16)$$

$$P_e = P_d - \lambda \frac{l}{d_T} \cdot \frac{v_{15}^2}{2g}, \quad (17)$$

де - λ коефіцієнт опору; l - довжина трубопроводу 15; d_T - внутрішній діаметр трубопроводу 15; v_{15} - середня швидкість руху рідини у трубопроводі 15; g - прискорення земного тяжіння; v_4 - швидкість руху поршня 4; v_5 - швидкість руху поршня 5; a - коефіцієнт втрат; ρ - густина рідини $f_{др,16}$ - ефективна площа дроселя 16; k - показання адіабати; $K = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}}$ - коефіцієнт; R - газова стала повітря; T_M - абсолютна температура повітря в магістралі; $\varphi(\sigma_a)$, $\varphi(\sigma_b)$ і $\varphi(\sigma_c)$ - функції витрат для порожнин наповнення, які визначаються по залежності $\varphi(\sigma_i) = \sqrt{\sigma_i^{2/k} - \sigma_i^{k+1/k}}$; $X_{0,2}$, $X_{0,3}$ і $X_{0,4}$ - координати, які характеризують початковий об'єм порожнини а, b і с; $X_{2,5}$ - переміщення поршня 2 відносно поршня 5; $X_{3,2}$ - переміщення поршня 3 відносно поршня 2; $X_{4,3}$ - переміщення поршня 4 відносно поршня 3; dt - час; f_{e1} , f_{e2} і f_{e3} - відповідно ефективні площі магістралей підводу тиску живлення до порожнин а, b і с.

Рівняння зміни температур у порожнинах а, b і с:

$$\frac{dT_a}{T_a} = \frac{dX_2}{X_{0,2}+X_{2,5}} + \frac{dP_a}{P_a} - \frac{K\sqrt{R \cdot T_M} \cdot f_{e2}}{F_e(X_{0,2}+X_{2,5}) \cdot P_a T_M} T_a \varphi(\sigma_a) \cdot dt; \quad (18)$$

$$\frac{dT_b}{T_b} = \frac{dX_2}{X_{0,3}+X_{3,2}} + \frac{dP_b}{P_b} - \frac{K\sqrt{R \cdot T_M} \cdot f_{e2}}{F_e(X_{0,3}+X_{3,2}) \cdot P_b T_M} T_b \varphi(\sigma_b) \cdot dt; \quad (19)$$

$$\frac{dT_c}{T_c} = \frac{dX_2}{X_{0,4}+X_{4,2}} + \frac{dP_c}{P_c} - \frac{K\sqrt{R \cdot T_M} \cdot f_{e3}}{F_e(X_{0,4}+X_{4,2}) \cdot P_c T_M} T_c \varphi(\sigma_c) \cdot dt; \quad (20)$$

В загальному вигляді система рівнянь (1) - (20) не може бути вирішена. Така система вирішується методами числового інтегрування.

Висновки

Запропонована система рівнянь диференційних і лінійних рівнянь дає можливість визначити динамічні характеристики комбінованого привода з

цифровим керуванням при опрацюванні будь якої комбінації керуючих сигналів, що подаються як на цифровий двигун, так і на електричний кроковий двигун. Включення в структуру приводу гідравлічних дроселів дає можливість в широкому діапазоні надійно регулювати швидкість руху вихідного штока 4, що особливо важливо коли в процесі роботи може змінюватися навантаження і приєднана маса до вихідного штока. Дослідження показали, що найбільшу швидко дію привод буде мати коли одночасно подається тиск живлення у всі розрядні камери цифрового двигуна і керуючі імпульси на електричний кроковий двигун при закритих дроселях 16, 17 і коли діаметр штока 6 дорівнює діаметру штока 7. При цьому гальмування штоку 6 в кінці переміщення здійснюється гальмівним поршнем 23. Регулювання швидкості вихідного штока від мінімальної до максимальної величини як при прямому, так і при зворотному русі забезпечують дроселі 16 і 17.

Таким чином, поєднання швидкодії цифрового двигуна, малої дискретності електричного крокового двигуна і гідравлічного способу регулювання швидкості руху вихідного штоку дає можливість створювати надійні з широкими функціональними можливостями приводи, які з успіхом можуть використовуватися як приводи промислових роботів, метало- та деревообробних верстатів, при зварювальних, монтажних та зварювальних роботах, в літальних апаратах, для перекриття заслінок нафтових та газових трубопроводів і в інших пристроях автоматичних систем з дискретним позиціонуванням вихідної ланки.

6. Аналіз появи та зникнення викидів та провалів вихідного штоку цифрового виконавчого пристрою [45]

Для аналізу викидів та провалів вихідного штоку цифрового виконавчого пристрою (далі ЦВП), які виникають при переключенні керуючих порожнин, дамо їм визначення. Провалом будемо називати незапрограмовану величину переміщення зворотного ходу вихідного штоку, виникаючу при перемиканні керуючих порожнин ЦВП. Провали можуть виникати як при перемиканні керуючих порожнин, визначаючих позитивний приріст положення переміщення, так і при перемиканні розрядних порожнин, визначаючих негативний приріст переміщенні вихідного штоку привода.

При перемиканні керуючих порожнин, визначаючих позитивний приріст переміщення, провали в русі вихідної ланки не виникають на початку переміщення в наслідок того, що мінімальний час t_{in} приросту перепаду тиску (визначаючого початок руху) між тиском в штоковій камері і тиском в i – ій розрядній порожнині яка спорожнюється менше за мінімальний час t_{jn} зростання перепаду тиску між тиском в j – ій порожнині, яка наповнюється і тиском в штоковій камері.

Умовою відсутності провалів на початку руху при переключенні керуючих розрядних поршнів, визначаючих позитивний приріст переміщення вихідної ланки, є

$$t_{in} \geq t_{jn} \quad (1)$$

При перемиканні керуючих порожнин, визначаючих негативний приріст переміщення (зворотний хід), провали вихідної ланки можуть виникнути в кінці переміщення в наслідок того, що час t_{ing} відпрацювання керуючих сигналів (час руху) розрядних поршнів які відключаються, менше ніж час t_{jng} відпрацювання сигналів керування розрядних поршнів які вмикаються.

Умовою відсутності провалів на кінці руху при переключенні керуючих розрядних поршнів, визначаючих негативний приріст переміщення вихідної ланки, є

$$t_{ing} \geq t_{jng} \quad (2)$$

Викидом називається незапрограмована величина переміщення прямого ходу вихідної ланки, який виникає при переключенні керуючих порожнин приводу.

Викиди і провали можуть виникати як при перемиканні керуючих порожнин які визначають позитивний приріст переміщення вихідної ланки, так і при перемиканні керуючих порожнин які визначають негативне переміщення.

Так при перемиканні керуючих порожнин, які визначають негативний приріст переміщення, викиди вихідної ланки можуть виникнути на початку руху в наслідок того, що мінімальний час t_{jb} збільшення перепаду тиску (визначаючого початок руху) між тиском який наповнюється в j – ій порожнині і тиском в штоковій порожнині менше, ніж мінімальний час t_{ib} збільшення перепаду тиску між тиском який спорознюється в i – ій порожнині і тиском в штоковій порожнині.

Для цього випадку умова відсутності викидів має вигляд

$$t_{ib} \leq t_{jb} \quad (3)$$

При перемиканні керуючих порожнин які визначають позитивний приріст переміщення, викиди вихідної ланки можуть виникати в кінці ходу в наслідок того, що час t_{jgb} відпрацювання управляючих сигналів, які включають розрядні поршні, менший часу t_{igb} відпрацювання сигналів керування поршнів які вимикаються.

Умова відсутності викидів в кінці ходу.

$$t_{igb} \leq t_{jgb} \quad (4)$$

На основі умов (1) – (4) можна отримати загальну умову відсутності викидів та провалів вихідного штока приводу при перемиканні керуючих порожнин, яка має вигляд:

$$\begin{aligned} t_c &\leq t_m; \\ t_{gc} &\geq t_{gm}. \end{aligned} \quad (5)$$

де t_c і t_m – час підготовчих періодів поршнів старших і молодших розрядів, які перемикаються відповідно; t_{gc} і t_{gm} – час руху поршнів старших і молодших розрядів.

З умови (5) випливає, що в підготовчий період ефективні площі пневмомагістралей поршнів старших розрядів повинні бути більше ефективних площ пневмомагістралей молодших розрядів, тобто $f_{ec} \geq f_{em}$, а в під час руху f_{ec} повинна бути меншою ніж f_{em} , тобто $f_{ec} \leq f_{em}$.

1. Розробка методу підбору ефективних площ управляючих магістралей пневматичного ЦВП

Дослідження динаміки пневматичних ЦВП показали, що на динамічні характеристики приводу значний вплив здійснюють процеси, які відбуваються в підготовчий період. В залежності від того, яка з перемикаючих розрядних порожнин наповниться чи спорожниться раніше до тиску руху, може істотно залежати величина викиду чи провалу вихідного штоку на початку руху. Тому дуже важливо підібрати ефективні площі керуючих ліній таким чином, щоб вони дозволили забезпечити задане направлення переміщення вихідного штоку від початкового положення при перемиканні керуючих порожнин приводу.

В роботі [43], присвячені дослідом виключення викидів і провалів методом підбору ефективних площ керуючих ліній, немає обґрунтований рекомендацій по підбору ефективних площ. Автор робить припущення, що зміна в певних межах ефективних площ ліній керування поршнями молодших розрядів не чинить вплив на роботу приводу в цілому. При цьому ефективні площі ліній керування поршнями старших і молодших розрядів визначають на основі критеріїв плавності переміщення вихідного штока.

Недоліком цього методу є те, що процес обробки керуючих сигналів не розбивається на періоди: підготовчий і період руху, а береться в цілому, і по динаміці вихідної ланки визначаються ефективні площі молодших розрядів. Досліди, які проводилися з ЦВП показали, що такий підхід не дає можливості повністю виключити викиди і провали вихідної ланки на початку, так і в кінці його ходу. При цьому відсутність алгоритму визначення ефективних площ молодших розрядів по заданим критеріям ускладнює можливість його використання при розробці ЦВП.

В розділі 2 встановлено, що в підготовчий період ефективні площі порожнин старших розрядів повинні бути більші, ніж ефективні площі молодших розрядів, це сприяє виключенню викидів і провалів на початку переміщення вихідного штока. В період руху навпаки ефективні площі старших розрядів повинні бути менші ефективних площ молодших розрядів, що сприяє виключенню викидів і провалів в кінці ходу. Отже, попереднім підбором ефективних площ ліній керування порожнинами усунути викиди і провали вихідного штоку не уявляється можливим.

Пропонується метод виключення викидів і провалів, який полягає в тому, що підбір ефективних площ розділений на два етапу. На першому етапі з умови одночасного рухання розрядних поршнів в підготовчий період визначаються ефективні площі молодших розрядів. На другому етапі встановлюється закон зміни ефективних площ молодших розрядів в залежності від параметрів руху поршня старшого розряду [40].

2. Спосіб підбору ефективних площ в підготовчий період.

Задача по виключення викидів і провалів в підготовчий період може вирішуватися двома способами. Перший спосіб полягає в тому, що по заданому тиску живлення в штоковій порожнині визначається тиск зрушення поршня старшого розряду, і по отриманому значенню тиску зрушення поршня старшого розряду і заданої ефективної площі підвідного трубопроводу визначається час підготовчого періоду поршня старшого розряду. Далі з умови одночасного зрушення всіх розрядних поршнів визначається площа інших підвідних і відвідних трубопроводів розрядних порожнин.

Другий спосіб виключення викидів і провалів в підготовчий період полягає в тому, що по заданому тиску руху і ефективній площі підвідного трубопроводу старшого розряду визначається з умови одночасного зрушення всіх розрядних поршнів які перемикаються, ефективні площі інших підвідних і відвідних трубопроводів і тиску живлення штокової порожнині.

Розглянемо алгоритм визначення ефективних площ розрядних порожнин за першим способом.

Для спрощення задачі приймемо допущення, що сили тертя поршнів не залежать від перепаду тиску. Таке припущення можна приймати в тих випадках, коли ущільнення поршнів здійснюється резино-фторопластовими кільцями. Приймаємо також, що сили тертя зрушення не залежать від часу контакту ущільнень з контр тілом. Це припущення може бути прийнято для резино-фторопластових ущільнень [41]. Приймаємо також початкові температури в порожнинах наповнення, спорожнення, в штоковій порожнині і в магістралі рівним температурі навколишнього середовища ($T_{ні} = T_{ві} = T_{ш} = T_{м} = T_{с} = 290 \text{ K}^{\circ}$). Початкові тиски в порожнинах наповнення, спорожнення, в штоковій порожнині і в магістралі відповідно рівні: $P_{ні}$, $P_{ві}$, $P_{ш}$ і $P_{м}$.

Позначимо ефективну площу підвідного трубопроводу старшого розряду через $f_{енп}$.

Використовуючи залежності, приведені в роботі [44], визначимо час підготовчого періоду поршня старшого розряду

$$t_{\text{нп}} = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_{\text{он}}}{f_{\text{енп}}} \left[\psi_{1n} \left(\frac{P_{ng}}{P_M} \right) - \psi_{1n} \left(\frac{P_a}{P_M} \right) \right], \quad (6)$$

де $V_{\text{он}}$ – мінімальний об'єм порожнини поршня старшого розряду; ψ_{1n} – функція відношення тиску.

$$\psi_{1n} \left(\frac{P_{ng}}{P_M} \right) = \frac{P_{ng}}{P_M} \quad \text{при } 0 < \frac{P_{ng}}{P_M} < 0,528;$$

$$\psi_{1n} \left(\frac{P_{ng}}{P_M} \right) = \frac{2k\varphi(\sigma_*)}{k-1} \cdot \left(\sqrt{1 - \left(\frac{P_{ng}}{P_M} \right)^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \left(\frac{P_a}{P_M} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right) + \sigma_*$$

при $0,528 < \frac{P_{ng}}{P_M} < 1$; $\sigma_* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,528$; k – показник адіабати; $\varphi(\sigma_*)$ – функція витрат; P_{ng} – тиск руху поршня старшого розряду.

$$P_{ng} = \frac{P_{\text{тп}} + F \cdot C_{\text{п}} \pm P_{\text{н}} + P_{\text{пр}}}{F}, \quad (7)$$

де $P_{\text{тп}}$ – сила тертя поршня старшого розряду; $P_{\text{н}}$ – навантаження, яке діє на шток; $P_{\text{пр}}$ – сила тертя рухомих частин, які прикріпленні до штока; $C_{\text{п}} = P_{\text{ш}}(1 - K_{\text{п}}) - K_{\text{п}} \cdot P_a$; $K_{\text{п}} = \frac{F_{\text{ш}}}{F}$ – коефіцієнт відношення площ поперечних перерізів штока і поршня.

Отримане значення часу наповнення порожнини старшого розряду до тиску руху підставляємо в рівняння визначення наповнення і спорожнення порожнин молодших розрядів і в рівняння визначення часу спорожнення

старшого розряду, отримаємо значення ефективних площ підвідних і відвідних трубопроводів молодших розрядів.

В загальному випадку для i – ої порожнини, яка наповнюється, значення $f_{ені}$ можна представити у вигляді формули:

$$f_{ені} = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_{oi}}{t_{нп}} \left[\psi_{1i} \left(\frac{P_{ig}}{P_M} \right) - \psi_1 \left(\frac{P_a}{P_M} \right) \right], \quad (8)$$

де V_{oi} – мінімальний об'єм i –ої розрядної порожнини і приєднаного до неї трубопроводу, ψ_{1i} – функція аналогічна функції ψ_{1n} ; P_{ig} – тиск руху i –го поршня, який в загальному вигляді визначається по залежності:

$$P_{ig} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} P_{Ti} + F \cdot C_{п\pm} + P_H + P_{пр}}{F}. \quad (9)$$

Для i – ої порожнини, яка спорожнюється, значення ефективної площі відвідного трубопроводу визначимо за формулою:

$$f_{ені} = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{V_{i\max}}{t_{нп} (P_a/P_M)^{\frac{k-1}{k}}} \left[\psi_{2i} \left(\frac{P_a}{P_{i,gв}} \right) - \psi_{2i} \left(\frac{P_a}{P_M} \right) \right], \quad (10)$$

де $V_{i\max}$ – максимальний об'єм порожнини i – го розрядного поршня; $P_{i,gв}$ – рух тиску i – го поршня при спорожненні його керуючої полсті:

$$P_{i,gв} = \frac{P_{ng} \cdot F - \sum_{i=1}^{i=n-1} P_{Ti}}{F}, \quad (11)$$

Ефективну площу відвідного трубопроводу n –ої порожнини в залежності від часу наповнення $t_{нп}$ визначимо за формулою

$$f_{евп} = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{V_{maxп}}{t_{нп}(P_a/P_M)^{\frac{k-1}{k}}} \left[\psi_{2н} \left(\frac{P_a}{P_{пгв}} \right) - \psi_{2н} \left(\frac{P_a}{P_M} \right) \right], \quad (12)$$

де $V_{maxп}$ - максимальний об'єм порожнини старшого розряду;

$$P_{пгв} = \frac{F[P_{ш}(1-K_{п})+P_a \cdot K_{п}] - P_{тч} \pm P_{н} - P_{пр}}{F}, \quad (13)$$

Розраховані по запропонованому алгоритму ефективні площі забезпечують одночасний початок руху всіх розрядних поршнів при будь-яких комбінаціях їх перемикання. При цьому кожному значення сумарної величини сил тертя і корисного навантаження повинні відповідати відповідні значення ефективних площ відвідних і підвідних трубопроводів порожнин молодших розрядів. Така жорстка відповідність розрахованих ефективній площ сумарній силі, яка діє на шток приводу, не дозволяє приймати запропонований спосіб виключення викидів і провалі в приводах із змінним навантаженням.

Алгоритм визначення ефективних площ підвідних і відвідних трубопроводів молодших розрядів і відвідного трубопроводу старшого розряду за другим способом аналогічний першому. Однак при зміні сумарної величини сил шкідливого і корисного опору ефективні площі керуючих ліній не змінюють свого значення. Виключення викидів і провалі здійснюється відповідною зміною тиску в штоковій порожнині приводу. При цьому взаємозв'язок між тиском в штоковій порожнині, тиском зрушення $P_{пг}$ поршня старшого розряду і діючими силами визначається рівнянням

$$P_{ш} = \frac{P_{пг} + K_{п} \cdot P_a}{1 - K_{п}} - \frac{P_{тч} \pm P_{н} + P_{пр}}{F(1 - K_{п})}. \quad (14)$$

З порівняльного аналізу способів видно, що другий спосіб краще першого, так як зі зміною рівнодіючої сили, діючої на вихідний шток, у

другому способі необхідно визначити тільки по формулі (14) значення тиску і штоковій порожнині і встановити його за допомогою редуційного клапана. В той час як у першому способі необхідно визначати і встановлювати всі ефективні площі підвідних і відвідних трубопроводів молодших розрядів, що значно важче.

3. Спосіб підбору ефективних площ в період руху.

Період руху ЦВП при перемиканні керуючих порожнин характеризується більш складними процесами, ніж підготовчий період. При русі розрядних поршнів з плином часу змінюються всі параметри, які характеризують динаміку приводу. При цьому узгодити ті чи інші параметри, які описують динаміку різних поршнів і груп поршнів, дуже складно.

При переключенні керуючих порожнин в період руху розрядні поршні переміщуються на різні величини, які можна визначити по формулам :

$$X_{n \max} = X_0 \cdot \sum_{i=1}^{i=n} (r_i \cdot 2^{i-1} - C_i \cdot 2^{i-1}); \quad (15)$$

$$X_{n-1 \max} = X_0 \cdot \sum_{i=1}^{i=n-1} (r_i \cdot 2^{i-1} - C_i \cdot 2^{i-1}); \quad (16)$$

$$X_{n-2 \max} = X_0 \cdot \sum_{i=1}^{i=n-2} (r_i \cdot 2^{i-1} - C_i \cdot 2^{i-1}); \quad (17)$$

.....

$$X_{1 \max} = X_0 \cdot \sum_{i=1}^{i=n-(n-1)} (r_i \cdot 2^{i-1} - C_i \cdot 2^{i-1}); \quad (18)$$

де r_i - логічна змінна, яка приймає значення 0 при виключенні і – ої розрядної порожнини і 1 при її вмиканні; C_i – приймає значення 1 при вимиканні і 0 при вмиканні і – ої розрядної порожнини.

Аналіз рівнянь (15) – (18) показує, що якщо за час руху t_{II} вихідного штоку величина переміщення поршня визначається рівністю (15) – (18), то це є достатньою умовою для виключення викидів і провалів вихідного штоку приводу в період руху. При цьому середні швидкості руху поршнів пропорційні величинам переміщення розрядних поршнів:

$$X_1 : X_2 : \dots : X_i : \dots : X_{n-i} : X_n = \dot{X}_1 : \dot{X}_2 : \dots : \dot{X}_i : \dots : \dot{X}_{n-1} : \dot{X}_n.$$

Поточне значення i -го поршня вразимо через переміщення n -го поршня:

$$X_i = X_n \cdot \frac{X_{i\max}}{X_{n\max}}. \quad (19)$$

Продеференціювавши рівняння (19), знаходимо швидкість та прискорення i -го поршня і залежності від швидкості та прискорення n -го поршня :

$$\dot{X}_i = \dot{X}_n \cdot \frac{X_{i\max}}{X_{n\max}}. \quad (20)$$

$$\ddot{X}_i = \ddot{X}_n \cdot \frac{X_{i\max}}{X_{n\max}}. \quad (21)$$

З рівнянь (19) – (20) випливає, що по відомим параметрам руху n -го поршня можна визначити параметри руху i -го поршня.

В загальному випадку характер і параметри n -го поршня визначаються рівнянням руху [42].

$$m_{II} \cdot \ddot{X}_n = P_{II} \cdot F - P_{тп} - F \cdot C_{II} \pm P_H - P_{пр}, \quad (22)$$

де m_{Π} – маса рухомих частин, зв'язаних з n -им поршнем; \ddot{X}_n – прискорення рухомої маси.

Складемо рівняння для визначення тиску в n -ій робочій порожнині.

В загальному випадку наповнення робочої порожнини характеризується рівнянням енергетичного балансу [42].

$$k \cdot \sqrt{R} \left[\sqrt{T_M} \cdot K \cdot f_{\text{енп}} \cdot P_M \cdot \varphi(\sigma_{\Pi}) - \sqrt{T_{\Pi\Pi}} \cdot K \cdot f_{\text{уеп}} \cdot P_{\text{уп}} \cdot \varphi(\sigma_{\text{уп}}) - \sqrt{T_{\Pi}} \cdot K \cdot f_{\text{аеп}} \cdot P_{\Pi} \cdot \varphi(\sigma_a) - \frac{a_0 \cdot P_{\Pi} (k-1)}{K \cdot A \cdot R} \cdot (F'_k + \pi D X_n) \cdot \left(1 - \frac{T_c}{T_{\Pi}}\right) \right] \cdot dt = V_{\Pi} \cdot dP_{\Pi} + k \cdot P_{\Pi} \cdot dV_{\Pi}, \quad (23)$$

де $K = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}}$ – коефіцієнт; g – прискорення сили тяжіння; R – газова стала повітря; $\sigma_{\Pi} = \frac{P_{\Pi}}{P_M}$ – безрозмірний тиск в порожнині наповнення; $\sigma_a = \frac{P_a}{P_{\Pi}}$, $\sigma_{\text{уп}} = \frac{P_{\text{уп}}}{P_{\Pi}}$ – безрозмірний тиск в порожнині вихлопу через витік в навколишнє середовище і перетік в порожнину протитиску відповідно; $\varphi(\sigma_{\Pi}) = \sqrt{\sigma_{\Pi}^{2/k} - \sigma_{\Pi}^{k+1/k}}$ – функція витрати для порожнини наповнення; $\varphi(\sigma_{\text{уп}}), \varphi(\sigma_a)$ – функції витрат для порожнини вихлопу, аналогічні функції $\varphi(\sigma_{\Pi})$; a_0 – коефіцієнт пропорційності; F'_k – площа тепловіддачі кришки циліндра; A – термічний еквівалент роботи.

Перетворення температури повітря в порожнині яка наповнюється, може бути виражено рівнянням:

$$\frac{dT_{\Pi}}{T_{\Pi}} = \frac{dV_{\Pi}}{V_{\Pi}} + \frac{dP_{\Pi}}{P_{\Pi}} \frac{\sqrt{RT_M}}{V_{\Pi} \cdot P_{\Pi}} \left[f_{\text{енп}} \cdot P_M K \frac{T_{\Pi}}{T_M} \cdot \varphi(\sigma_{\Pi}) - f_{\text{енп}} \cdot P_{\Pi} K \sqrt{\frac{T_{\Pi}}{T_M}} \cdot \varphi(\sigma_a) - f_{\text{уеп}} \cdot P_{\Pi} K \sqrt{\frac{T_{\Pi}}{T_M}} \cdot \varphi(\sigma_{\text{уп}}) \right] dt. \quad (24)$$

Процес витікання повітря з порожнині вихлопу описується рівнянням:

$$k\sqrt{RT_M} \cdot K \cdot \left[P_M \cdot f_{\text{реп}} \cdot \varphi(\sigma_{\text{вп}}) - P_{\text{ш}} \cdot f_{\text{веп}} \sqrt{\frac{T_{\text{ш}}}{T_M}} \varphi(\sigma_a) + P_{\text{п}} \cdot f_{\text{уеп}} \sqrt{\frac{T_{\text{п}}}{T_M}} \cdot \varphi(\sigma_{\text{уп}}) - \frac{a_0 \cdot P_{\text{ш}} \cdot (k-1)}{K \cdot A \cdot R \cdot K \cdot \sqrt{RT_M}} \cdot (F'_{\text{кв}} + \pi D(l-X)) \cdot \left(1 - \frac{T_c}{T_{\text{ш}}}\right) \right] dt = -k \cdot P_{\text{ш}} \cdot dV_{\text{ва}} + V_{\text{вп}} \cdot dP_{\text{вп}}, \quad (25)$$

де $f_{\text{реп}}$ – ефективна площа еквівалентного прохідного перерізу, яка характеризує протічки в розподільнику; $\sigma_{\text{вп}} = \frac{P_{\text{ш}}}{P_M}$ – безкамерний тиск, який характеризує витрати при перетіканні.

Процес зміни температури в порожнині вихлопу описують рівнянням [42].

$$\frac{dT_{\text{ш}}}{T_{\text{ш}}} = \frac{dV_{\text{вп}}}{V_{\text{вп}}} + \frac{dP_{\text{вп}}}{P_{\text{вп}}} - \frac{\sqrt{RT_M}}{V_{\text{вп}} \cdot P_{\text{вп}}} \left[f_{\text{реп}} \cdot P_M K \frac{T_{\text{ш}}}{T_M} \cdot \varphi(\sigma_{\text{вп}}) - f_{\text{веп}} \cdot P_{\text{ш}} K \sqrt{\frac{T_{\text{ш}}}{T_M}} \cdot \varphi(\sigma_a) + f_{\text{уеп}} \cdot P_{\text{ш}} K \frac{T_{\text{ш}}}{\sqrt{T_{\text{ш}} \cdot T_M}} \cdot \varphi(\sigma_{\text{уп}}) \right] dt \quad (26)$$

Для визначення параметрів, які характеризують рух n -го поршня необхідно спільно вирішити рівняння (22) – (26). Для спрощення задачі припустимо, що процес зміни повітря в порожнинах робочого циліндру відбувається при незмінній температурі оточуючого середовища. Це припущення майже не впливає на час руху поршня, так як тиск в порожнинах циліндру під час руху поршня змінюється в невеликих межах.

Також нехтуємо витоками в розподільнику і в робочій порожнині:
 $f_{\text{аеп}} = 0; f_{\text{уеп}} = 0.$

Поточний об'єм порожнин ті їх диференціали визначимо з формул:

$$V_{\text{п}} = F(X_{\text{оп}} - X_{n-1}) + F \cdot X_n; \quad (27)$$

$$dV_{\Pi} = F \cdot dX_n - dX_{n-1}; \quad (28)$$

$$V_{\text{ВП}} = F_{\text{В}}(X_{\text{ОВ}} - X_n); \quad (29)$$

$$dV_{\text{ВП}} = -F_{\text{В}} \cdot dX_n, \quad (30)$$

де $X_{\text{ОП}} = V_{\text{ОП}}/F$ – координата, яка характеризує початковий об’єм n -ої порожнини; X_{n-1} – переміщення $n-1$ поршня; X_n – переміщення n -го поршня; $X_{\text{ОВ}}$ – координата, яка характеризує початковий об’єм штокової порожнини.

$$X_{\text{ОВ}} = l_{\text{max}} + \frac{V_{\text{ОВ}}}{F_{\text{В}}} - X_0 \cdot \sum_{i=1}^n r_i \cdot 2^{i-1}; \quad (31)$$

де $l_{\text{max}} = X_0(2^n - 1)$, $\frac{V_{\text{ОВ}}}{F_{\text{В}}}$ – координата, яка характеризує шкідливий об’єм.

З урахуванням прийнятих припущень і, підставивши значення з виразів (27) – (30) у вирази (23) – (25), отримаємо систему рівнянь, які описують динаміку n -го поршня:

$$\frac{d^2 X_{\Pi}}{dt^2} = \frac{1}{m_{\Pi}} (P_{\Pi} \cdot F - P_{\text{ТП}} - F \cdot C_{\Pi} \pm P_{\text{Н}} - P_{\text{ПР}}); \quad (32)$$

$$\frac{d P_{\Pi}}{dt} = \frac{1}{X_{\text{ОП}} - X_{n-1} + X_n} \cdot \left[\frac{f_{\text{ЕНП}} \cdot P_{\text{М}} \cdot K \sqrt{RT_{\text{М}}} \varphi(\sigma_{\Pi})}{F} - P_{\Pi} \frac{dX_n - dX_{n-1}}{dt} \right]; \quad (33)$$

$$\frac{d P_{\text{Ш}}}{dt} = \frac{P_{\text{Ш}}}{X_{\text{ОВ}} - X_n} \cdot \left[\frac{dX_n}{dt} - \frac{f_{\text{ВЕП}} \cdot P_{\text{М}} \cdot K \sqrt{RT_{\text{М}}}}{F_{\text{ВП}}} \cdot \varphi(\sigma_{\text{а}}) \right]. \quad (34)$$

Підставимо в рівняння (2,63) $X_{n-1} = X_n \cdot X_{n-1 \max} / X_{n \max}$ і перепишемо рівняння (2,62) - (2,64) у вигляді, зручному для числового інтегрування:

$$\ddot{X}_{nj+1} = \frac{1}{m_n} (P_{пj} \cdot F - P_{тп} - F \cdot C_n \pm P_H - P_{пр}); \quad (35)$$

$$\dot{X}_{nj+1} = \ddot{X}_{nj+1} \cdot \Delta t_1 + \dot{X}_{nj}; \quad (36)$$

$$X_{nj+1} = \frac{1}{2} \ddot{X}_{nj+1} \cdot \Delta t_j^2; \quad (37)$$

$$P_{пj} = \frac{1}{X_{оп} + X_{пj}(1 - X_{п-1 \max}) / X_{п \max}} \left[\frac{f_{енп} \cdot K \sqrt{RT_M} \varphi(\sigma_{пj-1})}{F} \cdot \Delta t_j - P_{пj-1} \cdot X_{пj-1} \left(1 - \frac{X_{n-1 \max}}{X_{n \max}} \right) \right]; \quad (38)$$

$$P_{шj} = \frac{1}{X_{об} - X_n} \cdot [P_{вп} \cdot X_{nj-1} - \frac{f_{веп} \cdot K \sqrt{RT_M}}{F_{вп}} \cdot P_{ш} \cdot \varphi(\sigma_{пj-1}) \Delta t] \quad (39)$$

Вирішивши методом числового інтегрування систему рівнянь (35) – (39), визначаємо параметри руху n-ого поршня.

Складемо систему диференціальних рівнянь, які описують динаміку n-1 –го поршня, та представимо її у вигляді, зручному для чисельного інтегрування. При цьому врахуємо залежність параметрів руху n-1 –го поршня від параметрів руху n –го і n-2 –го поршнів за рівнянням (19)-(21). З урахуванням цих залежностей система рівнянь, які описують динаміку n-1 –го поршня, має вигляд:

$$\ddot{X}_{n-1,j-1} = \ddot{X}_{nj-1} \frac{X_{n-1 \max}}{X_{n \max}} = \frac{1}{m_{\Sigma n-1}} (P_{n-1j} \cdot F - P_{пj} F - P_{\Sigma n-1}); \quad (40)$$

$$P_{n-1j} = \frac{1}{X_{оп-1} + X_{пj}(X_{n-1 max} - X_{n-2 max})/X_{n max}} \left[\frac{f_{e,n-1,j} K \sqrt{RT_M} \varphi(\sigma_{n-1,j-1})}{F} \cdot \Delta t_j - P_{n-1,j-1} \cdot X_{n,j-1} \left(\frac{X_{n-1 max} - X_{n-2 max}}{X_{n max}} \right) \right]; \quad (41)$$

$$P_{nj} = \frac{P_{nj-1} \cdot X_{nj-1}}{X_{оп} + X_{пj}(1 - X_{п-1 max})/X_{п max}} \left[\frac{f_{енп} \cdot K \sqrt{RT_M} \varphi(\sigma_{nj-1})}{P_{nj-1} \cdot F \cdot X_{nj-1}} \cdot \Delta t - \left(1 - \frac{X_{n-1 max}}{X_{n max}} \right) \right]. \quad (42)$$

Підставивши в рівняння (40) P_{nj} , знайдене з рівняння (42), визначимо P_{nj-1} . Отримане значення P_{nj-1} підставимо в рівняння (41) та з цього рівняння знаходимо $f_{e,n-1,j}$ - миттєве значення ефективної площі підвідного трубопроводу порожнини n-1-го поршня.

Аналогічно складаємо систему диференціальних рівнянь, описуючих динаміку n-2-го поршня. Вирішуємо цю систему відносно $f_{e,n-2,j}$, знаходимо миттєве значення ефективної площі підвідного трубопроводу до керуючої порожнини n-2-го поршня і т.д.

Таким чином, для того, щоб виключити викиди і провали вихідного штоку в період руху, необхідно визначити закон зміни ефективних площ підвідних трубопроводів зі час руху t_2 та в процесі відпрацювання керуючих сигналів змінити ефективну площу згідно отриманому закону. При цьому трубопроводи повинні бути оснащенні регулюючими пристроями, які дозволяють здійснювати задані закони регулювання ефективних площ у часі.

Розглянутий метод дозволяє варіюванням ефективних площ виключати викиди і провали. При цьому в структуру приводу повинні бути вставленні дроселі, які керуються від датчика переміщення, що значно ускладнює привод. Крім цього, зміна будь якого параметру приводу призведе до зміни закону руху і, відповідно, законів керування дроселями.

Висновки

1. В результаті проведеного аналізу роботи пневматичного ЦВП розроблена методика оптимізації структури приводу в залежності від режиму позиціонування. Отримані аналітичні залежності, які дозволяють оцінити

економічність, довговічність і швидкодію ЦВП в різних режимах позиціювання.

2. Розроблені табличні та аналітичні способи задання послідовностей відпрацювання керуючих сигналів в різних режимах позиціювання ЦВП.

3. Визначені умови виникнення і відсутність викидів і провалів вихідної ланки ЦВП.

4. Розроблена математична модель, алгоритм і методика визначення ефективних площ керуючих ліній, дозволяючи уникнути викидів і провалів вихідної ланки ЦВП як у підготовчий період, так і в період руху.

5. Визначена область застосування методу підбору ефективних площ з умови відсутності викидів і провалів вихідної ланки ЦВП.

7. Комп'ютерне моделювання рухів розрядних поршнів при опрацюванні кодових комбінацій.

Вступ. Математичні моделі в літературі широко представлені структурними алгоритмічними схемами. При цьому дослідження динамічних процесів досить ефективно виконується з використанням компоненти Simulink програмного комплексу MATLAB. У той же час його розширення SimMechanics дозволяє будь-який механізм уявити в рамках законів теоретичної механіки у вигляді сукупності ланок і сполучень і робить наочним процес моделювання складних гідромеханічних систем. SimMechanics допускає об'єднання механічних блоків з блоками Simulink, а також моделювання зовнішніх силових впливів і керуючих впливів на елементи механізмів з боку електроприводу.

Постановка задачі. Робота присвячена розробці з використанням SimMechanics блок-схеми зв'язків телескопічного цифрового приводу для аналізу його динамічних властивостей.

Матеріали дослідження. 3D модель телескопічного цифрового приводу, яка складається з 4 основних вузлів Рис7.1, а саме розрядних циліндрів.

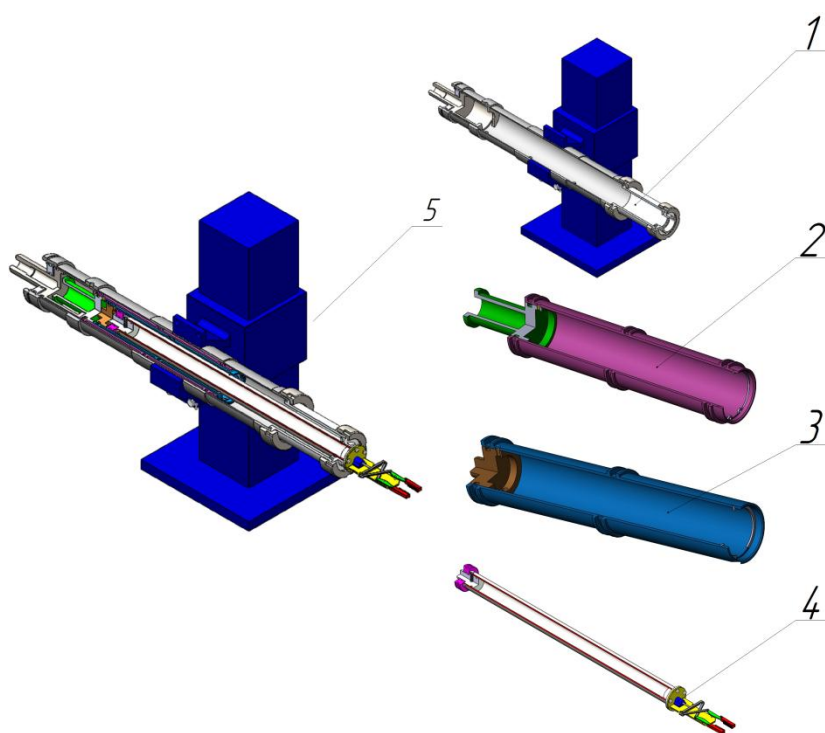


Рис. 7.1 Основні вузли телескопічного цифрового привода. 1 – корпус, 2, 3, 4 – розрядні циліндри, 5 – загальний вигляд.

Для створення 3D моделі телескопічного цифрового привода була використана програма Solid Works. У середовищі Solid Works було окремо створено кожну деталь привода за допомогою стандартних інструментів та примітивів та зібрано в одну модель, яка представлена на Рис7.2.

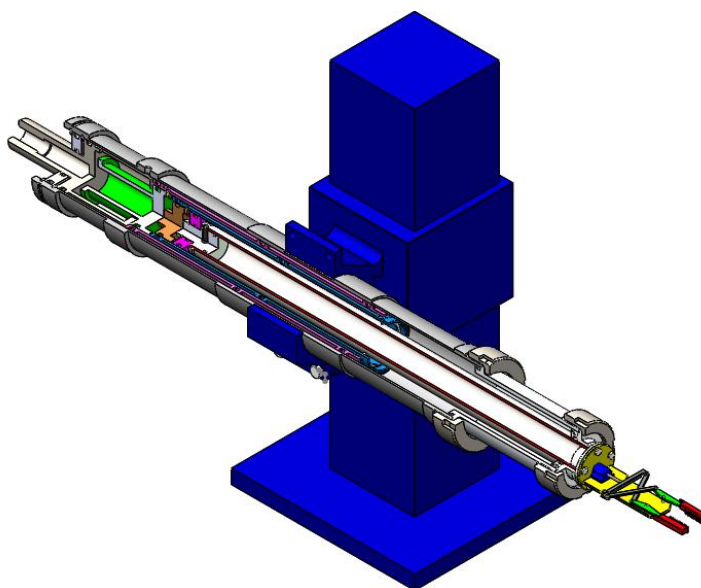


Рис.7.2 Телескопічний цифровий привід.

Для початку потрібно створити гідравлічну (пневматичну) схему Рис7.3. для керування телескопічним приводом. Для її створення використаємо блоки з бібліотеки Simulink.

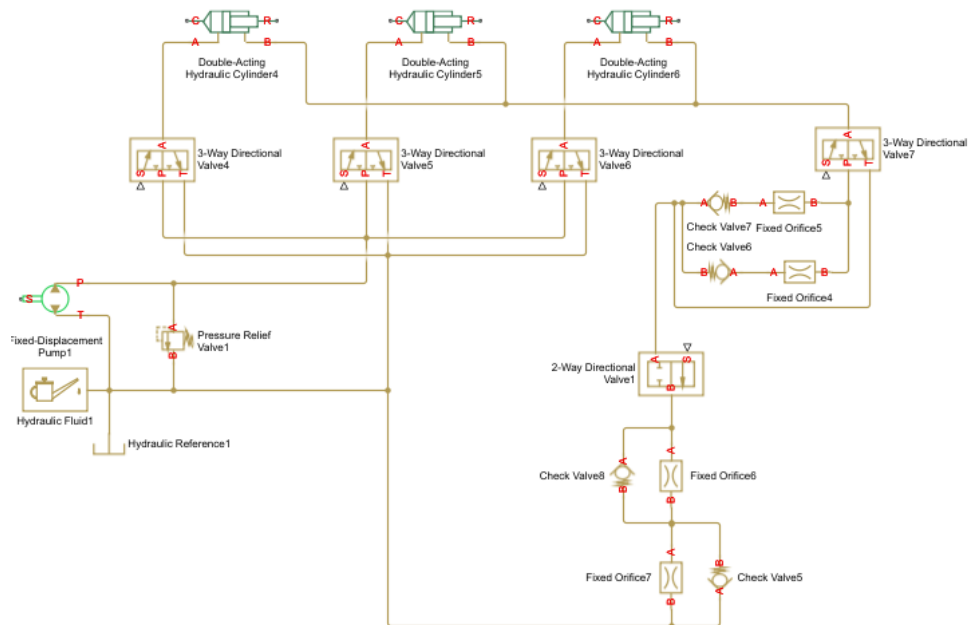
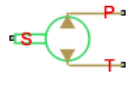


Рис7.3. Гідравлічна схема.

Почнемо моделювання з гідравлічного насоса, опишемо його. Для цього в бібліотеці Simulink в розділі SimHydraulics обираємо блок Fixed-Displacement Pump  і задаємо параметри насоса Рис7.4.

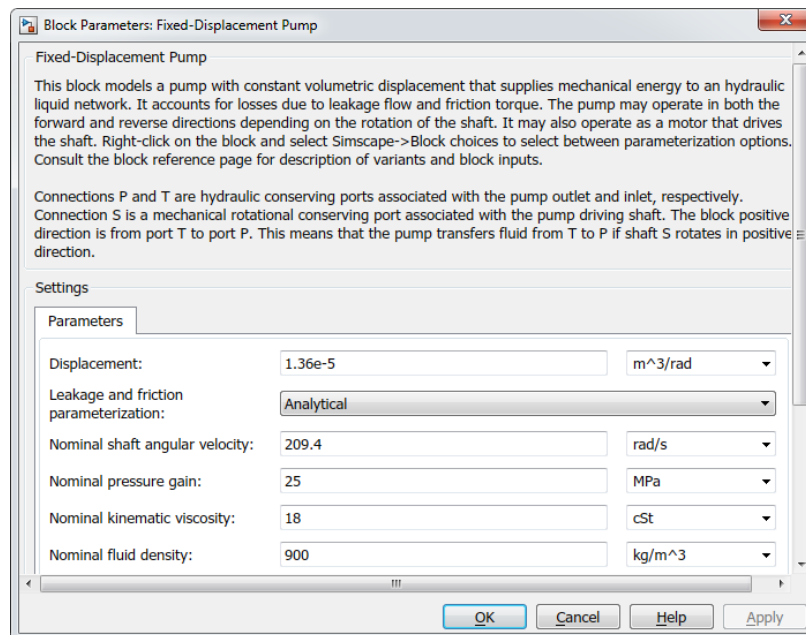
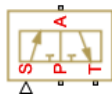


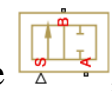
Рис.7.4 Параметри блока *Fixed-Displacement Pump*.


Наступний компонент системи реверсивний розподільник, який керує потоком рідини до циліндра і від нього. Таких розподільників нам потрібно три, так як у в телескопічному циліндрі три робочі камери. В бібліотеці

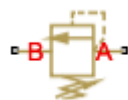
обираємо необхідний розподільник, а саме 3-Way Directional Valve .

Цей розподільник буде підключений до робочої камери циліндра та штокової камери, направляючи рідину в бак. Для регулювання швидкості та гальмування поршнів використаємо блоки, які моделюють дросель Fixed


Orifice  та зворотний клапан Check Valve  та 2-Way

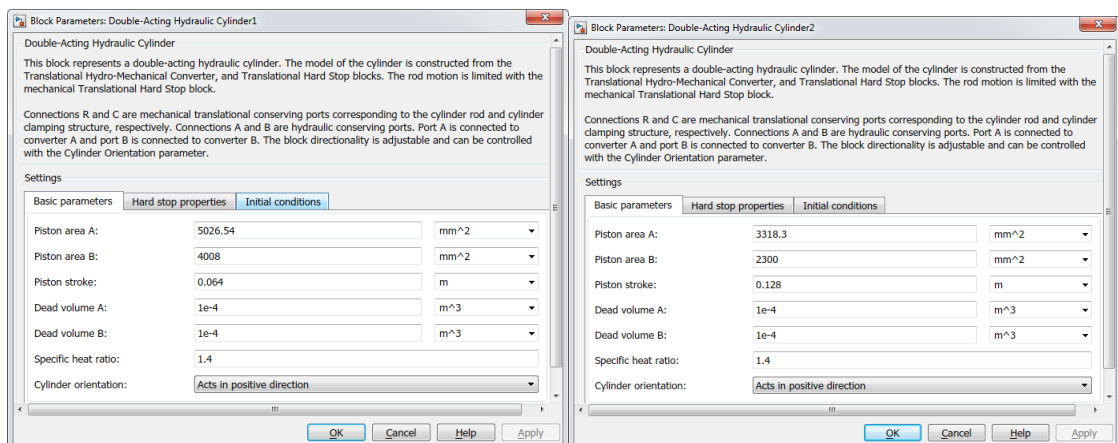
Directional Valve , це дволінійний двопозиційний розподільник. Насосу потрібне джерело живлення робочої рідини, опишемо його блоком Hydraulic

Reference . Також потрібно керувати тиском, який в систему подає насос, для цього використаємо блок, який описує клапан керування тиском

Pressure Relief Valve . Підключимо його між насосом та джерелом живлення системи, і налаштуємо його параметри. Наступний компонент,

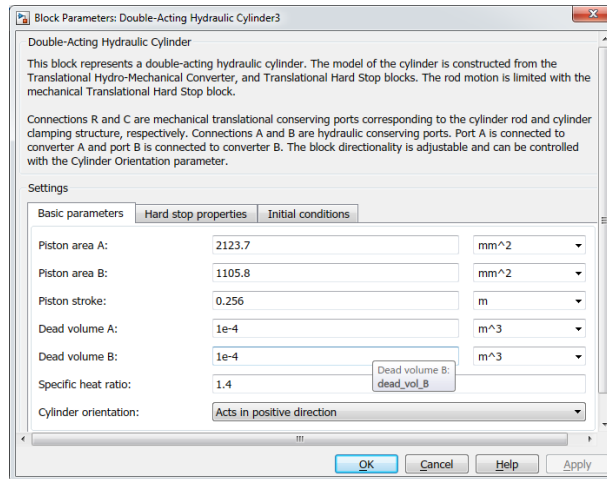
який ми добавимо у систему, це гідроциліндр Double-Acting Hydraulic

Cylinder . Як і розподільників, їх подрібно три. Задамо параметри для кожного з них. Рис7.5.




а)

б)



В)

Рис.7.5 Параметри гідроциліндрів: а – перший гідроциліндр, б - другий гідроциліндр, в – третій гідроциліндр.

В параметрах гідроциліндра ми вказуємо площу поршня зі сторони робочої камери - Piston Area A, площу поршня зі сторони штокової камери - Piston Area B, та довжину ходу поршня в циліндрі - Piston Stroke. Для того, щоб вибрати робочу рідину, ми використовуємо блок Hydraulic Fluid . Цей блок можна підключити до будь якої точки схеми, та вибрати з бази даних необхідну рідину. Всі компоненти поєднуємо, використовуючи фізичне з'єднання, яке описує ідеальний фізичний зв'язок між двома компонентами.

Гідрравлічна частина повністю описана, тепер потрібно створити модель механічної частини. За допомогою розширення для програми Solid Works під назвою Simscape Multibody Link стає можливим перенесення 3D моделі з середовища Solid Works в середовище Simulink та подальшого її дослідження. Це розширення зберігає модель у файлі з форматом XML, який можна вже використовувати у MATLAB. Далі в програмному комплексі MATLAB за допомогою команди „smimport ('privod.xml')” моделюється модель у середовище Simulink, і ми отримуємо механічну частину Рис7.6.

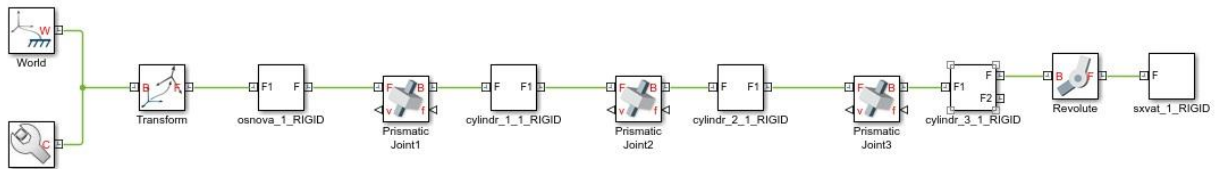



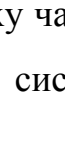



Рис.7.6 Механічна частина.


В цій системі модель описана за допомогою SimMechanics з використанням стандартних блоків. Програма сама обирає тип з'єднання між частинами механізму на основі отриманих даних з моделі, яка створена в Solid Works.

Блок World  задає глобальну систему відліку. Блок Rigid Transform  визначає положення наступного блока відносно попереднього.

Основні елементи приводу поєднанні блоком Prismatic Joint  який виконує роль шарніра та має одну степінь вільності і забезпечує поступальний рух, який необхідний.

Для поєднання гідравлічної та механічної частини потрібно використати блок Ideal Translational Velocity Source  та блок Ideal

Force Sensor . Ці два блока перетворюють сигнал, який на них подається, у фізичний сигнал, який в свою чергу отримують шарніри

Prismatic Joint  і приводять до руху частини, які до них під'єднанні. І в результаті маємо майже готову модель системи керування, яка показана на Рис.7.8

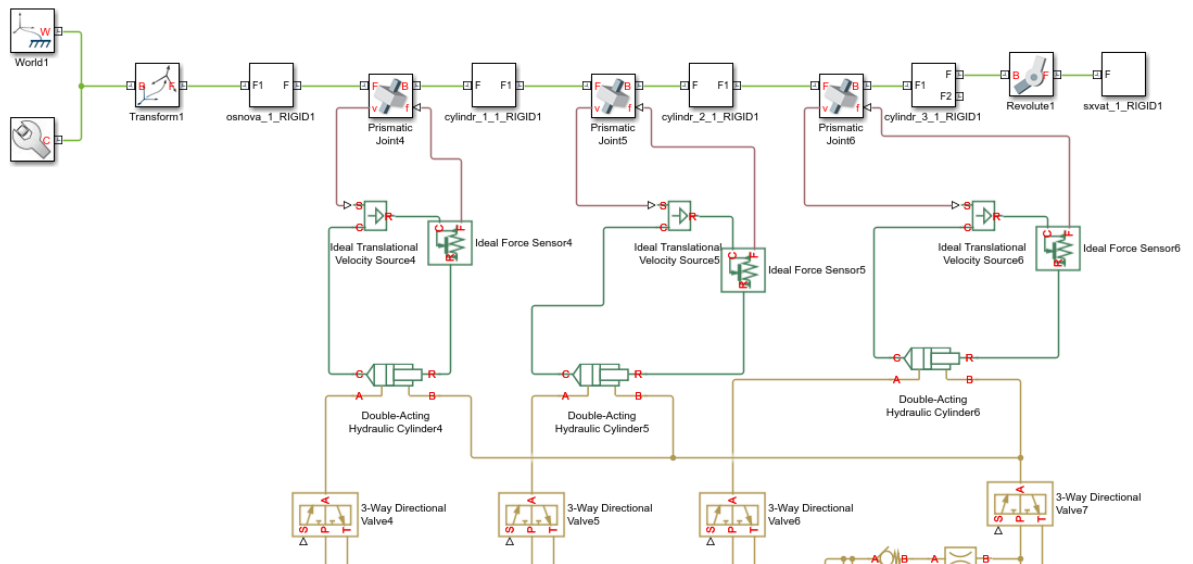
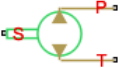





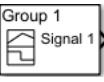
Рис.7.8 Система керування.

Тепер потрібно описати вхідний вплив на систему, насос Fixed-Displacement Pump  повинен отримувати енергію від двигуна, для

цього використаємо блок Ideal Angular Velocity Source . Цей блок буде обертати механічний вал насоса з заданою швидкістю. Порт С двигуна потрібно з'єднати з нерухомою точкою тому, що це корпус двигуна.

Використаємо для цього блок Mechanical Rotational Reference .

Обертання двигуна задамо за допомогою блока Constant , задамо значення 209,4. Для подання безрозмірного сигналу у гідравлічну систему, його потрібно перетворити у фізичний сигнал за допомогою блока Simulink-PS Converter  і задати одиниці вимірювання rad/s. Також необхідно подавати сигнали на розподільники, які будуть керувати циліндрами. Сигнал буде у вигляді циклограми і матиме ступінчастий вигляд, так як розподільник двопозиційний то і сигнал буде „1” або „-1”. Для побудови потрібного

сигналу скористаємося блоком Signal Builder , в якому можна самостійно створювати сигнал з необхідними параметрами і при необхідності його змінювати. Цей блок має можливість видавати сигнал не лише на один

розподільник, а на всі три одразу Рис.7.9. Налаштуємо його для розробленої гідромеханічної системи.

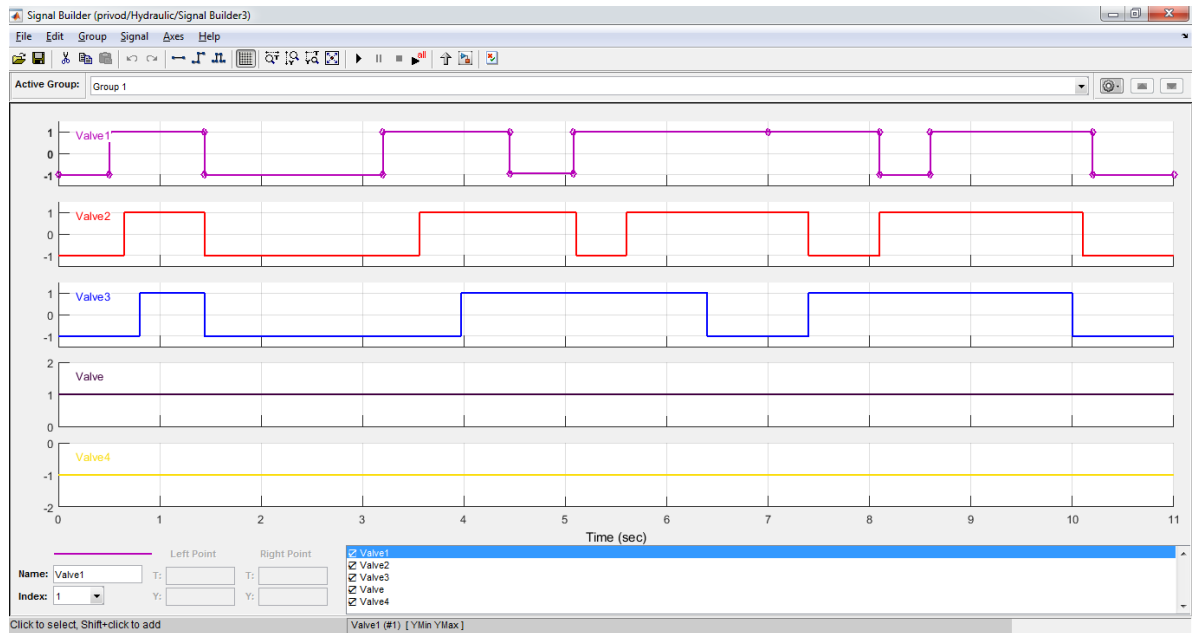





Рис.7.9 Налаштування блока *Signal Builder*.

Циклограма має п'ять сигналів, кожен з яких відповідає за певний розподільник. Так сигнал „ Valve1” відповідає за перший розподільник, „ Valve2” – за другий розподільник і т.д.

За допомогою блоків From  та Goto , сигнал через Simulink-PS Converter  передається на розподільники. Ці два блока дозволяють передавати сигнал без лінії зв'язку, що спрощує систему та не нагромаджує її лініями.

Отже в результаті маємо модель привода, у вигляді механічної частини, та модель системи керування ним, у вигляді гідравлічної частини. Для зручності розділимо їх на два блоки Subsystem Рис7.10.

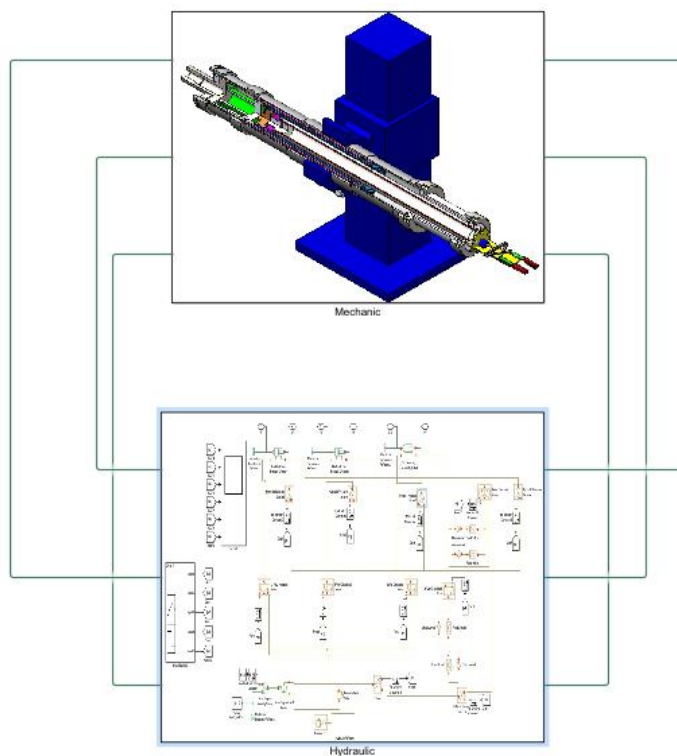



Рис.7.10 Гідромеханічна модель телескопічного привода.

Тепер модель можна анімувати та прослідкувати як вона рухається при заданих параметрах системи. Для цього потрібно натиснути кнопку Run , і з'явиться вікно анімації Рис 7.11.

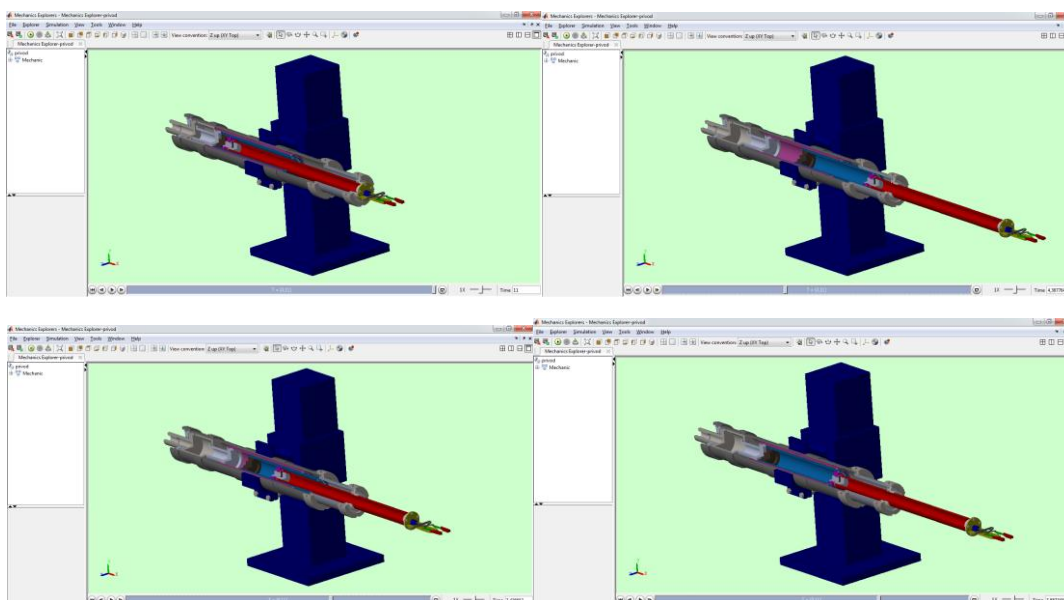

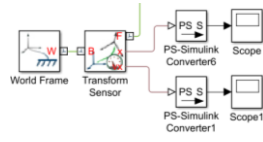
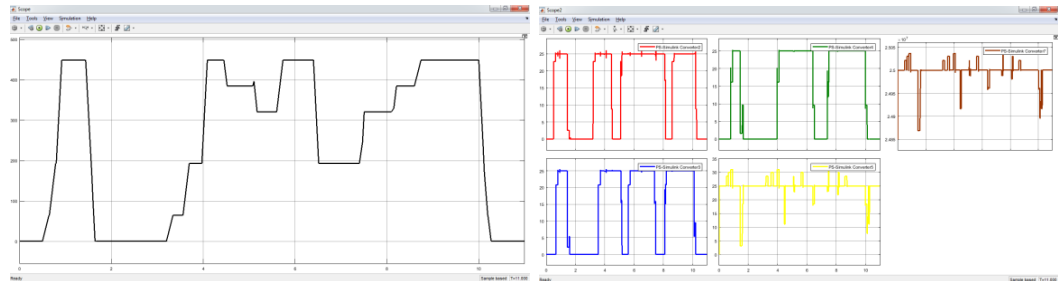


Рис.7.11 Анімація системи.

Для більш точного дослідження у систему можна додати різні датчики, наприклад, за допомогою блока Hydraulic Pressure Sensor  можна описати датчик виміру тиску у системі та отримати графік. За допомогою



системи блоків можна вимірювати переміщення, швидкість та прискорення. Наприклад на Рис7.12. Зображено графік переміщення вихідного штоку (циліндр 3) та тиску в різних точках системи.



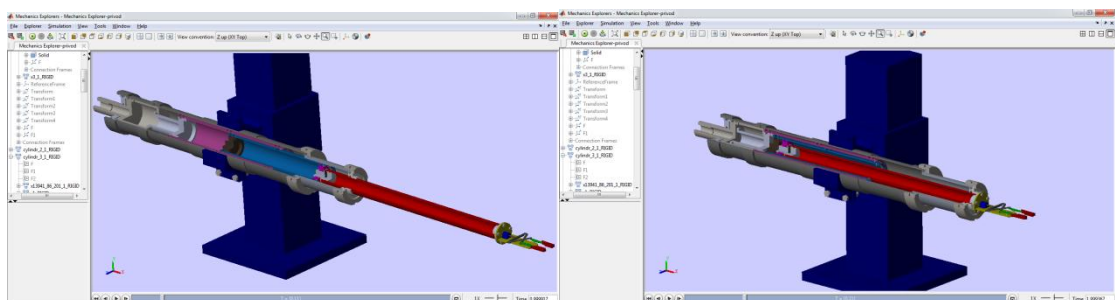
а)

б)

Рис.7.12 Графік а – переміщення, б – тиску.

Графік переміщення показує рух вихідної ланки, а саме циліндру наймолодшого розряду. По графіку переміщення та циклограмі можна відслідковувати рух вихідної ланки, та зміни в роботі розподільників.

Розберемо графік переміщення вихідної ланки по частинам. З початку відліку часу і до 1с на графіку відбувається плавне зростання кривої, що відповідає переміщенню вихідної ланки з крайнього лівого положення у крайнє праве Рис.7.14 а.. На циклограмі цьому проміжку часу відповідає відкриття трьох розподільників 3-Way Directional Valve для подачі тиску у робочі камери. У проміжку 1с – 3с на графіку відбувається спад, що відповідає переміщенню вихідної ланки Рис.7.14 б. у крайнє праве положення, на циклограмі відповідно цьому проміжку часу розподільники з'єднують робочі камери з атмосферою.



а)

б)

Рис.7.14

На проміжку часу 3с – 4,5с відбувається також зростання кривої але ступінчасте. Це відповідає поступовому перемиканню розподільників, а саме коли перша робоча камера повністю наповнюється рідиною, тоді наступний розподільник перемикається для підводу тиску у наступну робочу камеру і т.д.

У проміжку 4,5с – 5,5с на графіку відбувається спад за рахунок того, що розподільник, який відповідає за першу робочу камеру 3-Way Directional Valve1 подає тиск у неї, а розподільник, який відповідає за другу робочу камеру 3-Way Directional Valve 2 з'єднується з атмосферою. На циклограмі це відображено подачею сигналу “+1” на Valve1, та “-1” на Valve 2. Переміщення циліндра старшого розряду показано на Рис. 7.15

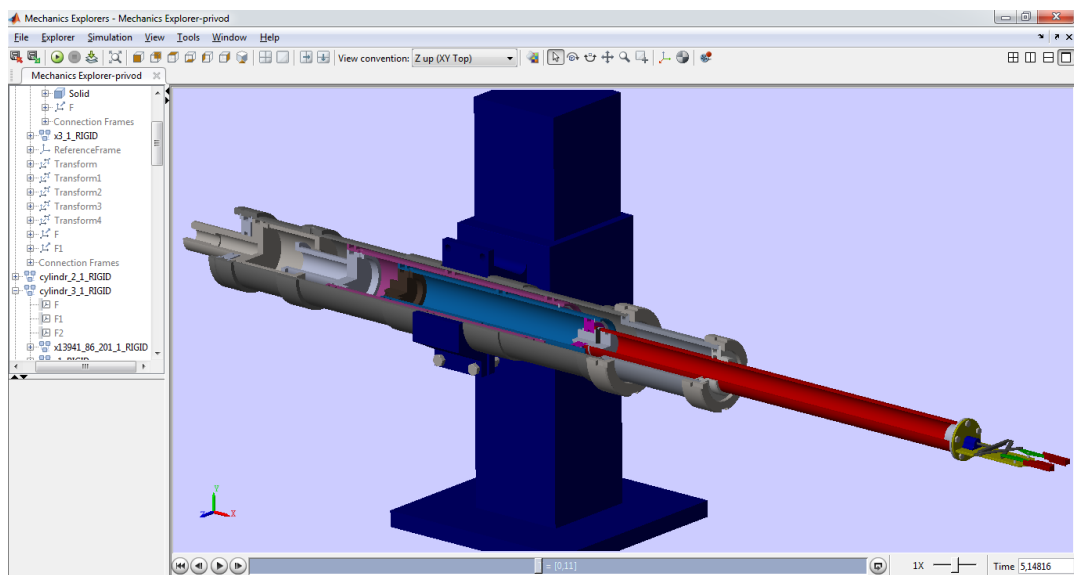


Рис. 7.15 Переміщення циліндру старшого розряду.

Висновок. Розроблено SimMechanics-модель телескопічного цифрового приводу, що враховує взаємний вплив окремих кінематичних ланок і зв'язків між ними на динамічні процеси в кожному з механізмів, що дозволяє підвищити адекватність моделювання, і розширює область вирішуваних завдань.

Література

1. Березюк Н.Т. и др., Кодирование информации (двоичные коды), «Вища школа», 1978, 252с.
2. А.С.1038631 СССР, МКИ F15В 11/12, Пневмогидравлический цифровой привод, Н.А. Новик.
3. Телескопічний циліндр. Патент №89437
4. Патент US3603207А, винахідник: John T Parrett
5. Патент US3483798А, винахідники: John T Parrett, Robert L Hoffman.
6. Новік М.А. Пневмогидравлічний цифровий привод з направляючими та гальмувальними пристроями / М.А. Новік // - Вісн. Нац. Техн. Ун-ту «Харків. політех. ін.-т»: зб. наук. праць. – Харків:НТУ «ХП», 2001. – Випуск 129. 4. 2. – С. 241-248.
7. Березюк Я.Т., Андрущенко А.Г., Мощицкий С.С. и др. Кодирование информации (двоичные коды). – Харьков. :Вища школа, 1978. 252с.
8. Патент №110813 “Телескопічний цифровий привод,, Винахідники: Новік М.А., Руденко Д.О.
9. Цифровий привод. Патент №881382
10. Азаров С.П., Королев В. А., Сергеев СМ. Расчет пневматических позиционеров для промышленных роботов. В кн.: Робототехника. Л.: ЛПИ, 1980, № 2, с.90-96.
9. Гери Е.В., Крейнин М.А. Расчет пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1975, 272 с.
10. Карлов А.Г., Ямпольский Л.С. и др. Дискретный пневматический привод - Машиностроитель, 1976, № 12, с. 10-12.
11. Карлов А.Г., Баринов Б.В., Копп В.Я. Привод дискретного действия А.С /иСиР/. - Оpubл. в Б.И., 1980, № 24.
12. Новик Н.А. Динамика цифрового привода с тормозным устройством -К., 1983 - 12 с. - деп. в УкрНИИНТИ 10.10.83, №НИУК-Д83.

13. Новик Н.А. Особенности расчета пневматических шаговых приводов -В кн.: Тез. докл. Повышение эффективности и качества систем гидропневмоавтоматики - Киев: 1977.С.33.

14. Новик Н.А. Пневмогидравлический цифровой привод промышленного робота. - К., 1983. - 12 с. - деп. в УкрНИИНТИ 16.09.83, № 1014 УК-Д83.

15. Новик Н.А. Повышение быстродействия пневмогидравлического цифрового привода - К., 1983 - 8 с. - деп. в УкрНИИНТИ, 16.09.83, № 1015 УК-Д83.

16. Новик Н.А. Демпфируемый позиционный привод. Авт. свид.№ 877157. -Бюлл. изобр. 1981, №40.

17. Новик Н.А. Пневмогидравлический цифровой привод. Авт. свид.№ 926382. - Бюлл. изобр., 1982 - 17.

18. Новик Н.А. Пневмогидравлический цифровой привод. Авт. свид.№ 1038631. - Бюлл. изобр., 1983, №32.

19. Новик Н.А. Цифровой привод. Полож. решение от 12.05.87г., заявка № 4061155/06.

20. Новик Н.А., Федорец В.А. Пневмогидравлический цифровой привод. Авт. свид. № 943445 - Бюлл. изобр., 1982, № 26.

21. Новик Н.А. Анализ пневматического цифрового привода - В кн.Технология и автоматизация машиностроения. - Киев: Техника, 1984, № 34, с.72-78.

22. Новик Н.А., Федорец В.А. Пневмогидравлический цифровой привод промышленного робота. В кн.: Тез. докл. ХУ1 Всесоюзного научно-технического совещания по гидравлической автоматике Киев: 1983, с.62-63.

23. Новик Н.А., Федорец В. А.. Разработка и исследование пневмогидравлического привода промышленного робота. - В кн.:Тез. докл. четвертого Всесоюзного симпозиума по пневматическим /газовым/ приводам и системам управления - Тула, 1981, с. 12.

24. Новик Н.А., Федорец В.А. Статический расчет цифрового привода. В кн.: Технология и автоматизация машиностроения -Киев: Техника, 1978, № 22, с.76-81.
25. Новик Н.А., Федорец В.А. Шаговый гидropневмодвигатель. Авт.свид. № 631688. - Бюлл. изобр., 1978, № 41.
26. Новик Н.А., Федорец В.А. Цифровой привод. Авт. свид.№ 663900 -Бюлл. изобр., 1979, № 19.
27. Новик Н.А., Федорец В.А. Цифровой привод. Авт. свид.№ 909366 -Бюлл. изобр., 1982, № 8.
28. Новик Н.А., Федорец В.А. Цифровой привод. Авт. свид.№ 909367 -Бюлл. изобр., 1982, № 8.
29. Новик Н.А., Федорец В. А., Струтинский В.Б. Гидравлическийцифровой привод. Авт. свид. № 1339314 - Бюлл. изобр. 1987,-№ 35.
30. Новик Н.А., Федорец В.А., Струтинский В.Б. Цифровой при" вод. Авт. свид. № 1333881 - Бюлл. изобр. 1987 - 32.
31. Патент Великобритании А¹ ° 1401770.
32. Пашков Е.В., Копп В.Я., Макухина Г.Г. Электромагнитный порошковый тормоз промышленного работа с позиционным управлением. В кн.: Приборостроение. Киев.: Техника, 1981, №28,с.52-56.
33. Педченко М.Н., Федорец В.А. Пневматическое программное реле времени. Сб. "Гидроприводы и гидropневоавтоматика", вып.8, К.: "Технгка", 1972.
34. Педченк^А М.Н., Федорец В.А. Шаговый пневматический двигатель. В кн.: Технология и автоматизация машиностроения, вып. 12, К.: Технгка, 1973, с.142-146.
35. Пневматические устройства и системы б машиностроении-.Справочник / Е.В.Герц, А.И.Кудряшов, О.В.Ложкин и др.Под общей редакцией Е.В.Герц - М: Машиностроение, 1981 ,с.408.

36. Позин Я.М. Элементы дискретных пневматических позиционеров!} сб.: Пневматика и гидравлика, вып. 2, М., Машиностроение, 1975, с.278-284.
37. Рогов Е.Ф. Два способа устранения провалов и выбросов в движении выходного штока цифрового гидравлического привода с многопоршневым двигателем. XII Всесоюзное совещание по гидроавтоматике.
38. Солнцева К.С. К выбору параметров пневматического дискретного позиционера. - В кн.: Теория пневмо- и гидропривода. М., "Наука", 1969, с.113-122.
39. Федорец В.А., Новик Н.А. Пневматические и гидравлические цифровые приводы роботов-манипуляторов - В кн.: Тез. докл. II Всесоюзной межвузовской научно-технической конференции
40. Новик Н.А. Анализ пневматического цифрового привода – В кн.: Технологии и автоматизация машиностроения. – Киев : Техника, 1984, №34, с.72-78.
41. Элементы гидропривода. (Справочник) . Изд. 2-е перераб. И дополн. Абрамов Е.И. , Колесников К.А., Маслов В.Т., Киев, "Техника", 1977, 320с.
42. Пневматические устройства и системы в машиностроении : Справочник Е.В. Герц, А.И. Кудряшов, О.В.Ложкин и др.. Под общей редакцией Е.В.Герц – М. : Машиностроение, 1981, с.408.
43. Лимонов Ю.М. Динамический синтез дискретных пневмоприводов автоматизированных объектов – Диссертация на соискание уч.степени канд..тех.наук – Харьков, 1984,с.7-12.
44. Герц Е.В. Пневматические приводы. М. : Машиностроение, 1969-359 с.
45. Новик. Н.А. Пневматические и пневмогидравлические цифровые приводы с тормозными и направляющими устройствами.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук.
Киев, 1989, 268с.