

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання машин

«На правах рукопису»

До захисту допущено

УДК _____

Завідувач кафедри

_____ Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2023 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

за освітньо-професійною програмою

«Конструювання та дизайн машин»

зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему: Розробка промислового робота для токарних верстатів «М.А.Н-В»

Виконав: студент

II курсу, групи МК-21 мп

_____ Перківський Станіслав Альбертович

_____ (прізвище ім'я по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник _____ доцент, к. т. н. Новік М. А.

Консультант з розділу _____

_____ (посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент:

_____ Кореньков В.М.

_____ (посада, наукова ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____

Київ - 2023

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання машин

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітньо-професійна програма «Конструювання та дизайн машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я

НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

Перківському Станіславу Альбертовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації « Розробка промислового робота М.А.Н.-В »
науковий керівник дисертації Новік Микола Андрійович, к. т. н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
2. Затверджені наказом по університету від **“03” листопада 2023 року № 5127-с**
3. Термін подання студентом дисертації _____ 18.01.2024 р.
4. Об'єкт дослідження . Багатопозиційні приводи з комбінованою системою

керування, як виконавчі пристрої промислових роботів.

5. Предмет дослідження. Багатопозиційний комбінований привод руки промислового робота з цифровим комбінованим керуванням.
6. (Вихідні дані – для магістерської дисертації за освітньо-професійною програмою). Робочий тиск живлення – $P_{\text{ж}} = 0,5$ МПа; Максимальна величина переміщення вихідного штока привода – $X_{\text{max}} = 0,7$ м; дискретність ЕКД - $\varphi = 1,8^\circ$; діаметр циліндра – $D_{\text{ц}} = 0,06$ м; діаметр штока - $d = 0,04$ м; крок гвинта – $t_{\text{г}} = 2$ мм; кількість заходів- $K = 1$; заготовка- $D_3 = 0,030$ м; довжина – $l = 0,1$ м; число розрядів гідравлічного об'ємного дозатора -- $p = 4$; число розрядів ЦП поворота схватів – $p_{\text{с}} = 2$.

-
7. Перелік завдань, які потрібно розробити: 1. Розробка структурної схеми
2. Розробка принципової схеми робота «М.А.Н.-В»; 3. Розробка принципової
схеми приводу руки робота; 4. Розробити виконавчий гідроциліндр руки
робота; 5. Розробити поворотний дворозрядний двигун схватів; 6.
Розробити захватні пристрої для заготовки і деталі; 7. Розробити
чотирирозрядний пневмогідравлічний об'ємний цифровий дозатор; 8.
Розробити привід підйому і повороту колони; 9. Розробити
електромеханічний кроковий привод переміщення магазину; 10. Розробити
алгоритм і провести розрахунок виконавчого гідроциліндра поворотно-
поступальної дії руки робота; 11. Розробити алгоритм розрахунку
динамічних характеристик гідравлічного привода руки робота; 12.
Розробити алгоритм розрахунку пневматичного виконавчого циліндра руки
робота. 13. Провести розрахунок часу спрацьовування пневмогідравлічного
виконавчого циліндра руки робота; 14. Провести розрахунок шліцевої пари
руки робота; 15. Провести розрахунок гвинтового приводу магазину
заготовок.
8. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу Принципова схема робото-
технічного комплексу; Структурна схема робота; Принципова схема рухів
руки; Принципова схема приводу руки робота; Креслення виконавчого
гідроциліндра руки робота; Креслення поворотного дворозрядного
цифрового двигуна; Креслення схватних пристроїв; Креслення
Чотирирозрядного пневмогідравлічного об'ємного цифрового дозатора;
Креслення приводу підйому і повороту колони; Розрахункова схема
гідроциліндра поворотно-поступального руху двосторонньої дії.

Дата видачі завдання 03.11.2023р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Доопрацювання і опис роботи РТК М.А.Н. -В на основі принципової схеми	04.11.23-10.11.23	Виконано
2	Розробка структурної схеми робота і її рухів	11.11.23-13.11.23	Виконано
3	Розробка принципової схеми приводу руки	14.11.23-16.11.23	Виконано
4	Розробка конструкції виконавчого гідроциліндра руки робота	17.11.23-21.11.23	Виконано
5	Розробка конструкції дворозрядного поворотного двигуна руки робота	22.11.23-26.11.23	Виконано
6	Розробка конструкції схватних пристроїв	27.11-01.12.23	Виконано
7	Розробка конструкції чотирирозрядного пневмогідравлічного об'ємного цифрового дозатора	02.12.23-06.12.23	Виконано
8	Розробка приводу підйому і повороту колони	07.12.23-12.12.23	Виконано
9	Провести розрахунок і навести алгоритм виконавчого циліндра поворотно поступальної дії руки робота	13.12.23-17.12.23	Виконано
10	Провести розрахунок часу для пневматичного виконавчого циліндра руки робота	18.12.23-22.12.23	Виконано
11	Провести розрахунок часу для на розвантаження і розвантаження верстата роботом	23.12.23-27.12.23	Виконано
12	Навести алгоритм розрахунку шліцьової пари	28.12.23-31.12.23	Виконано
13	Навести алгоритм розрахунку гвинтової пари	01.01.24-04.01.24	Виконано
14	Провести розрахунок гвинтового приводу накопичувача заготовок	05.01.24-09.01.24	Виконано
15	Перевірка, виправлення помилок, підготовка до захисту	10.01.24-18.01.24	Виконано

Студент _____ Станіслав ПЕРКІВСЬКИЙ

Науковий керівник _____ Микола НОВІК

АНОТАЦІЯ

Структура і обсяг роботи. Магістерська дисертація складається з вступу, трьох розділів, висновків, переліку використаних джерел, додатків. Робота містить сторінку, рисунків і таблицю, список літератури джерел.

Актуальність теми. Розвиток мікропроцесорної і комп'ютерної техніки обумовив створення новітніх пневматичних гідравлічних, електричних і комбінованих приводів, керування якими здійснюється в цифровому, унітарному або комбінованих кодів. Так звані цифрові, пневматичні, гідравлічні, електричні та комбіновані приводи приходять на зміну слідкуючим приводам. Цифрові приводи значно простіші за слідкуючі вони не викликають тонкої очистки робочого тіла, позиціонування вихідної ланки у них здійснюється по жорсткому механічному або гідравлічному упору, що обумовлює високу точність позиціонування і повторюваність виходу в задану точку вихідної ланки. Такі цифрові приводи не мають елементів зворотного зв'язку і дорогих дроселюючих розподільників. Але поряд з безсумнівними перевагами перед слідкуючими приводами вони мають і деякі недоліки, що обмежує область застосування таких приводів. Тому розробка і дослідження новітніх цифрових приводів є актуальною проблемою, рішення якої дасть можливість значно розширити область застосування таких приводів в якості виконавчих пристроїв промислових роботів, верстатів та інших пристроїв систем з автоматичним керуванням.

Метою дисертації є розробка промислового робота « М.А.Н.-В» для автоматичного завантаження-розвантаження металорізального верстата (МРВ) з числовим програмним керуванням (ЧПК). Поєднання функціональних можливостей робота і верстата дає можливість створювати високопродуктивні робото-технологічні комплекси так звані (РТК). Основним найбільш складним пристроєм ПР є рука, до функціонування якої пред'являються обґрунтовані високі вимоги. Необхідно щоб конструкція руки була нескладною, щоб рука мала незначні осьові габаритні розміри, значне переміщення (до 700 мм), малу

дискретність (0,01 мм і менше), щоб вона забезпечувала високу точність позиціонування вихідної ланки, можливість як лінійного переміщення, так і поворот вихідної ланки (захватного пристрою), щоб забезпечувалась можливість швидкого руху і гальмування при підході до заданої точки позиціонування.

Для досягнення поставленої мети вирішувались такі задачі:

1. Проведений аналіз компоновочних схем промислових роботів і патентний пошук по проблемі створення і дослідження існуючих багатопозиційних приводів з цифровим керуванням.
2. Розробка принципової схеми гідравлічного багатопозиційного приводу руки промислового робота з цифровим керуванням.
3. Розробка конструкції руки поворотно-поступальної дії.
4. Розробка гідравлічного цифрового об'ємного дозатора.
5. Розробка пневматичного цифрового привода повороту вихідної ланки (схвата).
6. Розробка алгоритмів і математичних моделей розрахунку оригінальних пристроїв: виконавчого циліндра (ВЦ) руки, гідравлічного цифрового дозатора (ГЦД), поворотного пневматичного двигуна (ППД) і крокового приводу переміщення накопичувача заготовок (НЗ).

Практичне значення отриманих результатів запропонована компоновка промислового робота «М.А.Н.-В». Розроблена оригінальна конструкція ЦП поворотно-поступальної дії і подана заявка на корисну модель та винахід. Матеріалами магістерської дисертації можуть скористатися спеціалісти по розробці і експлуатації промислових роботів та верстатів, які оснащені багатопозиційними пневматичними, гідравлічними та комбінованими приводами з цифровим керуванням.

Ключові слова: Цифрові приводи, промислові роботи, верстати, позиціонування, кодова комбінація керуючих сигналів, двійковий код.

ANNOTATION

The structure and scope of work of the bachelor's project consists of an introduction, three chapters, a conclusion, a list of sources used, annexes. The work contains 71 pages 11 figures and 1 table, a list of references 18 sources.

Relevance of the topic. The development of microprocessor and computer technology led to the creation of the latest pneumatic, hydraulic, electric and combined drives, controlled in digital, unitary or combined codes. The so-called digital, pneumatic, hydraulic, electric and combined drives are replacing the servo drives. Digital drives are much easier to follow, they do not cause fine cleaning of the working fluid, the positioning of the output link in them is carried out along a rigid mechanical or hydraulic stop, determines the high positioning accuracy and repeatability of reaching the specified point of the output link. Such digital actuators do not have feedback elements and expensive throttling valves. But along with the undoubted advantages over servo drives, they also have some disadvantages, limiting the scope of such drives. Therefore, the development and study of new digital drives is an urgent problem, the solution of which will significantly expand the field of application of such reasons as actuators of industrial robots, machine tools and other devices of systems with automatic control.

The goal of the Project is to create an RTK based on a CNC lathe and an industrial robot. The main device of an industrial robot is a hand, the functioning of which is subject to reasonable requirements. It is necessary that the design of the hand is simple, so that the hand has small axial dimensions, so that it provides high positioning accuracy of the output link, the possibility of both linear movement and rotation of the output link around the axis of the rod, to ensure the possibility of intensive movement and braking when approaching a given positioning point.

To achieve this goal, the following tasks were solved:

1. Conducted patent search and analysis of existing digital multi-position actuators.
2. Development of a conceptual diagram of a hydraulic multi-position drive of an industrial robot arm with digital control.

3. Development of the design of a rotary-translational arm.
4. Development of hydraulic digital volumetric dispenser
5. Development of a pneumatic digital drive for turning the output link (gripper)

Development of algorithms and mathematical models for calculating original executive devices: an executive cylinder, a hydraulic digital dispenser, a rotary pneumatic motor and a stepper drive for moving a pallet.

The practical significance of the results obtained is proposed by the layout of the RTK. An original design of a digital rotary-translational action has been developed and an application for a useful model and invention has been submitted. The materials of the bachelor's project can be used by specialists in the development and operation of digital drives used as actuators of industrial robots, machine tools and other automatic systems.

Key words: Digital drives, industrial robots, machine tools, positioning, code combination of control signals, binary code.

ЗМІСТ

Вступ.....	11
1. Аналіз компоновачних схем і патентний пошук.....	13
1.1 Огляд 5-ти розрядного цифрового двигуна. Патенту України №85521.....	13
1.2 Комбінований електропневматичний цифровий привід. Патент України № 90383. Винахідники: Новік М.А., Кучерук Ю.М., Дорогань В.В.....	16
1.3 Багатопозиційний пневмоелектричний привод Патент України № 128598, винахідники: Новік М.А., Дідовець В.Є., Очеретяний О.Ю.....	22
1.4 Цифровий привод поворотно-поступальної дії. (Патент України №66811 МПК (2006.01) F15 В 9/03 Бюл. №2, 2012 р.). Винахідники: М.А. Новік, В.Є. Дідовець, Є.О.Пузик.....	28
1.5 Цифровий привод поворотно-поступальної дії . (Патент України №124672 МПК (2006.01) F15 В 9/03 Бюл. №8, 2018 р.). Винахідники: М.А.Новік, В.Є. Дідовець, Животовський С.В.....	36
Загальний висновок по патентному огляду.....	39
2. Компановка робото-технічного комплексу.....	41
2.1 Розробка принципової схеми «Промислового робота «М.А.Н-В».....	41
2.2 Структурна схема робота.....	47
2.3 Рука промислового робота.....	53
2.4 Принципова схема приводу руки робота.....	57
2.5 Виконавчий гідроциліндр руки робота.....	66
2.6 Поворотний дворозрядний двигун.....	68
2.7 Захватні пристрої.....	70
2.8 Чотирирозрядний пневмогідролічний об'ємний цифровий дозатор.....	73
2.9 Привід підйому і повороту колони.....	79
2.10 Розрахунок характеристик виконавчого циліндра поворотно-поступальної дії.....	82

2.11	Алгоритм статичного розрахунку виконавчого циліндра поворотно-поступальної дії руки робота.....	83
2.12	Алгоритм розрахунку динамічних характеристик привода руки...	93
2.13	Розрахунок часу спрацьовування пневматичного виконавчого циліндра руки робота.....	98
2.14	Розрахунок часу розвантаження-завантаження верстата роботом.	107
2.15	Алгоритм розрахунку шліцьової пари.....	113
2.16	Алгоритм розрахунку гвинтової пари ковзання.....	115
2.17	Розрахунок гвинтового приводу накопичувача заготовок.....	117
Загальні висновки.....		124
Список використаної літератури.....		125
Додаток А. Презентація доповіді.....		130
Додаток Б. Партнерська пропозиція.....		137

ВСТУП

Сучасне виробництво, військове оснащення і різні машинобудівні галузі характеризуються покращенням за рахунок впровадження роботів. Втілення робототехніки в різноманітні сфери діяльності дає можливість звільнити людину від непристижної, важкої, шкідливої і монотонної роботи. Необхідно відмітити, що особливо важливо застосування робототехніки у верстатобудуванні і мобільних роботів у військовій сфері. Поєднання у виробництві деталей технологічних можливостей верстатів з програмним керуванням і функціональних можливостей промислових роботів (ПР) обумовлює як значне підвищення культури виробництва, так і продуктивність робототехнологічного комплексу (РТК). Стримуючим фактором в оснащенні деревообробних і металообробних верстатів робототехнікою є те, що верстати і роботи виготовляють різні підприємства. При цьому верстатобудівники не звертають на вимоги розробників роботів, а розробники роботів не звертають уваги на вимоги і компоновку верстата. Таке неузгодження часто призводить до того, що є верстат і робот, але неможливо по різних причинах поєднати їх функціональні можливості. Другим стримуючим фактором в оснащенні металообробних верстатів промисловими роботами є те, що за частую роботи дорогі, а їх виконавчі пристрої мають обмежені функціональні можливості. Розвиток комп'ютерної і мікропроцесорної техніки дав суттєвий поштовх при створенні сучасних приводів із різним типом керування, які ж в свою чергу керуються за допомогою різних типів кодів, а саме в унітарному, цифровому, або комбінованому. У таких приводах інформація унітарного, цифрового або комбінованого кода перетворюється в задане зусилля, переміщення, швидкість, прискорення, гальмування. При цьому всіма цими статичними і динамічними характеристиками можна управляти в процесі роботи.

В процесі виконання магістерської дисертації на тему «Промисловий робот «М.А.Н.-В» вирішувалися наступні технічні задачі:

1. Проведений патентний і літературний пошук по проблемі створення і дослідження багатопозиційних гідравлічних, пневматичних, електричних і комбінованих приводів з цифровим керуванням;
2. На базі проведеного аналізу існуючих багатопозиційних приводів запропонована оригінальна принципова схема промислового робота;
3. Розроблений оригінальний багатопозиційний поворотно-поступальний привод руки робота;
4. Розроблений чотирьопозиційний привод поворота колони робота;
5. Розроблений оригінальний захватний пристрій, в структуру якого входять два схвата- для заготовки і для обробленої деталі;
6. Розроблений магазин для заготовок і електропривід для його покрокового переміщення;
7. Розроблений алгоритм і математична модель розрахунку характеристик запропонованих оригінальних виконавчих пристроїв робота.

1. ПАТЕНТНИЙ АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ І АЛГОРИТМІВ РОЗРАХУНКУ ХАРАКТЕРИСТИК ВІДОМИХ ПРИВОДІВ БАГАТОПОЗИЦІЙНИХ З ЦИФРОВИМ, УНІТАРНИМ І КОМБІНОВАНИМ КЕРУВАННЯМ.

1.1 Огляд 5-ти розрядного цифрового двигуна. Патенту України №85521

На рис.1 показана напівконструктивна схема 5-ти розрядного цифрового пневматичного (гідравлічного) двигуна. Патент України №85521. [1]

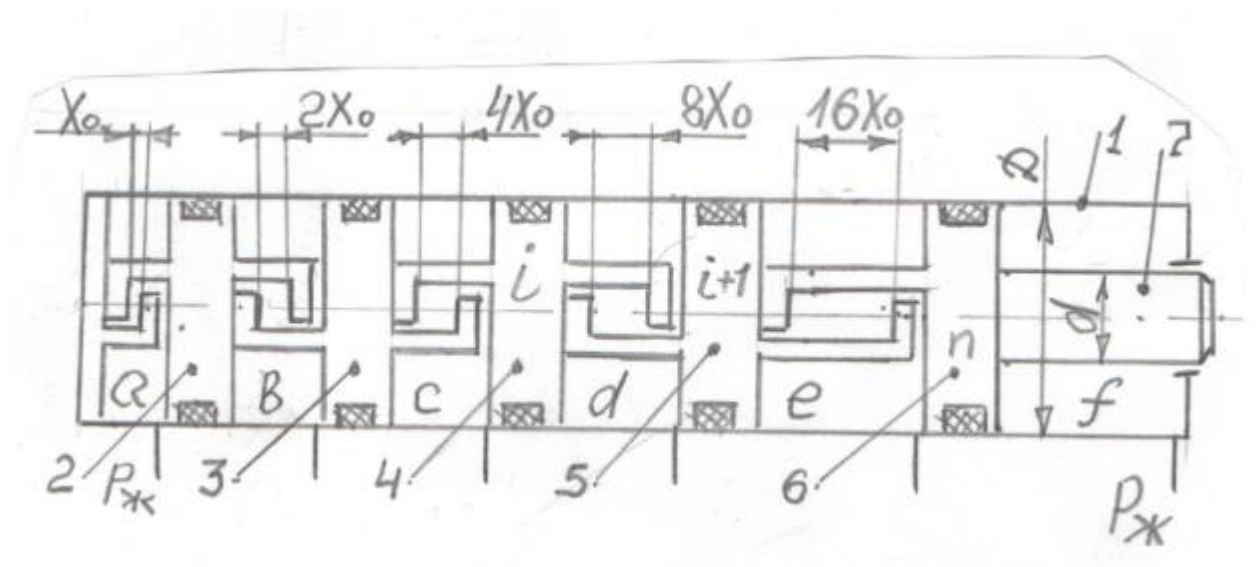


Рисунок. 1 Схема 5-ти розрядного цифрового двигуна[1]

Цифровий двигун (ЦД) складається з виконавчого циліндра 1 (гідравлічного або пневматичного), в якому послідовно розміщені розрядні поршні 2, 3, 4, 5 і 6. До поршня старшого розряда 6 прикріплений вихідний шток 7. Розміщені в циліндрі розрядні поршні утворюють герметичні розрядні камери a , b , c , d , e і камеру зворотного руху f , до якої постійно підводиться тиск живлення $p_{ж}$ [3].

Принцип дії ЦД полягає в наступному. У вихідному положенні розрядні камери a , b , c , d , e з'єднані з атмосферою, що відповідає кодовій комбінації 00000. До камери f підведений тиск живлення $p_{ж}$, під дією цього тиску всі розрядні поршні і вихідний шток 7 займають ліве крайнє положення. Наприклад, опрацьованій комбінації керуючих сигналів 00011 ЦД (тиск живлення

підводиться до розрядних камер a, b) відповідає переміщення вихідного штока 7 на величину $3X_0$, комбінації 00111 – $7X_0$, комбінації 10110 – $22X_0$ і т.д.. [4].

Алгоритм розрахунку статичних характеристик (ЦД) [2].

1. Відстань на які переміщаються розрядні поршні можна визначити по формулі геометричної прогресії

$$X_i = X_0 2^{i-1},$$

де X_0 — являє собою дискретність (тобто мінімальне переміщення) вихідного штока;

i – порядок розташування поршня.

2. Відстань на яку буде пересуватися поршень можна визначити за допомогою аналітичного або табличного методу.

3. Повна відстань на яку буде переміщуватись вихідний шток в залежності від опрацювання заданої цифрової комбінації керуючих сигналів можна визначити по далі наведеній залежності:

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

де b_i - значуща цифра, яка в деяких випадках відповідає значенню - “1”, якщо до i -ої камери підводиться стиснене повітря і значення - “0”, у випадку коли з камери випускається тиск.

4. Відстань яку проходить вихідний шток в залежності від попереднього розташування визначається по залежності

$$X_b = X_0 (\sum_{i=1}^n b_{i,2} \cdot 2^{i-1} - \sum_{i=1}^n b_{i,1} \cdot 2^{i-1})$$

де $b_{i,1}$ — значення основної цифри для опрацювання комбінації керуючих сигналів яка була перд цим;

$b_{i,2}$ -значення для слідуєчого набору комбінацій керуючих сигналів, що надходять на опрацювання.

5. Найбільша відстань яку можна отримати при переміщенні вихідного штока можемо визначити по формулі

$$X_{\max} = X_0 \sum_{i=1}^n b_i * 2^{i-1},$$

Або ж по заданій нижче залежності

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

6. Число позицій вихідного штока визначається по залежності

$$N = 2^n$$

7. Статичне зусилля яке потрібне для цифрового двигуна а також візьмемо до уваги, що тертя які виникають в усіх розрядних поршнях і штоках однаково визначається по залежності

$$P_T = \pi(D^2 - d^2) P_{\text{ж}} / 4 - R_{\text{п}}(n+1) * Z,$$

де $R_{\text{п}}$ - зусилля тертя яке виникає від одного ущільнення поршня;

n – кількість розрядів (поршнів);

Z – число присутніх ущільнень на поршні;

D – діаметральний розмір поршня;

d – діаметральний розмір штока;

$P_{\text{ж}}$ – Тиск під яким закачується рідина.

Висновок. Розглянутий цифровий двигун забезпечує точне позиціонування по жорстким упорам вихідного штока. Недоліками є те, що його габаритні розміри по осі і виникаюче статичне зусилля залежать від числа розрядних поршнів. При перемиканні розрядних камер в русі вихідного штока спостерігаються незапрограмовані рухи. В приводі складно забезпечити гальмування при позиціонуванні. Такі приводи доцільно використовувати при

незначній кількості розрядів і дискретності меншій за 1мм. Все це суттєво обмежує їх придатну область застосування в якості виконавчих пристроїв для виконання задач промислових робіт.

У випадках коли привод мусить забезпечувати малу дискретність порядку 0,01мм і значне переміщення вихідної ланки менше 124 мм доцільно застосовувати комбіновані приводи, структура яких містить цифровий двигун і електричний кроковий двигун (ЕКД) малої потужності. Такий привод розглянутий в Патенті України №90383.

1.2 Комбінований електропневматичний цифровий привод. Патент України № 90383. Винахідники: Новік М.А, Кучерук Ю.М., ДороганьВ.В[3]

На рис.2 показана фотографія напівконструктивної схема електропневматичного комбінованого цифрового виконавчого приводу. Патент України № 90383. Винахідники: Новік М.А., Кучерук Ю.М., ДороганьВ.В.

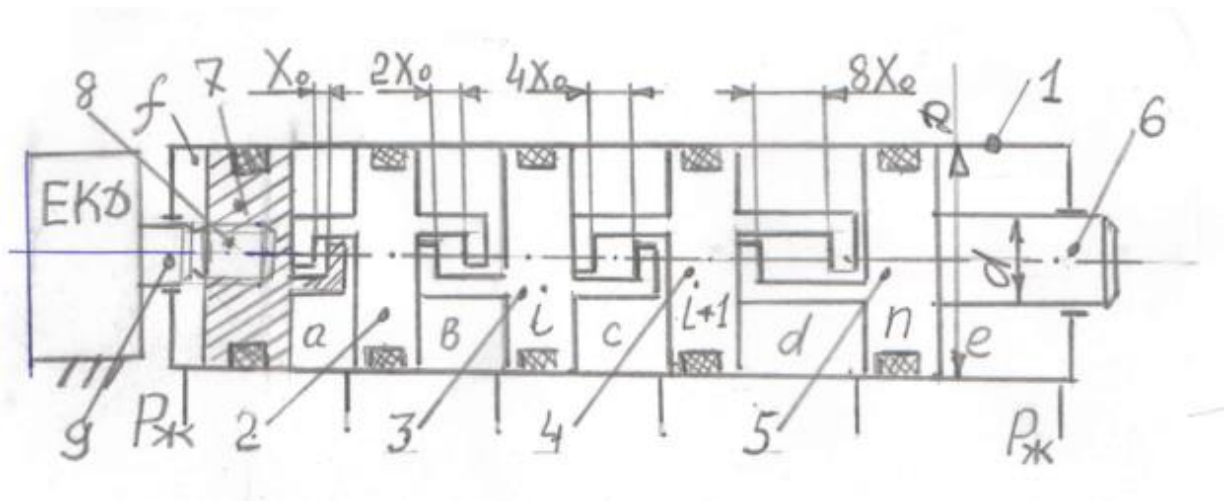


Рисунок 2 - Схема комбінованого електропневматичного цифрового приводу[3]

Призначені цифрові комбіновані приводи для обробки інформації у вигляді двійкового і унітарного кодів і переробка їх у поступальне переміщення вихідної ланки.

Наведений електропневматичний цифровий привід включає в себе: пневматичний цифровий двигун (ПЦД), який представлений у вигляді головного виконавчого циліндра (ВЦ) 1, в якому один за одним розміщені з обмежувальні вставки відносного руху розрядні поршні 2,3,4,5 і з ходами X_0 , $2X_0$, $4X_0$ і $8X_0$. В конструкцію поршня старшого розряду 5 встановлений вихідний шток 6. Поршні, які розташовані в циліндрі 1 разом складають герметичні розрядні камери a, b, c, d , і також утворюють камеру зворотного руху поршнів до якої на постійній основі підводиться стиснене повітря $p_{ж}$. Поршень молодшого розряду 2 нероз'ємно з'єднаний з додатковим поршнем 7, в якому знаходиться гвинт 8, який в свою чергу з'єднаний з вихідним валом 9 ЕКД. Ще один останній поршень 7 утворює додаткову камеру для компенсації витрат f , до якої постійно підводиться стиснене повітря $p_{ж}$. [24].

Принцип дії (КЕПЦП) полягає в наступному. У вихідному положенні ЕКД знеструмлений, розрядні камери a, b, c, d з'єднані з атмосферою, що відповідає кодовій комбінації 0000. До камери e підключене стиснене повітря $p_{ж}$, під дією цутвореного тиску всі розрядні поршні і вихідний шток 6 займають ліве крайнє положення. При опрацюванні ЕКД одного керуючого імпульса вихідний шток 6 переміщується праворуч на величину

$$X_{\min} = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{\text{ім}},$$

де $\Delta\varphi_0$ — дискретне число ЕКД;

t_r - крокове число гвинта 8;

k —число західних витків гвинта 8;

$n_{\text{ім}}=1$ - кількість імпульсів які обробляються.

До прикладу, при опрацюванні поступаючої комбінації керуючих сигналів 0001 ЦД (стиснене повітря підводиться до розрядної камери *a*) співтавляється переміщенню вихідного штоку 6 на конкретну величину X_0 , комбінації 0011 – $3X_0$, комбінації 1010 – $10X_0$ і т.д..

Якщо ж треба одночасно опрацьовувати керуючі імпульси сигналів ЕКД і ЦД величина на яку рухається вихідний шток 6 буде відомою із залежності

$$X_6 = X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i + \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{im}.$$

Алгоритм розрахунку основних статичних характеристик КЕЦП [8,9].

1. Найменше значення відстані переміщення додаткового поршня 7 при опрацюванні сигналу ЕКД одного керуючого імпульсу можна розрахувати із залежності

$$X_{min} = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{im}$$

де $\Delta\varphi_0$ – дискретне число ЕКД;

t_r – крокове чило гвинта 8;

k – число західних витків гвинта 8;

$n_{im}=1$ - - кількість імпульсів які обробляються.

2. Максимальне число імпульсів, яке може бути подане на ЕКД

$$n_{im,max} = \frac{l \cdot 360}{\Delta\varphi_0 \cdot t \cdot k}$$

де l – довжина ходової частини заходів гвинта 8.

3. Максимальна відстань на яку пересувається додатковий поршня 7

$$X_{7,max} = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{im,max}$$

4. Затверджуємо дискретне число пневматичного цифрового двигуна

$$X_0 = X_{7,\max}$$

5. Відстань на яку рухаються розрядні поршні ПЦД визначається по формулі

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

де i = номеру позиції присвоєного розрядному поршню ПЦД.

6. Велечина мінімально можливого (дискретність приводу)переміщення вихідного штока:

$$X_{6,\min} = X_{7,\min} = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot 1$$

7. Максимально можлива відстань переміщення штока 6 при опрацюванні ПЦД кодового керуючого сигналу заданої комбінації 1111

$$X_{6,\text{ц},\max} = X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i = X_0 (b_1 \cdot 2^{1-1} + b_2 \cdot 2^{2-1} + b_3 \cdot 2^{3-1} + b_4 \cdot 2^{4-1})$$

де b_i – головна цифра, яка приймає кодове значення – «1» при надходженні стисненого повітря в i -ту пневматичну камеру, i значення – «0», коли з i -тої пневматичної камери випускається тиск.

8. По наведеній нижче залежності визначається максимальне переміщення вихідного штока 6:

$$X_{c,\max} = X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i + \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{\text{им},\max} = X_0 \cdot (2^n - 1) + X_0 = X_0 \cdot 2^n.$$

9. Кількість можливих позицій вихідного штока 6

$$N = X_{6,\max} / X_{6,\min}$$

10. Вірну координату штока 6 можемо визначити при опрацюванні первинної комбінації поступаючих керуючих сигналів ПЦД і ЕКД можна визначити із формули:

$$X_{6,\text{п},\text{абс}} = X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_{i,1} \pm \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{\text{им},1}$$

де $b_{i,1}$ – являє собою значущу цифру для утворення первинної комбінації керуючих сигналів;

$n_{im,1}$ – Кількість опрацьованих імпульсів комбінації перших керуючих сигналів.

11. Точне місце розташування штока 6 при обробці вторинної комбінації керуючих сигналів ПЦД і ЕКД визначається із формули:

$$X_{6,п,абс} = X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_{i,2} \pm \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_\Gamma \cdot k \cdot n_{im,2}.$$

12. Переміщення вихідного штока 6 яке виникає при перемиканні первинної комбінації поступаючих керуючих сигналів на вторинну:

$$X_{6,в} = X_{6,вт,абс} - X_{6,п,абс} = X_0 \times (\pm \sum_{i=1}^n b_{i,2} \cdot 2^{i-1} - \sum_{i=1}^n b_{i,1} \cdot 2^{i-1}) \pm \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_\Gamma \cdot k \cdot (\pm n_{im,2} - n_{im,1}).$$

13. Присутнє статинє зусилля цифрового двигуна при припущенні гупотези, що тертя всіх розрядних поршнів і штока не відрізняються і є однаковими можна визначається по залежності нижче:

$$P_c = \pi(D^2 - d^2) P_{ж}/4 - R_{п}(n+1) \cdot Z \quad 1.1$$

де $R_{п}$ - виникаюче зусилля тертя одного наявного ущільнення поршня;

n – кількість наявних розрядів (поршнів);

Z – присутнє число ущільнень на поршні;

D – діаметральний розмір поршня;

d – діаметральний розмір штока;

$P_{ж}$ — Тиск в системі.

- Мінімальне значення - $P_{c,min} = \pi(D^2 - d^2) P_{ж}/4 - R_{п}(4+1) \cdot Z$

- Максимальне значення - $P_{c,max} = \pi(D^2 - d^2) P_{ж}/4 - R_{п}(1+1) \cdot Z$

Із залежності (1.1) можна зробити висновок, що статичне діюче зусилля ПЦД цілком залежить від кількості розрядів (розрядних поршнів).

14. Зусилля, що прямо залежить від ЕКД на вихідний шток 6 виражене у формулі нижче:

$$P_{c,e} = \frac{2M}{d \cdot \tan(\beta + \rho)},$$

де d – розмір середнього діаметра витків гвинта 8;

M – загальний крутний момент ЕКД;

β – кут нахилу гвинтової канавки;

ρ – кут при якому відбувається тертя;

для коефіцієнта тертя $f = 0,1$ $\tan \rho = 0,1$, тобто $\rho = 5^{\circ}43'$.

Висновок. Розглянутий КЕПЦП характеризується малою дискретністю (0,1мм і менше) і точним позиціонуванням вихідного штока, але він має і суттєві недоліки такі як значний осьовий габаритний розмір виконавчого циліндра, незапрограмовані рухи вихідного штока при перемиканні розрядних камер, складність забезпечення гальмування в кінці руху і залежність зусилля від розрядності. Такі недоліки обмежують область застосування розглянутого приводу в якості приводів рук промислових роботів.

Розглянемо деякі комбіновані багатопозиційні приводи, структура яких складається з електричного крокового двигуна, пневматичного або гідравлічного виконавчого циліндра і цифрового гідравлічного об'ємного дозатора. Таке поєднання дає можливість створювати компактні малогабаритні багатопозиційні приводи з комбінованим керуванням з малою дискретністю (0,01мм) і значним переміщенням вихідної ланки до 1000мм і більше. Такі багатопозиційні приводи з комбінованим керуванням (цифро-унітарним) розглянуті в Патентах України: Багатопозиційний привод №63275, Багатопозиційний пневмоелектричний привод №73494, Комбінований цифровий привод №98648, Багатопозиційний

пневмоелектричний привод №117163 та інші, які розроблені в КПП на кафедрі КВМ.[40, 29]

1.3 Багатопозиційний пневмоелектричний привод Патент України № 128598, винахідники: Новік М.А., Дідовець В.Є., Очеретяний О.Ю. [14].

На рис. 3 показаний Багатопозиційний пневмоелектричний привод Патент України № 128598, винахідники: Новік М.А., Дідовець В.Є., Очеретяний О.Ю.

Конструкція комбінованого цифрового приводу (КЦП) включає в себе електричний кроковий двигун (ЕКД) 1. Вихідний вал приводу 2 роз'ємним з'єднанням з'єднаний муфтою 3 і гвинтом 4, який проходить через кришку 5 головного виконавчого циліндра 6 і в нього ж вмонтована передня кришка 7. В циліндрі 6 також було додатково встановлено поршень 8 і поршень 9 які під'єднані до вихідного штока 10. По конструкції в хвостовику 11 який проходить через кришку 5 виконаний канал 12 по ньому ж в свою чергу підводиться стиснене повітря до камери e_1 . На хвостовику 13 поршня 8 розташовано упорний елемент 15, а на поршні 9 упорний елемент 14. Виконавчий циліндр 6 на вільній посадці міститься в осьовому напрямку в напрямній 16, в свою чергу в ній виконаний паз 17 і виконане шпоночне з'єднання 18. Із конструкції ми бачимо, що камера a циліндра 6 каналом 19 сполучена з вихідним каналом гідравлічного розподільника 20, на виході у якого є канал 21 в який через ланцюг послідовно вмонтованих дроселей 22, 23 і встановлені також зворотні клапани 24, 25, а канал 26 герметично з'єднано з вихідним каналом який в свою чергу з'єднаний із підпірним клапаном 27, а також разом із вихідним каналом 30 підключається до гідравлічного дозатора 31. Канал через який поступає рідина до підпорного клапана 27 заживлюється до гідравлічної камери e акумулятора 28, фщо в свою чергу під'єднаний до пневматичної камери d стиснене повітря підводиться від редукційного клапана

29. В конструкцію дозаторі 31 входять поршні які мають свій розряд 32,33, 34 і 35, які ж у свою чергу утворюють пневматичні камери із розрядами a_1, b_1, c_1, d_1 і герметичні гідравлічні камери: $V_0, 2V_0, 4V_0, 8V_0$ і свою конкретну величину переміщення $l_0, 2l_0, 4l_0$ і $8l_0$. До камери c постійно стиснене повітря $p_{ж}$. [9, 24].

Принцип роботи КЦП можна описати так:

В момент коли подаються керуючі сигнали(у вигляді імпульсів) на ЕКД 1 і стиснене повітря в розрядні камери a_1, b_1, c_1, d_1 і e_1 відстань на яку переміститься вихідний шток 10 можна знайти по нажче наведеній залежності:

$$X = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{im} + X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i,$$

де $\Delta\varphi_0$ – дискретне значення ЕКД 1;

t_r - крок різьби гвинта 4;

n_{im} – число сигналів які були опрацьовані ЕКД 1;

k - кількість витків на гвинті 4;

$$X_0 = \frac{4V_0}{\pi(D_{ц}^2 - d_x^2)};$$

де $D_{ц}$ – діаметральний розмір поршнів гідравлічного дозатора;

d_x - діаметральний розмір хвостовика 11;

l_0 - виконана робота молодшого розряду 32 дозатора 31;

n - число розрядів;

i – порядковий номер відповідно до камери розрядного поршня;

b_i - головна цифра, яка може бути закодована значенням – «1» при подачі стисненого повітря в i -ту пневматичну камеру, і значення – «0», якщо ж з i -тої пневматичної камери випустити тиск.

Якщо ми опрацюємо ЕКД 1 $n_{\text{ім}} = 1000$ імпульсів, а в свою чергу це кодова комбінація для цифрового двигуна 11001 то на виході число переміщень вихідного штока 10 за нижче зазначених параметрів: $\Delta\varphi_0 = 1,8^\circ$; $t_r = 2\text{мм}$; $k = 1$; $X_0 = 16\text{мм}$; $n = 5$ буде дорівнювати:

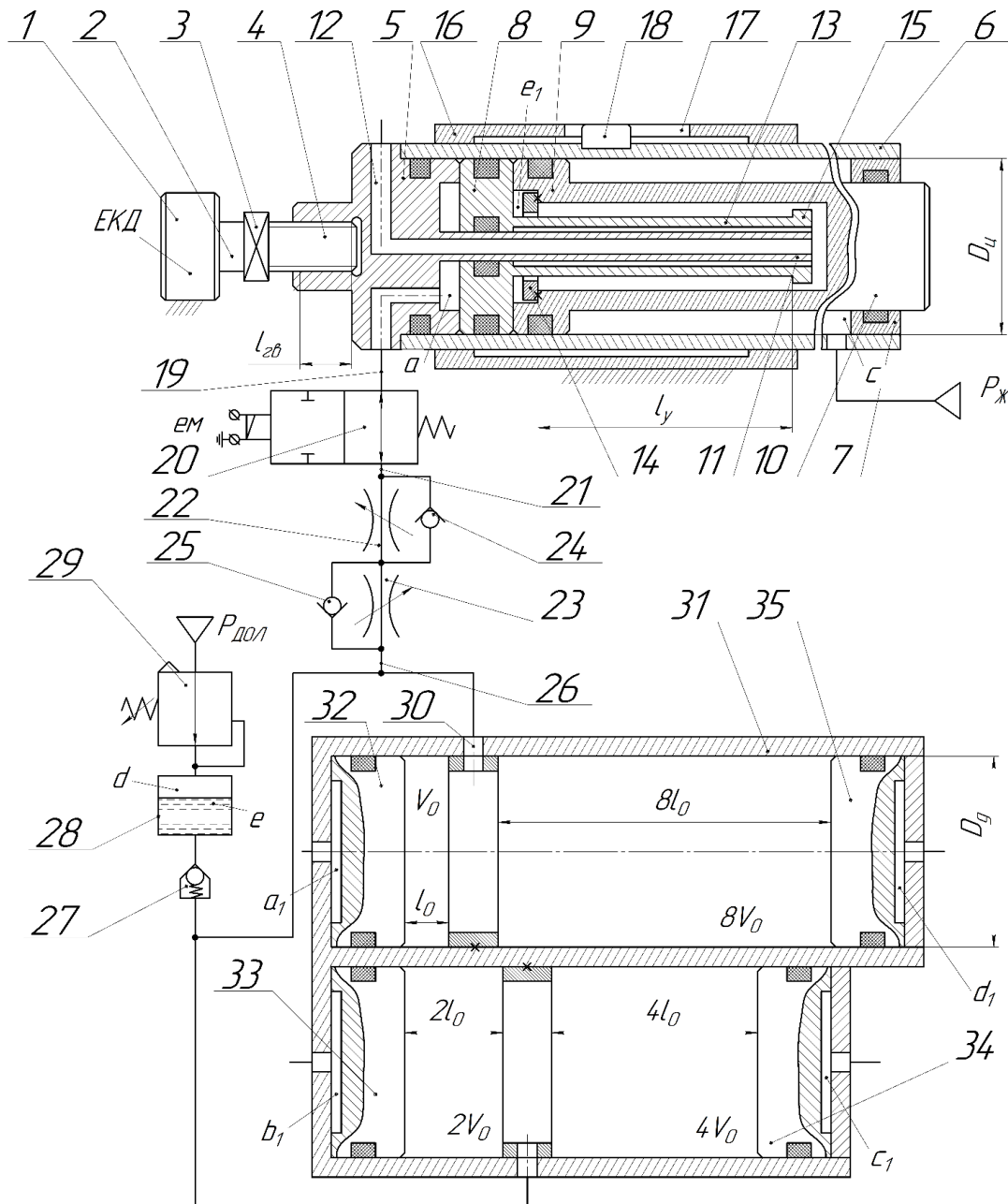


Рисунок 3 - Принципова схема комбінованого цифрового приводу. [14]

$$X = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{\text{ім}} + X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i$$

$$X = \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1000 + 16(2^{1-1} \cdot 1 + 2^{2-1} \cdot 0 + 2^{3-1} \cdot 0 + 2^{4-1} \cdot 1 + 2^{5-1} \cdot 1) \\ = 400(\text{мм}).$$

Максимальна величина переміщення вихідного штока 10

$$X_{\max} = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{\text{ім,мак}} + X_0(2^n - 1),$$

Найбільша кількість імпульсів які керують процесом, що подаються на ЕКД 1, можна визначити по нижче наведеній залежності:

$$n_{\text{ім,мак}} = \frac{360^\circ \cdot l_{\text{гв}}}{\Delta\varphi_0 \cdot t_r \cdot k},$$

де $l_{\text{гв}}$ – довжина нарізаних робочих витків гвинта 4.

Так при $l_{\text{гв}} = 15,99\text{мм}$ максимальна величина вихідного штока 10 буде дорівнювати

$$X_{\max} = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot \frac{360^\circ \cdot l_{\text{гв}}}{\Delta\varphi_0 \cdot t_r \cdot k} + X_0(2^n - 1) = l_{\text{гв}} + X_0(2^n - 1)$$

$$X_{\max} = 15,99 + 16(2^5 - 1) = 511,99(\text{мм})$$

Число дискретність привода

$$X_{\min} = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k$$

$$X_{\min} = \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 1 = 0,01(\text{мм})$$

Число позицій вихідного штока

$$N = \frac{X_{\max}}{X_{\min}} = \frac{[l|_{\text{ГВ}} + X_0(2^n - 1)] \cdot 360^\circ}{\Delta\varphi_0 \cdot t_r \cdot k}$$

$$N = \frac{[15,99 + 16(2^5 - 1)] \cdot 360^\circ}{1,8^\circ \cdot 2 \cdot 1} = 51199 \text{ (комбінацій)}$$

Також, задля того щоб не було незапланованих рухів вихідного штока при перемиканні між розрядними камерами спершу потрібно подати сигнал на електромагніт *ем* розподільника 20, який змінює своє положення при цьому відбувається замикання гідравлічних камер дозатора. Після замикання розподільного пристрою поступає сигнал на перемикання розрядних камер a_1, b_1, c_1 і d_1 . Розглянемо на прикладі, при зміні комбінації керуючих сигналів 00011 на 01100 (тобто стиснене повітря підводиться до камер c_1 і d_1 , а із камер a_1 і b_1 випускається тиск) а через те що хід рідини із дозатора заблокований в камеру а циліндра 6 виходить, що шток 10 буде не рухомим. Під дією стисненого повітря у камерах c_1 і d_1 поршні які знаходяться в них 32 і 33 теж починають рухуються ліворуч. Після припинення руху на упорах поршнів 32 і 33 подається команда на знеструмлення електромагніт *ем*, розподільний пристрій 20 змінює положення і рідина із дозатора 31 надходить до камери а. Під дією стисненого повітря у камері а вихідний шток 10 починати своє переміщення праворуч. При цьому це переміщення ми можемо визначити із залежності:

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

$$X = X_0(2^{1-1} \cdot 0 + 2^{2-1} \cdot 0 + 2^{3-1} \cdot 1 + 2^{4-1}) = 12X_0 = 12 \cdot 16 = 192(\text{мм})$$

Швидкість з якою рухається вихідний шток 10 праворуч можна обмежувати дроселем 22, а в ліву сторону – дроселем 23.

$$v = \frac{4 \cdot \alpha \cdot f \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}}{\pi(D_{ц}^2 - d_x^2)},$$

де α – коефіцієнт який нам показує витрату рідини;

f – Найпродуктивніша площа перерізу дросельної щілини;

Δp – перепад стисненого повітря на дросельній щілині;

ρ – густина робочої рідини.

Коли привід виконує свою роботу є місце часткової втрати рідини, що згодом може сказатися на точності позиції яку займає вихідний шток. Привід був забезпечений пристроєм який компенсував втрачену рідину. Компенсація здійснюється у наступному порядку. Внаслідок втрат частини рідини при русі розрядних поршнів у своє вихідне положення наявний тиск в гідрокамерах дозатора і в камері *a* починає стрімко зменшуватись. У цьому ж випадку рідина із акумулятора 28 за допомогою зворотнього клапана 27 направляється в дозуючу камеру і в камеру *a* циліндра 6. Коли ж рідина додається в камери необхідно, щоб виконувалася умова:

$$\frac{D_{ц}^2 - d_x^2}{D_{ц}^2 - d_{ш}^2} \cdot P_{ж} > P_{дол} > \frac{4 \cdot R_{тер}}{\pi D_g^2},$$

де $P_{дол}$ – тиск під яким потрібно додавати рідину, який можна відрегулювати редукційним клапаном 29;

$R_{тер}$ – потрібне зусилля на подолання тертя поршня дозатора;

$d_{ш}$ – діаметральний розмір штока 10;

$P_{ж}$ – тиск який закачується в камеру с.

Висновок. Розглянутий комбінований цифровий привод де що більше відрізняється від уже наведених раніше конструкцій незначним осьовим габаритним розміром головного виконавчого циліндра, що є досить суттєвим для промислових робіт. Коли виконується значне горизонтальне переміщення

вихідного штока до 511,99мм і більше то привід спроможний забезпечити дискретність $X_{\min} = 0,01(\text{мм})$. В приводі не є допустимими «викиди» і «провали» вихідного штока, є можливим регулювання швидкості висування штока як при прямому ході, так і при виконанні реверсів. Крім того дуже корисною функцією є автоматичне компенсування втрати робочої рідини.при виконанні робіт роботом.

1.4 Цифровий привод поворотно-поступальної дії. (Патент України №66811 МПК (2006.01) F15 В 9/03 Бюлетень №2, 2012 р.). Винахідники: М.А. Новік, В.Є. Дідовець, Є.О.Пузик.[39]

На рис.5 показаний цифровий привод поворотно-поступальної дії.(Патент України №66811 МПК (2006.01) F15 В 9/03 Бюлетень №2, 2012 р.). Винахідники: М.А. Новік, В.Є. Дідовець, Є.О.Пузик.

У конструкцію цифрового приводу поворотно-поступального руху (ЦПППР) входить лінійний цифровий двигун, в свою чергу він складається із послідовно розміщених у виконавчому головному циліндрі 1 розрядних поршнів 2, 3, 4 і 5 з пластинами обмежувачами відносного переміщення 6, 7, 8, 9, 10, 11 і 12. В свою чергу поршень третього розряду 5 виконаний заодно з вихідним штоком 13, в циліндричній глухій осьовій розточці якого розміщений концентрично шліцьовий вал 14. Хвостовик 15 шліцьового вала 16 виходить через отвір в задній кришці 17 за її межі. На хвостовику 15 закріплена з можливістю передачі крутного моменту черв'ячна шестерня 18, яка зчеплюється з черв'яком 19. Вал черв'яка 19 муфтою 20 кінематично сполучений муфтою з валом 21 електричного крокового двигуна (ЕКД) 22. Виконавчий циліндр 1 і розрядні поршні утворюють герметичні розрядні порожнини a, b, c, d і порожнину затворного руху розрядних поршнів k . [41, 33].

Принцип дії ЦПППР полягає в наступному. У вихідному положенні ЕКД 22 знеструмлений, розрядні порожнини a, b, c, d мають вихід для скидання тиску в системі, в порожнину k на постійній основі підводиться пневматичний тиск $P_{ж}$. Під дією цього тиску $P_{ж}$ в штоковій порожнині k всі розрядні поршні і вихідний шток 13 займають ліве крайнє положення (за кресленням). Переміщення (координата) вихідного штока 13 пневматичного цифрового двигуна визначається опрацюванням керуючих сигналів по залежності [12, 22, 32]

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

де X_0 - рівень дискретності ПЦД; b_i - головна цифра, яка приймає значення - «1» якщо вона заживлена стисненим повітрям до i -ої камери і значення - 0, при спусканні повітря із системи; n - кількість розрядів ПЦД; i - порядковий номер розрядної камери (поршня).

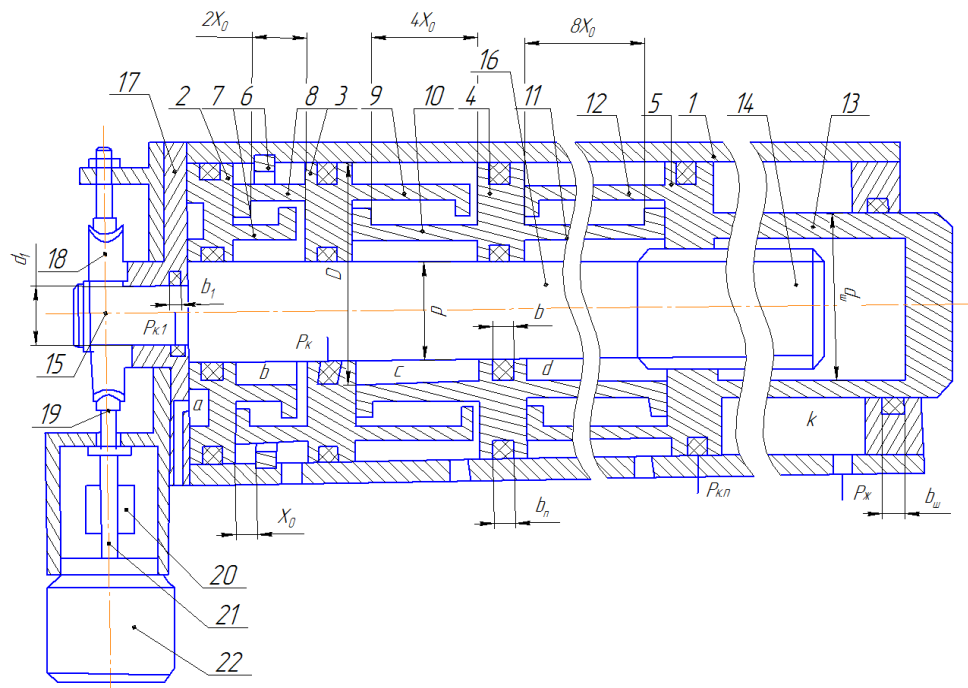


Рисунок 4 - Напівконструктивна схема ЦП поворотно-поступального руху [39]

Із наведеної нижче формули можемо визначити число позицій вихідного штока 13 ПЦД

$$N = 2^n .$$

Максимальна величина переміщення штока 13 ПЦД можемо вивести із формули:

$$X_{max} = X_0(2^n - 1),$$

де X_0 – рівень дискретності ПЦД

При надходженні n_{im} імпульсів ЕКД 22 перевіряє вихідний шток 13 на кут який можемо вирахувати із залежності:

$$\varphi = n_{im} \cdot \Delta\varphi \frac{K}{Z_q} ,$$

де $\Delta\varphi$ – дискретне значення ЕКД;

K - число заходових витків черв'яка 19;

Z_q - число наявних зубців черв'ячної шестірні 18.

Швидкість обертання вихідного штока 13 визначається по залежності

$$n_{ш} = \frac{K}{Z_q} \cdot n ,$$

де n - число опрацьованих імпульсів за хвилину.

При одночасному опрацюванні комбінацій керуючих сигналів ПЦД і імпульсів напруги ЕКД вихідний шток 13 здійснює складний рух – поступальний і обертовий. Свого роду такий рух вихідного штока 13 спокійно можна було б застосовувати, наприклад, при свердлуванні отворів, при загвинчуванні-вигвинчуванні гвинтів або при виконанні складальних робіт і т. ін.

Дослідження ПЦД дозволили виявити, що найбільше зусилля привод розвиває, коли тиск живлення подається в камеру d старшого розряду і визначається по формулі

$$P_{max} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{ш}^2) \cdot P_{ж} - f_{тер} \cdot \pi \cdot D \cdot b_{п} \cdot p_{к.п} \cdot z_{п} - \pi \cdot d_{ш} \cdot b_{ш} \cdot p_{к.ш} \cdot z_{ш} \cdot f_{тер} \quad 1.5$$

де $f_{тер}$ - коефіцієнт тертя ущільнень із корпусом;

$p_{к.п}$ і $p_{к.ш}$ – відповідно тиск який виникає через ущільнення поршня 5 і штока 13;

$z_{п}$ і $z_{ш}$ – мають значення кількості ущільнень які є на поршні 5 і штоці 13;

$b_{п}$ і $b_{ш}$ - відповідають значенням ширини контакту ущільнення поршня і штока;

D і $d_{ш}$ – набувають діаметральних розмірів поршня 5 і штока 13.

Також ми можемо спростити залежності (1.5) і для цього приймемо такі припущення:

$$d_{ш} = \frac{D}{\sqrt{e}};$$

$$b_{ш} = b_{п} = b; \quad z_{п} = z_{ш} = z; \quad p_{к.п} = p_{к.ш} = p_{к}.$$

А якщо ще й додати прийняті припущення формула (1.5) приймає вигляд

$$P_{max} = \frac{\pi}{8} D^2 \cdot P_{ж} - f_{тер} \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p_{к} \cdot z \left(1 - \frac{1}{\sqrt{e}}\right)$$

Також слід врахувати, що найменше статичне зусилля ПЦД має, тоді як стиснене повітря подається у камеру а молодшого розряду, а в цей момент камери старших розрядів b, c і d сполучені з тиском живлення

$$P_{max} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{ш}^2) \cdot P_{ж} - f_{тер} \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p_{к} \cdot z \left(n - \frac{d_{ш}}{D}\right) \quad 1.6$$

де n – число порядку розрядів (поршнів).

При наявності стисненого повітря в розрядних камерах а, b, с, d контактний тиск ущільнення на стінку циліндра визначається за формулою (1.7)

$$P_k = P_d + C \cdot P_{\text{ж}} \quad 1.7$$

де P_d - середній контактний тиск ущільнення на стінку циліндра, що виникає при монтажі гумового кільця на поршень де воно стискається;

C -коефіцієнт який показує силу передачі тиску, який лежить в межах 0,85-1,0 , при цьому якщо гума більш твердіша то вона буде мати менше значення коефіцієнту.

Середній контактний тиск гумового кільця який ми можемо вивести по залежності (1.8)

$$P_d = 1,25\varepsilon \cdot E \cdot 10^{-2}(\text{Па}) \quad 1.8$$

де $\varepsilon = \left[\frac{d_k - h}{d_k} \right] \cdot 100\%$ - степінь деформації кільця із гуми в процесі встановлення;

E -модуль який показує пружність гуми;

d_k - діаметральний розмір кільця;

h - глибина проточки під кільце.

Коефіцієнт для рухомих спряжень $\varepsilon=10\text{-}25\%$.

В процесі виникнення руху поршнів, ущільнення починають працювати в режимі змішаного тертя: сухого і в'язкого. Величина зусилля тертя ущільнень поршнів визначається приблизно по залежності

$$P_{\text{тер}} = f_{\text{тер}} \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p_k(H)$$

Максимальне число розрядів ЦД при заданих значеннях параметрів

визначається по залежності яка наведена нижче:

$$n = \frac{\frac{\pi}{4} (D^2 - d_{\text{ш}}^2) - P_{\text{min}}}{f_{\text{тер}} \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p_k \cdot z} - \frac{d_{\text{ш}}}{D}$$

$$n = \frac{\frac{\pi}{4} \left(0,05^2 - \left(\frac{0,035}{\sqrt{2}} \right)^2 \right) \cdot 0,5 \cdot 10^6 - 150}{0,2 \cdot 3,14 \cdot 0,004 \cdot 0,4 \cdot 10^6 \cdot 0,05} - \frac{0,035}{0,05} = 6,27(\text{розрядів})$$

В цьому випадку, при таких значеннях встановлених параметрів ПЦП може мати 6 розрядів.

Якщо так сталося, що в процесі вистоя коефіцієнт тертя збільшується і буде мати значення приблизно $f_{\text{тер}} = 0,8$, це буде означати, що число розрядів зменшиться до $n = 1$. І це призведе до того, що вихідний шток 13 буде рухатися тільки при подачі стисненого опвітря в камеру d .

При проведенні аналізу залежності (1.8) показує наступне, що статичне осьове зусилля пневматичного цифрового двигуна на пряму буде залежити як від діаметральних розмірів (циліндра і штока), так і від числа розрядів n , числа яке показує ущільнення і коефіцієнта відповідального за тертя. В цьому ж випадку, чим більше розрядних поршнів, тим менше треба буде затрачувати зусилля привода. Для того щоб зменшити втрати на зусилля тертя дуже важливо буде застосовувати ущільнення такі що мають малий коефіцієнт тертя, наприклад, гумова-фторопластові.

Розрахувати крутний момент, що від вала ЕКД 22 передається на вихідний шток 13 можна за наступною формулою:

$$M = M_{\text{ед}} \frac{d_{\text{д.ш}}}{d_{\text{д.ч}} \cdot t_{\text{д}}(\lambda + \rho)} - M_{\text{тер}},$$

де $M_{ед}$ - крутний момент що виникає на валу 21 електричного крокового двигуна;

$d_{д,ш}$ і $d_{д,ч}$ - розміри діаметрів ділильного кола шестерні 18 а також ділильного циліндра черв'яка 19;

λ – кут на який піднімається виток черв'яка по ділильному циліндру;

ρ – кут за якого виникає тертя;

$M_{тер}$ – сума всіх діючих моментів сил тертя ущільнень.

Також якщо ми нехтуємо втратами крутного моменту в черв'ячному зачепленні і також у кінематичній парі вал-кришка(відповідно 15 і 17) сумарний виникаючий момент зусилля тертя ущільнень можна вирахувати із наведеної залежності нижче:

$$M_{тер} = f_{тер} \cdot \pi [d_1 \cdot b_1 \cdot p_{к.1} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot z_1 + d \cdot b \cdot p_{к.2} \cdot \frac{d}{2} \cdot z_2 (n - 1) + \\ + D \cdot b_{п} \cdot \frac{D}{2} \cdot z_{п} \cdot p_{к.п} + b_{ш} \cdot d_{ш} \cdot p_{к.ш} \cdot \frac{d_{ш}}{2} \cdot z_{ш}], \quad 1.9$$

де b_1 – ширина контакту поверхні ущільнень діаметра d_1 ;

$p_{к.1}$ – контактний тиск поверхні ущільнень кришки 17;

z_1 і z_2 – відповідна кількість наявних ущільнень в кришці 17 і в розрядних поршнях, які ж в свою чергу спряжені із шліцьовим валом 14.

Якщо ж ми проаналізуємо то із залежності (1.9) впливає така залежність що крутний момент сил тертя як і статичне зусилля на пряму залежить від числа поршнів(розрядів) які знаходяться у пневматичному цифровому двигуні. У випадку збільшення числа поршнів (розрядів) втрати на тертя само собою будуть зростати, тобто буде зменшуватись ефективний крутний момент на валу.

В свою чергу цифровий привод поворотно-поступального руху, в конструкцію якого входить електричний кроковий двигун і пневматичний цифровий двигун який в свою чергу характеризується значним осьовим лінійним розміром виконавчого циліндра. І як ми можемо зробити висновки довжина такого циліндра приблизно втричі більша за найбільшу дозволenu величину переміщення вихідного штока, що значно впливає на конструкцію і обмежує їх область застосування в якості приводів з малою дискретністю (до 0,01мм) і в свою ж чергу значною величиною вильоту вихідного штока до (1000 мм і більше), а це є суттєвим недоліком.

Висновок. Розглянутий ЦПППР характеризується високою точністю позиціонування вихідного штока і забезпеченням як поступального, так і обертового руху вихідного штока. Недоліком такого привода є те, що він має значний осьовий габаритний розмір виконавчого циліндра, відсутня можливість регулювання швидкості гальмування, залежність статичного зусилля від числа розрядів. Все це понижує статичні і динамічні характеристики і можливість застосування в якості привода руки з осьовим переміщенням вихідного штока до 600...1000 мм і більше.

Але таких недоліків позбавлений цифровий привід поворотно-поступального руху, в конструкцію якого входить виконавчий(головний) циліндр, електричні крокові двигуни, та пристрої об'ємного гідравлічного дозування. По осі його габарити будуть досить значними і приблизно будуть дорівнювати величині максимального переміщення штока.

1.5 Цифровий привод поворотно-поступальної дії .(Патент України №124672 МПК (2006.01) F15 В 9/03 Бюл. №8, 2018 р.). Винахідники: М.А.Новік, В.Є. Дідовець, Животовський С.В.Цифровий[11]

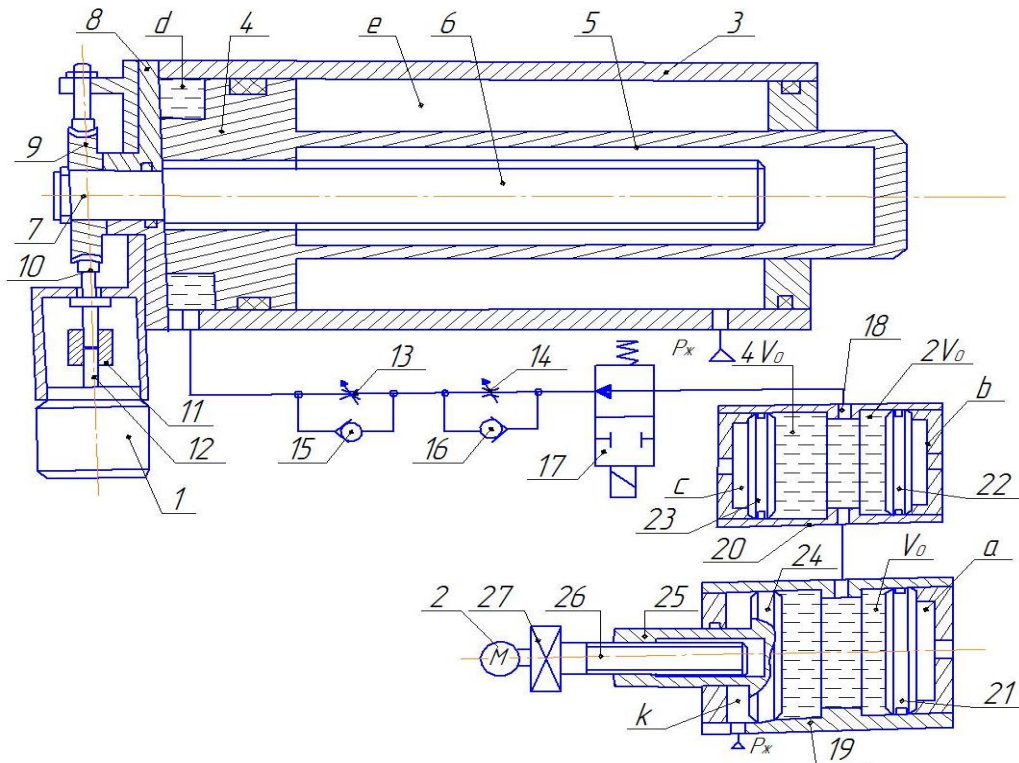


Рисунок.5 - Цифровий привод поворотно-поступального дії з гідравлічним цифровим дозатором[11]

На рис. 6. показаний цифровий привод поворотно-поступальної дії . (Патент України №124672 МПК (2006.01) F15 В 9/03 Бюлетень №8, 2018 р.). Винахідники: М.А.Новік, В.Є. Дідовець, Животовський С.В.Цифровий привод поворотно-поступального руху з гідравлічним цифровим дозатором

Цифровий привод поворотно-поступального руху з гідравлічним цифровим дозатором призначений для перетворення інформації двійкового і унітарного кодів в лінійний і обертовий рух вихідного штока. Привод складається з електричних крокових двигунів (ЕКД) 1 і (ЕКД) 2, виконавчого циліндра 3, в якому розміщенні поршень 4 разом із вихідним шток 5. Поршень 4 завдяки шліцям рухомо в осьовому напрямку спряжений з шліцьовим валом

6. Циліндричний хвостовик 7 шліцьового вала 6 виходить за межі кришки 8 і зчіплюється з черв'ячною шестірнею 9. Шестірня 9 зчеплюється з черв'яком 10. Вал черв'яка 10 з'єднаний муфтою 11 з вихідним валом 12 ЕКД1. Виконавчий циліндр 3, поршень 4 і шток 5 утворюються порожнину e , до якої підводиться тиск живлення $P_{\text{ж}}$. Гідравлічна порожнину d через дроселі 13, 14 зворотні клапани 15, 16 та розподільник 17 сполучена з вихідним каналом 18 гідравлічного об'ємного дозатора, який представлений в ролі циліндрів 19 та 20. В циліндрах 19,20 розміщені розрядні поршні 21, 22 і 23 з утворення розрядних камер a, b і c із загальним об'ємами V_0 , $2V_0$ і $4V_0$. В циліндрі 19 розміщений додатковий поршень 24 зі штоком 25 який кінематично через роз'ємне з'єднання гайка-гвинт 26 і разом із муфтою 27 з'єднаний з вихідним валом ЕКД 2. До камери k постійно підводиться живлення $P_{\text{ж}}$. [9].

В основі роботи такого цифрового приводу лягає наступний принцип. Визначаємо поворот вихідного штока 5 із залежності

$$\varphi = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \times \frac{K}{Z} \times n_{\text{ім}},$$

де $\Delta\varphi$ - дискретність ЕКД 1;

K -число заходів черв'яка 10;

Z -число зубців шестірні 9;

$n_{\text{ім}}$ - число імпульсів опрацьованих ЕКД 1.

Дискретність приводу (мінімальний кут повороту вихідного штока 5)

$$\varphi_0 = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \times \frac{K}{Z} \times 1$$

Швидкість обертання вихідного штока 5

$$n_5 = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \times \frac{K}{Z} \times n,$$

де n -оберти вала ЕКД 1.

Максимальний кут повороту вихідного штока 5 необмежений.

По осі рух вихідного штока 5 відбувається при подачі керуючих сигналів напруги на електричний кроковий двигун 2 і в той же момент відбувається підвод стисненого повітря до розрядних порожнин a , b і c об'ємного гідравлічного дозатора. До прикладу візьмемо, що при подачі n_{im} (керуючих імпульсів) напруги на той самий електричний кроковий двигун 2 і будемо надсилати комбінації керуючих сигналів 001 (у нашому випадку тиск живлення подається тільки у порожнину 21 молодшого розряду) і на виході будемо мати переміщення вихідного штока 5 яке буде визначатися по залежності:

$$X = \frac{D_d^2}{D_c^2} (X_0 \times \sum_{i=1}^n b_i \times 2^{i-1} + \frac{\Delta\varphi}{360^0} \times n_{im} t_r * K),$$

де $\Delta\varphi$ - дискретність ЕКД 2;

n_{im} - число опрацьованих ЕКД 2 імпульсів;

t_r - крок гвинта 26;

i - порядковий номер поршня розрядного дозатора;

D_d - діаметр поршня 21 дозатора;

D_c - діаметр поршня 4 циліндра 3;

X_0 - переміщення поршня 21;

K - число заходів гвинта 26.

Дискретність ЦП

$$\Delta X = \frac{D_d^2}{D_c^2} \left(\frac{\Delta\varphi}{360^0} \times t_r * K \right)$$

Максимальна величина переміщення вихідного штока 5

$$X_{max} = \frac{D_d^2}{D_c^2} (X_0 (2^n - 1) + \frac{\Delta\varphi}{360^0} \times n_{im,max} \times t_r * K)$$

Максимальна кількість лінійних позицій вихідного штока 5

$$N = \frac{x_{max}}{\Delta x} = \frac{D_{ц}^2}{D_{ц}^2} (X_0 (2^n - 1) + \frac{\Delta \varphi}{360^0} \times n_{им, max} \times t_{г.} * K) /$$

$$/ \frac{D_{ц}^2}{D_{ц}^2} (\frac{\Delta \varphi}{360^0} \times t_{г.} * K) = (X_0 (2^n - 1) + \frac{\Delta \varphi}{360^0} \times n_{им, max} \times t_{г.} * K) / (\frac{\Delta \varphi}{360^0} \times t_{г.} * K).$$

Висновок. Розглянутий цифровий привод поворотно-поступального руху з гідравлічними дозаторами характеризується, незначним осьовим габаритним розміром виконавчого циліндра, значним переміщенням вихідного штока, малою дискретністю як лінійного переміщення вихідного штока, так і кутового повороту. але поряд з цим у такого привода відсутня можливість компенсації втрати рідини, що понижує точність позиціонування вихідної ланки. Привод не забезпечує інтенсивне гальмування при виході вихідного штока в задану позицію. Все це обмежує застосування таких приводів в якості рук промислових роботів і приводів повороту колони. В магістерській дисертації розглядаються оригінальні багатопозиційні приводи з цифровим керуванням, які характеризуються малою дискретністю значною величиною переміщення вихідної ланки, простотою конструкції, високою швидкодією і високою точністю, в них забезпечене як регулювання в широкому діапазоні швидкості руху вихідної ланки, так і надійне гальмування в кінці руху.

Загальний висновок по патентному аналізу

Зробивши огляд по представленим патентам, а саме по патентам №66811, №124672, №122499 було виявлено недоліки, а саме те, що у них при перемиканні розрядних камер інколи можуть виникати лишні, недопустимі рухи вихідного штока так звані «викиди» і «провали». А також це впливає на те що в таких приводах неможливо забезпечити систему інтенсивного гальмування при підході вихідного штока до заданої позиції. Також слід зазначити, що приводи по патентам №66811 і №128599 являють дуже складну конструктивну частину виконавчого(головного) циліндра. Всі вище перераховані недоліки значно обмежують область застосування таких багатопозиційних приводів поворотно-поступальної дії в ролі

виконавчих(головних) приводів рук промислових роботів-маніпуляторів, верстатів і в інших пристроях з числовим програмним керуванням

В магістерській дисертації в якості привода руки ПР прийнята оригінальна конструкція «Цифровий привод поворотно-поступальної дії» по Патенту України №150054 МПК (2006.01) F15 В 9/03 Бюл. №52, 2021 р.). Винахідники: Новік М.А., Іващенко М.В., Савичев А.В.

2. КОМПАНОВКА РОБОТО-ТЕХНІЧНОГО КОМПЛЕКСУ

2.1 Розробка принципової схеми «промислового робота «М.А.Н-В»

На рис.7 показана принципова схема робото-технічного комплексу М.А.Н-В.

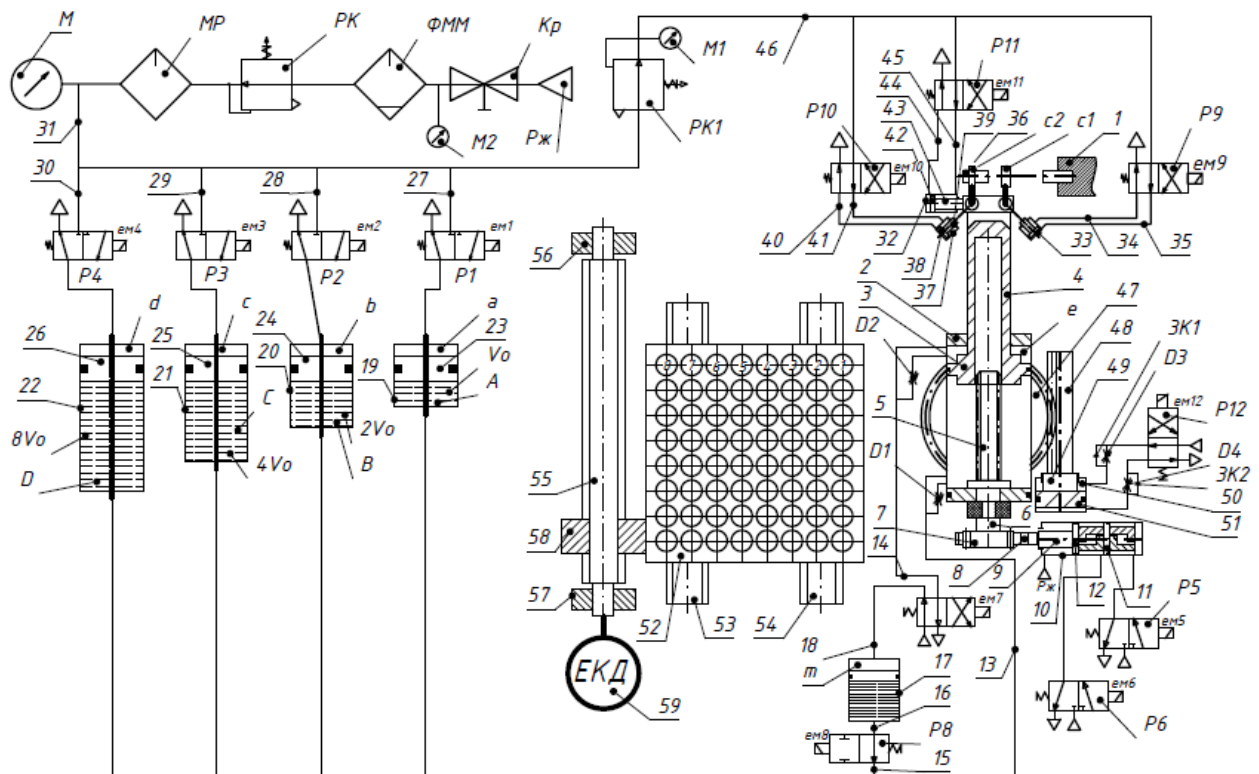


Рисунок 7 - Принципова схема МАН-В

Промисловий робот МАН-В використовується для автоматизації процесу обробки деталей на токарному або свердлильному верстаті із ЧПУ. Автоматизований комплекс складається із токарного/свердлильного верстату (на схемі верстат не показано), але показано затискний патрон 1. Промисловий робот складається із маніпулятора, магазину із заготовками та апарату керування.

Принципова схема МАН-В складається із затискного патрона (токарного верстата) 1, руки-маніпулятора, який в свою чергу складається з пневмогідравлічного привода руки, затискного механізму кисті, приводу оберта руки робота, та приводу який забезпечує покрокове переміщення заготовок. Привод руки складається із виконавчого циліндра 2, поршня 3 і вихідного штока 4. В осьовій розточці поршня 3 і штока 4 концентрично розташований вал із шліцями 5, який на осі спряжений із поршнем у якого на внутрішній частині поршня нарізані відповідні шліци 3. Хвотовик 6, шліцевого вала 5 виходять крізь задню кришку циліндра 2 і зубчасте колесо 7 і зубчасту рейку 8, що утворюють кінематичну пару разом із валом 9, який встановлений в дворозрядному цифрового двигуна 10, в свою чергу там утворюються робочі камери a_1 і b_1 в яких встановлені поршні l_1 і l_2 які забезпечують переміщення в залежності від розряду S_0 і $2S_0$. В штокову камеру C_1 цифрового двигуна 10 постійно підводиться тиск живлення $P_{жс}$. Тиск живлення до розрядних камер a_1 і b_1 підводиться відповідно через пневматичні розподільники P_5 і P_6 . Встановлені у головному циліндрі 2 поршень 3 і вал 4 являють собою робочі камери e і f , до яких по трубопроводу 13 і 14 підводиться тиск живлення з дроселями D_1 і D_2 . Тиск живлення $P_{жс}$ від розподільника P_7 підводиться до каналу 14. Канал 13 з'єднаний з вихідним каналом 15 гідравлічного розподільника P_8 . Вхідний канал 16, якого з'єднаний з гідравлічною камерою акумулятора 17, до камери з рідиною m в яку подається рідина під тиском по каналу 18 від розподільного пристрою P_7 . Рідина під тиском заходить до камери f основного циліндра 2 по направляючому каналу 13 заживлюється від робочих камер із рідиною A, B, C, D , рідинних об'ємних дозаторів 19, 20, 21 і 22. Розміщені в дозуючих пристроях 19, 20, 21 і 22 відповідні розрядні поршні 23, 24, 25 і 26 утворюють розрядні пневматичні камери a, b, c і d і камери із рідиною з об'ємами $V_0, 2V_0, 4V_0$, і $8V_0$. Пневматичні розрядні камери a, b, c і d гідродозатора з'єднані з вихідним каналом розподільників із пневматичним принципом роботи P_1, P_2, P_3 і P_4 . Рідина під тиском $P_{жс}$ до вхідних каналів 27, 28, 29 і 30 розподільних пристроїв P_1, P_2, P_3 і P_4 з'єднується по каналу 31 від

блока накопичення повітря. Блок накопичення повітря складається із фільтра вологивідокремлювача ΦBV , редукційного клапана PK , маслорозподільвача MP Манометра M і краном Kp .

До вихідного штока 4 кріпиться кисть руки, яка складається із схватів C_1 і C_2 і циліндра зсуву схватів 32. До схвату C_1 тиск живлення подається від пневматичного розподільника P_9 . Захвачування деталі схватом C_1 здійснюється циліндром 33, канали які виходять із його робочих камер (штокової і поршневої) підключені до вихідних каналів 34 і 35 розподільника P_9 . Затиск і розтиск заготовки 36 схватом C_2 приводиться в дію за допомогою камери закритого типу 37 яка являє собою поршень 38 і шток 39. Із поршня 38 і штока 39 утворюється поршнева і штокова камери, які каналами 40 і 41 підводяться до каналів пневмо розподільника P_{10} . Розміщені в циліндрі зсуву схватів 32 поршень 42 і шток 43 представляють собою камери для поршня і штока, які каналами 44 і 45 зв'язані із вихідним каналом пневмо-розподільника P_{11} . Тиск живлення до розподільників P_9 , P_{10} і P_{11} підходять по каналу 46 від редукційного клапана PK_1 і налаштовується по манометру M_1 . Поворот схвата (циліндра 2) здійснюється передачею шестерня-рейка. Шестерня 47 прикріплена до штока 49 циліндра 50. Поршень 51 і шток 49 що знаходяться в циліндрі 50 утворюють герметичні камери, поршкову і штокову, які через дроселі D_2 і D_3 зі зворотними клапанами $3K_1$, і $3K_2$ під'єднані до вихідних каналів пневматичного розподільника P_{12} .

Магазин 52 із заготовками встановлений на напрямних 53, 54, крок розміщення заготовок(деталей) l . Переміщення магазину із заготовками 52 по напрямних здійснюється за допомогою гвинта і гайка. Конструкція являє собою гвинт 55 який закріплено на опорах 56 і 57, а гайка 58 приварена до плити магазину 52, електричний кроковий двигуна (ЕКД) 59 обертає гвинт 55.

Принцип роботи робото-технічного комплексу. У початковому положенні готова деталь затиснута в патрон 1 токарного верстата, верстат зупинено. Всі електричні магніти розподільників $P_1 \dots P_{12}$ знеструмлені. Дозатори 19...22 і

аккумулятор 17 наповнені рідиною. Вихідний шток 4 схвату видвинутий, при чому вісь заготовки 36 співвісна з віссю затискного патрона токарного верстата. Заготовка 36 затиснута схватом C_2 , схват C_1 розтиснутий. Магазин із заготовками займає вихідне положення. Електричний кроковий двигун (ЕКД) 59 знеструмлений. Першу заготовку із магазину вилучено (знаходиться в схваті C_2), тобто в першій позиції магазина ($x=0, y=0$) ячейка пуста.

Розглянемо по тактах як відбувається процес розвантаження і завантаження верстата заготовками(деталлями).

Такт 1. На електромагніт EM_{11} розподільника P_{11} подається напруга, який перемикається ліворуч і тиск який подається від перемикаючого пристрою поступає в камеру із поршнем циліндра здвигу 32. Знаходячись під тиском в камері з поршнем схвати C_1 і C_2 переміщуються праворуч (за кресленням). У той же момент схват C_1 переміщується в позицію де здійснює затиск обробленого матеріалу.

Такт 2. Надходить команда і відбувається розтиск губок в патроні 1.

Такт 3. Вмикається EM_9 розподільного пристрою P_9 , від чого розподільний пристрій перемикається і поступає рідина під тиском в штокову камеру циліндра, а камера із поршнем з'єднується з атмосферою. В наслідок цього деталь стискається схватом C_1 .

Такт 4. Подається команда на знеструмлення електромагніта EM_{11} розподільника P_{11} , який перемикається і тиск живлення подається в штокову камеру циліндра 32, шток 43 зі схватами C_1 і C_2 проворачується в ліву сторону. Оброблена деталь вивільняється із патрона 1.

Такт 5. Підводиться команда на електромагніти EM_5 і EM_6 розподільних пристроїв P_5 і P_6 які переключаються і тиск поступає в циліндр 10 де знаходяться камери a і b при цьому шток 4 зі схватами C_1 і C_2 повертаються на 180° .

Такт 6. Подається живлення на EM_{11} розподільника P_{11} , Який перемикається і тиск подається в поршневу камеру циліндра 32. В цей же момент шток 43 зі схватом C_1 і C_2 здвигається праворуч і заготовка 36 досилається в патрон 1.

Такт 7. Після встановлення заготовки в патроні в цей же момент подається команда на затиск патрона верстата і на розтискання схвата C_2 , тобто на електромагніт EM_{10} розподільника P_{10} .

Такт 8. Подається команда на відключення EM_{11} який перемикається, тиск подається в камеру зі штоком циліндра 32, при цьому шток 43 переміщується ліворуч і схват 4 відводиться від патрону.

Такт 9. Подається живлення на EM_7 розподільника P_7 , який змінює положення і повітря під тиском поступає в камеру e , а тиск з камери f витісняється в акумулятор 17 і в гідро-камери дозаторів 19...22. В кінці переміщення, рух штока 4 сповільнюється дроселем D_1 . Після того як схвати відвели від лінії шпинделя то подається команда увімкнення токарного верстата верстата.

Такт 10. Припиняється подача струму до EM_5 розподільника P_5 , при цьому камера a циліндра 10 під'єднується до атмосфери, шток 9 з рейкою 8 переміщується праворуч і повертають вихідний шток із схватом на кут 90° .

Такт 11. Заживлюється EM_{12} розподільника P_{12} , який перемикається і тиск подається в камеру з поршнем, циліндра 50. В цей момент поршень 49 з рейкою 48 переміщується ввєрх за кресленням і повертають кисть на 90° . При цьому швидкість повороту можна регулювати дрослем D_1 .

Такт 12. Заживлюється EM_1 розподільника P_1 і на EM_8 розподільника P_8 , який змінює положення і тиск поступає в камеру a гідро-дозатора 19, при цьому рідина під тиском витісняється у камеру f циліндра 2 і вихідний шток 4 зі кистю переміщуються в першу позицію де і відбувається розвантаження деталі на величину l_1 .

Такт 13. Заживлюється EM_{11} розподільника P_{11} , який пересувається в ячейку магазину.

Такт 14. Заживлюється EM_9 , деталь розтискається і залишається в ячейці магазину.

Такт 15. Знеживлюється EM_{11} розподільника P_{11} , який перемикається і затискачі переміщуються ввєрх;

Такт 16. Заживлюється EM_2 розподільника P_2 і знеструмлюється EM_1 розподільника P_1 у цей ж момент розподільник e перемикається і під тиском рідини об'ємом V_0 перетікає в камеру f циліндра 2. При цьому вихідний шток 3 зажимами переміщується на крок l_1 ;

Такт 17. Заживлюється EM_{11} розподільника P_{11} . При цьому схват C_1 переміщується вниз в позицію яка дозволяє затиснути заготовку;

Такт 18. Заживлюється EM_9 і обрана заготовка зажимається;

Такт 19. Поступає команда на вимикання на EM_{11} розподільного пристрою P_{11} , стиснене повітря подається в штокову камеру циліндра 32, і обрана заготовка переміщується в ячейку ввєрх;

Такт 20. Знеструмлюється EM_2 розподільника P_2 і заживлюється EM_7 . При цьому шток 4 встає у своє первісне положення;

Такт 21. Припиняє свою роботу EM_{12} . У цей момент рука(вихідний шток зі схватом) переміщується у первісне положення. Швидкість повороту змінюєм дроселем D_4 ;

Такт 22. Відключаються EM_8 і EM_7 розподільників P_8 і P_7 . В цей ж момент схвати C_2 і C_1 переміщуються паралельно до осі шпинделя. Швидкість гальмування задаємо дроселем D_2 ;

Такт 23. Токарний верстат припиняє обробку деталі і відводяться супорти;

Такт 24. Може бути здійснено після такту 23. Тобто після закінчення виготовлення деталі. Переміщення магазину на задану величину (на один крок) з деталями на може здійснюватися після вилучення із ячейки заготовки влюбий із моментів.

Висновок: Запропонований РТК, М.А.Н-В, дозволяє обслуговувати токарний верстат як при односторонній обробці деталі, так і при потребі перевернути заготовку для обробки її з другої сторони. Маніпулювання двома тілами (деталлю і заготовкою) дозволяє суттєво скоротити час завантаження-розвантаження верстата.

2.2 Структурна схема робота

На рис.8 зображено структуровану схему яка дає розуміння послідовності рухів при завантаженні і розвантаженні патрона токарного верстата.

На показаній структурованій схемі можна побачити багатопозиційний циліндра 1, в якому рухається поршень 2 зі штоком 3, які утворюють розподільчі камери a і b . Вихідний шток 3 може рухатися як покроково з кроком X_0 , так і всю величину переміщення, тобто x_{max} . На штоці 3 закріплені 2 затискачі 4 і 5. Затискач 4 маніпулює з деталлю 6, а затискач 5 маніпулює із заготовкою 7. Затискач 4 і 5 закріплені на штоці 3 таким чином, що він може виконувати проворот навколо осі штока на 90° і 180° . Виконавчий циліндр 1 закріплений на одній осі із шестернею 8, яка із зубчастою рейкою 9 утворює кінематичну пару, яка прикріплена до штока 10 чотирьохпозиційного циліндра 11. Всередині циліндра 11 розміщуються послідовно поршні 12 і 13 з відповідними ходами S_1 і S_2 . Поршні 12 і 13 створюють робочі камери v , z і d . Необроблена заготовка 5 встановлюється і затискається для подальшої обробки в затискному патроні 14. Заготовки 5, що ще не були оброблені розміщуються послідовно в магазині 15 з кроками x_0 і y_0 . Зміщення магазину по координаті y

здійснюється завдяки електричному кроковому двигуну (ЕКД) 16. Переміщується магазина 15 із заготовками на потрібний крок завдяки гвинтовій парі - гайкою 17, яка закріплюється до основи магазину і гвинтом 18, що завдяки муфті 19 з'єднується із вихідним валом 20 ЕКД. Основа магазину 15 представляє собою рухому пару, що забезпечує її рух по координаті y і встановлена на напрямних 21 і 22.

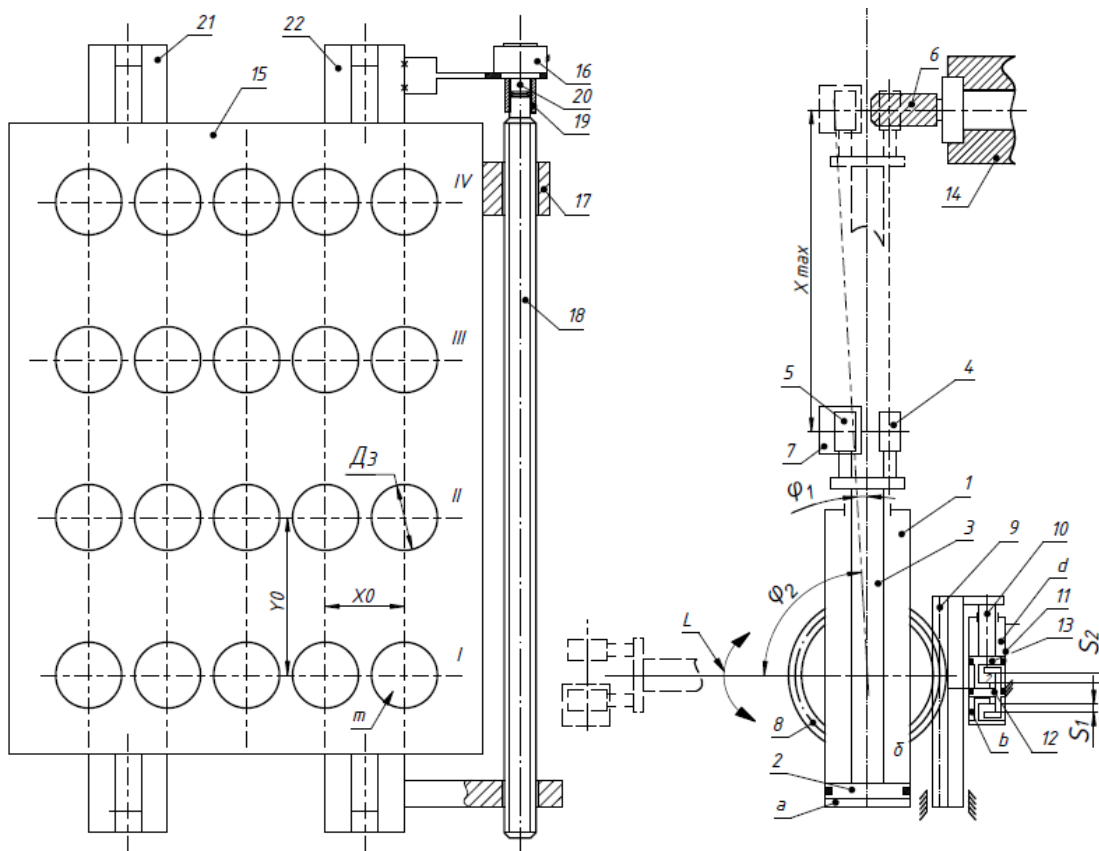


Рисунок 8 - Структурна схема робота

Розглянемо послідовність роботи виконавчих елементів робота і верстата. Вихідним положенням рахується коли оброблена деталь b затиснута в патроні 14. Стиснене повітря подається до камери b циліндра 1 і до камери a циліндра 11. Не оброблена деталь 7 затиснута схватом 5. Заготовки 5 послідовно розміщені в магазині 5, ЕКД знеструмлений. Схат 4 розтиснутий.

Такт 1. Стиснене повітря підводиться до герметичної камери *a* виконавчого циліндра 1, а штокова камера *б* Під'єднується до атмосфери, в цей момент схвати 4 і 5 рухаються вгору (за кресленням) на величину x_{max} тобто зміщуються на одну лінію із патрона 14;

Такт 2. Подаються сигнали на схват 4 і патрон верстата 14 при цьому захватний пристрій 4 оброблена деталь *b* затискується, а патрон 14 розтискує нашу деталь;

Такт 3. Подається Стиснене повітря в камеру *в* циліндра 11, в цей момент шток 10 з зубчастою рейкою 9 рухаються вгору попутно повертаючи шестерні 8 з циліндром 1 на кут φ_1 . Таким чином деталь *в* вилучається з патрона 14;

Такт 4. Поступає команда на поворот штока 3 на 180° також в цей момент схвати 4 і 5 теж повертаються на 180° ;

Такт 5. Камера *б* циліндра 11 під'єднана до атмосфери при цьому рейка 9 рухається вниз і повертає шестерню 8 разом із циліндром 1 по годинниковій стрілці на кут φ_1 ;

Такт 6. Після того як наша заготовка буде перевернута на кут φ_1 вона знову буде встановлюватися в отвор затискного патрона 14;

Такт 7. В патрон поступає команда на затиск заготовки 7 і на розтискання схвата 5;

Такт 8. Стиснене повітря поступає в камеру *б* циліндра 1, а камера *a* під'єднана до атмосфери. В цей момент зажимні пристрої 4 і 5 переміщуються в крайнє початкове розташування;

Такт 9. Починає подаватися живлення на верстат;

Такт 10. Подається тиск в камеру *б* і *г* циліндра 11, також шток з рейкою 9 зміщуються на величину $S_1 + S_2$ і обертають циліндр 1 зі схватом 4 і 5 на кут $\varphi_2 = 90^\circ$;

Такт 11. Командою ми повертаємо шток 3 на 90° із схватними пристроями, навколо осі;

Такт 12. Подається команда яка розтискує пристрій схвату 4 і деталь потрапляє у лоток прийому готових виробів (на схемі лоток не зображено).

Такт 13. Поступає команда у виконавчий циліндр 1, повітря під тиском від об'ємного дозатора (на рисунку не показаний) надходить до камери *a* і захватні пристрої 4 і 5 переміщуються ліворуч займаючи позицію *m* де розміщені заготовки в магазині;

Такт 14. Затисний пристрій 5 знаходиться над заготовкою в позиції *m*, в цей момент поступає команда на шток 3 і він провертається на 180° ;

Такт 15. Поступає команда і схватний пристрій 5 опускається вниз до заготовки;

Такт 16. Після попускання схватного пристрою 5 вниз поступає команда на затиск заготовки;

Такт 17. Задається команда на підйом схватного пристрою 5 від гнізда разом із обраною заготовкою;

Такт 18. У виконавчий циліндр на шток 3 надходить команда на поворот на 90° , при цьому схватні пристрої теж провертають на 90° у горизонтальне положення;

Такт 19. Поєднуючись з атмосферою, камера відводить виконавчий циліндр із схвати від магазина із заготовками;

Такт 20. Надходить команда у циліндр 11 до камери *b* і *g* які підключаються до атмосфери і схвати повертаються за годинниковою стрілкою у положення, яке було на початку.

Після використання послідовної виборки заготовок з ряду I - I (першої позиції магазина) використовується команда на переміщення стола 15 на величину y_0 , тобто на наступний крок. Окрім цього напруга буде подаватися на

кроковий електричний двигун (ЕКД) 16. Величина переміщення стола 15 окреслюється по залежності:

$$y_0 = \frac{\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_2 \cdot K \cdot n_{\text{ім}}$$

де φ_0 – дискретність ЕКД 16 (кут провертання вихідного вала 20 при поступанні 1-го імпульса напруги, що використог на обмотки ЕКД); t_2 – крок гвинта 18; K – число заходів гвинта 18; $n_{\text{ім}}$ – 1 імпульс напруги.

Швидкість руху платформи магазинка визначається по формулі:

$$v_M = n \cdot t_2 \cdot K$$

де n -оберти вала 20 ЕКД (оберти гвинта 18).

При заданому кроці переміщення магазину y_0 число необхідних імпульсів, які подаються на обмотки ЕКД можна визначити пза допомогою залежності:

$$n_{\text{ім}} = \frac{360^\circ}{\varphi_0} \cdot \frac{y_0}{t_2} \cdot K$$

В процесі обробки, коли заготовки в магазині 15 закінчились, поступає команда на іншу сторону ЕКД і магазин повертається у початкове положення.

З аналізу циклограми можемо зробити висновок, що такти з 10 по 20 відбуваються в процесі обробки заготовки верстатом. Через це, операція (неробочий час) регламентується виконанням тактів 1-8. Найбільше по часу займає переміщення схватних притсроїв з початкового положення до патрона і назад, так як ці переміщення значні можуть бути до 1000мм. Тому для економії часу підводу-відводу у виконавчому циліндрі шток 3 повинен рухався з максимально можливою швидкістю, а в кінці свого переміщення інтенсивно гальмувався.

Висновок: Проектування схватних пристроїв із приводом поворотно - поступальної дії на одному штоці приводу двох захватних пристроїв допомагає значно оптимізувати час на перезавантаження верстата, що дає змогу краще

використовувати продуктивність обробки деталей з програмним керуванням на токарному верстаті.

2.3 Рука промислового робота

При аналізі об'єднання приводу руки буде зрозуміло які рухи вона буде виконувати під час завантаження-розвантаження токарного верстата.

На рис.9 представлена схема рухів руки. На схемі зображено виконавчий циліндр 1, в який встановлено поршень 2 із вихідним штоком 3, до якого прикріплено схват з полюсом затиску «А». Поршень 2 і шток 3 являють собою поршневу камеру a і штокову b . До штокової камери b підводиться стиснене повітря $P_{ж}$ від пневматичного розподільника ПР по каналу 4. До поршневої камери a тиск живлення підводиться від розподільника ПР по ланцюгу канал 5 пневмокамер a з акумулятора Ак, гідравлічна камера d , канали 6, 7, гідравлічний розподільник Гр, канал 8. Рідина поступає по каналу 9 до камери a від гідропневматичного об'ємного цифрового дозатора 10. Дозатор 10 являє собою пристрій в якому встановлені циліндри 11, 12, 13 і 14 які в свою чергу розміщені таким чином, що з утворюють пневматичні розрядні камер a_1, b_1, c_1, d_1 і гідропневматичні камер e_1, f_1, k_1 і m_1 які виконують свою роль завдяки розрядним поршням 15, 16, 17 і 18. Утворені розрядні гідропневматичні камери e_1, f_1, k_1 і m_1 відповідно мають об'єми рідини $V_0, 2V_0, 4V_0$, і $8V_0$. Гідропневматичний акумулятор Ак складається із поршня 19 з пружиною 20. Об'єм рідини в акумуляторі АК дорівнює V .

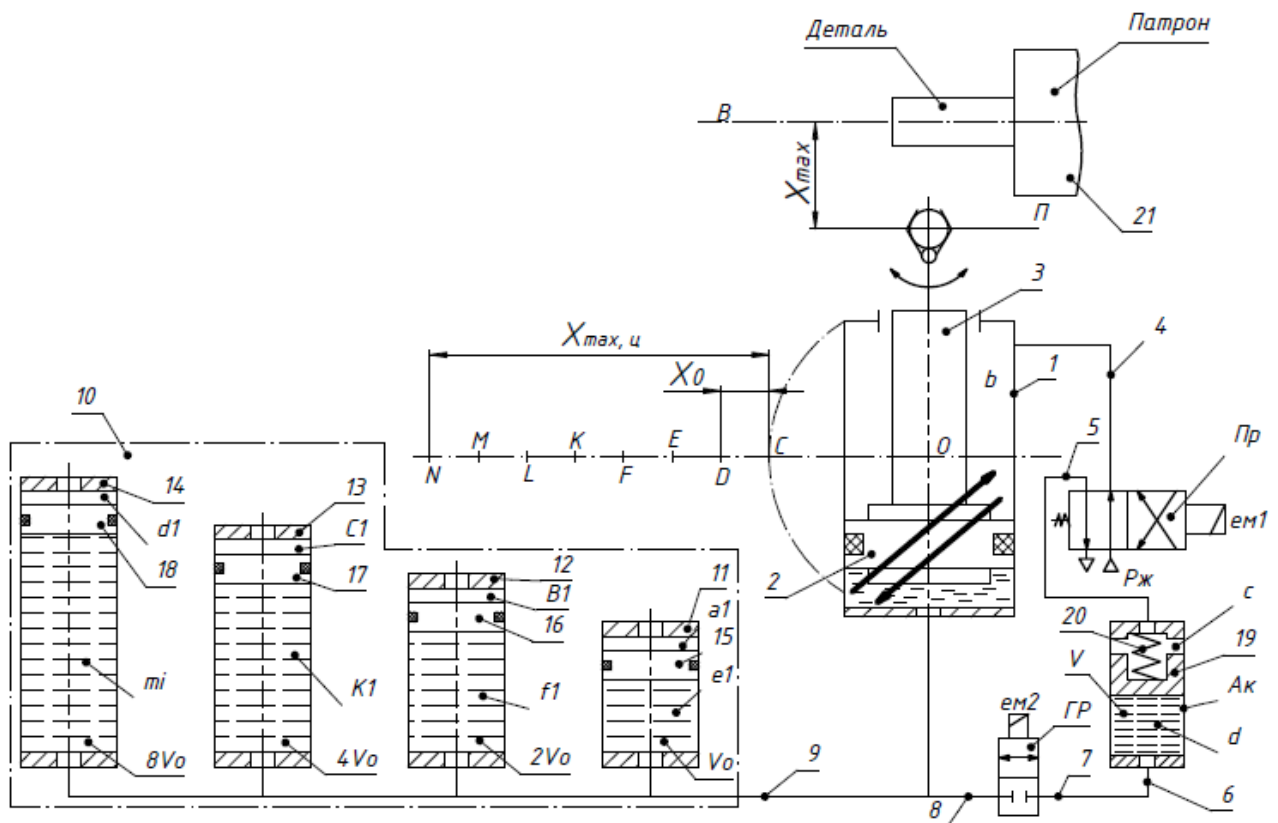


Рисунок 9 - Принципова схема рухів руки

Осьова лінія патрона 21 розміщена на відстані x_{max} від полюса $П$. На прямій CN з кроком X_0 знаходяться заготовки.

Працює рука робота наступним чином. У початковому положенні електромагніти $ЕМ_1$ і $ЕМ_2$ розподільників $ПР$ і $ГР$ не наділені струмом, розрядні камери дозаторів a_1, b_1, c_1 , і d_1 по'єднанні з атмосферою, до камери $в$ циліндра 1 підведений тиск живлення $Рж$ від розподільника $ПР$, камера $с$ акумулятора $Ак$ з'єднана з атмосферою. Камера $а, б, е_1, ф_1$, і $т_1$ заповнені рідиною. При дії тиску в камеру $в$, у виконавчому гідроциліндрі, поршень 2 разом із штоком 3, а також в пневмо-гідроциліндрі розрядні поршні 11, 12, 13, 14 і поршень 19 займають початкове (верхнє) положення. При подачі сигналу на електромагніти $ЕМ_1$ і $ЕМ_2$ розподільних пристроїв $ПР$ і $ГР$ вони перемикаються і вміст під тиском $Рж$ із акумулятора $Ак$ через розподільник $ГР$ надходить в камеру $а$, а камера $в$ через розподільник $ПР$ поєднується з

атмосферою. При цьому початковий шток 3 з полюсом «С» піднімається вгору (за кресленням) на величину $x_{\max}$, тобто полюс «С» зміщується на вісь патрона (шпинделя) 1. Живлення під дією тиску $P_{ж}$ в камері виконавчого гідроциліндра в поршень 2 зі штоком 3 переміщається в положення нижче, що призводить до гальмування (поршня з вихідним штоком 3). Після цього задається команда на поворот циліндра 1 на 90° (привід поворота не показаний). За наступні наші кроки, ми повертаємо вісь штока на 90° тим самим його розташування знаходиться на прямій з розміщенням заготовлених деталей в магазині. Для захвата заготовки (деталі) в 1 позиції D треба щоб полюс «С» захватного пристрою змістився вліво на величину CD . Для того щоб початковий шток 3 перемістився на величину CD в ліво слід задати комбінацію сигналів які є керуючими 0001 на цифровий дозатор 10, тобто тиск живлення подається в камеру a_1 циліндра 11. При цьому початковий шток переміщується ліворуч на величину CD , а об'єм рідини V_0 витісняється в камеру a циліндра 1. В цей момент поступає команда на захватні пристрої (захватний пристрій не показаний на схемі) і вони зажимають заготовку. Як заготовка була затиснена з камери першого розряду a_1 випускається стиснене повітря і шток 3 передвигається на величину DC (у вихідне положення) праворуч, при цьому рідина із камери a витісняється в камеру e_1 циліндра 11. Після цього поступає команда на електромагніти EM_1 і EM_2 розподільних пристроїв PP і GP , які змінюють положення і рідина під тиском $P_{ж}$ із камери d акумулятора $Ак$ поступає в камеру a виконавчого циліндра 1. Подається стиснене повітря в камеру a вихідний шток 3 рухається на вісь шпинделя (патрона 21). Гальмування штока 3 відбувається в кінці. Після того як заготовка закріплюється в патрон цикл повторюється, але уже заготовка береться в позиції E . При цьому на дозатор буде подана комбінація керуючих сигналів 0010, і в камеру e_1 гідравлічного дозатора буде подано тиск живлення.

Режими роботи привода руки. Привод руки може використовуватись в двох режимах. У випадку, коли переміщення до лінії шпинделя $x_{\max}$ відповідає переміщенню $x_{\max}$, ц. При однаковому значенні цих переміщень виникає

необхідність в акумуляторі A_k і гідравлічному розподільнику ГР. Для переміщення штока 3 на величину $x_{\max}$ слід на гідравлічний дозатор подати комбінацію сигналів які будуть керуючими 1111, тобто стиснене повітря подається у всі розрядні камери a_1 , b_1 , c_1 і d_1 . Також необхідно долучати додатковий пристрій, що б компенсувати втрати рідини.

Коли переміщення до патрона буде більше за переміщення розташування заготовок, тобто коли $x_{\max} > x_{\max,ц}$ буде використовуватися другий режим роботи.

Прикладом є цифровий привод з роздільністю $x_0=32$ мм і числом розрядів $n=4$ має найбільшу величину переміщення

$$x_{\max}=x_0(2^n-1)=32(2^4-1)=32 \times 15=480(\text{мм}).$$

А розташування до патрона $x_{\max}=520\text{мм}$.

Для виконання такого переміщення слід щоб привод мав n_1 розрядів, тобто:

$$n_1 = \frac{l_n(\frac{x_{\max} + x_0}{x_0})}{l_n 2} = \frac{l_n(\frac{520 + 32}{32})}{l_n 2} = \frac{l_n 17,25}{l_n 2} = 4,10855(\text{розрядів})$$

Приймаємо $n_1=5$ розрядів.

Тобто слід використати п'ятирозрядний дозатор, замість чотирьохрозрядного.

При цьому максимальне переміщення:

$$x_{\max,5} = x_0(2^n - 1) = 32 \cdot (2^5 - 1) = 32 \cdot 31 = 992(\text{мм})$$

Таким чином на противагу циліндра з ходом 480мм слід брати з ходом 992мм.

В таких випадках беруть циліндр з ходом 520мм, що б зменшити його габарити, а до чотирьохрозрядного дозатора добавляють ємкість об'ємом

$$V_g = V_{\Sigma} \cdot \frac{x_{max}}{x_{max,ц}}$$

Де V_{Σ} – сумарний об'єм чотирьохрозрядного дозатора.

$$V_{\Sigma} = V_0(2^n - 1)$$

Де V_0 – мінімальний об'єм дозатора молодшого розряду.

Висновок: При процесі надання найвигідніших характеристик рухів руки робота, коли $x_{max} > x_{max,ц}$ до уваги не брались які схвати використовуються і які рухи вони виконують. Аналіз адресований осьовому габаритному розміру виконавчого циліндра 1. Як приклад показано, що для правильного забезпечення переміщення на 520мм дискретність 32мм необхідно використовувати чотирьохрозрядний гідродозатор і додаткову ємність рідини. Через це довжина виконавчого циліндра зменшується на $x = x_{max,ц} - x_{max} = 992 - 520 = 472(\text{мм})$, що буде слугувати зменшенням зони роботи.

2.4 Принципова схема приводу руки робота

На рис. 10 показана принципова схема приводу руки робота.

Для завантаження-розвантаження токарного верстата заготовками і деталям використовують привод руки робота (ПР), який забезпечує послідовну виборку заготовок із магазину, доставку їх до затискного токарного верстата, вилучення оброблених деталей і постановки їх в магазин. Для виконання поставлених цілей привод руки робота складається із виконавчого гідроциліндра, поворотного цифрового дозатора, роздільної та регулюючої апаратури.

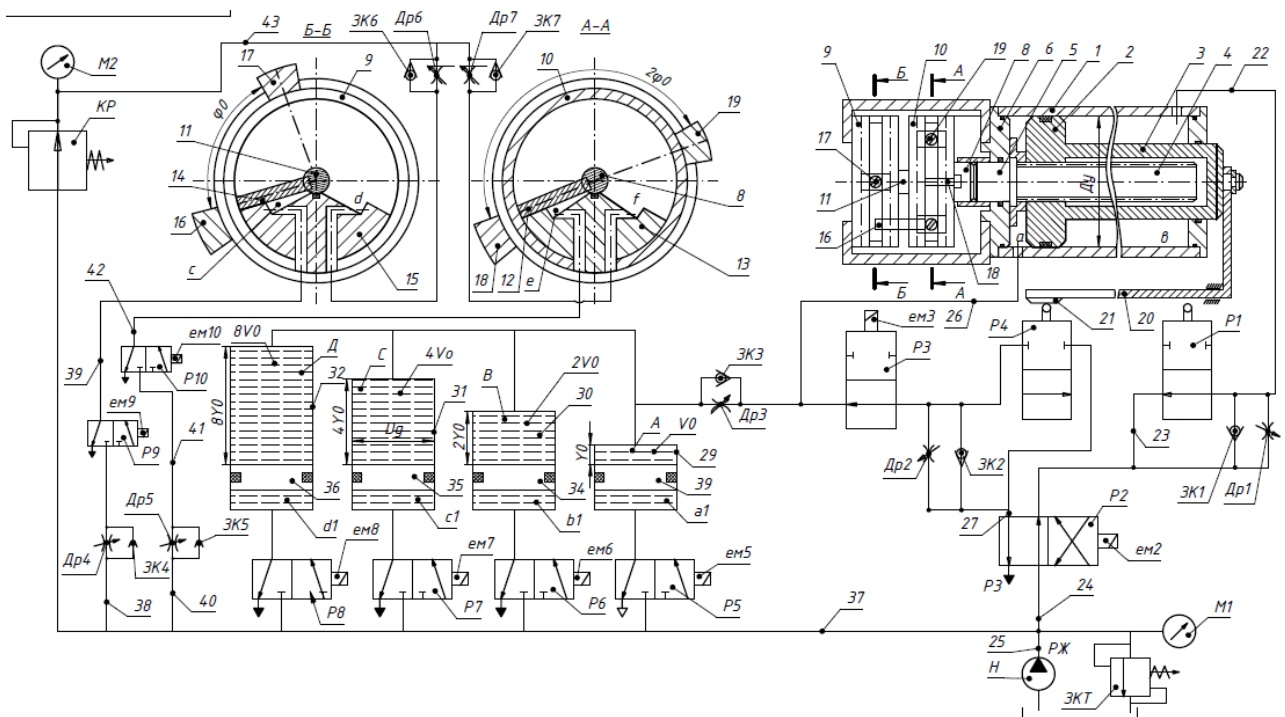


Рисунок 10 - Принципова схема приводу руки робота.

На рис.10 показана гідравлічна принципова схема руки робота. В принципову схему входять такі пристрої: виконавчий циліндр 1, який включає в себе герметичні робочі камери *a* і *в*, а також поршень 2 і вихідний шток 3. У виконавчому циліндрі поршень зі штоком 3 співвісно розміщені разом із шліцевим валом 4 і з хвостовиком 5. В свою чергу шліцевий вал рухається в осьовому напрямку відповідно по шлицям, які виконані в поршні 2, а хвостовик 5 закріплений таким чином що дозволяє йому провертатися в по осі і за необхідності вздовж осі у кришці, яка закріплюється у задньому торці циліндра 1. Хвостовик 5 виходить за межі кришки виконавчого циліндра 6 і пружною пальцевою муфтою 7 нерухомо закріплено на вихідний вала 8 цифрового поворотного двигуна, який представлений як двопозиційний поворотний привід 9 і 10. По факту вихідний вал 11 двопозиційного поворотного приводу молодшого розряду 9 на жорсткій основі з'єднаний з кришкою поворотного приводу старшого розряду 10. В конструкцію привода 10 входить, шибер(пластина) 12 зі ізолюючою герметичною перегородкою 13

утворюють герметичні робочі камери e і f , а включені у склад приводу повороту молодшого розряду 9 вал 11 також пластини(шибер) 14 і герметизуюча перегородка 15 являють собою герметичні робочі камери c і d . Кут на який може повертатися вихідний вала 11 приводу молодшого розряду 9 можна задати зовнішніми упорами 16 і 17. У цьому ж випадку ми маємо що упор 16 жорстко на корпусі 10 двопозиційного поворотного приводу старшого розряду, а упор 17 встановлюється таким чином щоб можна було виконати регулювання на корпусі двигуна старшого розряду 10, а кут на який він міг повертатися відповідав куту φ_0 . В свою чергу кут на який має повертатися вихідний вал 8, двигуна старшого (другого) розряду обмежуються упорами 18 і 19. В свою чергу упор 18 закріплюється на жорсткій основі до вала 8, а упор 19 таким чином щоб його можна було регулювати і там він закріплюється на корпусі двигуна старшого розряду 10. З усього вище сказаного кут повороту вала 8 $2\varphi_0$ можна вирахувати за розміщенням упорів 18 і 19. До штока який виходить 3 закріплюється напрямна 20, на яку монтується кулачок 21.

Штокова герметична камера в циліндра 1 в такій послідовності: канал 22 розподільник P_1 , регулюється дросель $Др_1$, спрямований в зворотній бік клапан $ЗК_1$, клапан 23 і розподільник P_2 і канал 24 поєднанні з вихідним каналом 25 насоса H .

Поршнева камера a циліндра 1 по ланцюгу: канал 26, розподільник P_3 , регульований дросель $Др_2$, зворотний клапан $ЗК_2$, розподільник P_4 , канал 27 і розподільник P_2 з'єднана зі зливним каналом P_3 . Камера a по ланцюгу: канал 26, дросель $Др_3$, зворотний канал $ЗК_3$ і канал 28 з'єднані з гідравлічними камерами A, B, C, D пневмо-гідравлічного об'ємного цифрового дозатора, який в свою чергу являє собою: циліндри 29, 30, 31 і 32 з об'ємом рідини $V_0, 2V_0, 4V_0$ і $8V_0$. В конструкцію циліндрів 29, 30, 31 і 32 входять розрядні поршні 33, 34, 35 і 36 яку сумісно утворюють розрядні камери a_1, b_1, c_1 і d_1 до яких підводиться стиснене повітря відповідно від пристроїв розрядного розподілення P_5, P_6, P_7 і P_8 , стиснене повітря до них від насоса H підводиться по

каналу 37. Живлення тиском до камери *c* поворотного двигуна молодшого(першого) розряду 9 підключається від насоса *H* по ланцюгу: каналу 37, канал 38, дросель $Др_4$, клапан зворотній $ЗК_4$, розподільник P_9 і канал 39. Тиск живлення до камери *e* поворотного двигуна другого розряду 10 підключається від насоса *H* по ланцюгу: канал 37, канал 40, дросель $Др_5$, зворотний канал $ЗК_5$, канал 41, розподільник P_{10} і канал 42. Тиск живлення до камер *d* і *f* поворотних двигунів 9 і 10 підводиться від насоса *H* по ланцюгу: канал 37, редукційний клапан КР, канал 43 і відповідно через $Др_6$ і $ЗК_6$ до камери *d* і через $Др_7$ і $ЗК_7$ до камери *f*. При цьому тиск живлення в камерах *d* і *f* налаштовується по манометру M_2 редукційним клапаном КР. Тиск живлення в каналах 37 і 24 налаштовується запобіжником тиску прямої дії ЗКТ по манометру M_1 .

Дія приводу руки робота полягає в такому: у вихідному положенні електромагніти $ЕМ_1...ЕМ_{10}$ гідравлічних розподільників $P_1...P_{10}$ позбавлені струму. Камери циліндра 1 які працюють, поворотних двигунів 9, 10 і об'ємного цифрового дозатора наповненні рідиною. Вихідний шток 3, розрядні пластини 12, 14 і розрядні поршні 33...36 знаходяться у початковому положенні. З усіх робочих камер і трубопроводів на початку видаляється повітря. При запуску насоса *H* рідина яка знаходиться під тиском подається у камеру *e* циліндра 1 і в камеру *d* і *f* відповідно двигунів 9 і 10. Під дією тиску в камерах *e*, *d* і *f* вихідний шток 3 зі схватами (на рисунку схвати не показані) направляється від початкового положення до лінії шпинделя (до лінії затискного патрона токарного верстата). При цьому надається напруга на електромагніт $ЕМ_2$ розподільника P_2 , який зміщується вліво (за кресленням) і рідина від насоса *H* під тиском $P_ж$ через зворотний клапан $ЗК_2$, розподільник P_3 поступає в камеру *a* циліндра 1, а камера *e* через розподільник P_2 поєднується зі зливом P_3 (атмосферою). Під дією тиску $P_ж$ в камері *a* поршень 2 зі штоком 3 (і схватами) на великій швидкості рухається вперед (ліворуч) до лінії шпинделя (патрона). При наїзді кулачка 21 на ролик розподільник P_1 він перемикається вниз (закривається) і рідина із камери *e* витісняється на злив через дросель $Др_1$,

який регулює інтенсивне гальмування штока 3 в кінці руху. Поворот вихідного штока 3 на заданий кут може здійснюватись або на початку руху, або в процесі руху вихідного штока 3. Поворот вихідного штока здійснюється при подачі тиску живлення в розрядні камери c і e поворотних двигунів 9 і 10. Так, наприклад при подачі комбінації керуючих сигналів 01 (тиск живлення подається тільки в камеру c двигуна 9) вал 11 повертається на кут φ_0 . Внаслідок цього двигун 10 з валом 8, хвостовик 5 і вихідний шток 3 теж подається на кут φ_0 . При опрацюванні комбінації керуючих сигналів 10 (тиск живлення подається до камери e двигуна 10) пластина 12 з валом 8 повертаються на кут $2\varphi_0$ при цьому вихідний шток 3 теж повертається на кут $2\varphi_0$. При опрацюванні комбінації керуючих сигналів 11 (тиск живлення одночасно подається у камеру c і e) вихідний шток повертається на сумарний кут $\varphi_0 + 2\varphi_0 = 3\varphi_0$. При сполученні камер c і e з атмосферою (знеструмлюються електромагніти EM_9 і EM_{10} розподільників P_9 і P_{10}) вали 11 і 8 під дією постійного тиску в камерах d і f налагоджується редукційним клапаном КР. Швидкість повороту валів 11 і 8 відповідно штока 3 регулюється дроселями $Др_6$ і $Др_7$. Покрокове переміщення вихідного штока 3 здійснюється при вилучення заготовок з магазину або при скиданні вже готових деталей у приймальний лоток. У цей момент робота приводу відбувається в режимі РЖ₂.

Виконувана робота вихідним штоком 3 в режимі РЖ₂ визначається набором комбінації керуючих сигналів які надходять до цифрового гідравлічного об'ємного дозатора. Так, наприклад, при подачі комбінації керування сигналів на цифровий гідравлічний об'ємний дозатор 0001 (тобто подається напруга на електромагніт EM_5 розподільника P_5). Розподільник P_5 перемикається ліворуч і тиск живлення поступає в камеру a_1 дозатора молодшого розряду 29. Під дією цього тиску поршень першого (молодшого) розряду 35 рухається вгору і рідину об'ємом V_0 через дросель $Др_3$ в камеру a . При цьому величина переміщення вихідного штока 3 нехтуючи втратами і стисливістю рідини визначається по формулі:

$$x = \frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot D_y^2} = \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0$$

Де D_p – діаметр поршня дозатора; D_c – діаметр поршня циліндра; y_0 – переміщення поршня молодшого розряду 33.

Комбінації керуючих сигналів, наприклад, 0010 (тиск живлення подається тільки у камеру v_1 , тобто подається напружена ЕМ₆ розподільника Р₆) відповідає переміщення вихідного штока 3 на величину:

$$x = \frac{4 \cdot 2 \cdot V_0}{\pi \cdot D_y^2} = \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot 2 \cdot y_0$$

Величина переміщення початкового штока 3 в залежності від опрацювання тієї чи іншої комбінації керуючих сигналів може визначатись або аналітично або таблично.

Аналітично величина переміщення вихідного штока 3 визначається по залежності:

$$x_i = \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 \left(\sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i \right)$$

Де y_0 – дискретність об'ємного цифрового дозатора; i – порядковий номер дозатора(його поршня); n – число розрядів ; b_i – значуща цифра, яка дорівнює «0», коли v_i -ту камеру не подається тиск живлення і значення – «1», коли v_{imy} камеру подається тиск живлення.

Так, наприклад, при опрацюванні кодової комбінації 01011 величина переміщення вихідного штока 3:

$$\begin{aligned}
 x &= \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 \left(\sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i \right) \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 \left(\sum_{i=1}^{n=4} 2^{i-1} \cdot b_i \right) = \\
 &= \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 (2^{1-1} \cdot 1 + 2^{2-1} \cdot 1 + 2^{3-1} \cdot 0 + 2^{4-1} \cdot 1 + 2^{5-1} \cdot 0) = \\
 &= \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 (1 + 2 + 0 + 8 + 0) = 11 \cdot y_0 \frac{D_g^2}{D_y^2}
 \end{aligned}$$

Максимальна величина переміщення вихідного штока 3

$$x_{max} = \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 (2^n - 1)$$

Число позицій вихідного штока 3

$$N = 2^n$$

Визначення відносної величини переміщення вихідного штока:

$$x = \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 \left(\sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_{i,n} - \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_{i,n} \right)$$

Де $b_{i,n}$ – значення ваговитої цифри для комбінації, що повинна бути опрацьована; $b_{i,n}$ – значення ваговитої цифри для комбінації яка опрацьована.

Наприклад, визначити відносне переміщення початкового штока при переключенні комбінації 01011 на 10100.

$$x_b = \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 \left(\sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_{i,H} - \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_{i,n} \right)$$

$$x_b = \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 (2^{1-1} \cdot 0 + 2^{2-1} \cdot 0 + 2^{3-1} \cdot 1 + 2^{4-1} \cdot 0 + 2^{5-1} \cdot 1 - 2^{1-1}$$

$$\cdot 1 - 2^{2-1} \cdot 1 - 2^{3-1} \cdot 0 - 2^{4-1} \cdot 1 - 2^{5-1} \cdot 0) =$$

$$= \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 (0 + 0 + 4 + 0 + 2^4 \cdot 1 - 2^0 \cdot 1 - 2^1 \cdot 1 - 2^2 \cdot 0 - 2^3 \cdot 1$$

$$- 2^4 \cdot 0) = \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 (4 + 16 - 1 - 2 - 8 - 0) = 9 \cdot \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0$$

Абсолютна величина переміщення:

$$x_a = \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 \cdot \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i$$

$$x_a = \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 (2^{2-1} \cdot 0 + 2^{2-1} \cdot 0 + 2^{3-1} \cdot 1 + 2^{4-1} \cdot 1 + 2^{5-1} \cdot 1) =$$

$$= \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0 \cdot (4 + 16) = 20 \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0$$

Табличний спосіб визначення величини переміщення вихідного штока в відповідності до опрацювання комбінації сигналів

При аналізі комбінацій керуючих сигналів в режимі РЖ₂ слід надавати напругу на електромагніт ЕМ₃ розподільника Р₃. Швидкість руху штока 3 праворуч коригується дроселем Др₃, ліворуч-дроселем Др₂.

Таблиця 2.1 – Визначення величини переміщення вихідного штока

№, n/n	d_1	c_1	b_1	a_1	$x = \frac{D_g^2}{D_y^2} \cdot y_0$
0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	1	1
2	0	0	1	0	2
3	0	0	1	1	3
4	0	1	0	0	4
5	0	1	0	1	5
6	0	1	1	0	6
7	0	1	1	1	7
8	1	0	0	0	8
9	1	0	0	1	9
10	1	0	1	0	10
11	1	0	1	1	11

12	1	1	0	0	12
13	1	1	0	1	13
14	1	1	1	0	14
15	1	1	1	1	15

Висновок: Рекомендований привод поворотно-поступальної дії руки робота допомагає в швидкому переміщенні вихідного штока 3 до патрона і назад, і посилене гальмування в кінці ходу. Здійснюється поворот вихідного штока з використаною дискретністю. Заміщення вихідного штока на заданий кут допомагає при закріпленні на штоці двох захватних пристроїв не відводячи їх від патрона забирати із нього заготовлену деталь. Все це допомагає значно зменшити час допоміжних операцій і в цілому оптимізувати продуктивність верстата.

2.5 Виконавчий гідроциліндр руки робота

Виконавчий гідроциліндр руки робота використовується для лінійного і поворотного покрокового переміщення вихідного штока, до якого закріплено захватні пристрої.

На рис.11 показана конструкція виконавчого гідроциліндра руки робота (ВГЦРР)

Конструкція ВГЦРР вміщує в себе циліндр 1, в якому наявний поршень 2 з вихідним штоком 3. До головки 4, яка закріплюється до штока 3 і до якої приєднуються захватні пристрої. Циліндр 1, поршень 2 і шток 3 створюють

робочі гідравлічні камери: поршень *a* і штокову *в*. До грані циліндра 1 закріплена передня кришка 5 і задня 6. В глухій циліндричній розточці поршня 2 і штока 3 концентрично розміщений шліцевий вал 7, який подвижно в осьовому напрямку поєднаний зі шлицями, застосованими в поршні 2. Хвостовик 8 виходить за межі задньої кришки 6. Хвостовик 8 кінематично поєднаний з вихідним валом поворотного крокового двигуна (на рисунку поворотний кроковий двигун не показаний). Циліндр 1 гвинтами 9 закріплюється до технічної пласкої деталі 10. Гідравлічна камера *a* в процесі роботи з'єднується з вихідним каналом гідравлічного об'ємного цифрового дозатора (дивись схему).

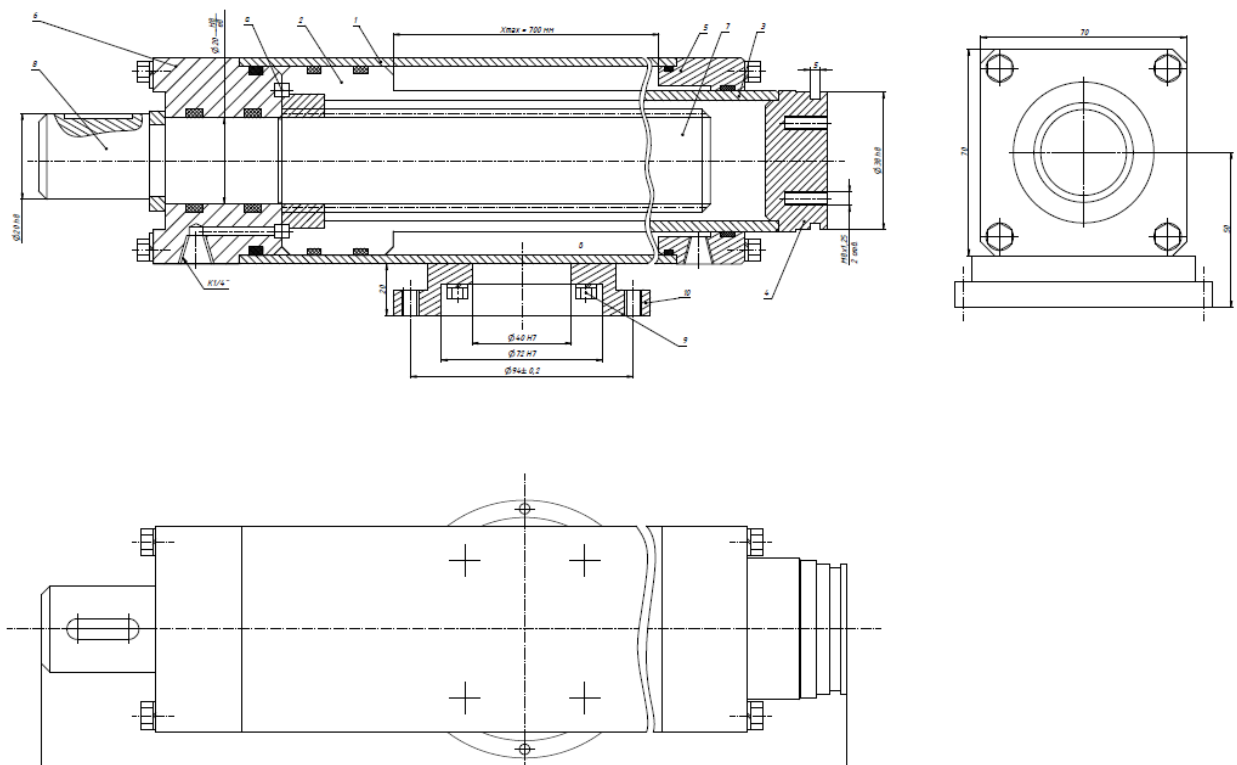


Рисунок 11 - Конструкція виконавчого циліндра

Використання виконавчого циліндра руки робота полягає в наступному. У початковому положенні тиск живлення надається у камеру *в*, а поршнева камера *a* поєднується зі зливом при цьому поршень 2 з вихідним штоком 3 рухаються праворуч до кінця в кришку 5. Зворотній рух вихідного штока здійснюється при наданні тиску живлення в камеру *в* і поєднанні камери *a* зі

зливом регулювання швидкості руху і гальмування виконується дроселями (дивитись схему керування). Зміна позиції вихідного штока 3 виконується при подачі рідини від гідравлічного об'ємного цифрового дозатора (див. схему керування). Поворот вихідного штока 3 виконується при пуску рідини від гідравлічного об'ємного цифрового двигуна, початковий вал якого поєднаний з хвостовиком 8. Через це запропонований виконавчий гідроциліндр руки робота пояснюється зрозумілістю конструкції, надійністю в роботі, він компактний і має збільшені функціональні можливості: поворот на заданий кут, переміщення на задану величину вихідної ланки, при цьому при русі вихідної ланки (штока) забезпечується як зміна шляхової швидкості, так і точного гальмування.

Висновок: Данна конструкція ВГЦРР характеризується надійністю, простотою, наділена неподвижними і подвижними характеристиками і широкими функціональними можливостями, що збільшують область застосування таких приводів.

2.6 Поворотний дворозрядний двигун

Поворотний дворозрядний двигун (ПДД) використовується для повороту вихідного вала на кут який задається.

На рис.12 показана конструкція дворозрядного поворотного двигуна.

Дворозрядний поворотний двигун містить в собі двигун першого розряду і двигун другого розряду. Двигун першого розряду представлений у вигляді корпуса 1, в якому між передньою кришкою 2 і задньою кришкою 3 використовують вал 4, в якому закріплена пластина(шибер) 5. В корпусі 1 прикріплена гвинтами 6 і 7 перегородка 8, в якій виокремлені різьбові канали 9 і 10. Кришки 2, 3, вал 4, шибер 5 і перегородка 8 створюють робочі камери (герметичні) *a* і *в*, до яких по каналам 9 і 10 підводяться в процесі роботи живлення тиском. Вихідний вал 4 двигуна першого розряду виходить за межі

передньої кришки 2. На кінці вала 4 закріплений подвижний упор 11, який закріплено на передній кришці 2. Двигун другого розряду використовується у вигляді корпусу 13, в якому концентрично знаходиться вихідний вал 14, який наділено можливістю поворота і неможливістю осьового зміщення установлений на кришках 15 і 16. В корпусі 13 прикріплено гвинтами 17 і 18 перегородка 19. До вала 14 закріплюється пластина(шибер) 20. У перегородці 19 застосовані канали живлення 21 і 22. Корпус 13 з кришками 15, 16 і закріпленим в корпусі валом 14, пластиною 20 і перегородкою 19 створюють придатні для роботи герметичні камери c і d , до яких надходить тиск живлення по каналам 21 і 22. Кут повороту початкового валу 14 налаштовується упором 23, який прикріплений на кришці 15 і подвижним упором 24, який прикріплюється на вихідному валу 14. Поєднання вихідного вала 4 двигуна першого розряду і кришки 16 двигуна другого розряду скріплюється упором(штифтом) 11. Упор 23 під час роботи приводу може переналаштуватись, тобто вкручуватись в різьбові отвори 25, які знаходяться по колу з кроком ϕ , такий самий упор може закріплюватися на кришці 2 двигуна першого розряду. Вихідний вал 14 муфтою поєднується з валом 2(див. лист «Виконавчий гідр. Руки робота»).

Дія поворотного дворозрядного двигуна полягає в наступному. У початковому положенні тиск живлення $0,5P_{ж}$ під'єднується до камер зворотнього руху валів 4 і 16 в і d (див. перерізи А-А і В-В) і поєднані камери v з атмосферою пластина 5 з валом змінює кут на ϕ_0 , тобто при цьому упор 11 стає на упор 12(див. переріз В-В). Через це корпус 13 з вихідним валом 14 теж повертається на кут ϕ_0 . При тому як подається тиск живлення в камеру v і поєднані камери a з атмосферою вали 4 і 14 повертаються у початкове положення. При подачі тиску живлення в камеру c (див. переріз Б-Б) двигуна другого розряду пластини 20 з вихідним валом 14 змінюються на кут $2\phi_0$, при цьому упор 24 стає на упор 23 (див витяг г). При синхронній подачі живлення в камеру a і c двигунів першого і другого розряду початковий вал 14 змінює кут на $\phi_0 + 2\phi_0 = 3\phi_0$. При поєднанні камер a і c і передачі тиску живлення до камер v і

d вал 14 повернеться в початкове положення. Для зміни перервного повороту вихідного вала 14 необхідно змінити місцями упори 12 і 23.

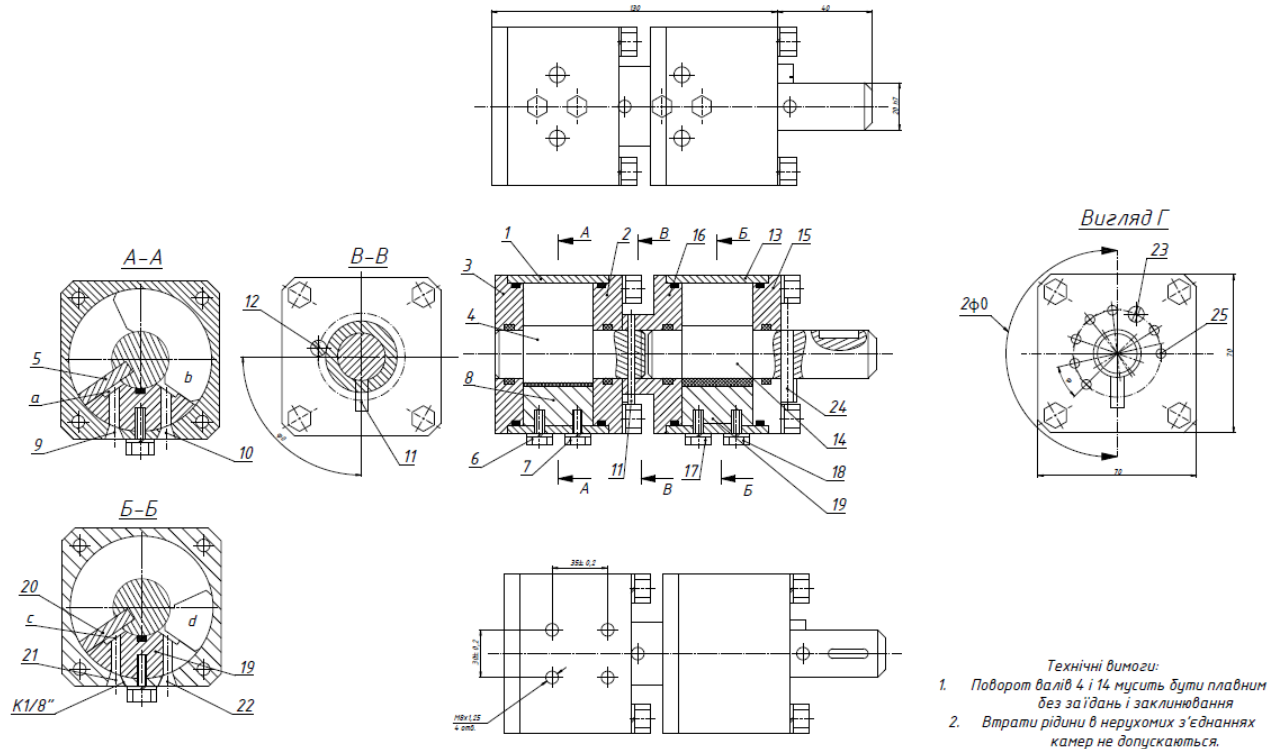


Рисунок 12. - Дворозрядний поворотний двигун.

Висновок: Дворозрядний поворотний цифровий двигун, що використовується забезпечує чотирьох точкове позиціонування початкового вала з дискретністю $\varphi_0=90^\circ$ і найбільший кут повороту вала 14 $\varphi_{\max}=\varphi_0+2\varphi_0=3\varphi_0=270^\circ$.

2.7 Захватні пристрої

Захватні пристрої (кисі) робота призначені для зтиснення і розтиснення відповідно заготовлених і оброблених деталей. Використання такого захватного

пристрою допомагає значно зменшити час вилучення і затиску деталі в патроні верстату токаря.

На рис.13 показані конструкції захватних пристроїв.

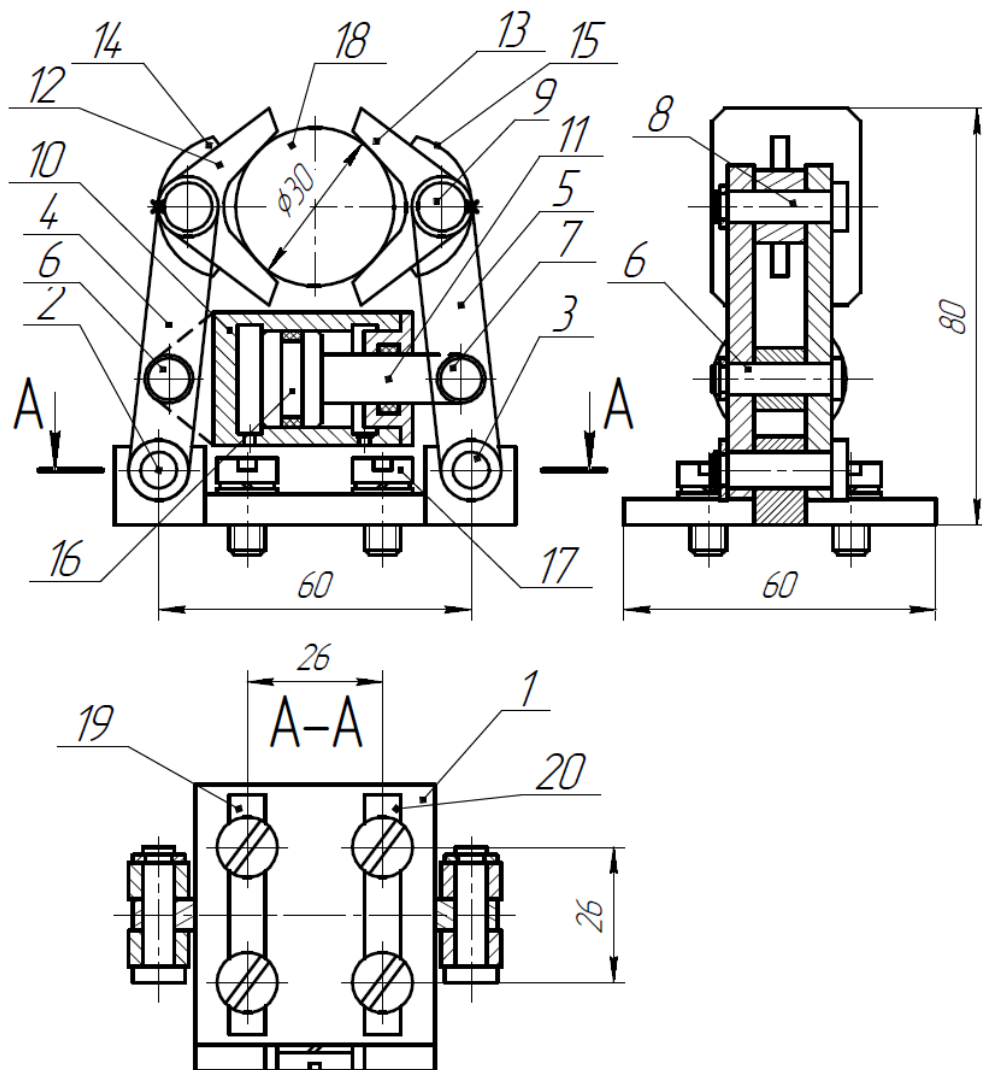


Рисунок 13. - Захватні пристрої

На рис.13 показані захватні пристрої, які представлені у вигляді двох схватів 1 і 2. Схват 1 використовують для перевезення заготовки 3, а схват 2 використовують для транспортування обробленої деталі 4. Зхватів 1 і 2 встановлені на одній плиті 5, яка прикріплюється до вихідного штока 6 руки(рука не показана) робота. Взаємне розташування зхватів 1 і 2 однакові ,

вони різняться тільки тим що, затискні елементи (призми) мають різні профілі і розміри.

Захват 1 складається з циліндра двосторонньої дії 7, корпус якого шарнірно закріплено до важеля 8, а шток 9 закріплений шарнірно до важеля 10. Важелі 8 і 10 шарнірами 11 і 12 закріплені з можливістю розвороту на плиті 13, яка гвинтами 14 і 15 прикріплена до плити. На важелі 8 з можливістю повороту прикріплена губка 16 з пружиною 17, а на важелі 10 з можливістю повороту розташована губка 18 пружиною 19. Між цими губками 16 і 18 розташована заготовка 20. Поршень 21, шток 9 і бокові кришки циліндру 7 утворюють герметичні пневматичні камери *a* і *в*. Ту саму конструкцію має і захват 2, який вказано на вигляді Б, який вміщує в себе двопозиційного пневматичного циліндра 22 з герметичними працюючими камерами *c* і *d*, важіль 23 і 24, на яких прикріплено затискні губки 25, 26 з пружина 27 і 28. Важелі 27 і 28 шарнірно прикріплені на плиті 29, яка гвинтами 30 і 31 до плити 5. Гвинти 14 і 15 фіксується в пазах 32 і 33, які створені в плитах 13 і 29.

Переглянемо принцип дії схвата заготовки 1 (див. вигляд А). У початковому положенні тиск живлення під'єднано до камери *a*, а камера *в* з'єднано з атмосферою при цьому губками 16 і 18 заготовка 20 затиснена. Деталь 4 закріплюється губками 25 і 26 (див вигляд Б). При цьому заготовка 4 затиснена патроном 34 токарного верстата. Наступне вилучення деталі 4 з патрона 34 і розворот плити 5 на 180° з подальшим завантаженням заготовки 3 в патрон 34 відбувається за такими кроками. Подається команда на повернення на кут φ_1 проти стрілки годинника плити 5, при цьому деталь 4 виймається з патрона 34. Привод повернення плити 5, яка прикріплена на штоці 6 руки робота не вказаний. Після виймання деталі 4 з патрона 34 подається команда на поворот плити 5 на 180° . Після повороту плити 5 на 180° заготовка 3 встановлюється на рівні з патроном 34, після цього подається команда на повернення плити 5 на кут φ_2 . При цьому заготовка 3 входить в затискний отвір патрону 3 до кінця. Після закріплення заготовки 3 в патроні виконується

команда на зняття заготовки(тиск живлення подається в камеру в циліндра 7). Після зняття заготовки 3 вона тримається в губках 16, 18 за допомогою пружин 17, 19. Після зняття заготовки виконується команда на закріплення заготовки в патроні 34. Після закріплення заготовки в патроні 34 виконується команда на поворот плити 5 на кут φ_1 і команди на відвід захватів від лінії шпинделя до лотка, в який викладається оброблена деталь.

Таким чином використані захватні пристрої допомагають оперативно розвантажувати верстат від обробленої деталі і завантажити нову деталь в патрон.

2.8 Чотирирозрядний пневмогідравлічний об'ємний цифровий дозатор

Чотирьохзарядний пневмогідравлічний об'ємний дозатор (ЧРПГОД) використовується для перетворення двійкової інформації в об'ємну величину рідини.

На рис. 14. Представлена конструкція чотирирозрядного пневмогідравлічного об'ємного цифрового дозатора

Чотирирозрядний пневмогідравлічний об'ємний цифровий дозатор (ПГОЦД) має корпус 1, в циліндричних розточках якого містяться елементи, що рухомо в осьовому напрямку спряжені із розрядними поршнями 2, 3, 4 і 5 з величинами переміщення x_0 , $2x_0$, $4x_0$, і $8x_0$ і з утворенням герметичних гідравлічних камер об'ємами V_0 , $2V_0$, $4V_0$ і $8V_0$. Бокові кришки 6, 7, 8 і 9 з розрядними поршнями 2, 3, 4 і 5 створюють розрядні герметичні непроникні пневматичні камери a_2 , b_2 , c_2 і d_2 які в свою чергу з'єднані із каналами живлення 21, 22, 23 і 24. Представлені гідравлічні камери a , b , c і d герметично з'єднані з вихідним каналом 11, кришки 6, 7, 8 і 9 і тим самим прикріплюється до корпуса 1 за допомогою пів кілець 13, 14, 15 і 16 і фланців 16, 17, 18 і 19 та за

допомогою гвинтів 20. На кришках 6, 7, 8 і 9 все за тією ж схемою, так само виконані закриваючі конічні поверхні 25, 26, 27 і 28, які при виконанні роботи переміщення розрядних поршнів витискають повітря входячи в конічні камери 29, 30, 31 і 32 і забезпечують їх гальмування до повної зупинки. На розрядних поршнях 6, 7, 8 і 9 теж виконані спеціальні конічні поверхні 33, 34, 35 і 36 які в кінці руху поршнів починають тормозитись входячи в конічні розточки 37, 38, 39 і 40, і в той же момент відбувається гальмування розрядних поршнів.

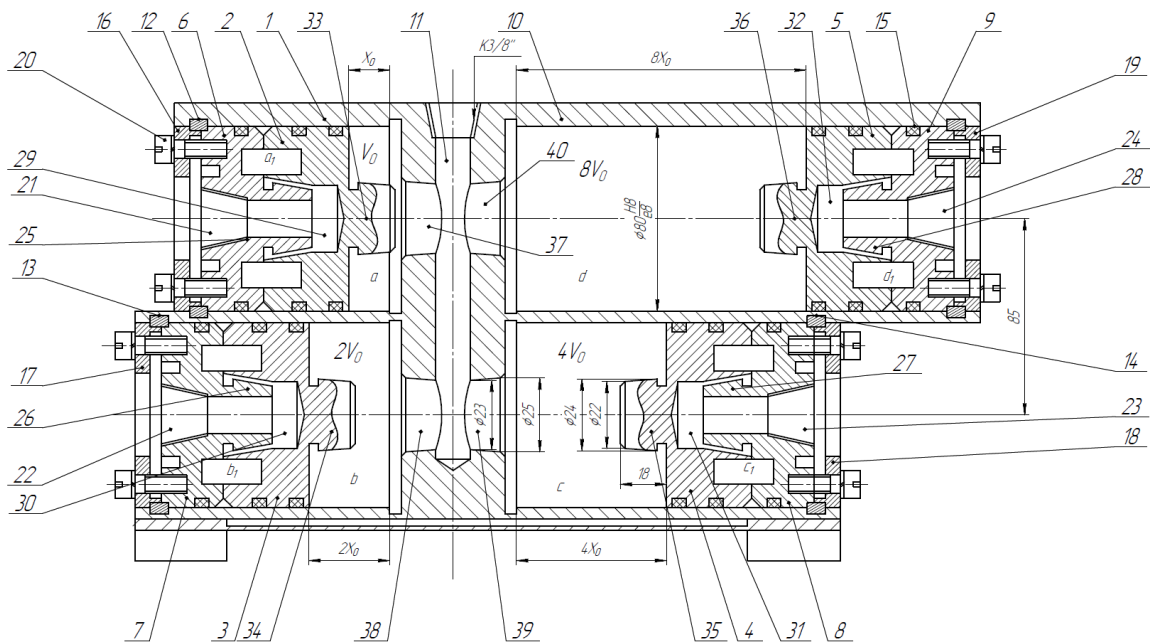


Рисунок 14. - Чотирирозрядний пневмогідравлічний об'ємний цифровий дозатор.

Дія ЧРПГОД являє собою наступну схему. У початковому положенні розрядні пневматичні камери a_1 , b_1 , c_1 і d_1 підключаються і поєднуються з атмосферою, гідравлічні камери a , b , c і d наповнені спеціальною рідиною(мастилом). При цьому поршні 1-го і 2-го розрядів (поршень 2 і поршень 3) займають ліве крайнє положення, як на початку,(впираючись у кришку 6 і 7), а поршні 3-го і 4-го розрядів (поршень 4 і поршень 5) займають праве крайнє положення (впираючись в кришку 8 і 9). Початкове положення ЧРПГОД характеризується опрацьованою комбінацією керуючих сигналів 0000, тобто в цьому випадку розрядні a_1 , b_1 , c_1 і d_1 з'єднані з атмосферою. При

опрацюванні комбінації керуючих сигналів 0001 (тиск живлення подається в камеру молодшого розряду a_1) поршень молодшого розряду 2 рухається праворуч і витісняє робочу рідину об'ємом V_0 у вихідний канал 11, який з'єднаний з камерами a і b виконачого циліндра 1 (див рис...). В кінці руху розрядного поршня 2 конус 33 входить в конічний отвір 37 при цьому рідина із камери a витісняється через кільцеву щілину між конічними поверхнями 3 і 33, що зумовлює інтенсивне гальмування поршня 2. При подачі тиску живлення в камеру b_1 , що відповідає комбінації коду керівних сигналів 0010 поршень 2-го розряду 7 рухається на право і витісняє об'єм рідини $2V_0$ у початковий канал 11. В кінці переміщення конус 34 входить в конічний отвір 38 і рідина із камери b витісняється в канал 11 через кільцеву щіль малого перерізу. Через це тиск в камері збільшується і гальмується швидкість руху поршня 3 праворуч. При вивченні, наприклад, комбінації керівних сигналів 1101 (тиск живлення одночасно подається до камери a_1, b_1, c_1 і d_1) поршні 4 і 5 рухаються в ліво, а поршень 2 рухається в право. При цьому в канал 11 витісняється рідина об'ємом (формула). В кінці переміщення розрядних поршнів 2, 4 і 8 відбувається їх гальмування. При вивченні кодової комбінації керівних сигналів двійкового коду 1111 (тиск живлення одночасно надається в розрядні камери a_1, b_1, c_1 і d_1) поршні 2 і 3 рухаються в право, а розрядні поршні 4 і 5 рухаються в ліво і витісняють рідину об'ємом $V_0 + 2V_0 + 4V_0 + 8V_0 = 15V_0$ канал 11. В підсумку переміщення розрядних поршнів відбувається їх автоматично гальмування. При переключенні комбінації керуючих сигналів з 1111 на 0000 (розрядні камери a_1, b_1, c_1 і d_1 разом з'єднується з атмосферою) під дією постійно діючих тиску в каналі 11 розрядні поршні 2 і 3 рухаються в ліво у вихідне положення а розрядні поршні 4,5 рухаються в право теж у вихідне положення до кінця в кришку 8,9. В кінці руху відбувається автоматичне гальмування всіх розрядних поршнів.

Через це запропонований чотири розрядний пневмогідравлічний об'ємний цифровий дозатор в залежності від опрацювання комбінації керуючих сигналів

у двійковому коді забезпечує витіснення відповідного об'єму рідини у вихідний канал 11.

Алгоритм розрахунку основних характеристик гідравлічного об'ємного цифрового дозатора.

1. Дискретність дозатору (найменший об'єм який витісняється дозатором) визначається по залежності:

$$V_0 = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot x_0$$

2. Переміщення розрядних поршнів старших розрядів вираховується по формулі геометричної прогресії.

$$x_i = x_0 2^{i-1}$$

де i - порядковий номер розрядного поршня

3. Величина об'ємів рідини що утискається розрядними поршнями.

$$V_i = V_0 \cdot 2^{i-1} = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot 2^{i-1} \cdot x_0$$

4. Величина дози що утискається об'ємним цифровим гідравлічним дозатором залежить від використання комбінації керуючих сигналів визначається або табличним способом або аналітично по необхідності.

$$V = V_0 \cdot \sum_{i=1}^{ng} b_i \cdot 2^{i-1} = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot x_0 \cdot \sum_{i=1}^{ng} b_i \cdot 2^{i-1}$$

де ng - число розрядних поршнів камер; b_i - вагома цифра яка приймає значення «0» коли i та розрядна камера поєднана з атмосферою і значення «1» коли до i -тої розрядної камери підводиться тиск живлення.

5. Визначення величини дози яка утискається гідравлічним цифровим об'ємним дозатором при переключенні комбінацій керуючих сигналів.

$$V = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot x_0 \left(\sum_{i=1}^{ng} b_{i,H} 2^{i-1} - \sum_{i=1}^{ng} b_{i,\Pi} 2^{i-1} \right)$$

де $v_{i,H}$ - значення вагової цифри наступної кодової комбінації, $v_{i,\Pi}$ - значення вагової цифри передньої комбінації і керуючих сигналів

6. Найбільший об'єм гідравлічного об'ємного цифрового дозатора:

$$V_{max} = V_0(2^{n_g} - 1) = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot x_0(2^{n_g} - 1)$$

7. Число доз об'ємного цифрового гідро дозатору.

$$N_g = 2^{n_g} - 1$$

8. Визначення число розрядів по заданим V_0 і V_{max}

$$n_g = \frac{\ln(\frac{V_{max}-V_0}{V_0})}{\ln 2},$$

якщо n_g отримує не цілим числом то його необхідно заокруглити до більшого цілого числа.

9. Визначення дискретності дозатора

$$V_0 = \frac{V_{max}}{2^{n_g} - 1}$$

10. Визначення використання рідини гідравлічним об'ємним цифровим дозатором для випадку коли всі розрядні поршні рухаються разом із однаковою швидкістю але на різних величини наприклад $x_i = x_0 \times 2^{i-1}$.

$$Q_i = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot v \cdot i$$

Де v - швидкість руху розрядних поршнів, i - кількість дозаторів з яких одночасно утискається рідина.

Для чотирирозрядного гідравлічного дозатора витрата рідини буде поступово мінятися в такій послідовності:

$$Q_4 = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot v \cdot 4 = \pi D_g^2 \cdot v$$

$$Q_3 = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot v \cdot 3 = \frac{3}{4} \pi D_g^2 \cdot v$$

$$Q_2 = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot v \cdot 2 = \frac{\pi D_g^2}{2} \cdot v$$

$$Q_1 = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot v \cdot 1 = \frac{\pi}{4} D_g^2 \cdot v$$

Із формул (1)-(4) видно, що витрата визначається коли всі чотири розрядні поршні рухаються без зміни швидкості v , при цьому кожен поршень зміщується на величину x_0 .

Розтрата Q_3 визначається тоді коли три розрядні поршні другого третього і четвертого розрядів переміщуються з однаковою швидкістю v при цьому кожен поршень передвигається на величину x_0 .

Розтрата Q_2 використовується для одночасного руху поршнів третього і четвертого розрядів на площину $2x_0$.

Розтрата Q_2 використовується для автоматичного руху поршня четвертого розряду на величину $4x_0$.

З відповідей (1)-(4) виходить що при поданні керуючих сигналів в той самий момент на всі розрядні камери тобто при виконанні комбінації керуючих сигналів 1111 і при умові що всі розрядні поршні переміщуються з однаковою сталою швидкістю витрата рідини поступово буде зменшуватися. Тобто при поєднанні вихідного каналу 11 гідродозатора з гідравлічними камерами a і b виконавчого циліндра 1 (див рис...) При виконанні гідравлічним дозатором комбінації керуючих сигналів наприклад 1111 рух вихідного штока 3 (див рис...) Буде поступовим спочатку швидкість руху вихідного штока буде збільшена до критичного а в кінці зменшеною до критичного.

Даний рух вихідного штока виконавчого циліндра в цілому погіршить динаміку але покращення динаміки руху вихідного штока відповідно до вихідного каналу 11 гідродозатора підключений або регульований дросель або регулятор витрати рідини.

Висновок: Переглянутий в роботі чотирирозрядний пневматично-гідравлічний об'ємний цифровий дозатор допомагає отримати 15 доз рідини з заданою дискретністю. В цьому допомагає надійне гальмування

розрядних поршнів можливість змінити витрати рідини і неможливість появи незаданих рухів при переключенні розрядних камер. Для цього треба у вихідний канал 11 вмикнути регульований дросель (або регулятор потоку рідини) і запірний двопозиційний запираючий гідро розподільник з одностороннім електричним керуванням.

Дозатори такого типу краще застосовувати з пневмогідравлічними виконавчими циліндрами рук промислових роботів. Це поєднання уможливорює отримувати багато позиційні малогабаритні приводи рук промислових роботів.

2.9 Привід підйому і повороту колони

Привід підйому повороту колони (пппк) використовують для підйому і повороту руки закріпленої на колоні. На рис.15 представлена конструкція (пппк.)

Привод підйому і повороту колони містить в собі основи 1 на якій закріплено циліндр 2 повороту колони. Циліндр 2 вміщує в себе ліву кришку 3 і праву чотири між якими розміщений поршні 5 6 і 7 які утворюють герметичні робочі камери *a*, *b* і *c*. У праву кришку 4 вкручений упор 8 а на хвостовику 9 поршня 7 закріплений упор 10. Між поршнями 5, 6 встановлена зубчаста рейка 11 яка в парі з зубчастою шестернею 12. До циліндра 2 прикріплена кришка 13 циліндра 14 в якому між кришками 13 і 15 розміщений поршень 16 з вихідним штоком 17. В осьовій глухій циліндричній розточці поршня 16 і штока 17 концентрично розміщений шліцевий вал 18 який з можливістю осьового зміщення поєднане зі шліцями виконаними на поршні 16. Хвостовик 19 шліцевого вала 18 виходить за межі кришки 13 і з'єднаний жорстко з шестернею 12. Циліндр 14 з кришками 13 15 і поршнем 16 утворюють герметичні робочі камери *d* і *e*. Тиск живлення до камери *a*, *b*, *c*, *d* і *e*

підводиться відповідно по каналах 20, 21, 22 і 23 канал 24 постійно з'єднаний з атмосферою.

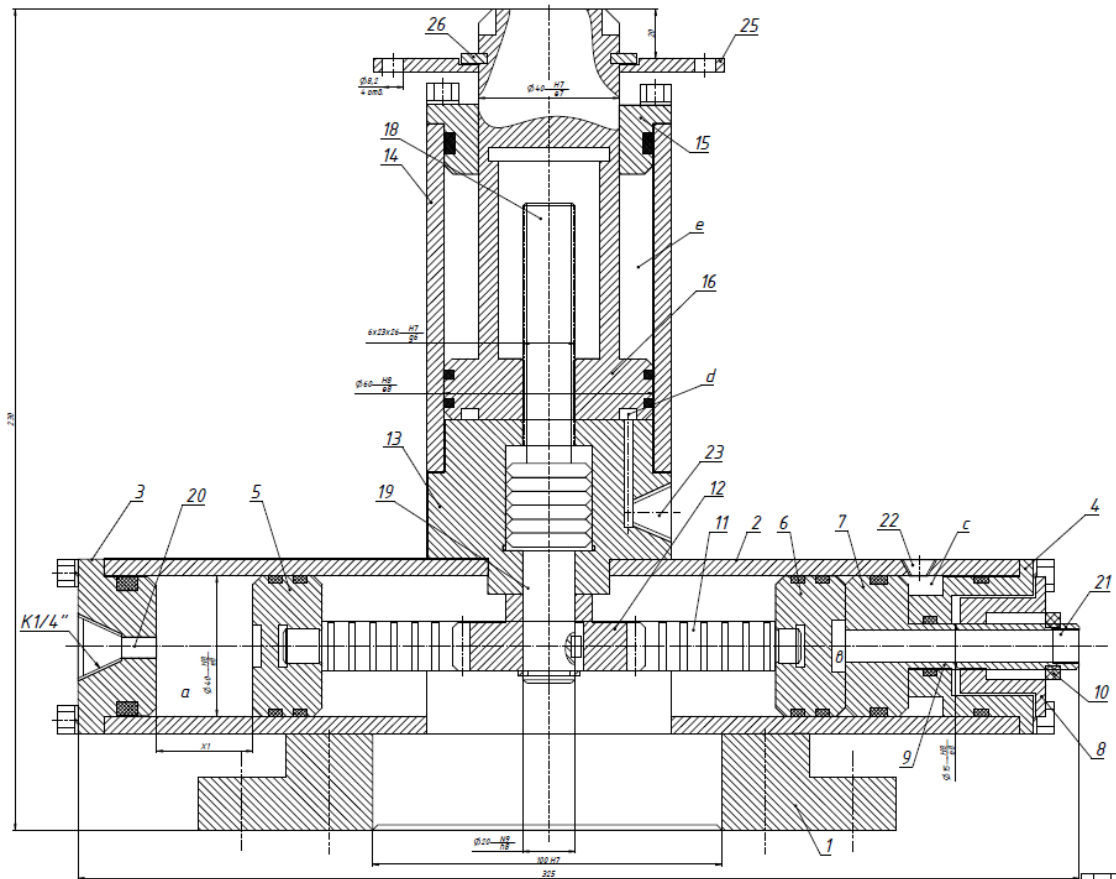


Рисунок 15 - Привід підйому і повороту колони.

Принцип дії ппк полягає в наступному. У вихідному положенні камери *a*, *b*, *c*, *d* і *e* з'єднані з атмосферою. Поршні 5, 6 знаходяться в крайньому правому положенні. Шток 17 з поршнем 16 знаходиться в нижньому крайньому положенні, тобто поршень 16 тисне в нижню кришку 13. Рука робота (на рисунку не показана) закріплюється до вихідного штока 17. При подачі тиску живлення в камеру *d* поршень 16 зі штоком 17 переміщується вгору на величину *Z*. Величина переміщення *Z* вихідного штока 17 в процесі роботи може бути заміненa перестановкою упорів (на рисунку не показані). При поєднанні камери *d* з атмосферою

шток 17 з поршнем 16 під дією земного тяжіння переміщується до низу постановки поршня 16 на кришку 13.

Поворот вихідного штока 17 відбувається наступним чином. При наділені тиску живлення у камеру в циліндра 2 і поєднанні камери *a* з атмосферою поршні 6, 5 і зубчаста рейка 11 рухається в ліво (за кресленням) до упора поршня 5 в кришку 3 на величину x_1 . При цьому шестерня 12 з вихідним штоком повертається на кут φ_1 .

$$\varphi_1 = \frac{x_1 \cdot 360^\circ}{\pi \cdot D} = \frac{x_1 \cdot 360^\circ}{\pi \cdot m \cdot z}$$

де x_1 - переміщення рейки 11,

m - нормальний модуль зачеплення,

z - кількість зубів шестерні 12.

Для поворота вихідного штока руки 17 на кут φ_1 дорівнює 90° переміщення рейки 11 визначається по залежності:

$$x_1 = \frac{\varphi_1 \cdot \pi \cdot D}{360^\circ}$$

$$x_1 = \frac{90^\circ \cdot \pi \cdot m \cdot z}{360^\circ} = \frac{90^\circ \cdot \pi \cdot 2 \cdot 60}{360^\circ} = 47.1 \text{ (мм)}$$

де $m = 2$ мм;

$z = 60$ зубів.

Для повернення вихідного штока 17 руки робота на менший кут наприклад φ_2 слід тиск живлення подати в камеру *c*. Під дією тиску в камеру *c* поршень 7 зубчастою рейкою 11 зміщується ліворуч на величину x_2 тобто до кінця 10 в упор 8. При цьому вихідний шток 17 змінюється на кут φ_2 :

$$\varphi_2 = \frac{x_2 \cdot 360^\circ}{\pi \cdot m \cdot z}$$

Величина переміщення x_2 змінюється різьбовим упором 8 вкрученим у кришку 4. Смуга регулювання величини x_2 лежить в межах $x_0 \leq x \leq 20$ мм. При цьому кут повороту φ_2 теж буде відповідати межам

$$\varphi_{2,max} = \frac{x_{2,max} \cdot 360^\circ}{\pi \cdot m \cdot z}$$

$$\varphi_{2,max} = \frac{20 \cdot 360^\circ}{\pi \cdot 2 \cdot 60} = \frac{60}{\pi} = 19.1^\circ$$

Висновки: Можна зазначити, що даний ппк дозволяє позиціонувати руку робота по координаті z і повертати руку на заданий кут що дає більші функціональні можливості робота який використовує такий привод.

2.10 Розрахунок характеристик виконавчого циліндра поворотно-поступальної дії.

На рис. 16 показана розрахункова схема виконавчого циліндра поворотно-поступального руху двосторонньої дії.

Розрахункова схема гідроциліндра поворотно-поступального руху двосторонньої дії складається з виконавчого циліндра 1, в якому з утворенням робочих камер а і в розміщений пустотілий поршень 2 зі штоком 3. До штока 3 прикріплена напрямна 4, на якій закріплений кулачок 5. В осьовій циліндричній розточці поршня 2 і штока 3 концентрично розміщений шліцевий вал 6, який рухомо в осьовому напрямку спряжений з шліцями поршня. Шліцевий вал бустановлений на кришці 8 з можливістю обертання і неможливістю осьового зміщення. Хвостовик 7 шліцевого вала 6 муфтою з'єднується з вихідним валом електричного крокового двигуна (ЕКД), які на рисунку не показані. Кулачок 5 при переміщенні перемикає гідравлічні розподільники Р1 і Р2. Канал живлення 9 штокової камери в сполучений з вхідним каналом розподільника Р2 і через зворотний клапан К32 та дросель Др.2 з вихідним каналом 10 реверсивного двопозиційного чотирилінійного розподільника з одностороннім електричним керуванням РР. Канал живлення 11 поршневої камери а сполучений з вхідним

каналом розподільника Р1 і через зворотний клапан КЗ1 та дросель Др.1 з вихідним каналом 12 реверсивного розподільника РР. До реверсивного розподільника РР по каналу 13 підводиться тиск живлення $P_{ж}$, а канал 14 сполучений з атмосферою $P_{a.}$.

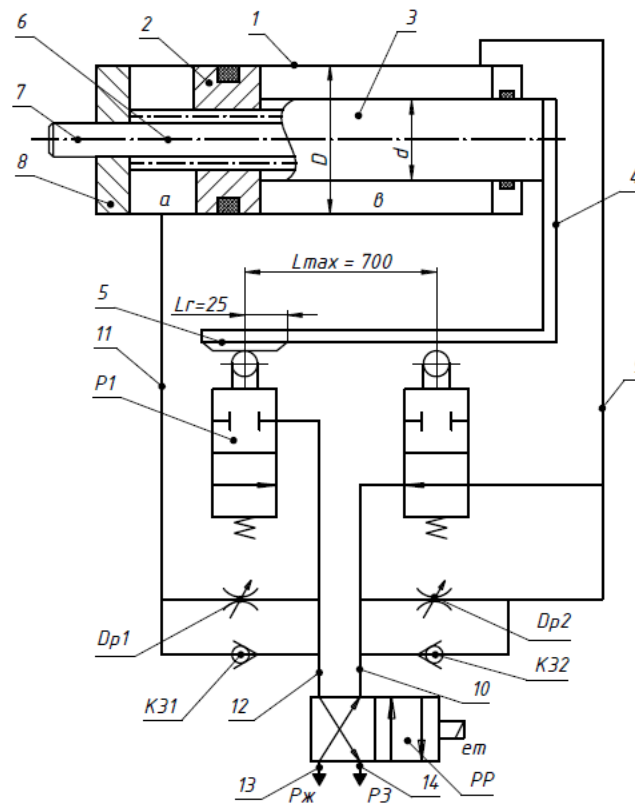


Рисунок 16 - Розрахункова схема гідроциліндра поворотно-поступального руху двосторонньої дії

Принцип дії виконавчого циліндра полягає в наступному. У вихідному положенні електромагніт е_м розподільника РР неструмлений. При цьому тиск живлення від розподільника РР через зворотний клапан КЗ2, дросель Др.2 і розподільник Р2 поступає в камера в циліндра 1, а камера а через дросель Др.1 і розподільник РР з'єднується з атмосферою. При цьому під дією тиску в камері в вихідний шток 3 рухається ліворуч. В кінці ходу кулачок 5 перемикає розподільник Р1 і рідина на злив поступає через дросель Др.1, яким регулюється швидкість гальмування руху вихідного штока ліворуч. При подачі напруги на електромагніт е_м розподільник РР перемикається ліворуч (за кресленням) і

рідина від РР спочатку через зворотний клапан ЗК1 і дросель Др.1 поступає до камери а циліндра 1, а камера в з'єднується через розподільник Р2, дросель Др.2 і РР зі зливом (Р_з). При цьому шток 3 на високій швидкості переміщується праворуч і кулачком 5 перемикає розподільник Р2. Після перемикання розподільника Р2 вниз (за кресленням) рідина зі штокової камери в витісняється на злив тільки через дросель Др. 2, яким регулюється швидкість гальмування в кінці ходу вихідного штока. [16, 18].

Вихідні дані розрахунку:

1. Типи розподільників: – реверсивний РР з одностороннім електричним керуванням, Р1 і Р2 шляхові розподільники двопозиційні, дволінійні з механічним керуванням.
2. Регулятори швидкості гальмування в кінці ходу – дроселі. що встановлені на виході.
3. В якості робочої рідини застосовують мінеральне масло індустріальне 20 із середньою кінематичною в'язкістю $\vartheta = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.
4. Циклограма: Швидкий вперед- ШВ, гальмування –ГВ, реверс – Р, швидкий назад – ШН, гальмування – Г.

Згідно циклограми розроблена принципова розрахункова схема

Тип і розміри елементів гідроапаратури вказуються після їх вибору.

Вихідні дані:

$$P=60 \text{ Н} \quad p=40 \text{ Н/м}^2 \cdot 10^5$$

$$ККД=0,90 \quad БП=БВ=БО=11 \text{ м/с} \cdot 10^{-2}$$

$$РП=0,7 \text{ м/с} \cdot 10^{-2} \quad S=0,7 \text{ м}$$

$$s_p=0,1 \text{ м} \quad l_1 = 4 \text{ м} \quad l_2 = 4,6 \text{ м}$$

2.11 Алгоритм статичного розрахунку гідравлічного виконавчого гідроциліндра поворотно – поступальної дії руки робота

1. По заданому розрахунковому навантаженню $P=60$ Н і тиску $p = 3$ МПа з урахуванням механічного ККД $\eta_{\text{мех}} = 0,8$ визначаємо діаметр поршня виконавчого приводу

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot p \cdot \eta_{\text{мех}}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{16000}{1130400}} = 0,0904 \text{ м}$$

Знайдене значення округлюється до найближчого нормального, яке вибирається з ряду 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 150 мм. [16, 17, 18].

$$D = 100 \text{ мм}$$

2. Визначаємо мінімальне необхідне значення P_{min} в робочій порожнині приводу:

$$P_{\text{min}} = \frac{4P}{\pi D \eta_{\text{мех}}}$$

$$P_{\text{min}} = \frac{16000}{0,00282} = 35,46 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

3. Вибирається діаметр штока $d=(0,4...0,5)$; $D = 50$ мм з урахуванням довжини ходу приводу та навантаження і округлюється до ближнього нормального значення, яке вибирається з ряду 20, 25, 32, 40, 50, 60, 70, 80, 90 мм.

4. По заданій швидкості швидкого підводу $V_{ш.п.}$ визначаються витрати на лінії нагнітання:

$$Q_{max} = \frac{\pi D^2}{4} V_{ш.п.}$$

$$Q_{max} = \frac{\pi \cdot 0,01 \cdot 11 \cdot 10^{-2}}{4} = 8,64 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 51,8 \text{ л/хв.}$$

5. По витратам Q_{max} з урахуванням можливих підтікань вибирається продуктивність насоса і його типорозмір. Обираємо Г11-24 з продуктивністю $Q_{нас} = 70 \frac{\text{л}}{\text{хв}}$. Максимальний робочий тиск 3,2 МПа, частота обертання приводного двигуна $n=1450$ об/хв. Ефективний ККД $\eta_{еф} = 0,82$.

6. По продуктивності насоса $Q_{нас}$ вибирається напірний золотник. Обираємо запобіжний клапан з переливним золотником Г52-14 з пропускною здатністю 3-70 л/хв.

7. По витратам Q_{max} вибираємо реверсивний золотник, двоходовий золотник зі зворотнім клапаном і фільтр, якщо він встановлений на лінії підводу рідини та фільтрує весь потік.

Обираємо золотник реверсний з гідрокеруванням ПГ72-14 і двоходовий золотник зі зворотнім клапаном типу Г74-34.

8. По витратам Q_{max} і допустимій швидкості $V_{доп}$ рідини визначається діаметр трубопроводу $d_{т1}$ на лінії підводу:

$$d_{т1} = \sqrt{\frac{4Q_{max}}{\pi V_{доп}}}$$

$$d_{т1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8.64 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 4,5}} = 1,56 \cdot 10^{-2} = 15,6 \text{ мм.}$$

приймаємо $d_{т1} = 20 \text{ мм.}$

Для напірної магістралі рекомендується приймати

$$V_{\text{доп}} = 3 - 3,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

при тиску $25 \cdot 10^{-5} \text{ Н/м}^2$;

$$V_{\text{доп}} = 4 - 5 \frac{\text{м}}{\text{с}} \text{ при тисках } 50 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Найдений діаметр округлюється до найближчого нормального значення, яке вибирається з ряду 4, 6, 8, 10, 13, 15, 20, 25 мм.

9. Визначаємо витрати на лінії зливу при швидкому підводі:

$$Q_{\text{зл.мах}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} V_{\text{ш.п.}}$$

$$Q_{\text{зл.мах}} = \frac{\pi(0,1^2 - 0,05^2)}{4} 11 \cdot 10^{-2} = 6,42 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 38,5 \text{ л/хв}$$

10. По витратам $Q_{\text{зл.мах}}$ обираємо фільтр, якщо він встановлений на загальному зливі і фільтрує весь потік. По витратам $Q_{\text{зл.мах}}$ і допустимій швидкості визначається діаметр зливного трубопроводу:

Рекомендується $V_{\text{доп.зл.}} = 1,5 - 2,5 \text{ м/с.}$

Знайдений діаметр округляється до найближчого нормального значення.

$$d_{т2} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{зл.мах}}}{\pi V_{\text{доп.зл.}}}}$$

$$d_{T2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,42 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 2,5}} = 1,8 \cdot 10^{-2} = 18 \text{ мм}$$

приймаємо $d_{T2} = 20 \text{ мм}$.

11. Визначаємо витрати рідини на лінії підвода Q_1 і Q_2 при робочому ході:

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} V_P$$

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} 0,7 \cdot 10^{-2} = 0,55 \cdot 10^{-4} = 3,3 \text{ л/хв}$$

$$Q_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} V_P$$

$$Q_2 = \frac{\pi(0,1^2 - 0,05^2)}{4} 0,7 \cdot 10^{-2} = 0,4 \cdot 10^{-4} = 2,45 \text{ л/хв}$$

12. В залежності від місця установки по одному з витрат (Q_1 чи Q_2) вибирається регулятор, а також фільтр, якщо він установлений перед дроселем.

Обираємо дросель з регулятором типу Г55-21 та фільтр пластинчатий типу 0,08Г41-12

13. Визначаємо дійсні швидкості рідини в трубопроводах при робочому ході привода:

$$V_1 = \frac{4Q_1}{d_{T1}^2}$$

$$V_1 = \frac{4 \cdot 0,55 \cdot 10^{-4}}{0,02^2} = 0,55 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$V_2 = \frac{4Q_2}{d_{T2}^2}$$

$$V_2 = \frac{4 \cdot 0,4 \cdot 10^{-4}}{0,02^2} = 0,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

14. Визначаємо режим тиску рідини в трубопроводах на лініях підвода і зливу по числу Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{V_1 d_{T1}}{\nu}$$

$$Re_1 = \frac{0,55 \cdot 0,02}{2 \cdot 10^{-5}} = 550;$$

$$Re_2 = \frac{V_2 d_{T2}}{\nu}$$

$$Re_1 = \frac{0,4 \cdot 0,02}{2 \cdot 10^{-5}} = 400,$$

де $\nu = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ – кінематична в'язкість масла.

15. В залежності від режимів руху визначається коефіцієнт тертя для рідини:

$$\lambda_{1,2} = \frac{64}{Re} - \text{для ламінарного режиму};$$

$$\lambda_{1,2} = \frac{0,3164}{Re \cdot 0,25} - \text{для турбулентного режиму}.$$

Так як течія ламінарна:

$$\lambda_{1,2} = \frac{64}{Re} = 0,116 \dots 0,16 \text{ (підвід/злив)}.$$

16. Визначаємо витрати тиску на тертя по довжині трубопроводу для ліній підводу та зливу при робочому ході:

$$\Delta P_{L1} = \lambda_1 \frac{L_1 V_1^2}{d_{T1} \cdot 2g} \gamma$$

$$\Delta P_{L1} = 0,116 \cdot \frac{4 \cdot 0,55^2}{0,02 \cdot 2 \cdot 9,81} 9,2 \cdot 10^3 = 3,29 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2;$$

$$\Delta P_{L2} = \lambda_2 \frac{L_2 V_2^2}{d_{T2} \cdot 2g} \gamma$$

$$\Delta P_{L2} = 0,16 \cdot \frac{4,6 \cdot 0,4^2}{0,02 \cdot 2 \cdot 9,81} 9,2 \cdot 10^3 = 2,76 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2,$$

де $\gamma = 9,2 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2$ – питома вага мінерального масла;

L_1 і L_2 – довжина трубопроводу.

17. Визначаємо витрати в місцевих опорах при робочому ході приводу. Втрати тиску в гідравлічних апаратах приводяться в таблицях їх типорозмірів (втрати дані для максимальних витрат через апарат). Так як при робочому ході витрати обмежені, табличні дані перераховуються по формулам:

$$\Delta P_{M1} = \Delta P_{M_{\text{табл}}} \left(\frac{Q_1}{Q_{\text{табл}}} \right)^2 - \text{для апарата на лінії приводу};$$

$$\Delta P_{M2} = \Delta P_{M_{\text{табл}}} \left(\frac{Q_2}{Q_{\text{табл}}} \right)^2 - \text{для апарата на лінії зливу}.$$

В реверсивному золотнику:

$$\Delta P_{M1} = \Delta P_{M_{\text{табл}}} \left(\frac{Q_1}{Q_{\text{табл}}} \right)^2$$

$$\Delta P_{M1} = 2 \left(\frac{3,3}{70} \right)^2 \cdot 10^5 = 0,0044 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

В фільтрі:

$$\Delta P_{M_2} = \Delta P_{M_{\text{табл.}}} \left(\frac{Q_1}{Q_{\text{табл.}}} \right)^2$$

$$\Delta P_{M_2} = 1 \left(\frac{3,3}{8} \right)^2 \cdot 10^5 = 0,17 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

В дроселі з регулятором:

$$\Delta P_{M_1} = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

В реверсивному золотнику:

$$\Delta P_{M_1} = \Delta P_{M_{\text{табл.}}} \left(\frac{Q_2}{Q_{\text{табл.}}} \right)^2$$

$$\Delta P_{M_1} = 2 \left(\frac{2,45}{70} \right)^2 \cdot 10^5 = 0,00245 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

Враховуються втрати тиску тільки в тих апаратах, через які проходить робочий потік рідини при русі привода з швидкістю робочої подачі. Для дроселів слід приймати втрати при робочій подачі:

$$\Delta p_{\text{в.др.}} = (2 \dots 3) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

18. Визначаємо сумарні витрати тиску на лінії підводу

$$\Delta p_{H_2} = \Delta p_{L_1} + \sum \Delta p_{M_1}$$

і лінії зливу

$$\Delta p_2 = \Delta p_{L_2} + \sum \Delta p_{M_2}.$$

На лінії підводу:

$$\Delta p_{H_2} = \Delta p_{L_1} + \sum \Delta p_{M_1}$$

$$\Delta p_{H_2} = (0,03 + 0,0044 + 0,17 + 2) = 2,2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

На лінії зливу:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{L_2} + \sum \Delta p_{M_2}$$

$$\Delta p_2 = (0,03 + 0,00245) = 0,032 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

19. Сумарні втрати на лінії зливу приводяться до робочої порожнини, враховуючи різницю ефективних площ в порожнинах циліндра:

$$\Delta p_{2 \text{ прив.}} = \Delta p_2 \frac{D^2 - d^2}{D^2}$$

$$\Delta p_{2 \text{ прив.}} = 0,032 \frac{0,1^2 - 0,05^2}{0,1^2} = 0,024 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

20. Визначаємо потужність приводного двигуна насоса, кВт:

$$N = \frac{P_{\text{роб}} Q_{\text{нас}}}{\eta_{\text{еф}}}$$

$$N = \frac{(35,46 + 2,2 + 0,024) \cdot 0,9}{0,82} = 4,1 \text{ кВт},$$

де $\eta_{\text{еф}}$ – ефективний (загальний) ККД насоса.

21. Вибираємо окрему апаратуру, яку вимагає схема, по рекомендаціям, даним в методичних вказівках по складанню схем.

Для керування реверсивним золотником обираємо золотник типу Г74-21, для зупинки приводу у вихідному положенні – кран керування Г71-21, для розвантаження системи від тиску – кран Г71-11.

2.12 Алгоритми розрахунку динамічних характеристик привода руки

1. Динамічний розрахунок гідравлічних виконавчих пристроїв зводиться до визначення переміщення, швидкості і прискорення робочого органа (руки робота) в залежності від значення і характеру робочого навантаження, сил тертя, режиму роботи та конструктивних параметрів виконавчих пристроїв і елементів гідросистеми.[17, 18]. пристрою визначаються рішенням рівняння руху поршня руки робота з приєднаною до нього масою m [18, 16, 17].

$$m \frac{dz^2}{dt^2} + \left[\frac{\gamma \cdot F_1^3}{2g(\alpha_1 \cdot f_1)^2} + \frac{\gamma \cdot F_2^3}{2g(\alpha_2 \cdot f_2)^2} \right] \cdot \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 - p_n \cdot F_1 + \\ + (P + R) + C_1 \frac{dz}{dt} + C_2 \cdot P(t) = 0,$$

де m – приведена до поршня маса рухомих частин і робочої рідини в трубопроводах і гідроциліндрі;

z - поточне значення переміщення поршня;

F_1 і F_2 – ефективні площі поршня відповідно зі сторони робочої порожнини і порожнини злива;

γ – питома вага робочої рідини;

g – прискорення вільного падіння;

d_1 і d_2 – коефіцієнт витрати ліній підводу і зливу;

p_n – тиск рідини, яка розвивається насосом;

P, R – постійні складові відповідно навантаження і сил тертя;

$C_1 \frac{dz}{dt}$ – сила в'язкого тертя;

$C_2 \cdot P(t)$ – змінна складова корисного навантаження;

C_1 і C_2 – коефіцієнти пропорційності.

2. Коефіцієнти витрати ліній підводу і зливу визначаються по залежності

$$d_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{\sum \lambda \frac{t_1}{d_1} + \sum \beta \xi_i}},$$

де ξ – коефіцієнт місцевих витрат;

β – поправочний коефіцієнт.

3. Приведена до поршня маса рухомих частин робочої рідини в трубопроводах і гідроциліндрі знаходиться за рівнянням

$$m = m_{\text{п}} + m_{\text{ж}} = m_{\text{п}} + \frac{\gamma}{2f} \sum f_i l_i \left(\frac{D}{d_i}\right)^2,$$

де f_i і l_i – відповідно площа поперечного перерізу і довжина i -ої ділянки трубопровода;

D, d_i – діаметри відповідно поршня та i -ої ділянки трубопровода;

$m_{\text{п}}$ – маса поршня і рухомих частин робочого органа.

4. Приведене рівняння руху поршня в загальному вигляді розв'язку немає. Воно може бути вирішене методами числового інтегрування з використанням ЕВМ.

Проте, якщо корисне навантаження і сили тертя постійні або змінюються незначно, так що з найбільшими похибками їх можна замінити деякими постійними черговими значеннями $P_{\text{ср}}$ і $R_{\text{ср}}$, рівняння може бути вирішене в загальному вигляді. Позначаючи

$$\frac{\gamma \cdot F_1^3}{2g(\alpha_1 \cdot f_1)^2} = a$$

$$\frac{\gamma \cdot F_2^3}{2g(\alpha_2 \cdot f_2)^2} = b$$

$$p_n \cdot F_1 - (P_{cp} + R_{cp}) = c$$

і не зважаючи на змінні складові $C_1 \frac{dz}{dt}$ і $C_2 \cdot P(t)$, рівняння можна звести до вигляду

$$m \frac{dz^2}{dt^2} + (a + b) \cdot \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 - c = 0.$$

Рішенням цього рівняння:

переміщення поршня

$$z = \frac{m}{a + b} \ln ch \left[\frac{1}{m} \sqrt{(a + b)ct} \right];$$

швидкість переміщення поршня

$$z' = \sqrt{\frac{c}{a + b}} th \left[\frac{1}{m} \sqrt{(a + b)ct} \right];$$

прискорення поршня в початковий період руху

$$z'' = \frac{c}{mch^2 \left[\frac{1}{m} \sqrt{(a + b)ct} \right]}.$$

Підстановка значення a, b і c в ці залежності дозволяє виразити величини переміщення, швидкості та прискорення поршня гідроциліндра через його геометричні параметри, діючого тиску і сили опору руху.

6. Значення сталої швидкості визначається рівняння при умові, що прискорення $\frac{d^2 z}{dt^2} = 0$. Тоді значення сталої швидкості визначається по формулі

$$z'_y = \sqrt{\frac{c}{a + b}}.$$

7. Для зручності обчислення гіперболічних функцій ch і th вводимо додатково позначення сталих величин:

$$\begin{aligned}\frac{1}{m}\sqrt{(a+b)ct} &= k_1; & \sqrt{\frac{c}{a+b}} &= k_3; \\ \frac{m}{a+b} &= k_2; & \frac{c}{m} &= k_4.\end{aligned}$$

Тоді:

$$z = k_2 \ln ch k_1 t;$$

$$z' = k_3 th k_1 t;$$

$$z'' = k_4 \frac{1}{ch^2 k_1 t}.$$

8. Знаходимо величини x , $\dot{x}$ і $\ddot{x}$, користуючись отриманими залежностями при різних величинах часу t . Для початкової ділянки руху (від $t = 0$ до сталого руху, при якому $\dot{x}_4 = const$) розрахунок доцільно проводити через інтервали часу 0,01 с. На гальмівній ділянці шляху – через 0,2 – 0,4 с.

9. За результатами розрахунку будуються графіки залежностей $x = y(t)$; $\dot{x} = y(t)$; $\ddot{x} = y(t)$ і надається їх аналіз.

10. Визначимо час швидкого руху вихідного штока виконавчого циліндра на величину $L_{ш} = 675$ мм.

$$t_{ш} = \frac{\pi \times D^2}{4 Q_{max}} L_{ш}$$

$$t_{ш} = \frac{\pi \times 36 \times 675 \times 60}{4 \times 70 \times 1000} = 16,35 \text{ (с)}.$$

11. Визначимо час гальмування вихідного штока виконавчого циліндра на величину $L_r = 25$ мм.

$$t_r = \frac{\pi \times D^2}{4 \times Q_r} L_r$$

$$t_r = \frac{\pi \times 36 \times 25 \times 60}{4 \times 3,3 \times 1000} = 1,54 \text{ (с).}$$

Таким чином сумарний час переміщення вихідного штока виконавчого циліндра (на якому закріплені захватні пристрої) на величину 700 мм складає

$$t_c = t_{ш} + t_r$$

$$t_c = 16,35 + 1,54 = 18,29 \text{ (с).}$$

Висновок. Вибраний насос з витратою рідини 70 л/хв. забезпечує переміщення захватних пристроїв від вихідного положення до затискного патрона верстата за 16,35 с. Зворотне переміщення захватних пристроїв при співвідношенні діаметрів поршня і штока $D/d = 60/40 = 1,8$ і шляху гальмування 25мм здійснюється приблизно за 10,18 с. Таким чином швидкодія привода руки робота при витраті насоса 70 л/хв. невисока, щоб підвищити швидкодію руки робота необхідно зменшувати, або діаметр поршня і штока, або збільшувати витрату насосної установки.

Визначимо, яка необхідна витрата насоса для забезпечення переміщення захватних пристроїв (вихідного штока руки) за $t = 1$ секунду на величину $L = 700$ мм при діаметрі поршня $D = 60$ мм

$$Q = \frac{\pi \times D^2}{4t} \times L$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \times 6^2 \times 70 = 1979,20 \text{ (см}^3\text{/с)} = 118,74 \text{ л/хв.}$$

Насосну установку з такою витратою рідини застосовувати для переміщення руки робота недоцільно, так як вона дорога, складна конструктивно, має значні габаритні розміри і вагу.

Привод руки робота характеризується незначним осьовим навантаженням і малою масою заготовки (до 10 кг) тому для транспортування заготовки (деталі) доцільно застосовувати пневмопривод або гідро- пневмопривод, які характеризуються простотою, надійністю і високою швидкістю при малій вазі виконавчого циліндра. В роботі розглянута пневмогідравлічна конструкція виконавчого циліндра руки робота, яка забезпечує швидкий рух (до 1 м/с) і надійне гальмування вихідного штока в кінці ходу.

2.13 Розрахунок часу спрацювання пневматичного виконавчого циліндра руки робота

Розглядаючи динамічний процес, що відбувається в робочих камерах пневматичного циліндра, ми спостерігаємо процес одночасного наповнення й вихлопу повітря з камери змінного об'єму з урахуванням теплообміну з навколишнім середовищем і втрат повітря. Нехай із НВО (нескінченно великого об'єму), тиск p_m і температуру T_m повітря в якому можна вважати постійними, надходить стиснене повітря в кількості $d\theta_m$ у порожнину змінного об'єму V (див. Рис. 9.1). У ту ж камеру одночасно надходить деяка кількість повітря $d\theta_n$ з камери обмеженого обсягу зі змінним тиском повітря p_n і температурою T_n . Це викликано повітрям, що перетікає, з камери більш високого тиску через нещільності в ущільненні. З об'єму V частина стисненого повітря $d\theta_a$ впливає в атмосферу, тиск і температура якої рівні відповідно p_a й T_a .

Під впливом стисненого повітря, що надійшло в систему, тиск p в об'ємі V підвищується, незважаючи на витік частини повітря, і переміщення поршня. [28,39].

Складемо рівняння енергетичного балансу камери, вважаючи, що разом із притоком повітря у систему вноситься деяка кількість теплової енергії, а саме: dQ_M й dQ_n , а з повітрям, що витікає, відповідно несеться dQ_a .

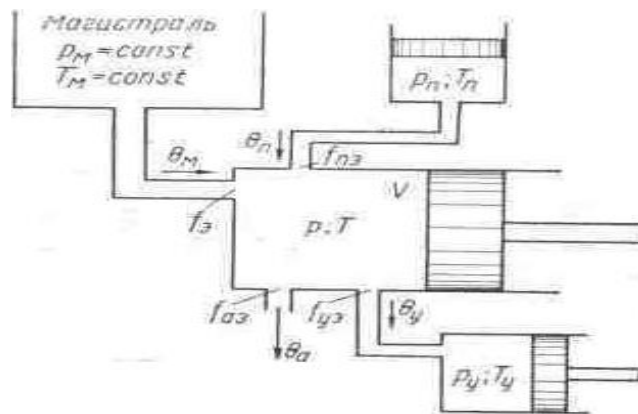


Рисунок 17 - Принципова схема

Так як пневматичні приводи застосовуються при широкому діапазоні зміни тисків і температур, коли теплообмін може вплинути на динаміку системи, урахуємо при складанні рівняння енергетичного балансу кількість тепла d , що втрачається системою в навколишнє середовище (або одержуване від неї).

Уважаючи відповідно до першого закону термодинаміки, що все тепло, підведене до розглянутої системи, витрачається на зміну внутрішньої енергії dU і на роботу розширення газу dL , запишемо рівняння теплового балансу порожнини:

$$dQ_M + dQ_n - dQ_a - dQ = dU + A dL \quad 2.1$$

де A - термічний еквівалент роботи.

Термодинамічні процеси в пневматичному приводі, розглядаються як, квазістаціонарні й витікання, що протікають при сталих режимах.

Маючи на увазі, що кількість теплової енергії, що надійшла в систему з газом, дорівнює добутку його кількості на теплоємність, представимо рівняння (2.1) у такий спосіб:

$$i_M d\theta_M + i_n d\theta_n - i d\theta_a - i d\theta_y - dQ = dU + A dL, \quad 2.2$$

де i , i_n й i — теплоємність вступника в систему повітря й впливає з неї.

Виразимо кількість тепла dQ , передане системою навколишньому середовищу, за допомогою відомої залежності

$$dQ = \alpha' F' (T - T_c) dt, \quad 2.3$$

де α' - коефіцієнт теплопередачі;

F' - поверхня теплообміну;

T і T_c — температура повітря в порожнині й стінок теплопередаючої поверхні;

t - час.

Будемо вважати коефіцієнт теплопередачі α' залежний від питомої ваги газу γ :

$$\alpha' = \alpha_0 \gamma = \frac{\alpha_0}{RT} p \quad 2.4$$

де α_0 — коефіцієнт пропорційності;

R - газова постійна повітря.

З огляду на те, що поверхня теплообміну F' об'єму складається з постійної поверхні F'_k (кришки) і змінної поверхні самого об'єму (внаслідок переміщення поршня), запишемо вираз для поверхні, що передає тепло

$$F' = F'_k + \pi D x, \quad 2.5$$

де D - діаметр поршня;

x - поточна координата положення поршня.

Підставивши значення α' й F' з виразів (2.4) і (2.5) у рівняння (2.3), одержимо

$$dQ = \frac{\alpha_0 P}{R} \left(1 - \frac{T_c}{T} \right) (F'_k + \pi D x) dt \quad 2.6$$

У процесі наповнення порожнини стисненим повітрям температура в ній піднімається. Частина тепла передається стінкам робочого циліндра й навколишньому середовищу. Тому, строго говорячи, температура стінок безупинно міняється. Для спрощення розрахунку ці зміни температури стінок будемо вважати несуттєвими, тобто приймемо температуру стінок постійної T_c – const.

З огляду на вираз (2.6), а також що

$$U = u \theta ,$$

$$dL = p dV,$$

де u — питома внутрішня енергія, запишемо рівняння (2.2) у наступному виді:

$$i_m d\theta_m + i_n d\theta_n - i_a d\theta_a - \frac{\alpha_o P}{R} (F'_k + \pi D x) \left(1 - \frac{T_c}{T}\right) dt =$$

$$= \theta du + u d\theta + A p dV \quad 2.7$$

Виразимо в цьому рівнянні значення тепломісткості i і питомої внутрішньої енергії u через добуток температури на теплоємність відповідно при постійному тиску порівні постійному об'ємі c_v ($i=c_p T$, и $u=c_v T$):

$$c_p T_m d\theta_m + c_p T_n d\theta_n - c_p T d\theta_a - \frac{\alpha_o P}{R} (F'_k + \pi D x) \left(1 - \frac{T_c}{T}\right) dt =$$

$$= c_v \theta dT + c_v T d\theta + A p dV \quad 2.8$$

Розглядаючи стиснене повітря як ідеальний газ, молекулярними силами зчеплення якого можна зневажити, запишемо рівняння його стану

$$PV = \theta RT \quad 2.9$$

Підставляючи в рівняння (2.8) значення θdT , отримане з вираз (2.9), і думаючи що в цьому рівнянні

$$AR = c_p - c_v, \text{ а } \frac{c_p}{c_v} = k,$$

де k — показник адіабати, після нескладних перетворень, одержуємо наступне рівняння:

$$kRT_m d\theta_m + kRT_n d\theta_n - kRT d\theta_a - \frac{\alpha_o (k-1)p}{AR} (F'_k + \pi D x) \left(1 - \frac{T_c}{T}\right) dt =$$

$$= V dp + k p dV \quad 2.10$$

Замінімо в рівнянні (2.10) кількість повітря, що надходить в об'єм V і впливає з нього, через відповідне значення витрати в інтервал часу dt :

$$kR \left[T_m G_m dt + T_n G_n dt - T G_a dt_a - \frac{\alpha_0 p(k-1)}{kAR^2} (F'_k + \pi D x) \left(1 - \frac{T_c}{T} \right) \right] dt =$$

$$= V dp + k p dV \quad 2.11$$

Приведемо формули для витрати повітря з необмеженого обсягу:

$$G_m = f_3 \sqrt{\frac{2gk}{k-1} p_m \gamma_m \left[\left(\frac{p}{p_m} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_m} \right)^{\frac{1+k}{k}} \right]} \quad 2.12$$

для підкритичного режиму й

$$G_* = f_3 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1} p_m \gamma_m} \quad 2.13$$

для надкритичного режиму.

У цих рівняннях

$f_3 = \mu f$ — ефективна площа отвору для входу повітря;

f_3 — площа вхідного отвору;

μ — коефіцієнт витрати;

g - прискорення сили ваги;

p_m і γ_m — тиск і питома вага повітря в магістралі.

Перехід від надкритичного режиму до підкритичного відбувається при критичному відношенні тисків Y_* :

$$Y_* = \frac{p_*}{p_m} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} = 0,5282 \quad 2.14$$

де p_* — критичний тиск.

Представимо формули витрати повітря для обох режимів у наступному виді:

$$\begin{aligned} G_* &= K_* f_{\text{в}} p_m \sqrt{\frac{1}{RT_m}} \\ G_v &= K f_{\text{в}} p_v \sqrt{\frac{1 \cdot \varphi(Y)}{RT_v}} \end{aligned} \quad 2.15$$

$$\text{де } K = \sqrt{\frac{2gk}{k+1}}, \quad K_* = K \varphi(Y_*) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}}$$

$$\varphi(Y_*) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}$$

$$\varphi(Y) = \sqrt{Y^{\frac{2}{k}} - Y^{\frac{k+1}{k}}}, \text{ при } 0,5282 < Y < 1$$

$$\varphi(Y) = \varphi(Y_*) = 0,2588, \text{ при } \text{ПРО} < Y \leq 0,5282.$$

Надалі функцію $\varphi(Y)$ будемо називати функцією витрати. Витрата повітря з обмежених об'ємів розглянутої системи буде відповідно дорівнювати:

$$\left. \begin{aligned} G_n &= K f_{\text{в}n} p_n \sqrt{\frac{1}{RT_n}} \varphi(Y_n) \\ G_a &= K f_{\text{в}a} p_n \sqrt{\frac{1}{RT_a}} \varphi(Z_a) \end{aligned} \right\} \quad 2.16$$

де $f_{nз}$, $f_{aз}$ – ефективні площі отворів для входу повітря в порожнину V з обмеженого об'єму більше високого тиску й виходу його із цієї порожнини в атмосферу й у порожнину більше низького тиску

$$Y_n = \frac{p}{p_n},$$

$$Z_a = \frac{p_a}{p}$$

відношення тиску повітря в порожнині, у яку він надходить, до тиску в порожнині, з якої він випливає; при цьому буквою Y характеризується надходження повітря в даний об'єм, а Z — витікання з нього. Функції витрати в цих формулах визначаються аналогічно $\varphi(Y)$.

Підставивши значення витрат отриманих у виразах (2.15) і (2.16) у рівняння (2.11), отримаємо

$$k\sqrt{R}\left[\sqrt{T_m}Kf_{зp_m}\varphi(Y)+\sqrt{T_n}Kf_{нзp_n}\varphi(Y_n)-\sqrt{T}Kf_{азp}\varphi(Z_a)-\frac{\alpha_0p(k-1)}{kAR\sqrt{R}}(F'_k+\pi Dx)\left(1-\frac{T_c}{T}\right)\right]dt=Vdp+kpdV \quad 2.17$$

Наведена формула (2.17) характеризує процес зміни тиску повітря в даній системі.

У наведеній формулі є три невідомі величини які змінюють своє значення (крім часу): тиск p повітря в представленій порожнині, його температура T и змінний об'єм порожнини V . Щоб ці велечини нам стали відомими як функції часу, використаємо рівняння переміщення поршня й рівняння положення повітря (2.9), представлене в диференціальній формі

$$Td\theta + \theta dT = \frac{1}{R}(pdV + Vdp) \quad 2.18$$

Підставимо в виведене рівняння значення об'єму повітря в об'ємі, предсталене через об'єм V порожнини й питому вагу повітря γ ,

$$Td\theta + V\gamma T = \frac{1}{R}(pdV + Vdp) \quad 2.19$$

Диференціал кількості повітря в даній порожнині виразимо через його витрату в інтервал часу dt :

$$d\theta = Gdt = (G_m + G_n - G_a)dt \quad 2.20$$

Заміняючи в рівнянні (2.19)

$$V = Fx$$

(де F — параметр площини поршня),

$$\gamma = \frac{p}{RT}$$

і $d\theta$ по виразу (2.20), отримуємо

$$RT(G_m + G_n - G_a)dt + \frac{Fxp}{T}dT = Fpdx + Fxdp \quad 2.21$$

Підставимо в це рівняння значення витрат по формулах (2.15) і (2.16) і можемо вивести новий його вигляд:

$$\frac{dT}{T} = \frac{dx}{x} + \frac{dp}{d} - \frac{\sqrt{RT_M}}{F_{xp}} \times$$

$$\times \left[f_3 Kp_m \frac{T}{T_M} \varphi(Y) + f_{пз} Kp_n \frac{T}{\sqrt{T_n T_M}} \varphi(Y_n) - f_{аз} Kp \sqrt{\frac{T}{T_M}} \varphi(Z_n) \right] dt \quad 2.22$$

Рівняння руху поршня й приєднаних до нього частин, що рухаються-поступально, постійної маси в порожнині закритого циліндру V являє собою

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = pF - P \quad 2.23$$

де m - маса частин, що рухаються-поступально;

P - сила опору руху поршня.

Система диференціальних рівнянь: 2.22; 2.17 і 2.23 в загальному вигляді не вирішується. Вона вирішується тільки методом чисельного інтегрування.

2.14 Розрахунок часу розвантаження-завантаження верстата роботом

Розрахунок часу переміщення руки робота на величину 700мм.

Вихідні дані розрахунку руху руки робота вперед до патрона верстата і назад у вихідне положення

Діаметр поршня виконавчого циліндра – $D_{ц}=0,06\text{м}$; діаметр штока – $d=0,04\text{м}$; максимальний хід вихідного штока – $X_{\max}=0,07\text{м}$; діаметр трубопровода – $d_T=0,02\text{м}$; довжина трубопровода – $L_T=0,2\text{м}$; хід швидкого переміщення вихідного штока – $L_{ш}=0,6\text{м}$; шлях гальмування – $L_T=0,1\text{м}$; тертя поршня $R_{п}=40\text{Н}$; тертя штока – $R_{ш}=30\text{Н}$; максимальна швидкість штока виконавчого циліндра руки робота – $v=1\text{м/с}$.

Визначити: величину тиску P_m , який необхідно підвести до акумулятора А1;

час переміщення штока 2 циліндра 1 на величину $L_{ш}=0,6\text{м}$;

час переміщення штока 2 циліндра 3 на величину $L_r=0,1\text{м}$;

час повного циклу руху вихідного штока 2 циліндра 1.

Рішення:

1. Швидкість руху рідини в трубопроводі 5

$$v_T \times \pi \times \frac{d_T^2}{4} = v_C \times \pi \times \frac{D_C^2}{4}$$

Звідси отримуємо

$$v_T = v_C \times \frac{D_C^2}{d_T^2}$$

$$v_T = \frac{0,06^2}{0,02^2} \times 1 = 9 \text{ м/с.}$$

3. Втрати тиску на тертя поршня і штока

$$\Delta P_{\text{п,ш}} = \frac{(R_{\text{п}} + R_{\text{ш}})}{\pi \times D_{\text{ц}}^2} \times 4$$

$$\Delta P_{\text{п,ш}} = \frac{(40+30)}{\pi \times 0,06^2} \times 4 = 0,28 \times 10^5 \left(\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right)$$

4. Визначимо тиск, який необхідно підвести до акумулятора А2

$$P_{\text{м}} = \Delta P_{\text{т}} + \Delta P_{\text{п,ш}}$$

$$P_{\text{м}} = 4,5 \times 10^5 + 0,28 \times 10^5 = 4,78 \times 10^5 = 0,478 \text{ (МПа)} = 0,5 \text{ МПа.}$$

Таким чином для переміщення штока на 0,6м за 1сек. необхідно в акумуляторі А2 підтримувати тиск $P_{\text{м}}=0,5$ МПа.

5. Приймаємо в кінці руху на участку 0,1м швидкість штока 2 рівномірно зменшується від 1м/с до 0.

6. Середня швидкість гальмування

$$v_{\text{с,г}} = \frac{v_{\text{ш}}}{2}$$

$$v_{\text{с,г}} = \frac{1}{2} = 0,5 \text{ (м/с.)}$$

7. Час гальмування

$$t_{\text{г}} = \frac{L_{\text{г}}}{v_{\text{с,г}}}$$

$$t_{\text{г}} = \frac{0,1}{0,5} = 0,2 \text{ (с.)}$$

8. Визначимо час руху вихідного штока руки на 0.7 м при прямому ході

$$t_b = t_{ш} + t_r$$

$$t_b = 1 + 0,2 = 1,2 \text{ (с.)}$$

9. Аналогічно Визначається час руху штока руки робота при реверсі

$$t_p = t_{ш} + t_r$$

$$t_p = 1 + 0,2 = 1,2 \text{ (с.)}$$

Таким чином швидкість \руху приводу руки робота регулюється як величиною тиску в акумуляторі, так і гальмівними дроселями, прохідний переріз яких визначається профілем кулачка 4.

10. Повний цикл руху руки робота (до верстата і від нього) дорівнює

$$t_1 = t_b + t_p$$

$$t_1 = 1,3 + 1,2 = 2,4 \text{ (с.)}$$

Послідовність розрахунку часу розвантаження- завантаження верстата роботом.

Діаметр поршня виконавчого циліндра – $D_{ц}=0,06\text{м}$; діаметр штока- $d=0,04\text{м}$; максимальний хід вихідного штока – $X_{\max}=0,07\text{м}$; діаметр поршня циліндра затискного схвата- $D_c=0,04\text{м}$; діаметр штока - $d_c=0,012\text{м}$; хід штока схвата – $X_c=0,001\text{м}$; діаметр поршня циліндра поворота - $D_{п}=0,05\text{м}$; діаметр штока – $d_{п}=0,02\text{м}$; хід штока циліндра поворота – $X_{п}=0,001\text{м}$; діаметр циліндра поворота (ротації) схватів – $D_p=0,06\text{м}$; діаметр вихідного вала- $d_p=0,02\text{м}$; максимальне кутове переміщення вихідного вала – $\beta=180^\circ$.

Для себе розуміємо, що всі рухи послідовні і будуть виконуватися із сталою швидкістю, мотор має забезпечувати максимальну витрату рідини $Q=60\frac{\text{л}}{\text{хв}}$

1. Визначимо повний робочий час завантаження – розвантаження верстата

$$t_3 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8$$

де t_1 - час повного циклу опрацювання руху руки робота (до обладнання і від нього) дорівнює проходженню вихідного штока зі схватами від початкового положення до патрона і назад на величину повного вильоту – $X_{\max}=700\text{мм}$; t_2 – час потрібний на затиск обробленої заготовки затискним схватом; t_3 – час вилучення обробленої заготовки із затискного патрона; t_4 - час зміни положення(ротації) схватів на 180° ; t_5 – час обертання заготовки (завантаження в обладнений затискний патрон на верстаті); t_6 – час затискання патроном верстата заготівельного матеріалу; t_7 – час розтиску заготівельного матеріалу .

2. Визначаємо час за який схвати опиняться у патрона, t_1 по залежності

$$t_1 = 2,4 \text{ с.}$$

3.Визначаємо час затиску обробленої деталі t_2 по нижче заданій формулі формулі:

$$t_2 = \frac{X_c}{v} = \frac{\pi D_c^2 \times X_c}{4Q}$$

$$t_2 = \pi \times \frac{0,04^2 \times 0,01}{4 \times 0,06} = 0.000209 \text{ (хв.)} = 0,0126 \text{ с.}$$

4. Визначаємо час вилучення деталі t_3 по залежності

$$t_3 = \frac{X_{\pi}}{v} = \pi \times \frac{D_{\pi}^2}{4V} \times X_{\pi}$$

$$t_3 = \pi \times \frac{0,05^2}{4 \times 0,06} \times 0,001 = 0,0032(\text{хв}) = 0,196 \text{ с.}$$

5. Визначаємо отриманий час t_4 провороту схватів на кут 180° по формулі

$$t_4 = \frac{S_p}{\vartheta} \quad 2.24$$

де $S_p = \pi \times \frac{R_1 + R_2}{2}$ – довжина дуги 180° поворота вихідного вала (шибера);

R_1 і R_2 – наявні у нас радіус вала і радіус циліндра;

$$\vartheta = \omega \frac{R_1 + R_2}{2} = \omega \times R_c;$$

ω – Швидкість провороту вихідного вала;

R_c – середній радіус.

Швидкість провороту визначається по залежності

$$\omega = 2 \times Q / (R_1^2 - R_2^2) \times b \times z,$$

де b – ширина пластини;

z – число пластин.

Підставимо в рівняння значення :

$$S_p = \pi \times \frac{R_1 + R_2}{2};$$

$$\vartheta = \omega \frac{R_1 + R_2}{2}$$

$$\omega = 2 \times Q / (R_1^2 - R_2^2) \times b \times z$$

Отримуємо

$$t_4 = \pi (R_1^2 - R_2^2) \times b \times z / 2Q$$

$$t_4 = \pi(0,025^2 - 0,010^2) \times 0,040 \times 1/2 \times 0,06 = 0,000548 \text{ (хв.)} = 0,35 \text{ с.}$$

$$t_4 = 0,35 \text{ с.}$$

6. Час затиску заготовки в кулачках патрона

$$t_5 = t_3 = 0,196 \text{ с.}$$

7. Час зажимання заготовки в кулачках патрона верстата;

$$t_6 = t_2 = 0,0126 \text{ с.}$$

8. Час звільнення заготовки

$$t_7 = t_2 = 0,0126 \text{ с.}$$

9. Розрахуємо витрату загального часу завантаження – розвантаження обладнання

$$t_3 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7$$

$$t_3 = 2,4 + 0,0126 + 0,196 + 0,35 + 0,196 + 0,0126 + 0,0126 = 3,186 \text{ (с).}$$

Висновок: Представлена компановка робот завдяки встроєним двом схватам, які монтуються на кінець вихідного штока з спроможністю поворота на заданий кут зробило в свою чергу високу швидкодію процесу завантаження-розвантаження обладнання.

2.15 Алгоритм прорахунку шліцевої пари.

Бічні поверхні нарізаних зубців шліцевого з'єднання при роботі витримують навантаження на зминання, а їх основа на згин і зріз.[34, 42].

Розрахунок на виникнення деформацію проводиться по залежності:

$$\sigma = \frac{8 \cdot M_{\text{кр}} \cdot 10^3}{\varphi \cdot Z(D - d - 2 \cdot f)(D + d)l_p} \leq [\sigma_{\text{зм}}],$$

де $\varphi = 0,75$ – масштабуючий коефіцієнт;

$D; d$ і z – Габарити зовнішнього, внутрішнього діаметра і кількості шліців;

f – габаритний розмір фаски по довжині шліця, мм;

l_p – робоча відстань поверхні шліців, мм;

$[\sigma_{\text{зм}}]$ – коефіцієнт дозволеного напруження зминання.

Розрахунок наявної шліцевої пари

Початкові дані розрахунку:

Кутовий момент який виникає в ЕКД - $M_{\text{кр}} = 8,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$\varphi = 0,75$;

$D = 40 \text{ мм}$;

$d = 34 \text{ мм}$;

$f = 1 \text{ мм}$;

$l_p = 30 \text{ мм}$;

$[\sigma_{\text{зм}}] = 30 \text{ МПа}$.

Знаходимо напруження яке виникає на зминання шліців

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{8 \cdot M_{\text{кр}} \cdot 10^3}{\varphi \cdot Z(D - d - 2f)(D + d)l_p}$$

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{8 \cdot 8,5 \cdot 10^3}{0,75(40 - 34 - 2) \cdot (40 + 34) \cdot 30} = \frac{8 \cdot 8,5 \cdot 10^3}{66600} = 1,021 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \right)$$

$$\sigma_{\text{зм}} = 1,02 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < [\sigma_{\text{зм}}]$$

Виходячи із цього, напруження яке виникає при зминанні значно менше допустимого. Це є явним доказом того, що ЕКД робить тільки роботу по пересуванню поршня по наявним шліцям без лишнього навантаження.

2.16 Алгоритм розрахунку гвинтової пари ковзання.

1. Швидкість гвинта по описуємому колу:

$$V_t = \omega \cdot \frac{d_2}{2},$$

де ω – кутова швидкість;

d_2 – середнє значення діаметру різьби

2. Розмір кутового підйому різьби:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_z}{\pi \cdot d_2},$$

де $P_z = P \cdot Z$ – кількість наявних заходів різьби.

3. Швидкість пересування гайки:

$$V = V_t \cdot \operatorname{tg} \psi = \omega \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \psi.$$

4. Швидкодія ковзання:

$$V_s = \frac{V_t}{\cos \psi} = \frac{\omega \cdot d_2}{2 \cos \psi}$$

5. Осьове навантаження яке прикладається:

$$F_0 = F_n \cdot \cos \delta,$$

де F_n – сила нормального навантаження;

$$\delta = \frac{\alpha}{2};$$

α – кут отриманий формою різьби.

6. Сила з якою виникає тертя:

$$F_t = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi),$$

де φ – сумарний кут тертя.

7. Обертовий момент на гвинті:

$$M_{\text{кр}} = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2},$$

при цьому дія зусилля і швидкість протилежні.

8. Повний проворотний момент на гвинті:

$$M_{\Pi} = M + M_{s0},$$

де M_{s0} – момент силового навантаження тертя на опорах гвинта.

9. Сумарний кут тертя:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_s}{F_r \cdot \cos \delta} = \frac{f}{\cos \delta}.$$

Для матеріалів пари сталь-бронза $f = 0,1$;

Матеріал сталь-чавун $f = 0,15$;

для різьби упорного типу – $\delta = 3^\circ$;

трикутної різьби – $\delta = 30^\circ = \frac{\alpha}{2}$.

10. При однонаправленому навантаженні на гвинт:

$$M = F_0 \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi),$$

при $\varphi < \psi$; $M < 0$ – це значить, що при осьовому навантаженні на гайку, гвинт буде прокручуватись.

11. Коефіцієнт корисного навантаження ККД:

$$\eta = \frac{P_1}{P_2},$$

де P_1 – потужність яка виникає на гайці;

P_2 – потужність яка виникає на гвинті.

12. $P_1 = F_0 \cdot V$; $P_2 = M \cdot \omega$ звідси:

$$\eta = \frac{F_0 \cdot V}{M \cdot \omega} = \frac{F_0 \cdot \omega \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \psi}{F_0 \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \psi) \cdot \omega}$$

2.17 Розрахунок гвинтового приводу накопичувача заготовок

Переміщення на задану величину накопичувача заготовок здійснюється електричним кроковим двигуном (ЕКД), вихідний вал якого муфтою сполучений з хвостовиком гвинта. Гвинт встановлений на опорах, а спряжена з ним гайка закріплена на накопичувачі заготовок. Накопичувач заготовок виконаний у вигляді піддона з отворами діаметром $D_3=30\text{мм}$ і кількістю $N=256$ штук. Отвори розміщені рівномірно з кроком $K=35\text{мм}$ по координатам X і Y . Матеріал заготовок сталь Ст.45. Геометричні розміри заготовки: $D_3=30\text{мм}$, довжина $l_3 = 100\text{мм}$.

Вихідні данні для розрахунку:

Довжина робочої частини різьби гвинта $L_r = 600\text{мм}$;

Питома вага сталі Ст.45 - $7,8 \text{ г/см}^3$;

Вага заготовок –

$$P_3 = 256 \times 7,8 \times \frac{\pi}{4} \times D^2 \times l_3$$

$$P_3 = 256 \times 7,8 \times \frac{3,14}{4} \times 3^2 \times 10 = 143,4 \text{ (кг)}.$$

Приймаємо $P_3 = 150$ кг:

Вага накопичувача – $P_H = 60$ кг;

Матеріал гайки - бронза Бр.ОФ 10-0,5;

Коефіцієнт тертя напрямні – накопичувач – $K_T = 0,24$

Матеріал гвинта – Сталь Ст. 45;

Крок гвинта – $S = 2$ мм;

Затверджуємо: середнє значення діаметра трапецеїдальної різьби – $d = 16$ мм,
 $d_1 = 14,5$ мм, $d_2 = 30$ мм. $d_3 = 14$ мм.

Знаходимо ККД гвинтової передачі.

1) Підйомний кут упорної трапецеїдальної різьби:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{s}{\pi \cdot d} = \frac{2}{\pi \cdot 16}$$

$$\operatorname{tg} \beta = 0,0398, \beta = 2,28^\circ \approx 3^\circ 58'.$$

2) Кутове тертя ρ яке виникає при коефіцієнті тертя $f = 0,12$:

$$\operatorname{tg} \rho = 0,12 \text{ або } \rho = \operatorname{arctg} 0,12 = 6^\circ 51'.$$

3) Осьове навантаження що діє на гвинт

$$Q = (P_3 + P_H) \times K_T$$

$$Q = (150 + 60) \times 0.24 = 50,4 \text{ (кг)} = 504 \text{ Н};$$

4) Робота яку потрібно виконати за один оберт гвинта, якої буде достатньо для подолання тертя на торцевій поверхні при $f_{\text{тер}} = 0,14$:

$$A_{\text{тер}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{Q \cdot f_{\text{тер}} \cdot (d_2^3 - d_3^3)}{(d_2^3 - d_3^3)} \cdot \pi$$

$$A_{\text{тер}} = \frac{2 \cdot 50,4 \cdot 0,14 \cdot (3^3 - 1,4^3)}{(3^3 - 1,4^3)} \cdot \pi = 15,5 \text{ (Н)}.$$

5) Корисна робота переміщення

$$A_K = Q \cdot S$$

$$A_k = 50,4 \cdot 0,2 = 10,8 \text{ (Н)};$$

6) Необхідна величина роботи за один оберт гвинта та подоланню протидії сили тертя різьбової пари:

$$A_p = Q \cdot \pi \cdot d \cdot tg(\beta + \rho)$$

$$A_p = 50,4 \cdot \pi \cdot 1,6 \cdot tg(2^\circ 28' + 6^\circ 51') = 74,7 \text{ (Н)};$$

7) Знаходимо ККД гвинтової передачі:

$$\eta = \frac{A_k}{A_p + A_{\text{тер}}}$$

$$\eta = \frac{10,8}{74,7 + 15,5} = 0,122.$$

Визначення напруження в гвинтовій парі.

8) Розрахункова довжина гвинта

$$l_r = l + l_1 - \frac{H}{2}$$

$$l_r = 80 + 2,6 - \frac{6}{2} = 796 \text{ (мм)};$$

9) Радіус довжини інерції круга діаметром $d_1 = 1,45$ мм:

$$i = \frac{d_1}{4}$$

$$i = \frac{1,45}{4} = 0,03625 \text{ (мм)};$$

10) Визначення гнучкості гвинта

$$\lambda = \frac{l_r}{i}$$

$$\lambda = \frac{79,6}{0,3625} = 219,5;$$

При низьких показниках гнучкості, перевірку стійкості вважаємо недоцільною.

- 11) Визначення нормальних напруження:

$$\delta = \frac{Q}{F} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2}$$

$$\delta = \frac{4 \cdot 50,4}{\pi \cdot 1,45^2} = 33 \left(\frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right);$$

- 12) Визначення крутного моменту на хвостовику гвинта

$$M_k = Q \cdot \frac{d}{2} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho)$$

$$M_k = 50,4 \cdot 1,6/2 \cdot \operatorname{tg}(2^\circ 28' + 6^\circ 51') = 1,35 \text{ Н} \cdot \text{М};$$

- 13) Визначаємо дотичні напруження:

$$\tau_d = \frac{M_k}{0,2 \cdot d_1^3}$$

$$\tau_d = \frac{13,52}{0,2 \cdot 1,45^3} = 1,857 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^2} \right);$$

- 14) Визначаємо зведене напруження:

$$\delta_{зв} = \sqrt{\delta^2 + 4 \cdot \tau_d^2}$$

$$\delta_{зв} = \sqrt{33^2 + 4 \cdot 1,857^2} = 4,952 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^2} \right)$$

Для гвинта зі сталі Ст. 45 за статичного навантаження допустимо:

$$[\delta_p] = 85,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$$

Таким чином допустиме напруження і зведене напруження менші допустимих, що обумовлює надійну роботу гвинтової пари.

Для зменшення навантаження на гвинт необхідно в процесі роботи привода змащувати напрямні і пару гвинт-гайка.

Розрахунок муфти

Муфти призначені для передачі крутного моменту між двома спряженими валами. При стиковці двох валів можуть виникати похибки осьового, радіального зміщення і кутового перекосу. Для того щоб з'єднати вали між собою з такими похибками необхідно застосовувати такі муфти, які здатні компенсувати ці неточності.

Доцільно з метою зменшення пускових моментів застосовувати муфти з малими радіальними розмірами, які мають незначний момент інерції. Для стиковки валів вибираємо пружну втулочно-пальцеву муфту, (МПВП), яка має відносно просту конструкцію і зручність заміни пружних елементів. Такі муфти характеризуються високою компенсуючою здатністю. Муфти типу МПВП здатні амортизувати удари, демпфувати невеликі коливання і попереджувати резонансні коливання.

Муфти типу МПВП виготовляються згідно стандарту ДСТУ 2128-93 під вали діаметром у таких діапазонах від 10 до 160 мм і крутним моментом до 16000 Нм. Пружні властивості муфти забезпечуються пружними втулками здатних деформуватися під дією змінного крутного моменту. Такі муфти мають значну радіальну і кутову жорсткість.

Муфта типу МПВП показана на рис. Муфта складається з напівмуфт 2 і 3, пальців 1, на які встановлені гумові втулки поз. 4. Втулки розташована в отворі, які знаходяться в фланці півмуфти поз. 2. Отвори під вал в ступицях напівмуфт поз. 2 та 3 розточуються циліндричними або конічними. Матеріал з якого виготовляють напівмуфти мають бути вібро ізолюючими, або такі що гасять їх, наприклад: сірий чавун СЧ-20 згідно ГОСТ 1412-79, сталь 30, сталь

30Л. Матеріал пальців мають бути досить твердими – сталь Ст.45 згідно ГОСТ 1050-74 з твердістю 241...285 НВ, а втулки для герметизації – гума, маюча границю витривалості не менше ніж 8 МПа. Втрати енергії при роботі муфти МПВП оцінюється в ККД 0,96...98%.

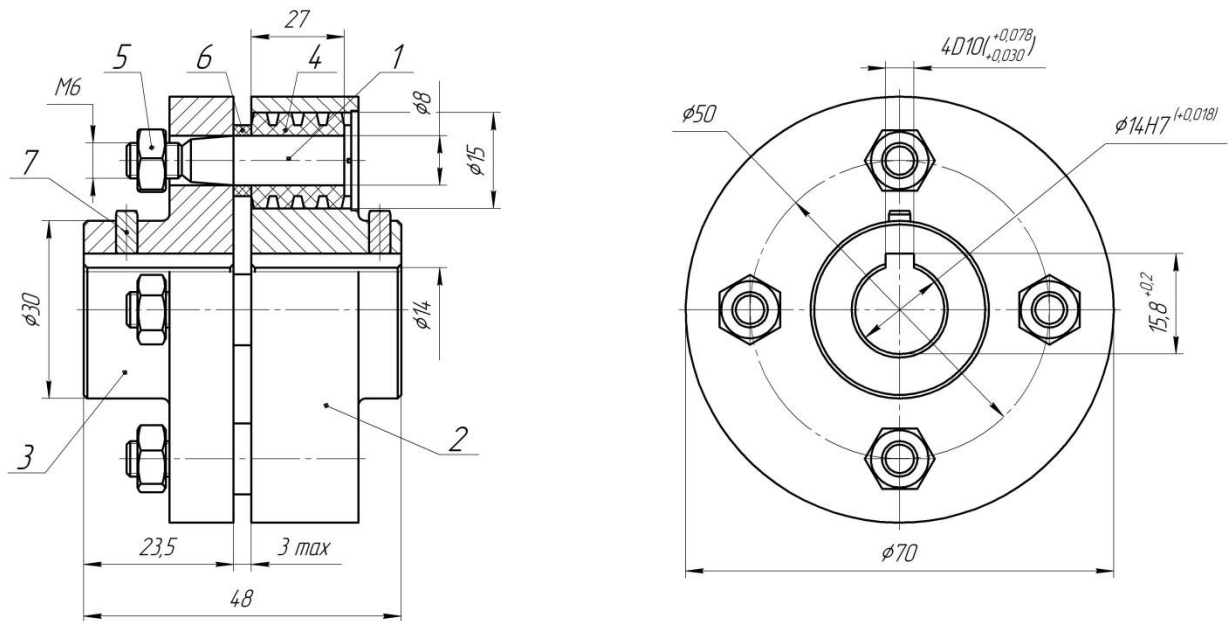


Рисунок.2.19 – Муфта пружна втулочно-пальцева 1-16-14-УЗ ДСТУ 2128-93.

1. Приблизний розрахунок навантажень які під час роботи діють на муфту в приводі:

$$T_K = K T_H$$

$$T_K = 1,2 \cdot 2,35 = 2,82 \text{ Нм};$$

де $T_H = 2,35 \text{ Нм}$ – стандартний діючий момент;

$K = 1,2$ – коефіцієнт режиму роботи.

Виходячи з вище наведеного, монтуємо між двигуном та приводом пружну втулково-пальцеву муфту яка має такі характеристики: зовнішній діаметр $D = 70 \text{ мм}$, допустимий моментом $T = 16 \text{ Нм}$, внутрішній діаметр під вхідний вал привода який дорівнює 14 мм .

2. Розрахунок пальців муфти на згин;

Розрахунок робиться з урахуванням, що навантаження рівномірно розподіляється між пальцями.

Ввідні данні:

Крутний момент $T_K = 2,82$ Нм;

Діаметр пальця $d_{\Pi} = 0,008$ м;

Довжина пружного елемента $I_{BT} = 0,027$ м;

Діаметр розмір розміщення пальців $D_0 = 0,05$ м;

Кількість пальців $z = 4$;

Допустиме напруження 2 МПа.

Матеріал із якого виготовлено пальці: Сталі 45.

Відстань між півмуфтами $C = 0,005$ м;

Границя текучості знаходиться $\mu_I = (0,4 \dots 0,5) \mu_T = 0,4 \times 540 = 216$ МПа;

Умова збереження міцності пальців на згин:

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot T_K}{z \cdot D_0 \cdot d_{\Pi} \cdot I_{BT}} \leq [\sigma]_{CM}$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot T_K \cdot (0,5 \cdot I_{BT} + C)}{0,1 \cdot z \cdot D_0 \cdot d_{\Pi}^3} \leq [\sigma]_I$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 2,82 \cdot (0,5 \cdot 0,027 + 0,005)}{0,1 \cdot 4 \cdot 0,05 \cdot 0,008^3} = 10,2 \text{ МПа} \leq 216 \text{ МПа}$$

Граничне відхилення вала, виходячи з нижче вказаних табличних значень, прийняти такі значення:

Радіальне = 0,1 мм;

Кутові = $1^\circ 30'$;

Осьові = 0,08мм.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Запропонований ПР « М.А.Н-В», структура якого складається з багатопозиційного приводу руки поворотно – поступальної дії, покрокового переміщення накопичувача для подачі заготовок в позицію завантаження робота, приводу повороту колони і захватних пристроїв дає можливість в поєднанні з верстатом забезпечити автоматичну обробку деталі без робітника. Під час виконання магістерської дисертації виконано поставлені наступні задачі: було проаналізовано існуючі патенти і аналіз сконструйованих багатопозиційних приводів з цифровим або будь яким іншим керуванням; розроблена принципова схема пневмогідравлічного багатопозиційного приводу руки ПР з цифровим керуванням; розроблений привод повороту колони робота і розроблена конструкція гідравлічного цифрового об’ємного дозатора. Крім того, розроблені алгоритми і математичні моделі розрахунку оригінальних пристроїв: виконавчого циліндра (ВЦ), гідравлічного цифрового дозатора (ГЦД), поворотного пневматичного двигуна (ППД) і крокового приводу (КП) переміщення накопичувач заготовок.

Список використаних джерел

1. Новік М. А. Аналіз точності позиціювання цифрових приводів / Новік М. А. // Вісник НТУУ «КПІ»: серія «Машинобудування». — 2008. — № 54. — С. 124-131.
2. Новік М. А. Комбінований цифровий привод з об'ємними дозаторами / Новік М. А. // Промислова гідравліка і пневматика. — 2007. — № 2(16). — С. 79-81.
3. Пат. 90383 Україна, МПК Р 15 В 7/00. Багатопозиційний привод / Новік М. А., Кучерук Ю. М., Дорогань В. В.; заявник і патентовласник НТУУ «КПІ». — № а200810063; заявл. 26.04.10; опубл. 10.02.10, Бюл. №8.
4. Новік М. А. Статичні характеристики електропневматичного багатопозиційного приводу / Новік М. А. // Вісник НТУУ «КПІ»: серія «Машинобудування». — 2010. — № 58. — С. 223-228.
5. Новік М.А. Режими позиціювання пневматичних цифрових приводів/ М.А. Новік // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение.-к.-: 2006.-№49,- с.125-130
6. Новік М.А. Алгоритми визначення часу руху поршнів, нез'єднаних з вихідним штоком, пневмогідравлічного цифрового приводу/ М.А. Новік // Промислова гідравліка і пневматика-2007.-№3(17) - с.43-48.
7. Новік М.А. Аналіз статистичних характеристик цифрових приводів поворотно-поступального руху/ М.А. Новік, В.Є. Дідовець // Вісник НТУУ «КПІ». «Машинобудування».-2013.-№68,- с.201-206.
8. Новік М.А. Статичні характеристики електропневматичного багатопозиційного приводу/ М.А. Новік // Вісник НТУУ «КПІ»: серія «Машинобудування».-2010.-№58,- с.223-228.
9. Петраков Ю.В., Мельничук П.П. Автоматизація технологічних процесів в машинобудуванні засобами мікропроцесорної техніки :

Навчальний посібник для студентів спеціальностей 7.090203.2 «Технологія машинобудування» 7.090203 «Металорізальні верстати та системи».- Житомир: ЖІТІ.2001.-194с. Іл. 170.-Бібліогр. : 22 назв. ISBN966-7570-79-7.

10. Новік М.А. Алгоритми визначення часу руху поршнів, нез'єднаних з вихідним штоком, пневмогідравлічного цифрового привода М.А. Новік Промислова гідравліка і пневматика-2007.-№3(17) - с.43-48.

11. Новік М.А. Аналіз статистичних характеристик цифрових приводів поворотно-поступального руху/ М.А. Новік, В.Є. Дідовець // Вісник НТУУ «КПІ». «Машинобудування».-2013.-№68,- с.201-206.

12. Новік М.А. Аналіз точності позиціювання цифрових приводів/ Новік М.А. // Вісник НТУУ «КПІ»: серія «Машинобудування».-2008.-№54, -с.124-131.

13. Новік М.А Статичні характеристики електропневматичного багатопозиційного привода/ М.А. Новік // Вісник НТУУ «КПІ»: серія «Машинобудування».-2010.-№58,- с.223-228.

14. Патент України №128598 МПК (2018.01) F15B 7/00, Багатопозиційний пневмоелектричний привід/ Новік М.А., Дідовець В.Є., Очеретяний О.Ю., Бюл. №18 від 25.09.2018р.

15. Гідропривод та гідропневоавтоматика/ В.О.Федорець, М.Н. Педченко, В.Б. Струтинський, М.А. Новік, Ю.В. Єлісєєв. За ред.. В.О. Федорця - К.: Вища школа. 1995.-463 с.

16. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропневопривод. Підручник./ В.О. Федорець, М.Н. Педченко та ін.. : За ред.. В.О. Федорця.-Житомир:- ЖІТІ.-1998.-412 с. Іл. 178.-Табл.: 7.- Бібл.: 27назв. SSBN.5-7763-4524-3.

17. Методичні вказівки до практичних занять і розрахунков-графічної роботи з дисципліни « Гідро і пнвмоприводи» для студентів стціонара спеціальності 7.090203.- «Металорізальні верстати та системи»/ Укл. М.Н. Педченко.- Київ: НТУУ «КПІ», 2001р.-20с.

18. Методичні вказівки до лабораторних робіт по курсу «Гідроприводи верстатів». Скл. В.О. Федорець, М.А. Новік. - К. «КПІ», 1984р.
19. Методичні вказівки до контрольних робіт з дисципліни «Промислові проботи» для студентів спеціальності 7. 090203 «Металорізальні верстати та системи»/Укл. М.Н. Педченко, М.Н. Новік. - К.- НТУУ «КПІ», 1998.-14с.
20. Козирев Ю.Г. Промислові роботи. Довідник М., 1983.
21. Новік М.А. Аналіз статистичних характеристик цифрових приводів поворотно-поступального руху/ М.А. Новік, В.Є. Дідовець // Вісник НТУУ «КПІ». «Машинобудування».-2013.-№68,- с.201-206.
22. Новік М.А. Аналіз точності позиціювання цифрових приводів/ М.А. Новік // Вісник НТУУ «КПІ»:серія «Машинобудування».-2008.-№54,- с.124-131.
23. Патент України №121064 МПК (2020.01) F15B 7/00, Багатопозиційний пневмоелектричний привід/ Новік М.А., Дідовець В.Є., Очеретяний О.Ю., Бюл. №08 від 25.03.2020р.
24. «Промислові роботи. Конструювання і призначення» Спину Г.А., Київ, 1991р.
25. Агафанов Б.Е., Демидов Ю.С., Посохин Г.Н., Пряхин В.К., Свечарник В.Д. Дискретное управление злектрогидравлическим приводом. М., «Енергия», 1975, 88 с.
26. Березюк Я.Т., Андрущенко А.Г., Мощицкий С.С. и др. Кодирование информации (двоичные коды), Харьков, издательское объединение «Вища школа», 1978, 252с.
27. Герц Е.З. Пневматические приводы., М., «Машиностроение», 1969, 358с.
28. Патент України № 122499, МПК F15B 7/00. Комбінований цифровий привід/ Новік М.А. Дідовець В.Є.,Бельський А.О. опубл.25.11.2020р., Бюл №22.

29. Патент України № 65553, МПК F15B 7/00. Гідравлічний цифровий привод/ Новік М. А., Дідовець В.Є., Пирогов А.П., опубл. 12.12.2011 р., Бюл. №23.
30. Патент України №127028, МПК F15B 9/03 (2006.01). Цифровий привод поворотно – поступальної дії/ Новік М.А., Іващенко М.В., Савичев А.В. опубл. 15.03.2023 р., Бюл. №11.
31. Патент України №63780, МПК F15B 7/00. Багатопозиційний привод/ Новік М.А., Дідовець В. Е., опубл. 25.10.2011 р., Бюл. №22.
32. Патент України №127029, МПК (2023.01) F15B 7/00. Пневмоелектричний кроковий привод/ Новік М.А, Іващенко М.В., Савичев А.В. опубл. 15.03.2023 р., Бюл. №11.
33. Попов С.В., Бучинський М.Я., Гнітько С.М., Чернявський А.М. Теорія механізмів технологічних машин: підручник для студентів механічних спеціальностей закладів вищої освіти. Харків: НТМТ, 2019. 268 с.
34. Kazuki Takafuji, Kaihuro Nakashima. C. = Tracks. Jap. Soc. Mech. Eng. C. – 1991. – 57, № 538. – С. 2041-2046.
35. Otsuka Jiro, Fokuda Sigeo, Aoki Yushito, Kawase Yoshihiro // Нихон кикай гаккай ромбунсю. C. = Tracks. Jap. Soc. Mech. Eng. C. – 1991. – 57, № 542. – С. 3293-3249.
36. Neues Mitglied bei Walther Flender // Antriebstechnik. – 1995. – 34, № 1. – С. 19.
37. Vorschub – Schlittensysteme // Antriebstechnik. – 1993. – 32, № 3. – С. 111.
38. 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.
39. Патент України № 73494, МПК F15B 11/02. Багатопозиційний пневмоелектричний привод/ Новік М.А., Дідовець В. Е., опубл. 25.09.2012 р., Бюл. Патент України №66811 МПК (2006.01) F15 В 9/03

Цифровий привод поворотно поступальної дії/ М.А. Новік, В.Є. Дідовець, Є.О.Пузик. опубл. 25.01.2012 р. Бюл. №2.

40. Патент України №66811 МПК (2006.01) F15 В 9/03 Цифровий привод поворотно поступальної дії/ М.А. Новік, В.Є. Дідовець, Є.О.Пузик. опубл. 25.01.2012р.Бюл.№2.

41. Веселков, Р.С. Детали и механизмы роботов: Основы расчета, конструирования и технологии производства: / Р.С. Веселков, Т.Н. Гонтаровская, В.П. Гонтаровский и др.; Под ред. Б.Б. Самотокина. – К.: Выща шк., 1990. – 343 с.

ДОДАТОК А

ПРЕЗЕНТАЦІЯ ДОПОВІДІ

Магістерська дисертація За темою Розробка промислового робота для токарних верстатів «М.А.Н.-В»

Розробив:
Студент групи МК-21мп
Перківський С.А.
Науковий керівник:
Доцент, к.т.н Новік М.А.

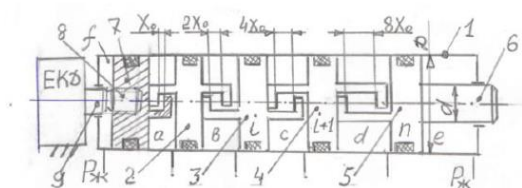
Мета і задачі

Метою дисертації є розробка: промислового робота «М.А.Н.-В» для автоматичного завантаження-розвантаження металорізального верстата (МРВ) з числовим програмним керуванням (ЧПК). Поєднання функціональних можливостей робота і верстата дає можливість створювати високопродуктивні робото-технологічні комплекси так звані (РТК).

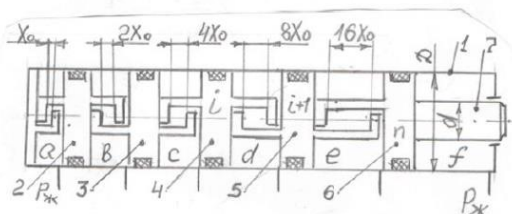
Об'єкт дослідження: Багатопозиційні приводи з комбінованою системою керування, як виконавчі пристрої промислових роботів

Задачі:

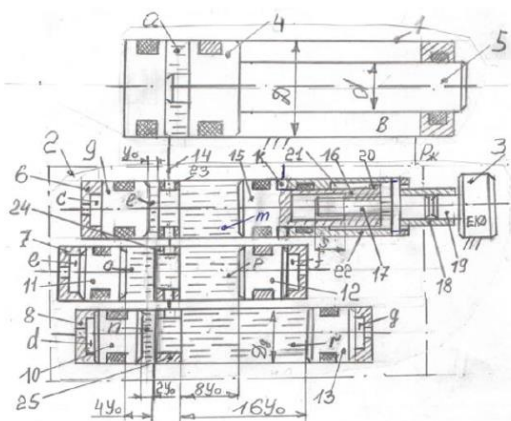
1. Проведений патентний і літературний пошук по проблемі створення і дослідження багатопозиційних гідравлічних, пневматичних, електричних і комбінованих приводів з цифровим керуванням;
2. На базі проведеного аналізу існуючих багатопозиційних приводів запропонована оригінальна принципова схема промислового робота;
3. Розроблений оригінальний багатопозиційний поворотно-поступальний привод руки робота з цифровим керуванням;
4. Розроблений чотирьохрядний об'ємний гідравлічний дозатор;
5. Розроблений чотирьохпозиційний привод повороту колони робота;
6. Розроблений оригінальний захватний пристрій, в структуру якого входять два схвата- для заготовки і для обробленої деталі;
7. Розроблений магазин для заготовок і електромеханічний привод для його покрокового переміщення;
8. Розроблені алгоритми і математичні моделі розрахунку характеристик запропонованих оригінальних виконавчих пристроїв робота.



Патент на корисну модель № 85521 Цифровий привод



Патент України №90383 МПК F15B7/00. Багатопозиційний привод



**Патент України №73494 МПК F15B11/02.
Багатопозиційний пневмоелектричний привод**

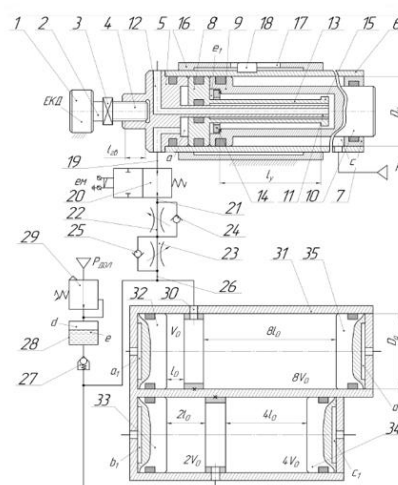
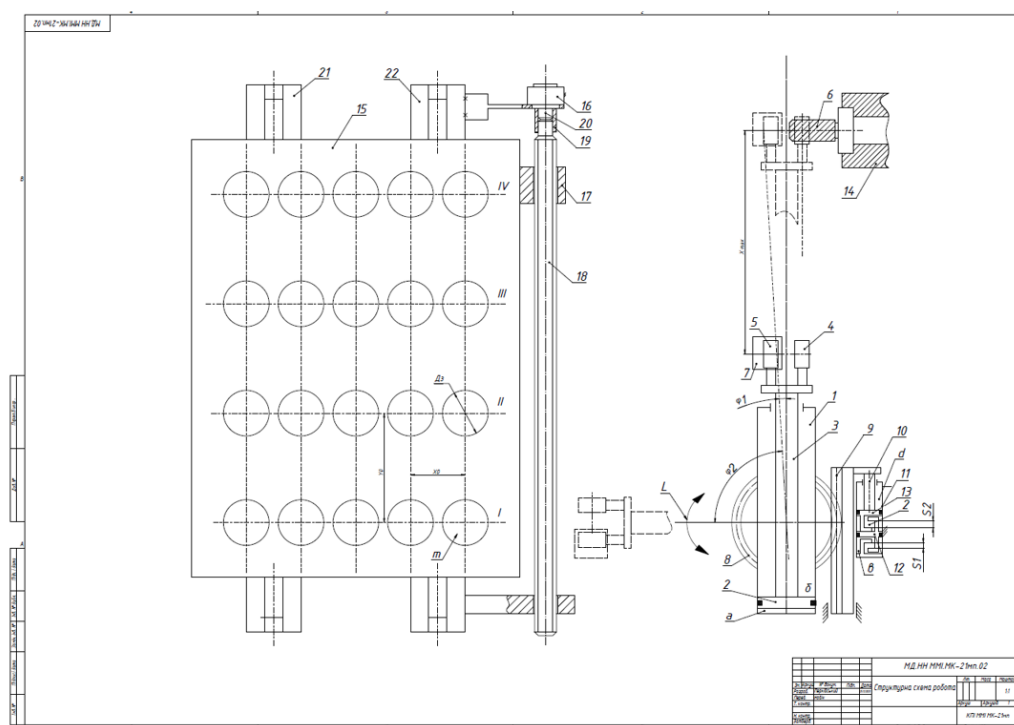
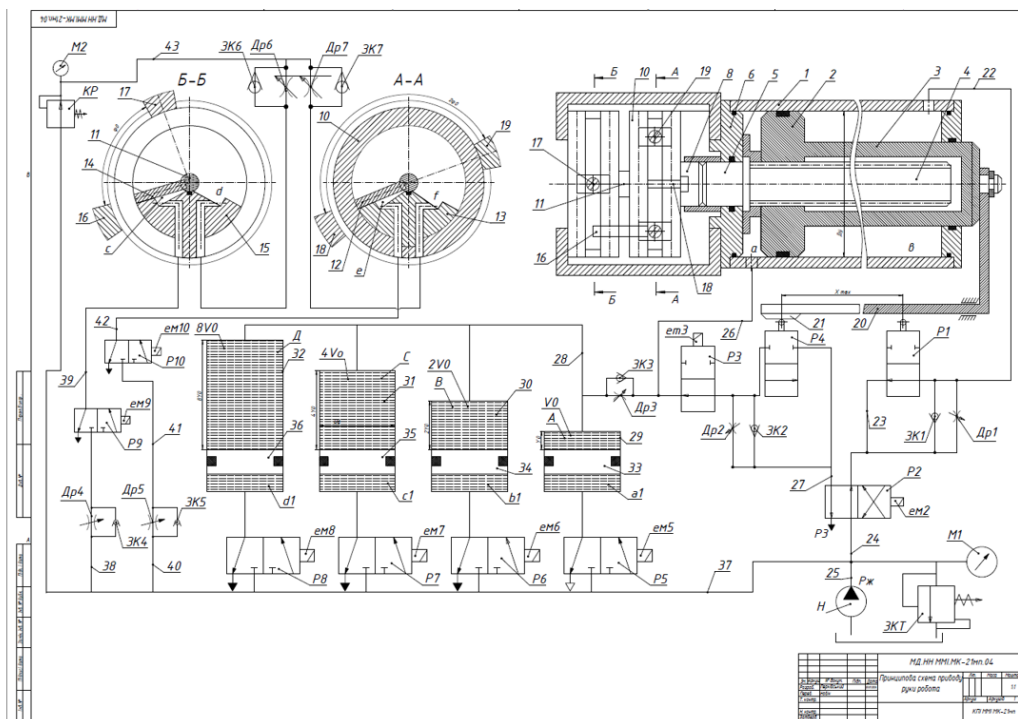


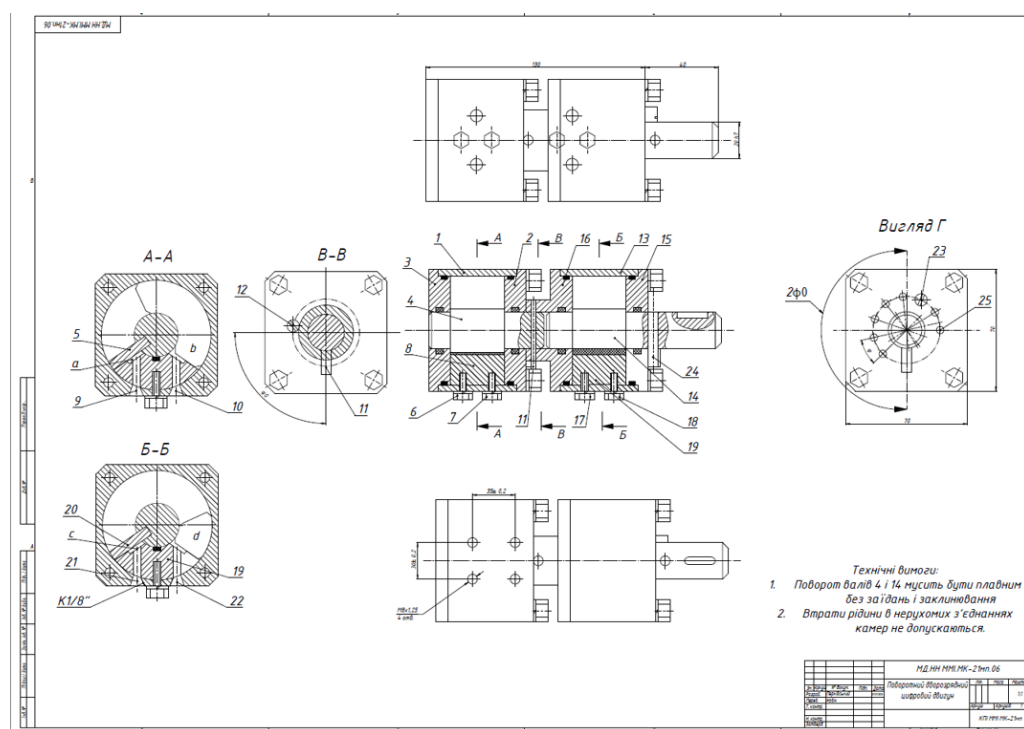
Рис 3. Принципова схема комбінованого цифрового приводу.

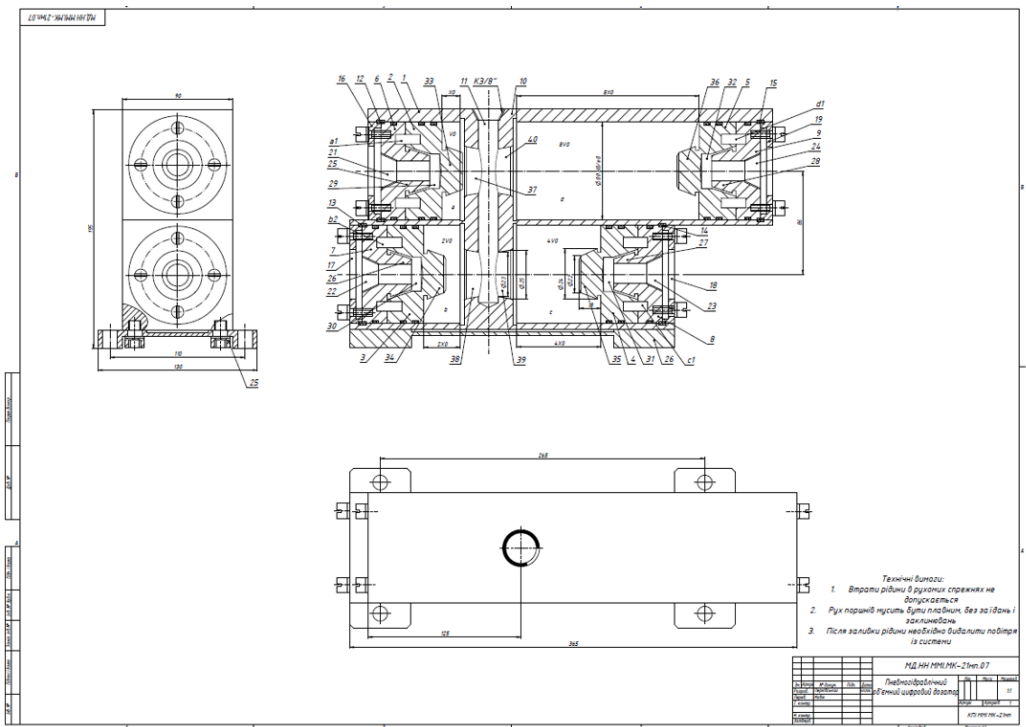
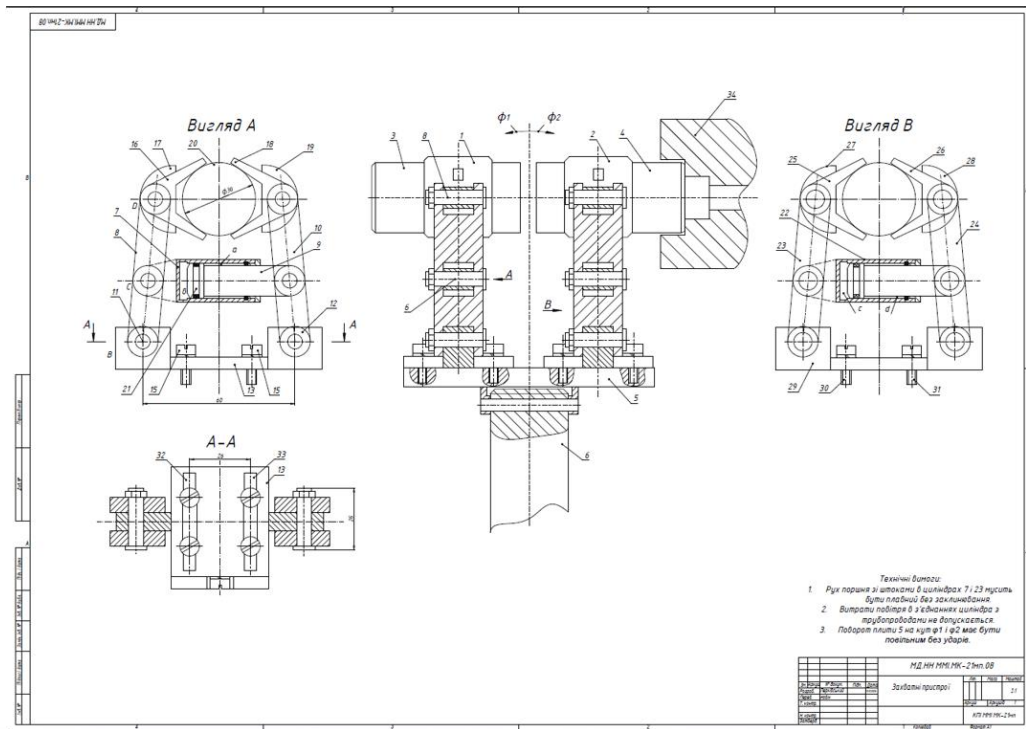
Рис 7. Принципова схема комбінованого цифрового приводу.

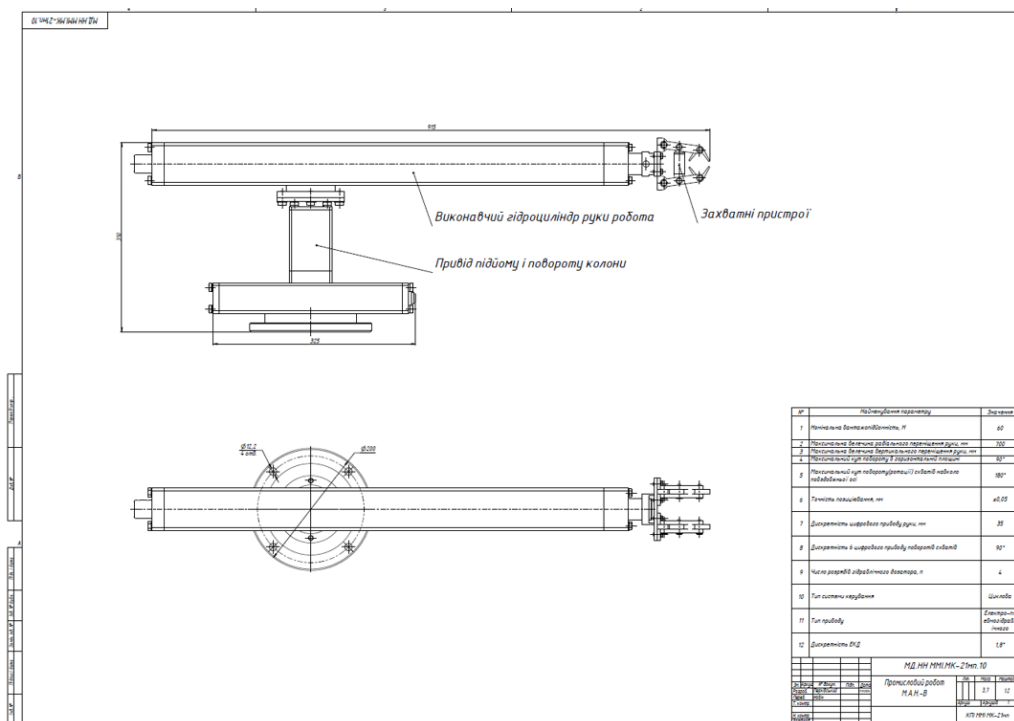
**Патент України №128598 МПК F15B7/00.
Багатопозиційний пневмоелектричний привод**

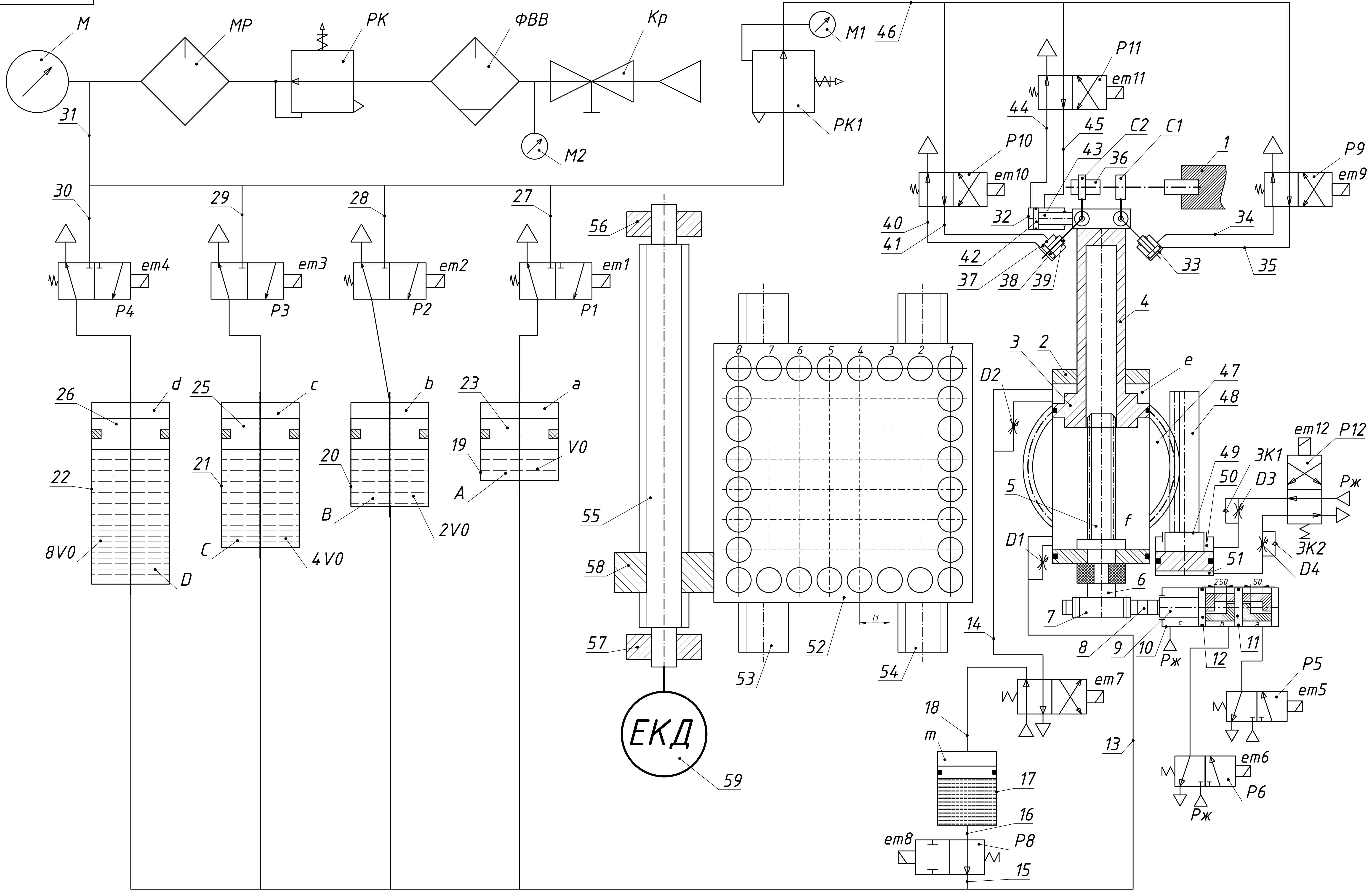






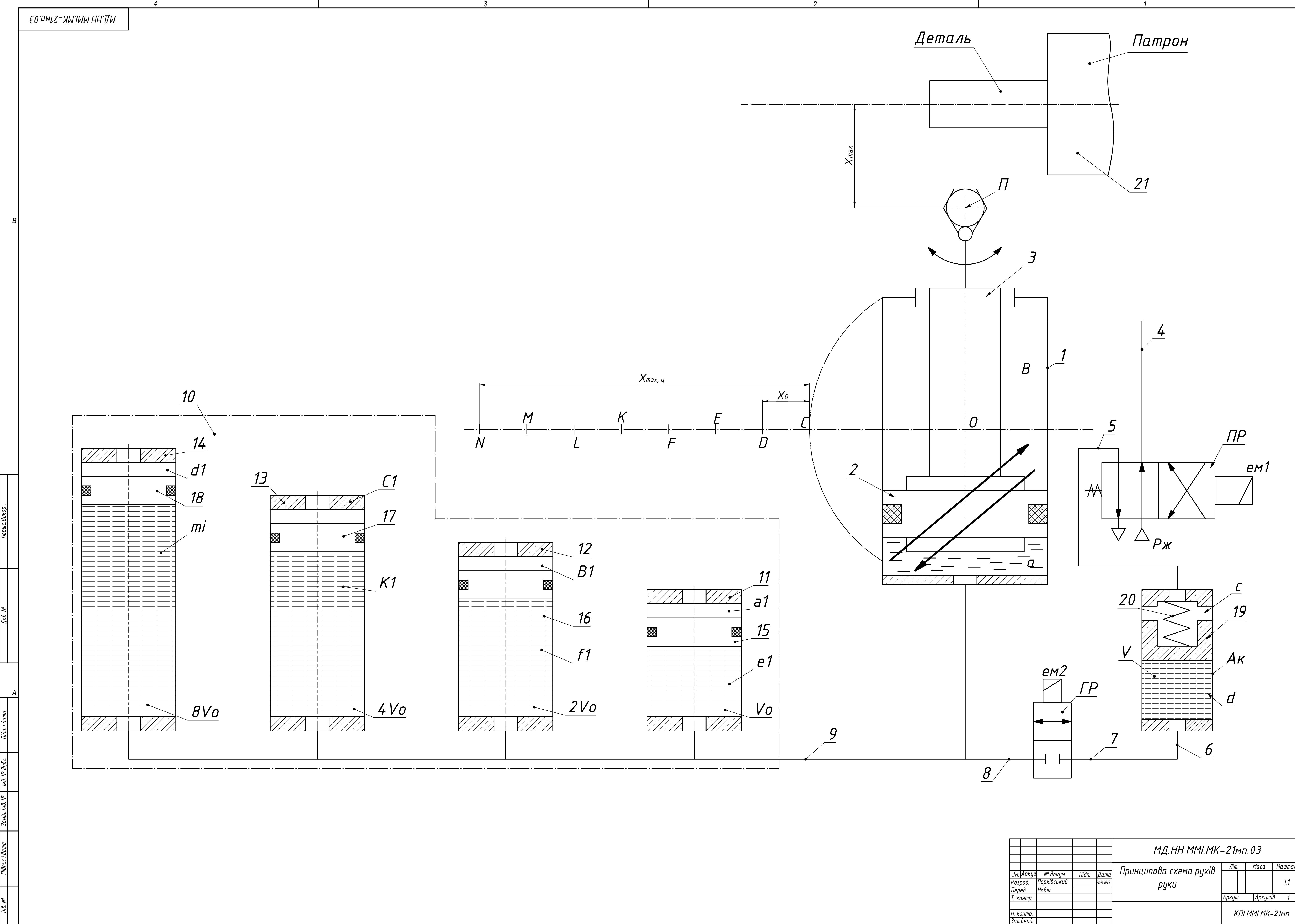






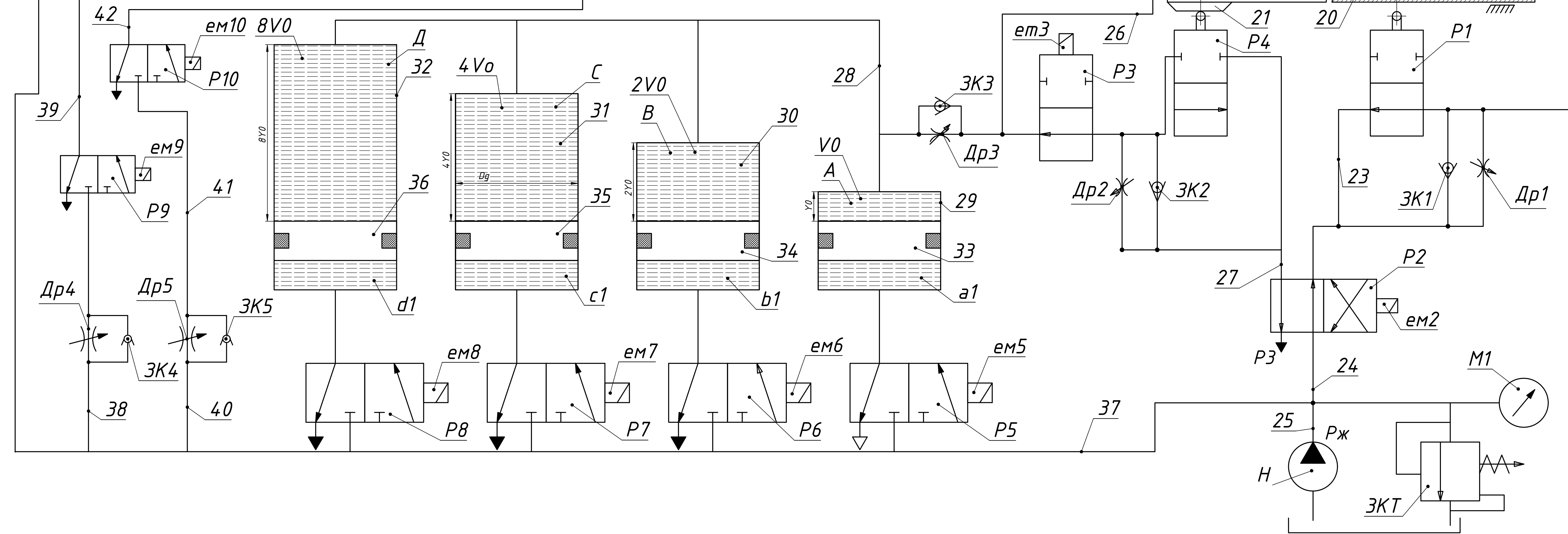
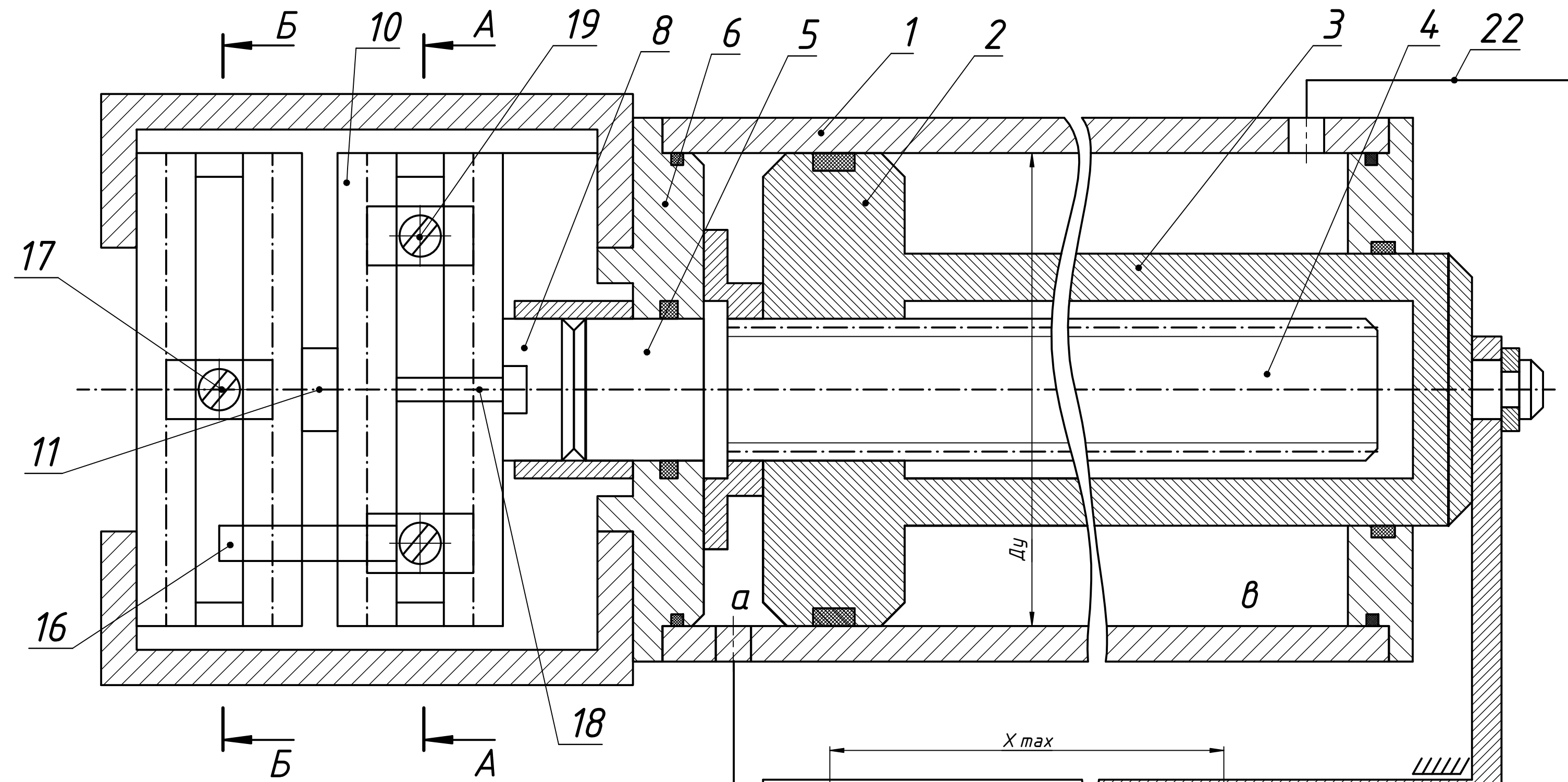
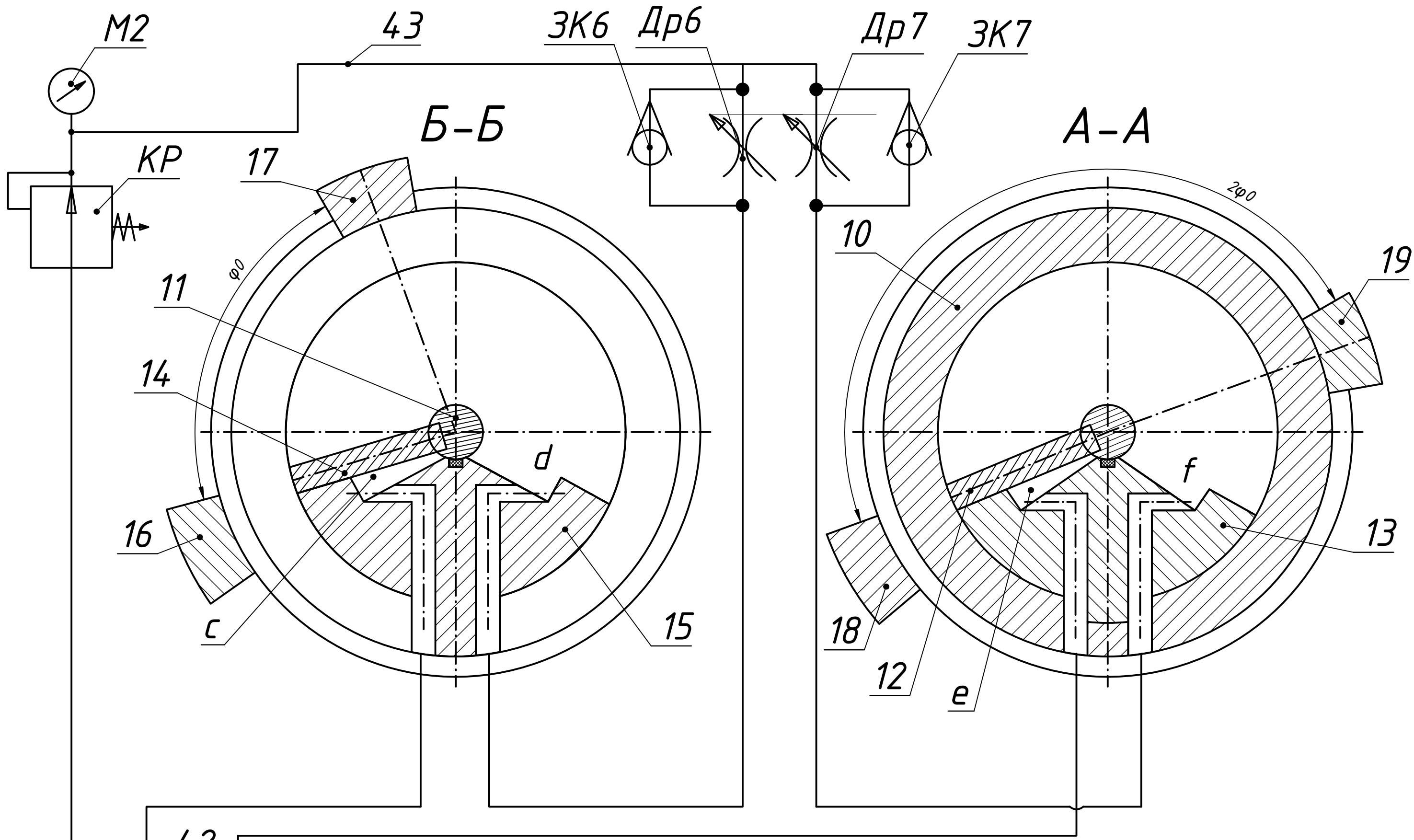
				М.Д.НН ММІ.МК-21мн.01		
Зм. Аркуш	№ докум.	Підп.	Дата	Принципова схема М.А.Н.-В		
Розроб.	Перківський		21.08.2022			
Перев.	Новік					
Т. контр.						
Н. контр.						
Затверд.						
				Лит.	Маса	Маштаб
						1:1
				Аркуш	Аркушів	1
				КПІ ММІ МК-21мн		
				Формат А1		

A

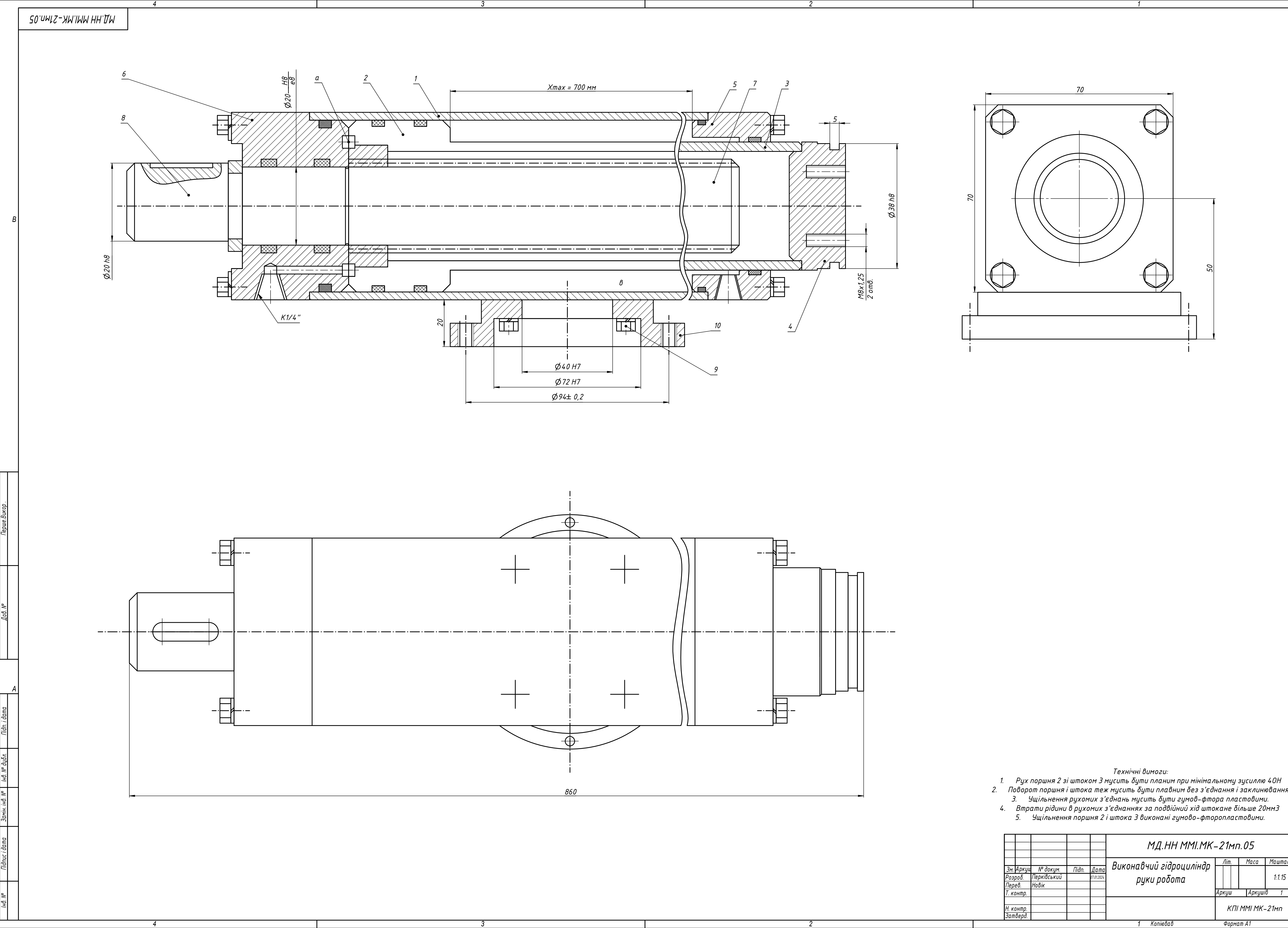


Перше Викор.	Доб. №	Підпис і дата	Інв. №	Зачин. інв. №	Інв. № добул.

МД.НН ММІ.МК-21мп.03				Принципова схема рухів руки			Літ.	Маса	Маштаб
Зм. Аркуш	№ докум.	Підп.	Дата	Розроб.	Перев.	Нобік			1:1
Т. контр.							Аркуш	Аркушів	1
Н. контр.							КПІ ММІ МК-21мп		
Затверд.							Формат А1		

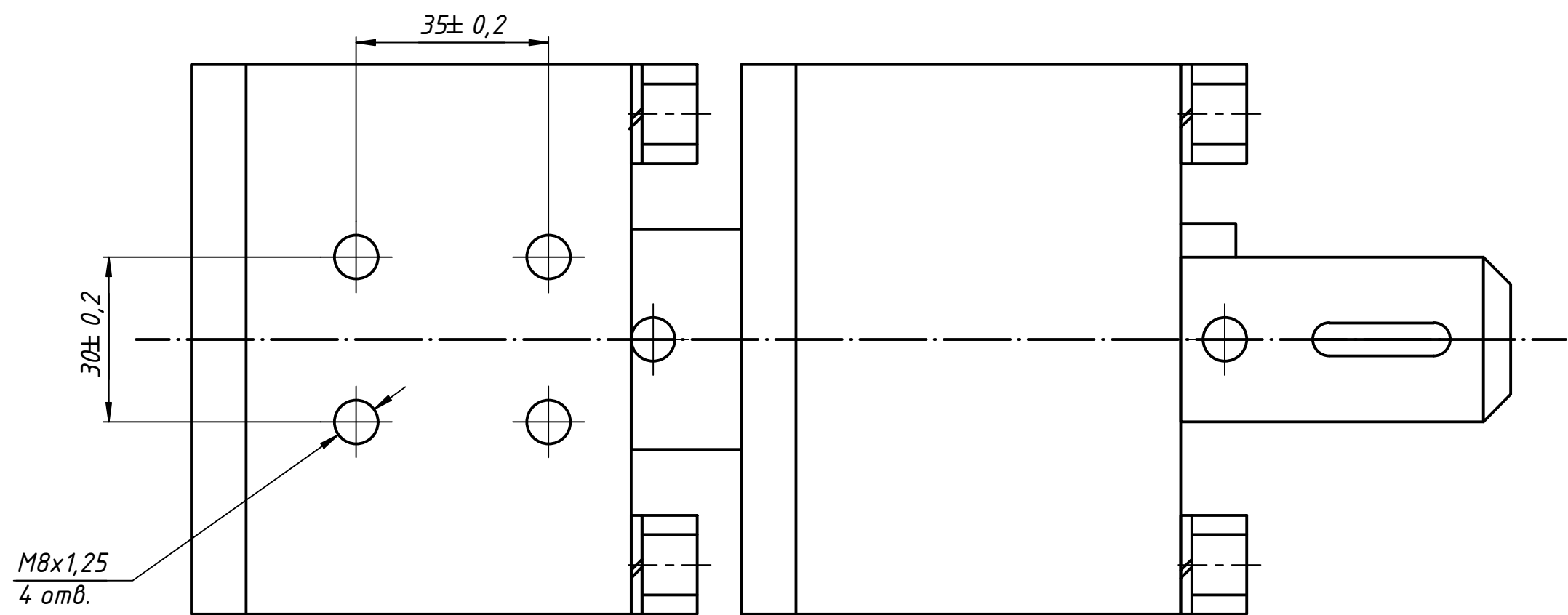
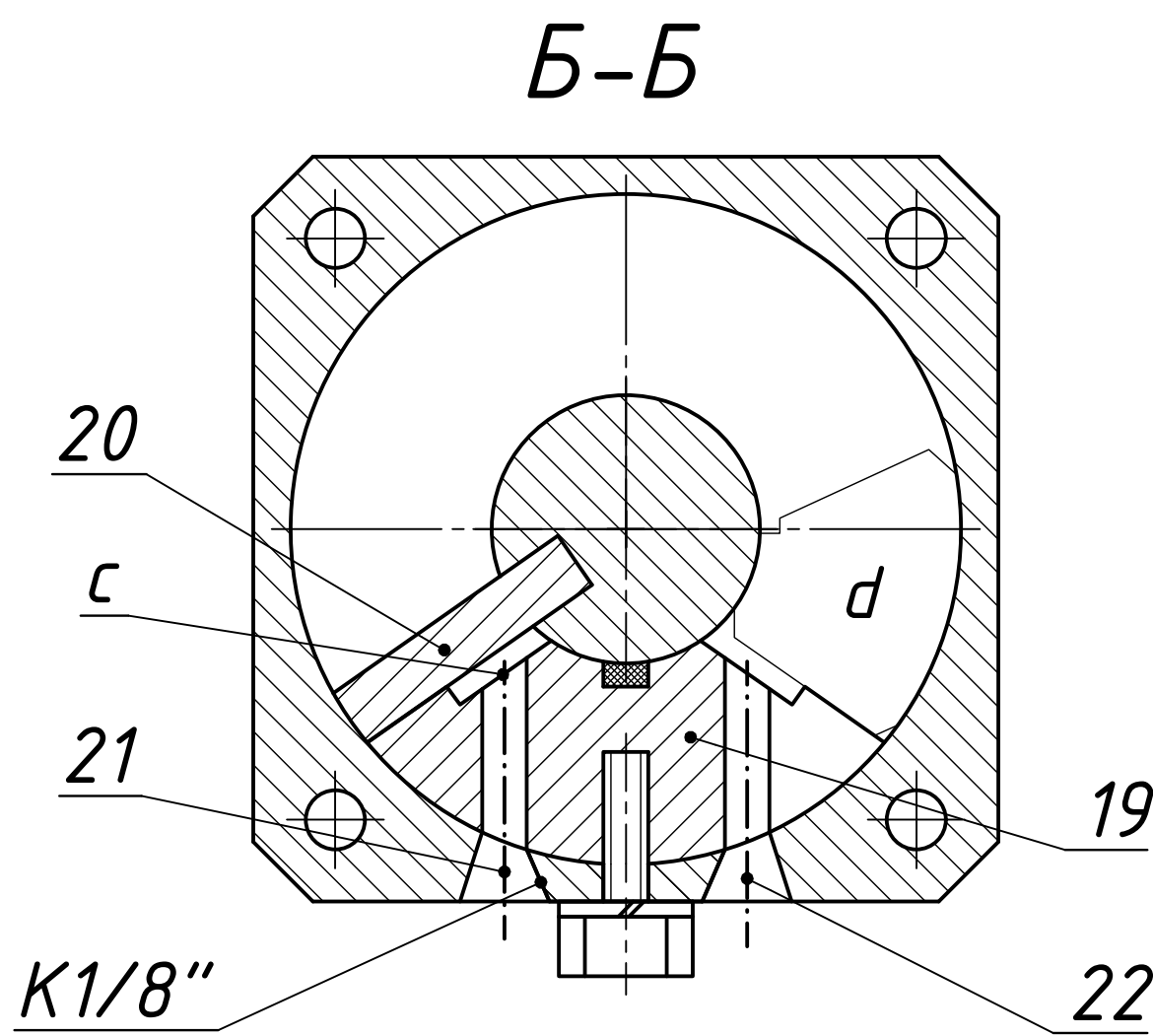
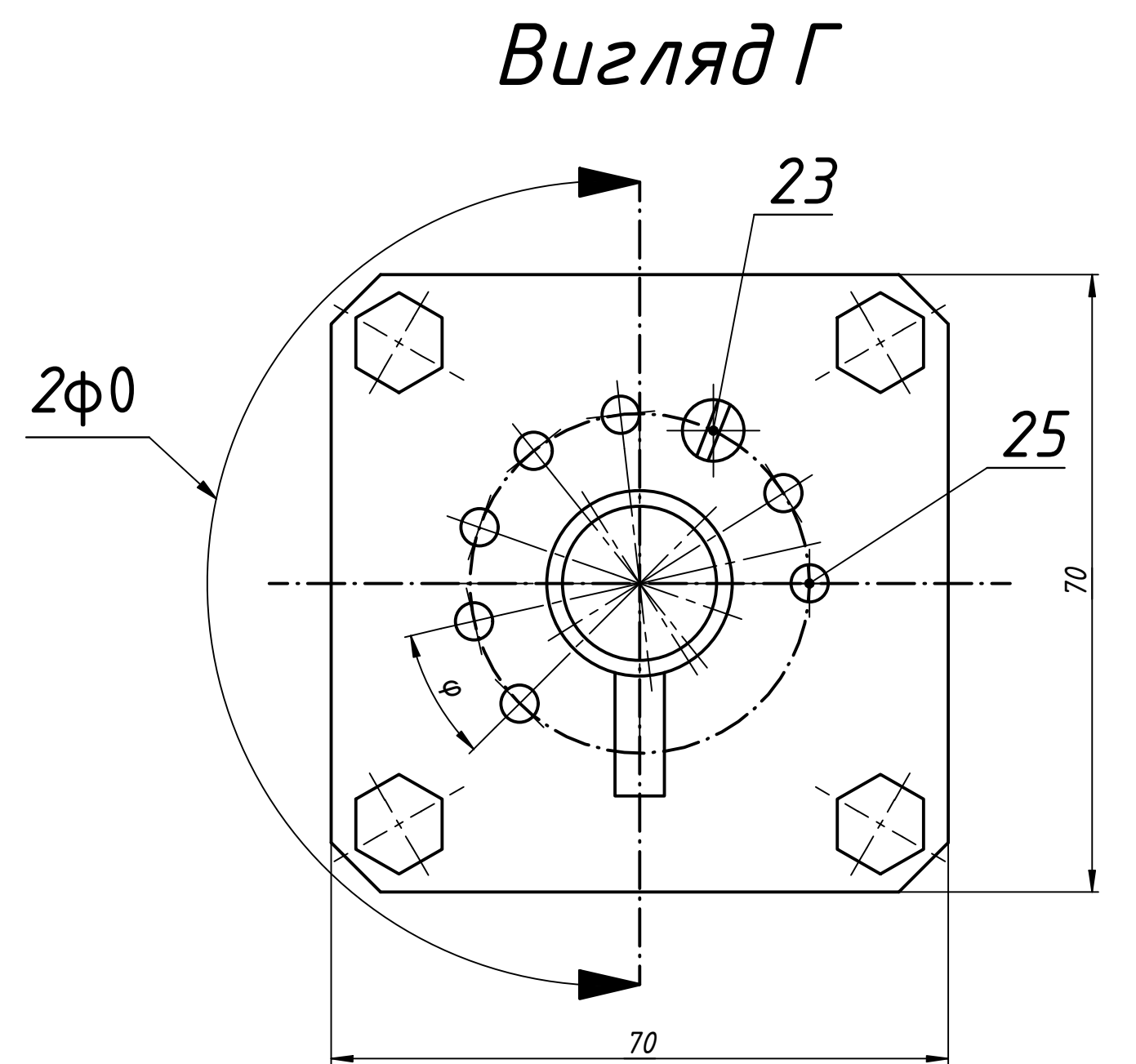
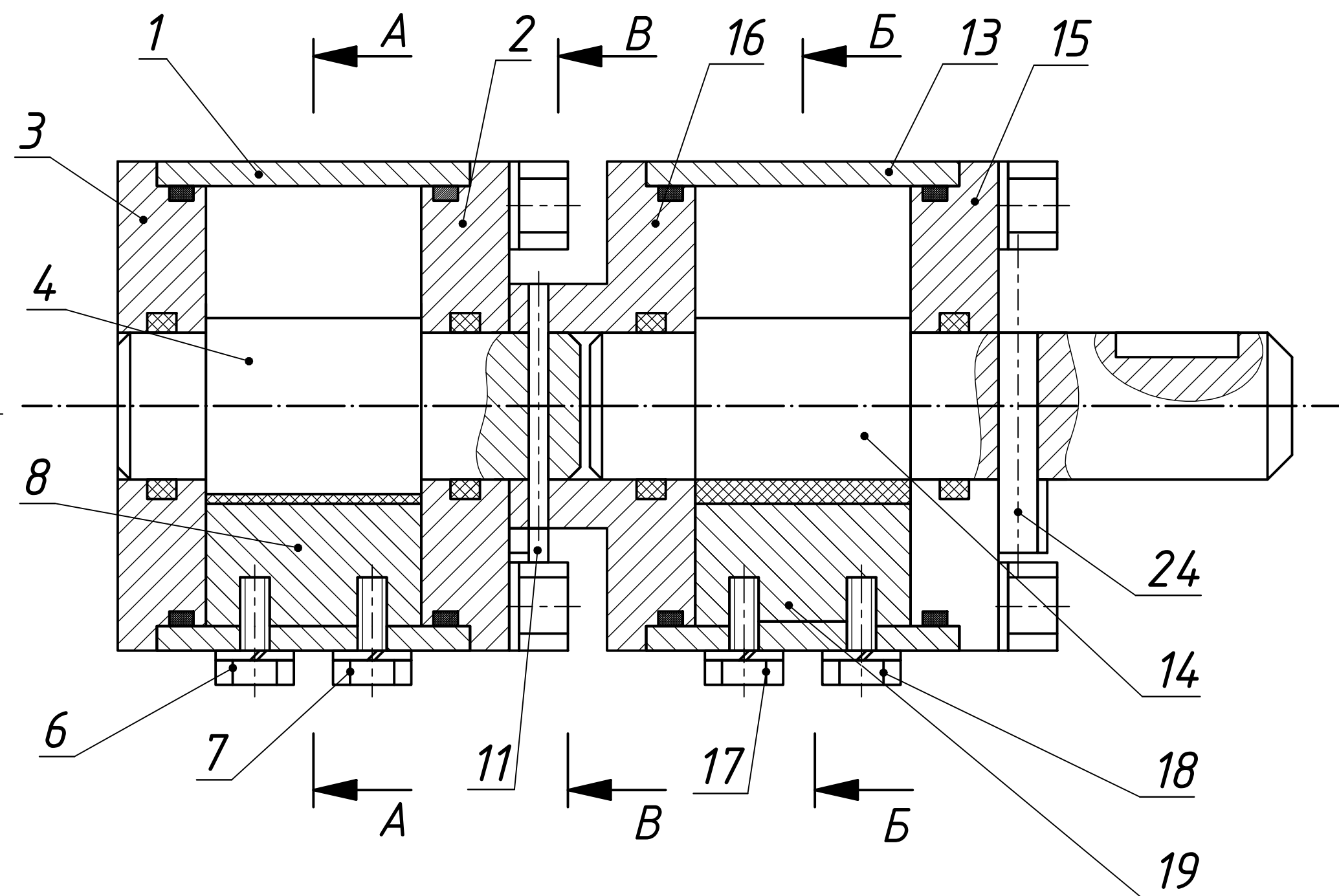
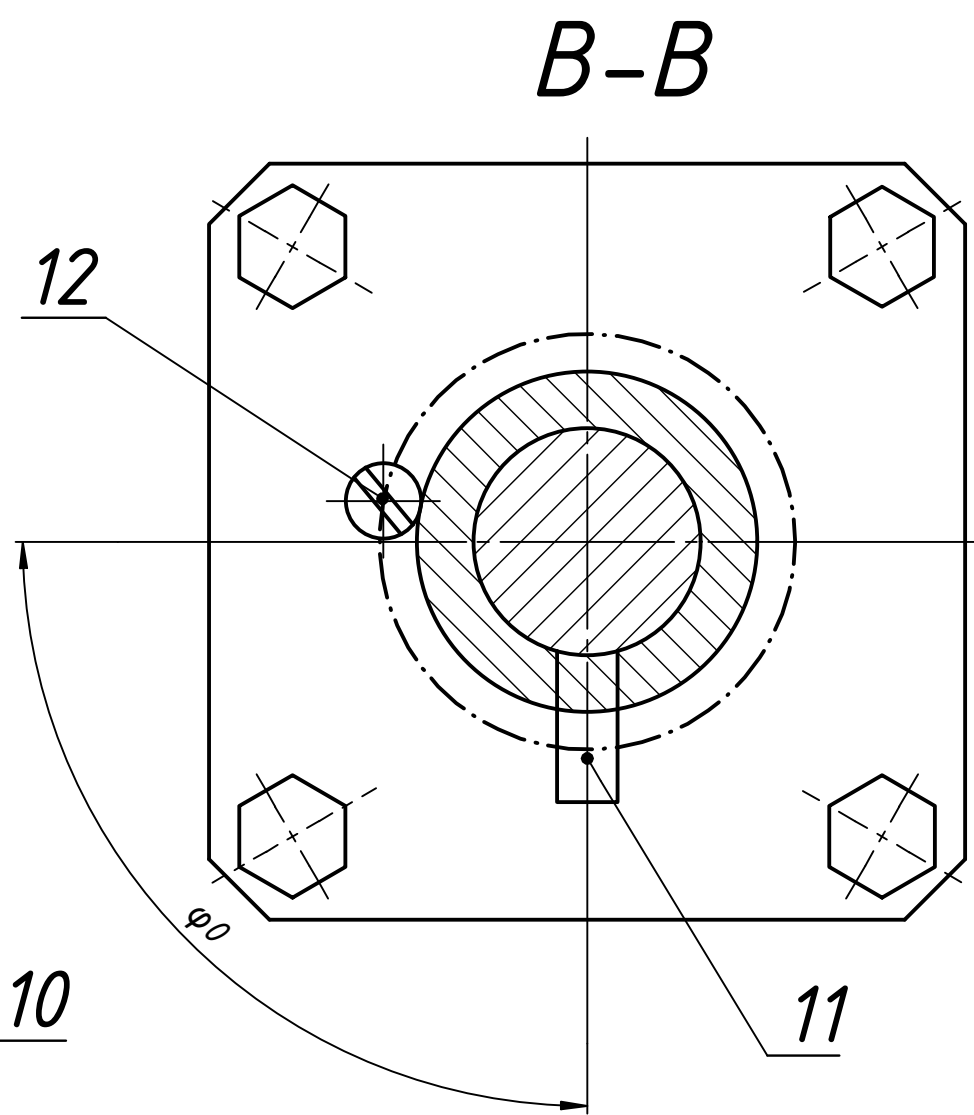
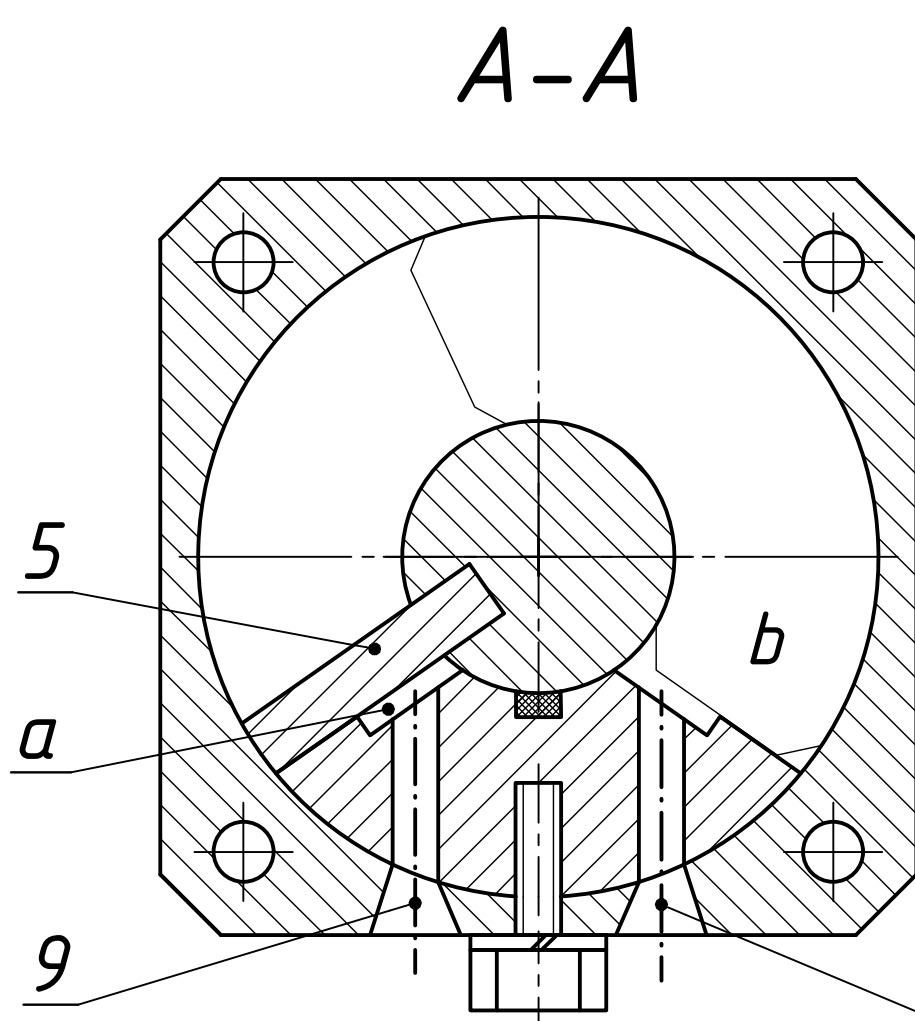
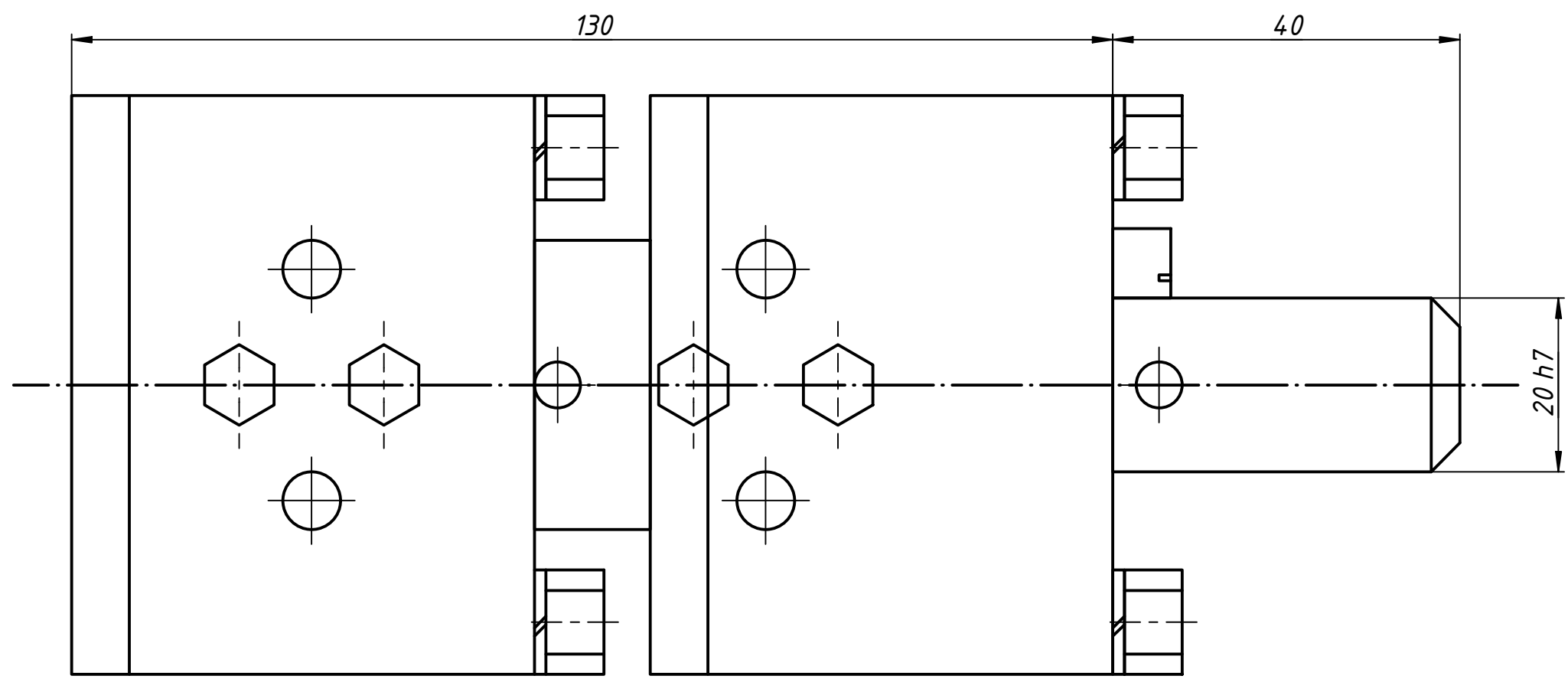


МД.НН ММІ.МК-21мп.04				Принципова схема приво- ду руки робота			Літ.	Маса	Маштаб
Зм. Аркуш	№ докум.	Підп.	Дата	Аркуш	Архив	1			1:1
Розроб.	Перківський		03.01.2024						
Перев.	Новік								
Т. контр.									
Н. контр.									
Затверд.									
КПІ ММІ МК-21мп				Формат А1					



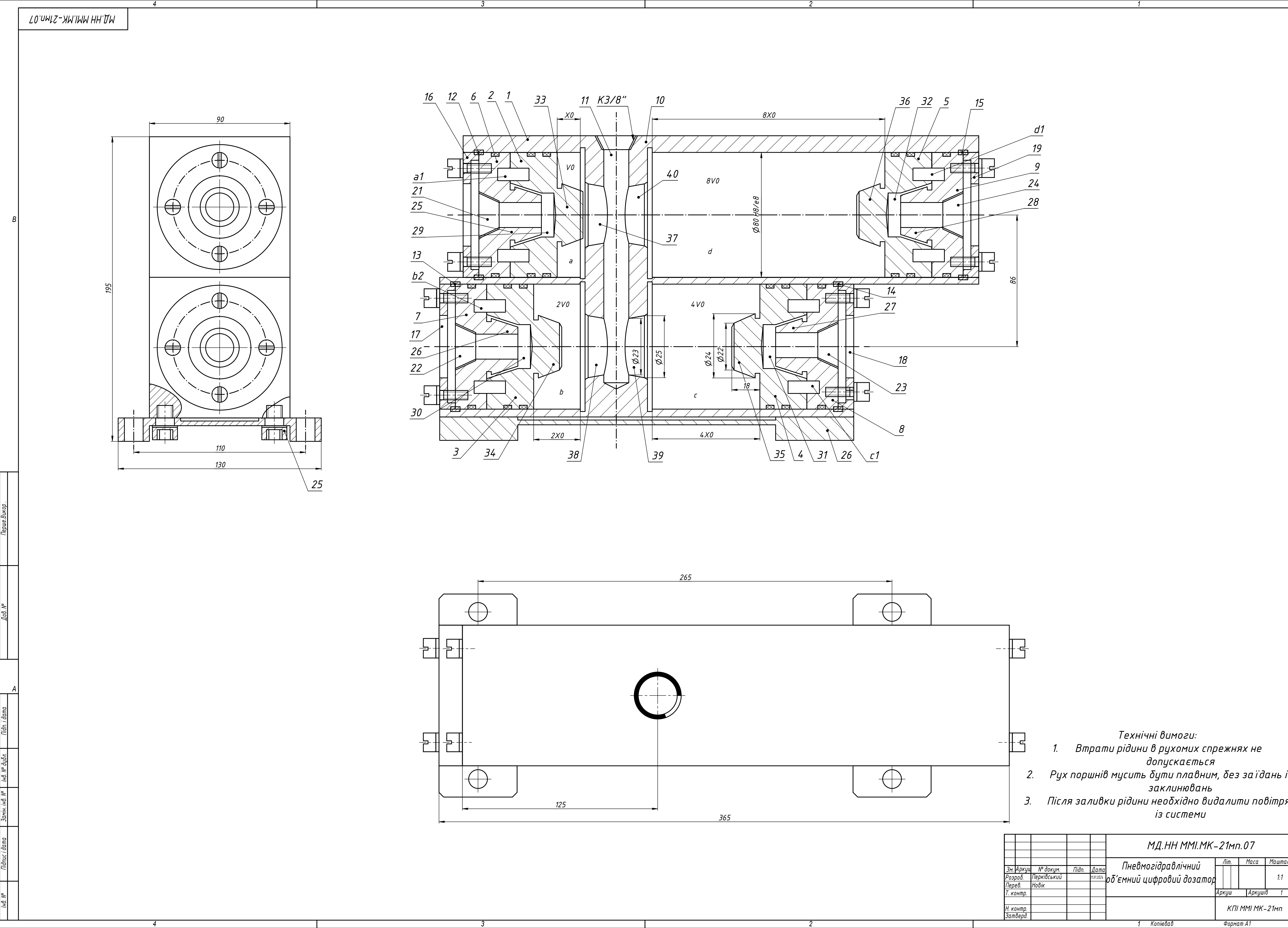
- Технічні вимоги:
1. Рух поршня 2 зі штоком 3 мусить бути плавним при мінімальному зусилля 40Н
 2. Поворот поршня і штока теж мусить бути плавним без з'єднання і заклинювання
 3. Ущільнення рухомих з'єднань мусить бути гумов-фтора пластовими.
 4. Втрати рідини в рухомих з'єднаннях за подвійний хід штока не більше 20мм³
 5. Ущільнення поршня 2 і штока 3 виконані гумово-фторопластовими.

				МД.НН ММІ.МК-21мп.05		
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підп.	Дата	Літ.	Маса
Розроб.	Перківський			01.01.2024		1:1.15
Перев.	Новік				Аркуш	Аркушів
Т. контр.						1
Н. контр.					КПІ ММІ МК-21мп	
Затверд.					Формат А1	



- Технічні вимоги:
- Поворот валів 4 і 14 мусить бути плавним без заїдань і заклинювання
 - Втрати рідини в нерухомих з'єднаннях камер не допускаються.

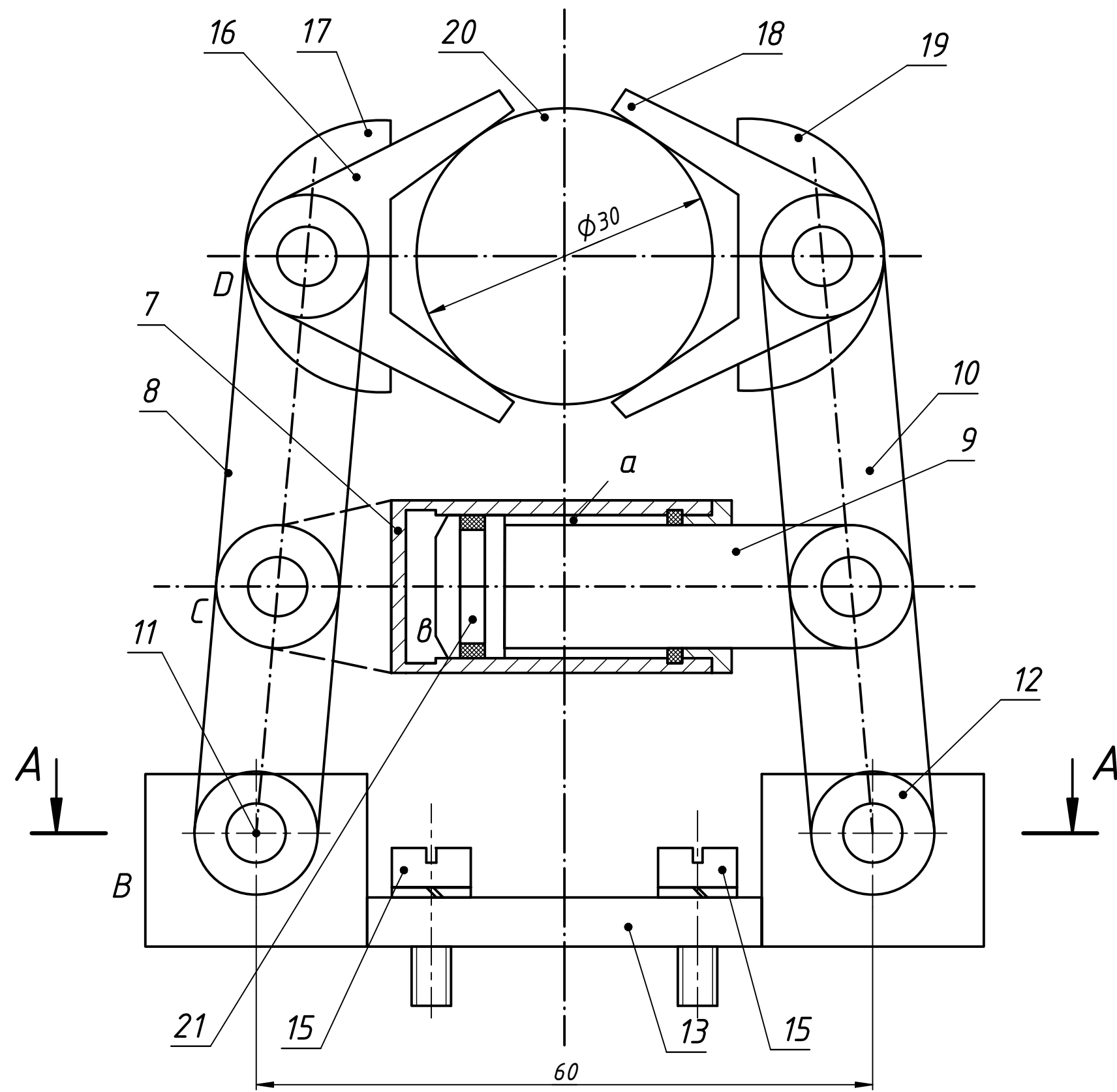
МД.НН ММІ.МК-21мп.06				Поворотний двороврядний цифровий двигун		
Зм. Аркуш	№ докум.	Підп.	Дата	Лит.	Маса	Маштаб
Розроб.	Перківський		01.01.2024			1:1
Перев.	Новік			Аркуш	Аркушів	1
Н. контр.				КПІ ММІ МК-21мп		
Затверд.				Формат А1		



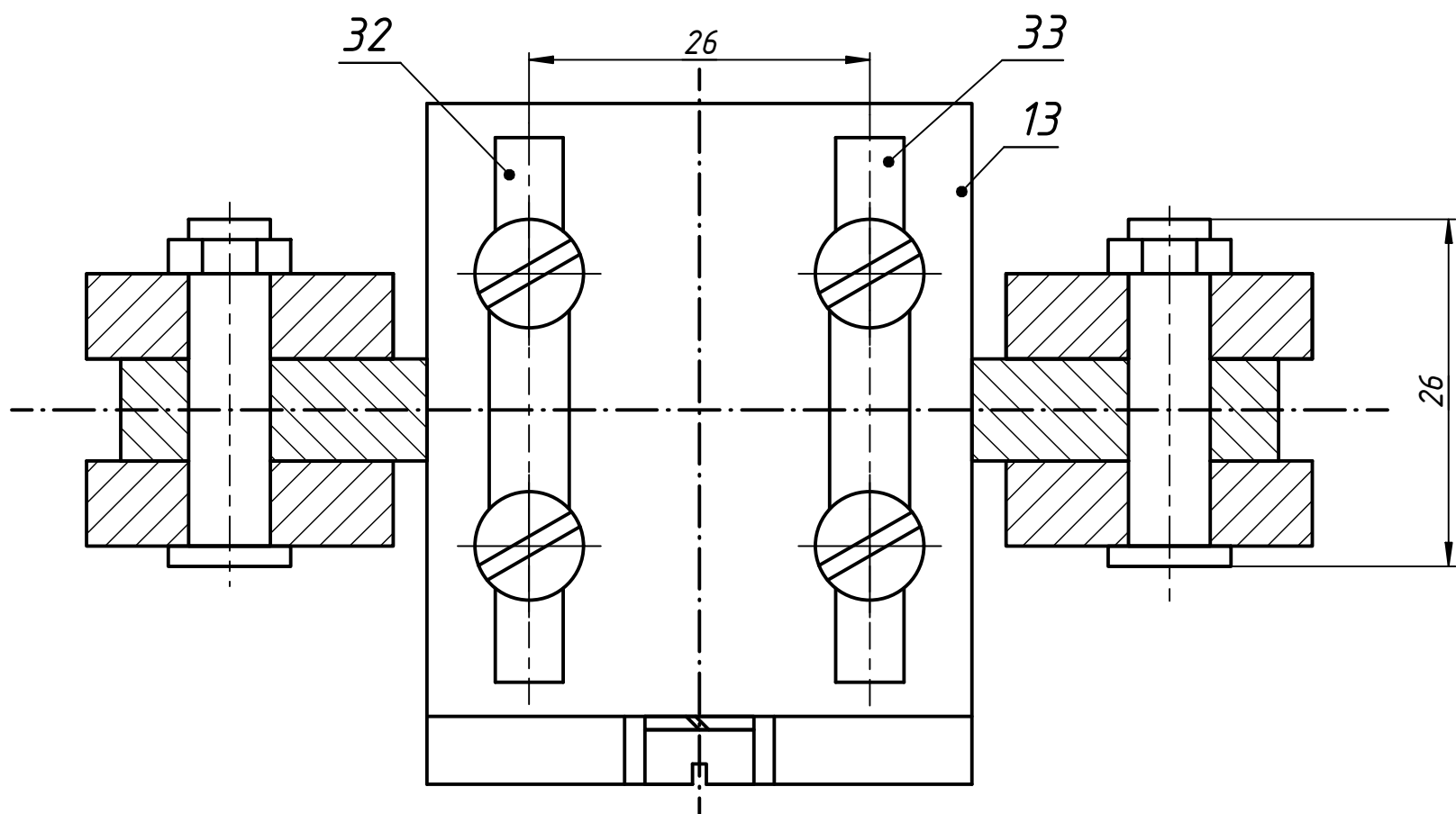
- Технічні вимоги:
- Втрати рідини в рухомих спрежнях не допускається
 - Рух поршнів мусить бути плавним, без заїдань і заклинювань
 - Після заливки рідини необхідно видалити повітря із системи

МД.НН ММІ.МК-21мп.07				Пневмогідролічний об'ємний цифровий дозатор		
Зм. Аркуш	№ докум.	Підп.	Дата	Літ.	Маса	Маштаб
Розроб.	Перківський		11.01.2024			1:1
Перев.	Новік			Аркуш	Аркушів	1
Н. контр.				КПІ ММІ МК-21мп		
Затверд.				1 Копія в ав		

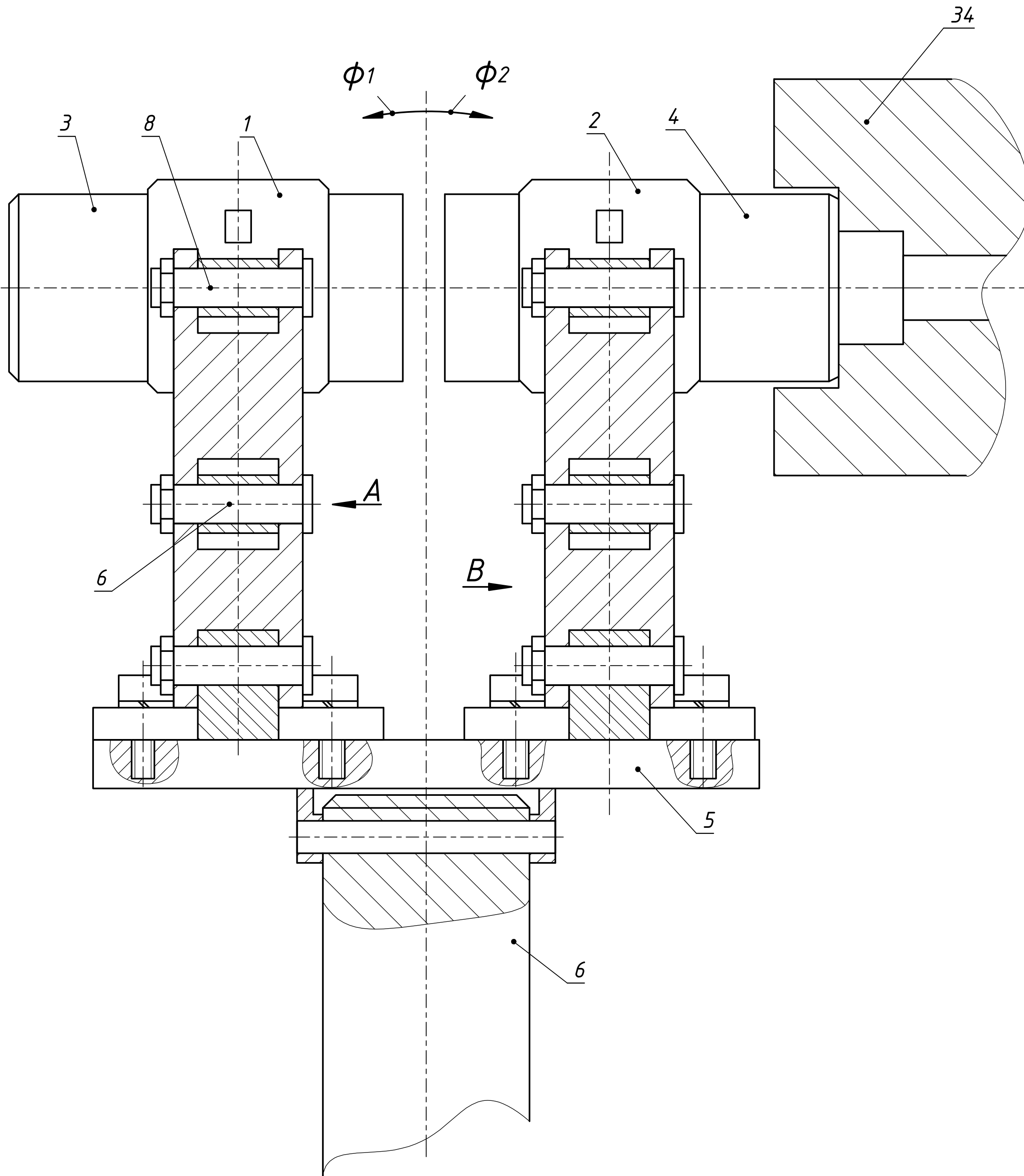
Вигляд А



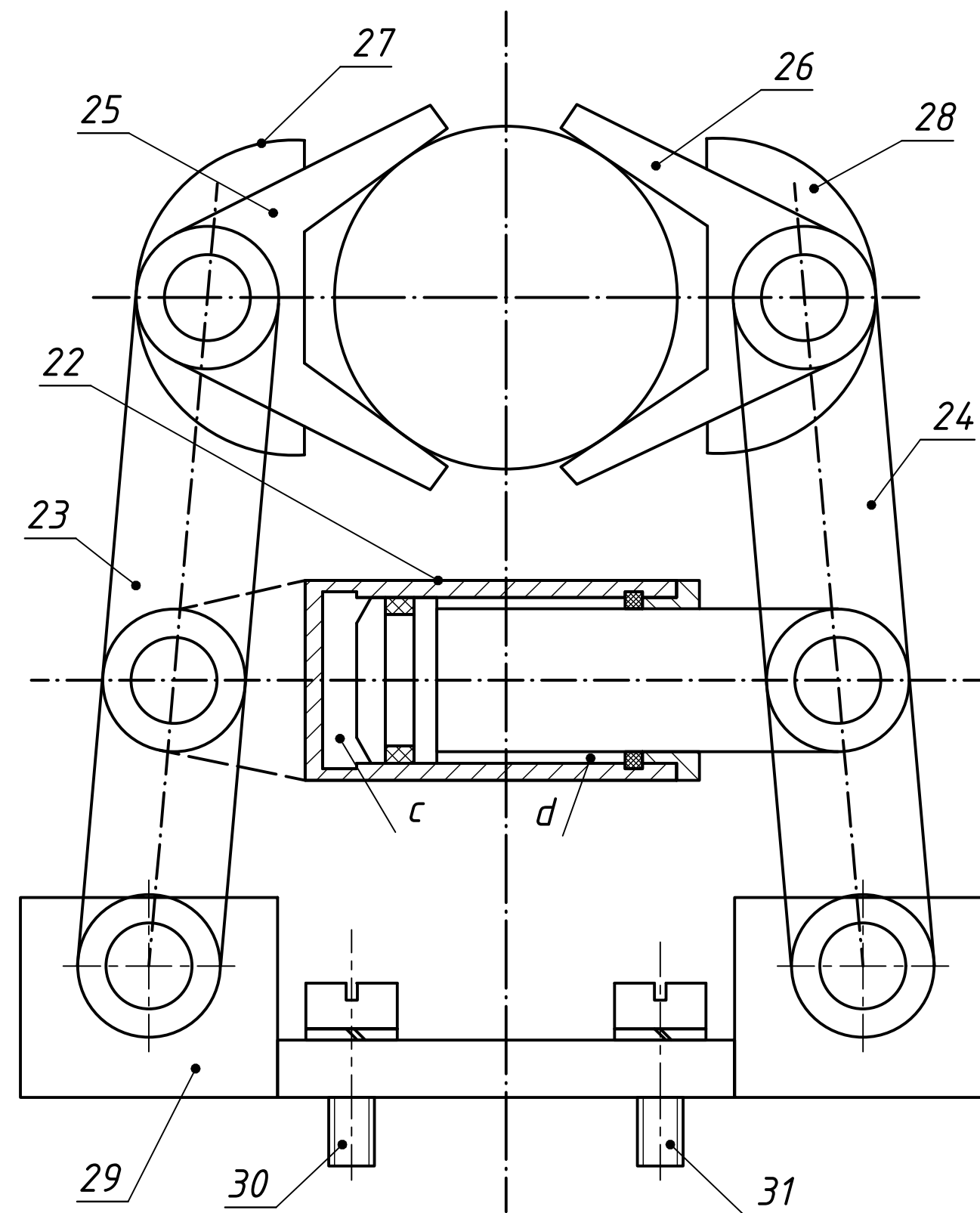
А-А



ϕ_1 ϕ_2



Вигляд В



Технічні вимоги:

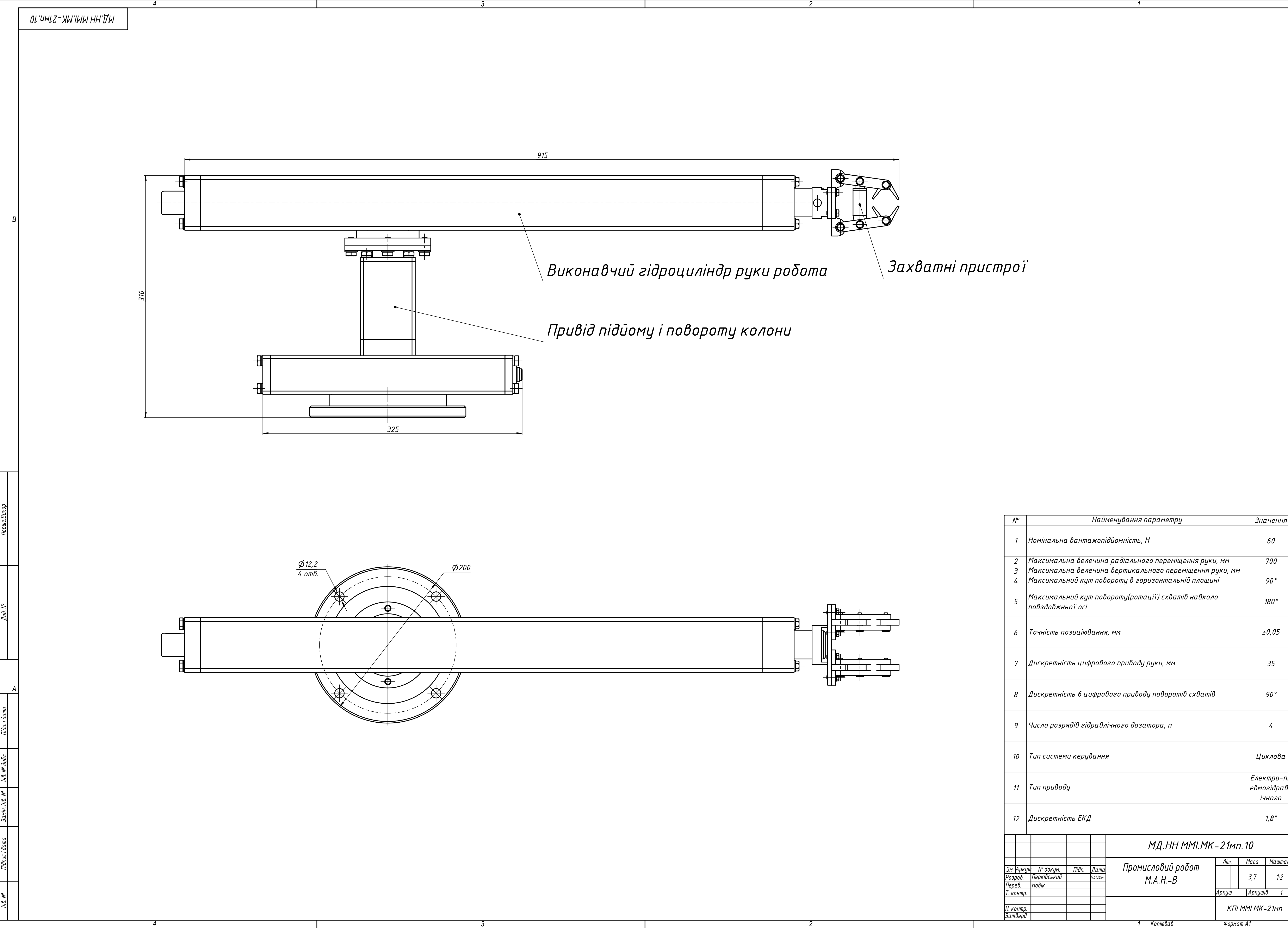
- Рух поршня зі штоками в циліндрах 7 і 23 мусить бути плавний без заклинювання.
- Витрати повітря в з'єднаннях циліндра з трубопроводами не допускається.
- Поворот плити 5 на кут ϕ_1 і ϕ_2 має бути повільним без ударів.

МД.НН ММІ.МК-21мп.08				Захватні пристрої		
Зм. Аркуш	№ докум.	Підп.	Дата	Лит.	Маса	Маштаб
Розроб.	Перківський		22.02.2024			2:1
Перев.	Новік			Аркуш	Аркушів	1
Т. контр.				КПІ ММІ МК-21мп		
Н. контр.				1 Копія в ав		
Затверд.				Формат А1		



- A

1



№	Найменування параметру	Значення
1	Номінальна вантажопідйомність, Н	60
2	Максимальна величина радіального переміщення руки, мм	700
3	Максимальна величина вертикального переміщення руки, мм	
4	Максимальний кут повороту в горизонтальній площині	90°
5	Максимальний кут повороту(ротації) схватів навколо поєдвальної осі	180°
6	Точність позиціювання, мм	±0,05
7	Дискретність цифрового приводу руки, мм	35
8	Дискретність 6 цифрового приводу поворотів схватів	90°
9	Число розрядів гідравлічного дозатора, п	4
10	Тип системи керування	Циклова
11	Тип приводу	Електро-пневмогідравлічного
12	Дискретність ЕКД	1,8°

					МД.НН ММІ.МК-21мп.10			
					Промисловий робот М.А.Н.-В	Лит.	Маса	Маштаб
							3,7	1:2
						Аркуш	Аркушів	1
						КПІ ММІ МК-21мп		
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підп.	Дата				
	Розроб.		Перківський	17.03.2024				
	Перев.		Новік					
	Т. контр.							
</								