

021.865 (075)  
С38

Пелевін Л.Є., Почка К.І., Гаркавенко О.М.,  
Міщук Д.О., Русан І.В.

# СИНТЕЗ РОБОТОТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ В МАШИНОБУДУВАННІ

Присвячується 100-річчю Ветрова Ю.О.,  
Ректора Київського інженерно-будівельного  
інституту, завідувача кафедри будівельних машин

621.865(075)  
С38

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

---

Пелевін Л.Є., Почка К. І.,  
Гаркавенко О.М., Міщук Д.О.  
Русан І.В.

## **СИНТЕЗ РОБОТОТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ В МАШИНОБУДУВАННІ**

Присвячується 100-річчю Ветрова Ю.О.,  
Ректора Київського інженерно-будівельного  
інституту, завідувача кафедри будівельних машин

Підручник для студентів вищих технічних  
навчальних закладів, які навчаються за спеціальністю  
015 «Професійна освіта. Машинобудування»



621.865(075) С38 2016

Синтез робототехнічних систем в машинобудуван

Київ - 2016



УДК 621.221  
ББК 34.41я7  
П24

Рецензенти:

*Зайченко С.В.* - доктор технічних наук, професор кафедри електромеханічного обладнання енергоємних виробництв Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»

*Гайдайчук В.В.* - доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теоретичної механіки Київського національного університету будівництва і архітектури  
Заслужений діяч науки і техніки України

*Кузьмінець М.П.* - доктор технічних наук, завідувач кафедри інженерної і комп'ютерної графіки та дизайну Національного транспортного університету

*Рекомендовано Вченою радою КНУБА як Підручник для студентів вищих технічних навчальних закладів, які навчаються за спеціальністю 015 «Професійна освіта. Машинобудування»*

*Затверджено на засіданні Вченої ради КНУБА, протокол № 42 від 25.03.2016 р.*

**Пелевін Л. Є.**

**П24 Синтез робототехнічних систем в машинобудуванні: Підручник / Л. Є. Пелевін, К. І. Почка, О. М. Гаркавенко, Д. О. Міщук, І. В. Русан. –**

**К.: ТОВ "НВП "Інтерсервіс"", 2016. – 258 с.**

Викладені теоретичні та прикладні питання синтезу робототехнічних систем та маніпуляторів будівельних роботів. Наведено конструкції систем роботів та їх методи дослідження, подано відомості по синтезу замкнутих та розімкнених шарнірних механізмів, планетарних передач. Наведено розрахункові залежності і обґрунтування, що необхідні для визначення параметрів систем приводу будівельного робота, розглянуто конструкції сенсорних пристроїв робота та представлені принципи побудови систем керування роботами.

472634

ІНСТІТУТ  
ВНТУ  
м. Вінниця

УДК 621.221  
ББК 34.41я7

ISBN 978-617-696-447-6

© Л. Є. Пелевін, К. І. Почка,  
© О. М. Гаркавенко, Д. О. Міщук, І. В. Русан,  
© КНУБА, 2016

<b>Вступ</b> .....	5
<b>Глава 1. Загальні відомості</b> .....	8
1.1. Терміни, визначення та класифікація робіт.....	8
1.2. Принципи роботи та характеристики робіт.....	13
1.3. Історія розвитку та сучасний стан галузі робототехніки.....	20
<b>Глава 2. Маніпуляційні системи робіт</b> .....	27
2.1. Конструкції маніпуляторів.....	27
2.2. Опис положення маніпулятора в просторі.....	38
2.3. Робочі органи маніпуляторів.....	41
2.4. Орієнтувальні механізми робіт.....	61
<b>Глава 3. Роботи та маніпулятори для будівельного виробництва</b> .....	65
3.1. Вантажні маніпулятори.....	65
3.2. Спеціалізовані роботи та маніпулятори для будівництва.....	70
3.3. Маніпуляційне багатопільове устаткування для земляних робіт на базі гідравлічних екскаваторів і бульдозерів.....	81
<b>Глава 4. Синтез механізмів будівельного робота</b> .....	93
4.1. Принципи проектування робіт.....	93
4.2. Синтез розімкнених кінематичних ланцюгів.....	95
4.3. Синтез замкнених шарнірних механізмів.....	101
4.4. Планетарні механізми робіт.....	117
4.5. Механічні передачі.....	131
<b>Глава 5. Датчики мехатронних модулів</b> .....	162
5.1. Загальні відомості про датчики.....	162
5.2. Тензометричні датчики.....	166
5.3. П'єзоелектричні датчики.....	172
5.4. Потенціометричні датчики.....	173
5.5. Ультразвукові датчики.....	177
5.6. Фотоелектричні датчики.....	181
5.7. Ємнісні датчики.....	189
5.8. Датчики Холла та магнітоопори.....	191
<b>Глава 6. Приводи будівельних робіт</b> .....	194
6.1. Класифікація приводів та особливості їх застосування.....	194
6.2. Пневматичний привід.....	195
6.3. Гідравлічний привід.....	220
6.4. Електрогідравлічний привід.....	227

6.5. Електричний привід.....	237
<b>Глава 7. Керування роботами.....</b>	<b>246</b>
7.1. Системи керування промисловими роботами та їх основні технічні характеристики.....	246
7.2. Блок-схеми системи керування маніпулятором.....	249
7.3. Структура системи цифрового керування приводом для однокоординатного об'єкту регулювання.....	251
7.4. Структура системи цифрового керування слідкувальними приводами багаткоординатного об'єкту регулювання.....	254
<b>Список літератури.....</b>	<b>257</b>

Основним напрямком розвитку машинобудування є підвищення ефективності виробництва (збільшення випуску продукції та зростання її якості з одночасним зниженням витрат). Це забезпечується вдосконаленням існуючих і впровадження нових видів обладнання, технологічних процесів та засобів їхньої механізації та автоматизації. До таких засобів автоматизації можна віднести роботи.

Термін «робот» був запропонований чеським письменником *Карелом Чапеком* та його братом Йозефом і вперше використаний в 1921 у п'єсі Чапека «P.U.P.» (чеськ. R.U.R. скорочення від чеськ. «Rossumovi univerzální roboti»). Цим терміном він назвав механічні істоти, які зовні нагадували людей. Спочатку для означення такого типу технічних об'єктів було використане слово похідне від латинського «labor» (робота), але потім Карел Чапек прислухався до поради свого брата Йозефа й зупинився на похідній від чеського «robota». Чеською слово означало «важка робота», «каторжна робота».

Термін «робототехніка» ввів Айзек Азімов в оповіданні «Брехун» у 1941 р. Даний термін містить широкий клас машин, що працюють в тандемі з людиною та автоматів, які працюють без безпосередньої участі людини.

Робот по суті є машиною-автоматом, яка представляє собою систему механізмів та пристроїв (електронних, електричних, пневматичних, гідравлічних), і в якій повністю механізовані та виконуються без втручання людини процеси отримання, перетворення, передачі та використання енергії, матеріалів та інформації. Людини залишаються лише функції ввімкнення, вимкнення та спостереження.

Клас пристроїв, які називають робототехнічними, містить не лише автомати – наприклад, промислові або адаптивні роботи. Широке застосування в різних галузях техніки мають також пристрої, в яких розв'язок однієї і тієї ж технічної задачі – відтворення робочих рухів людини – досягається не їх автоматичною побудовою, а шляхом копіювання рухів людини, причому в таких пристроях не завжди може виконуватися принцип прямого копіювання рухів оператора.

Робототехніка є дисципліна, що розвивається, багато підходів якої відомі вже сьогодні, але навряд чи хто-небудь зможе сказати, які методи та технології конструювання будуть використовуватися через сто років. Як і біологічні системи, робототехніка розвивається відповідно до Дарвінівської моделі «природного відбору». На сьогодні робототехніка є одним з найважливіших напрямів науково-технічного прогресу. Компанії промислово розвинутих провідних країн світу розробляють та створюють нові досконаліші конструкції роботів, шукають нове ефективне їхнє застосування в різних галузях

промисловості, зокрема, в будівництві. Технологічні дослідження, економічні розрахунки та науково-технічні прогнози засвідчують високі економічні та соціальні переваги у випадку масштабного застосування роботів. Застосування роботів у порівнянні з традиційними засобами автоматизації забезпечує більшу гнучкість технічних і організаційних рішень, зниження термінів комплектації та запуску у виробництво гнучких автоматичних систем.

Роботи, що використовуються в промисловості називаються промисловими. При створенні промислових роботів також, як і при розробці інших машин, виділяються два основні напрями найраціональнішої їхньої побудови з погляду скорочення вартості та підвищення надійності. Перший напрям полягає у створенні універсальних машин, що володіють широкими можливостями. При цьому передбачається розробка ряду промислових роботів, які володіють широкими можливостями. Випуск кожної з моделей може досягати значної кількості, що сприятиме зниженню їх собівартості. Недоліком такого напрямку є відносно висока вартість промислового робота внаслідок його складності. При цьому у багатьох випадках не всі можливості робота можуть бути використані. Другий напрям полягає у створенні спеціалізованих машин із меншими можливостями, але простіших за конструкцією. Даний підхід розробки роботів призводить до збільшення номенклатури промислових роботів, що негативно позначається на їх серійності та вартості, проте значно спрощуються конструкції промислових роботів.

Одним зі шляхів, що дозволяє вирішувати суперечність цих напрямів, є побудова промислових роботів на основі агрегатно-модульного методу. Агрегатно-модульний метод побудови роботів – це створення конструкцій роботів на базі обмеженої групи уніфікованих типових деталей, вузлів, складальних одиниць, модулів і агрегатів. При цьому конструктивний модуль включає механізми і приводи, а також енергетичні та інформаційні комунікації, що забезпечують один або декілька ступенів їх вільності. Модулі з'єднують між собою за допомогою уніфікованих стикувальних поверхонь і уніфікованих роз'ємів енергоживлення. Перевагами агрегатно-модульного методу є:

- можливість отримання спеціалізованих промислових роботів, які найповніше відповідають вимогам рішення конкретної технологічної задачі та не мають надмірності функцій і, тому, дешевші в порівнянні з універсальними промисловими роботами;
- скорочення часу та трудомісткості проектування спеціалізованих роботів; збільшення надійності робота за рахунок уніфікації вузлів, що входять до його складу, та найбільшій відповідності даної конструкції вирішуваній задачі;

- поліпшення умов експлуатації та підвищення ремонтпридатності парку роботів за рахунок зменшення кількості варіантів конструкцій вузлів і деталей;
- зменшення вартості за рахунок зниження номенклатури деталей у виробництві та збільшення серійності їх випуску;
- скорочення термінів підготовки обслуговуючого персоналу. Недоліками агрегатно-модульного методу є:
- обмеженість номенклатури вузлів і модулів, що іноді приводить до невинновданого зниження функціональних можливостей роботів;
- при реалізації складних траєкторій маніпулювання, внаслідок обмеженого числа рухів кожного модуля, збільшується кількість з'єднань конструкції, маса, габарити, знижуються жорсткості конструкції і, як наслідок, погіршуються динамічні характеристики і точності операцій.

Один з різновидів агрегатно-модульного принципу є модульний підхід побудови промислових роботів. Модульний принцип – це створення промислових роботів на базі функціональних модулів, що мають всі необхідні елементи, включаючи приводи, датчики зворотного зв'язку, необхідні для забезпечення модулем свого функціонального призначення. У разі комп'ютерного керування модулем він стає механотронним.

При побудові промислових роботів модулі з'єднуються між собою за допомогою перехідних або сполучних елементів, виконується під'єднання силових і управляючих комунікацій. Недоліки модульного принципу:

- збільшення номенклатури модулів, оскільки однакові вузли з різними приводами і датчиками є різними модулями;
- складність модулів;
- складність використання одних і тих же модулів при різних системах керування.

Етапи проектування основних вузлів механізмів роботів наступні: структурний, кінематичний, динамічний та оптимізаційний синтез із врахуванням багатьох критеріїв.

На етапі *структурного синтезу* необхідно враховувати умови та можливості руху вихідної ланки в деякій області простору та велику різноманітність структур розімкнених кінематичних ланцюгів. Також необхідно формувати критерії, які дозволять розв'язувати задачу вибору структури робота для різних умов його роботи. Одна із задач структурного синтезу – вибір структури промислового робота із окремих модулів та агрегатів за умовами виконання заданих технологічних рухів.



### 1.1 Терміни, визначення та класифікація роботів

Основна термінологія в галузі промислових роботів визначається ГОСТ 25686-85 «Манипуляторы, автооператоры и промышленные роботы. Термины и определения», а технічні показники – ГОСТ 4.480-87 «Система показателей качества продукции. Роботы промышленные. Номенклатура основных показателей».

В ході розвитку світового роботобудування поняття промисловий робот трансформувалося і модифікувалося, тому в спеціальній літературі є різні визначення.

За визначенням міжнародної організації стандартів *промисловий робот* – це автоматична машина, стаціонарна або пересувна, яка складається із виконавчого пристрою у вигляді маніпулятора з декількома ступенями вільності та програмованого пристрою програмного керування для виконання у виробничому процесі рушійних та управляючих функцій. Виконавчий пристрій промислового робота закінчується захоплювачем, який здатний тримати інструмент, деталь або контрольно-вимірjuвальний прилад.

У Японії промислові роботи поділяються на: ручні маніпулятори, роботи з фіксованою та зі змінною послідовністю рухів, роботи із зворотнім зв'язком, роботи з числовим програмним управлінням, інтелектуальні роботи.

У США і Європі використовується інша класифікація: маніпулятори з операторним керуванням, жорстко програмовані маніпулятори, програмовані роботи, роботи із пам'яттю, роботи з числовим програмним управлінням, роботи з інтелектом.

Інститут роботів в США промисловим роботом називає програмований багатофункціональний маніпулятор, який призначений для переміщення матеріалів, деталей, інструментів або спеціалізованих пристроїв за допомогою програмно змінних рухів з метою виконання різноманітних завдань.

Технічні системи, що складаються з комплексу роботів та відповідного обладнання, називаються робототехнічними системами. Вони поділяються на: мобільні, маніпуляційні та інформаційні.

*Мобільні робототехнічні системи* – це такі, що складаються з пересувних роботів і забезпечують автоматичні переміщення робочих об'єктів у просторі. В основному це підйомно-транспортні роботи у вигляді візків, штабелерів та мобільних роботів із запрограмованими маршрутами переміщень.

*Маніпуляційні робототехнічні системи* призначені для імітації

руху руки людини.

*Інформаційні робототехнічні системи* – це комплекси вимірювально-інформаційних систем та засобів керування, які автоматично виконують збір, передачу та обробку інформації.

Основною частиною промислового робота є маніпулятор.

*Маніпулятор* - це керований пристрій або машина для виконання рушійних функцій, аналогічних функціям руки людини при переміщенні об'єктів в просторі та обладнаний робочим органом.

*Маніпулятор з ручним керуванням* – маніпулятор, керування яким здійснює оператор.

*Збалансований маніпулятор* – маніпулятор з ручним керуванням, який має систему урівноваження пристрою робочого органу.

*Автооператор* – автоматична машина, що складається із виконавчого пристрою у вигляді маніпулятора або сукупності маніпулятора та пристрою пересування і неперепрограмовуваного пристрою керування.

Промисловий робот, який обладнаний пристроєм адаптивного управління, називається *адаптивним промисловим роботом*.

*Промисловий робот з числовим програмним управлінням* – промисловий робот, керування яким здійснюється пристроєм числового програмного управління з позиційним та (або) контурним програмним управлінням.

*Інтерактивний робот* – це робот, в якому почергово здійснюється автоматичне та ручне керування.

*Програмне керування промисловим роботом* – автоматичне керування виконавчим пристроєм промислового робота за наперед заданою управляючою програмою.

*Циклове керування промисловим роботом* – керування виконавчим пристроєм промислового робота, при якому здійснюється програмування послідовності виконання його руху.

*Позиційне керування промисловим роботом* – керування виконавчим пристроєм промислового робота, при якому рух його робочого органу відбувається по заданих точках позиціонування без контролю траєкторії руху між ними.

*Контурне керування промисловим роботом* – керування виконавчим пристроєм промислового робота, при якому рух його робочого органу відбувається по заданій траєкторії зі встановленим розподілом у часі параметрів швидкості.

*Адаптивне керування промисловим роботом* – керування виконавчим пристроєм промислового робота з автоматичною зміною керуючої програми в залежності від контрольованих параметрів стану зовнішнього середовища.

*Програмування промислового робота* – складання, введення та налагодження керуючої програми промислового робота.

*Аналітичне програмування промислового робота* – програмування промислового робота, при якому керуюча програма складається на основі розрахунків, а потім встановлюється на пристрій керування.

*Навчання промислового робота* – програмування промислового робота, при якому складання та введення керуючої програми здійснює людина-оператор за допомогою попереднього руху робочого органу із занесенням в пристрій керування значень параметрів цього руху у вигляді керуючої програми.

*Виконавчий пристрій промислового робота (автооператора)* – пристрій промислового робота (автооператора), що виконує всі його функції руху.

*Робочий орган промислового робота (автооператора)* – складова частина виконавчого пристрою промислового робота (автооператора) для безпосереднього виконання технологічних операцій та (або) допоміжних переходів.

*Пристрій керування промисловим роботом (автооператора)* – пристрій промислового робота (автооператора) для формування та видачі керуючих впливів виконавчому пристрою відповідно до програми керування.

*Компоненти робота* – уніфіковані вироби, що відносяться до продукції загального машинобудівного застосування (двигуни, редуктори, пневматичні клапани тощо).

*Уніфікований елемент робота* – це елемент, що має уніфіковані приєднувальні розміри та параметри зовнішнього з'єднання (колони порталів, перехідні елементи тощо).

*Уніфікований вузол робота* – складальна одиниця робота, що має уніфіковані приєднувальні розміри та параметри зовнішнього з'єднання. (портали, каретки тощо).

*Агрегат промислового робота* – сукупність елементів та вузлів промислового робота, які утворюють механізм, призначений для виконання рухів за одним ступенем вільності, що реалізується за допомогою приєднуваного до механізму приводу та має уніфіковані місця кріплення, зокрема, і приводу.

*Виконавчий модуль* – пристрій, що реалізує рух промислового робота по одній координаті при підключенні до ланцюгів енергоживлення та управління і має уніфіковані приєднувальні розміри та параметри зовнішнього з'єднання, зокрема, з ланцюгами енергоживлення і управління.

*Модуль-привід* – комплексний пристрій, що забезпечує перетворення команд на виконання рухів, що поступають від пристрою

керування, в необхідні зусилля або силовий момент і такий, що має уніфіковані приєднувальні розміри та параметри зовнішнього сполучення, зокрема, з ланцюгами енергоживлення й керування.

*Блок промислового робота* – частина конструкції промислового робота, що має уніфіковані приєднувальні розміри та призначена для виконання певних функцій, включаючи переміщення не менше ніж з одним ступенем вільності і конструктивно об'єднуюча декілька модулів, вузлів, елементів.

*Привід промислових роботів* – це сукупність технічних засобів, призначених для приведення в рух всіх ланок кінематичних ланцюгів і захватного пристрою маніпулятора відповідно до вимог технологічного процесу.

Промислові роботи **класифікують** за наступними ознаками: спеціалізація; вантажопідйомність; кількість ступенів вільності; можливість переміщення; спосіб встановлення; тип системи координат; вид приводу; вид керування; способу програмування.

Згідно ГОСТ 25685-85 за спеціалізацією розрізняють спеціальні, спеціалізовані та універсальні промислові роботи (рис. 1.1). При цьому *спеціальним* називають такий робот, який функціонує, тобто виконує операції, згідно свого прямого призначення з конкретною моделлю технічного устаткування. Якщо робот виконує тільки операції одного виду, наприклад, збирання, фарбування, зварювання, або допоміжні переходи з певною групою моделей технологічного устаткування, то його називають *спеціалізованим*. При виконанні технологічних операцій різних видів і допоміжних переходів із різними групами моделей технологічного устаткування робот називають *універсальним*.

За характером виконання технологічних операцій роботи поділяються на:

- *технологічні (виробничі) роботи* – виконують основні технологічні операції. Вони безпосередньо беруть участь у технічному процесі в якості обладнання (зварювання, фарбування, складання і т. д.);
- *допоміжні (підйомно-транспортні) роботи* – виконують функції переносу об'єкта у вертикальній і горизонтальній площині. Їх застосовують для обслуговування основного технологічного обладнання;
- *багатоцільові роботи (універсальні)* – виконують різноманітні технологічні операції (основні та допоміжні).

За вантажопідйомністю промислові роботи поділяють на: надлегкі вантажопідйомністю до 10 Н; *легкі* – від 10 до 100 Н; *середні* – від 100 до 2000 Н; *важкі* – від 2000 до 10000 Н та *надважкі* – більше 10000 Н.

За кількістю ступенів вільності (рухомості) роботи бувають: з одним, з двома та з  $n$  ступенями вільності.

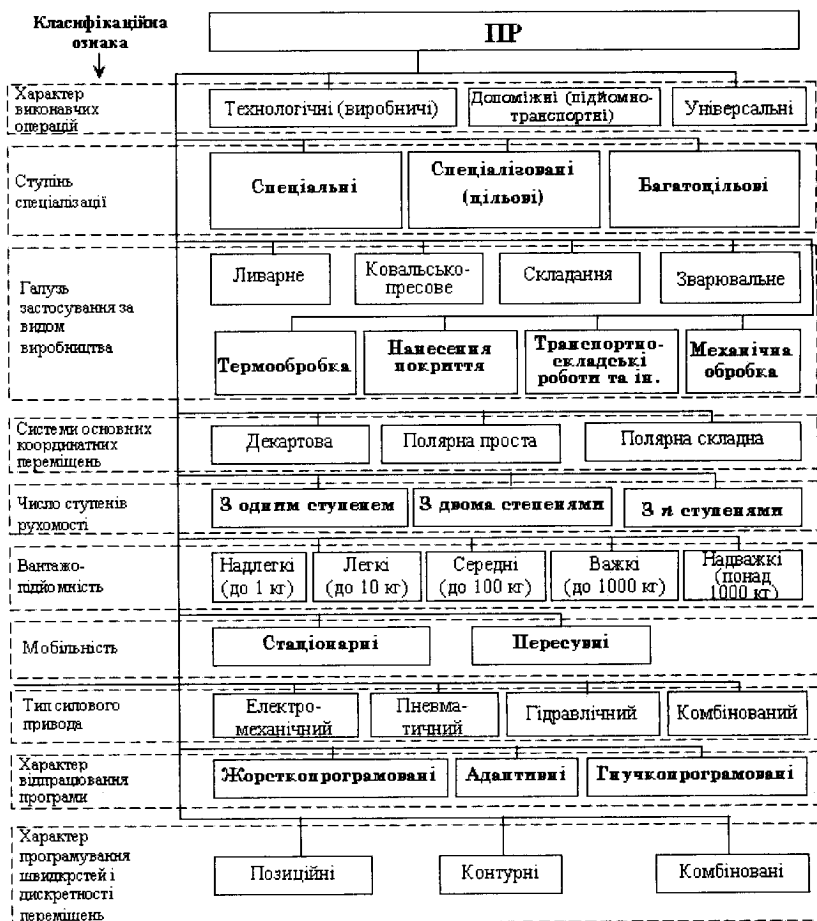


Рис. 1.1. Класифікація промислових роботів за ГОСТ 25685-85

За можливістю переміщення роботи бувають: *стаціонарні* та *пересувні*. Залежно від типу рушія пересувні роботи бувають колісними, гусеничними, крокуючими. Тип ходового пристрою, у свою чергу, залежить від призначення робота та забезпечує пересування у воді, на поверхні землі, в її надрах, в повітрі, космосі та на інших планетах. Можливе також використання для роботів принципів повітряної та магнітної подушки.

За способом встановлення на робочому місці роботи поділяються на: *вільно стоячі*, *підвісні* та *вбудовані* в інше устаткування.

За типом системи основних координатних переміщень поділяють на роботи із:

- *прямокутною системою координат*: плоска; просторова;
- *полярною системою координат*: плоска; *циліндрична*; *сферична*;
- *ангулярною системою координат* (антропоморфна або кутова): плоска; *циліндрична*; *сферична*.

За типом силового приводу роботи бувають із: *гідравлічним, пневматичним, електромеханічним та комбінованим* приводом.

За видом керування роботи поділяються на роботи з *програмним керуванням* (цикловим, позиційним, та контурним) та роботи з *адаптивним керуванням* (позиційним та контурним).

За способом програмування роботи бувають:

- *жорсткопрограмовані* – роботи, які не мають пристрою швидкої зміни програми;
- *гнучкопрограмовані* – роботи, які мають пристрій швидкої зміни програми;
- *адаптивні* – промислові роботи, які здійснюють свої дії на підставі інформації про об'єкти і явища зовнішнього середовища, що отримується в процесі його функціонування;
- *інтелектуальні* - роботи, що здатні самостійно планувати свою поведінку залежно від поставленого завдання, критеріїв якості, власного стану і стану зовнішнього середовища.

Згідно даної класифікації необхідно визначити, що роботи можуть бути *програмовані навчанням та програмовані аналітично*.

Окрім перерахованих показників для характеристики промислового робота можуть використовуватися інші характеристики, що визначаються: класифікаційними ознаками; показниками систем управління; показниками надійності; показниками енергоживлення та енергоспоживання.

## **1.2. Принципи роботи та характеристики роботів**

Промислові роботи в основному складаються з трьох систем: *механічної системи, систем інформації та керування*. Загальна схема будови робота зображена на рис.1.2.

*Механічна система* робота забезпечує фактичне опрацювання програми керування за його всіма ступенями рухомості (вільності) та складається із виконавчої системи і привода.

Відносні рухи ланок механічної системи робота, за допомогою яких реалізуються переміщення за ступенями рухомості, поділяються на три групи: орієнтувальні (локальні), транспортні (ретональні) та координатні (глобальні).

Орієнтувальні рухи надають захоплювальному пристрою необхідне положення в заданій точці робочої зони. Такі рухи співставні із розмірами самого захоплювального пристрою.

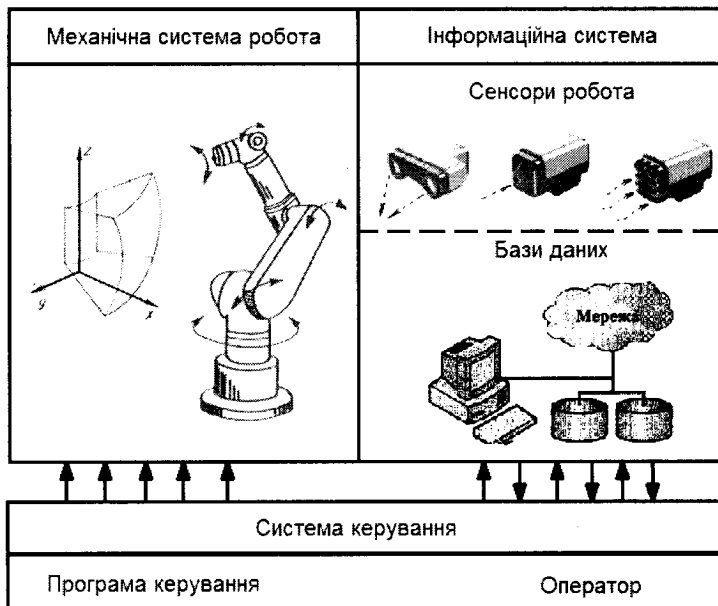


Рис. 1.2. Загальна схема будови робота

Транспортні рухи визначаються розмірами ланок виконавчого механізму та призначені для переміщення захоплювального пристрою в межах зони робочого простору.

Координатні рухи забезпечують переміщення робота між окремими виробничими позиціями. Ці переміщення перевищують розміри самого робота та обладнання, яке ним обслуговується.

Система координатних переміщень робота визначає кінематику основних рухів та форму робочої зони. До основних рухів відносять всі рухи механічної системи без урахування захоплення, орієнтуючих і додаткових переміщень. Приклади структурних схем роботів та їхні робочі зони в залежності від системи координатних переміщень наведено на рис. 1.3.

У прямокутній системі координат ланки механічної системи мають прямолінійні переміщення за трьома (або двома – при плоскій системі) взаємно перпендикулярними осями  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ . Робоча зона промислових роботів має форму прямокутника або паралелепіпеда.

У полярній системі координат переміщення та положення робота визначається величиною радіуса-вектора  $r$  та кутами повороту радіуса-вектора  $\varphi$  та  $\theta$  у двох взаємно перпендикулярних площинах.

Ангулярна (кутова або антропоморфна) система координат характерна для руху багатоланкових шарнірних маніпуляторів роботів, де переміщення відбувається в напрямку радіуса-вектора  $r$  за рахунок

відносних кутових поворотів ланок маніпулятора, які мають постійну довжину. Такі роботи мають тільки обертальні пари.

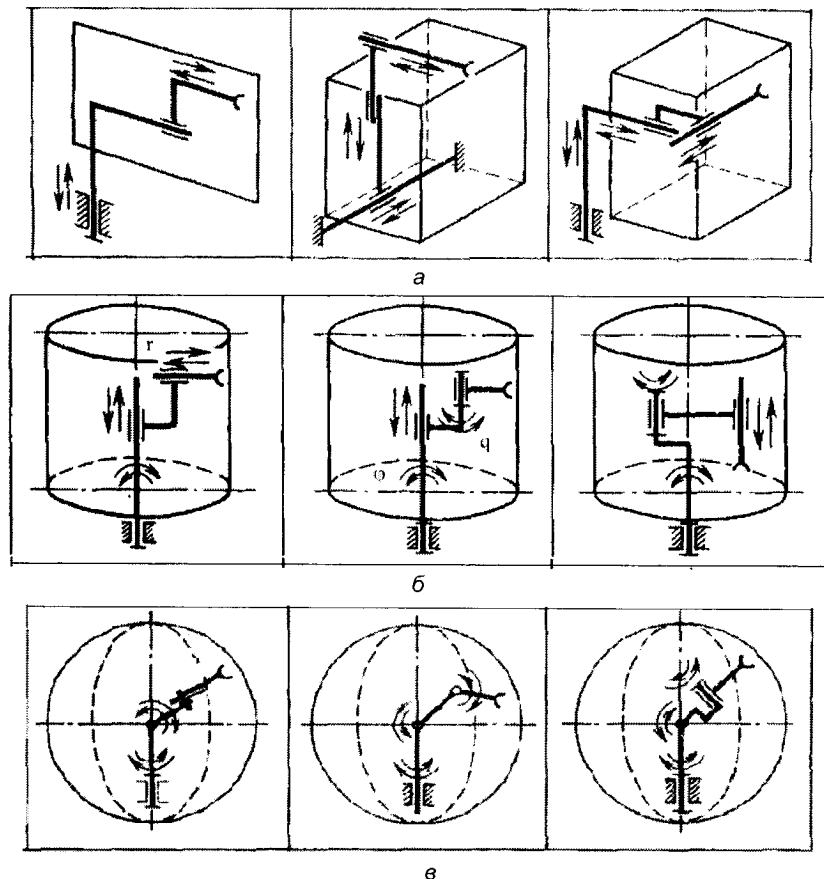


Рис. 1.3. Приклади структурних схем роботів: а – прямокутна система координат; б – полярна циліндрична система координат; в – ангулярна сферична система координат

Структурні функціональні схеми роботів ускладнюються по мірі підвищення універсальності роботи.

Вибір типу силового приводу робота визначається механічним режимом його роботи залежно від призначення та техніко-економічних розрахунків. Головною вимогою є те, щоб при найменших габаритних розмірах та масі були високими такі параметри, як питома потужність, швидкодія вихідної ланки маніпулятора, точність позиціонування, моторесурс, ергономічні якості. Приводи повинні забезпечувати:



автоматичне управління та регулювання з використанням оптимальних законів пуску і гальмування; безвідмовність; зручність монтажу-демонтажу, технічного обслуговування, ремонту та переналагодження.

Найбільше розповсюдження в сучасних технічних рішеннях робіт мають пневматичні та гідравлічні приводи, оскільки вони надійні в експлуатації, прості за конструкцією та економічні. Разом з цим такі приводи мають недостатньо плавну керованість, внаслідок чого їх використовують як регульовані з цикловим управлінням для робіт вантажопідйомністю до 100...200 Н. Гідравлічні приводи при потужності 500...1000 Вт мають кращі характеристики, а тому їх застосовують на важких та надважких конструкціях робіт. До того ж вони значно кращі в керуванні в позиційному і контурному режимах.

Електромеханічні приводи, незважаючи на добру керованість, вищий ККД, зручність та надійність в експлуатації, мають вищі маси та габаритні характеристики. Останніми роками створено нові типи та поліпшено параметри електричних двигунів, що позитивно відобразилося на збільшенні парку робіт з цим типом приводу.

У роботах застосовуються дві схеми розташування механізмів приводів: в єдиному блоці, коли всі механізми або частина з них компонується в єдиному корпусі, та на виконавчих органах.

*Система керування* робота забезпечує його програмування або навчання, збереження програм в пам'яті та їх відтворення, тобто зчитування інформації та передачу керуючих сигналів на виконавчі пристрої робота. В систему керування робота входять пристрої вводу інформації (програмний носій, пристрій введення та зчитування інформації), підсилювач-перетворювач (аналого-числовий та програмно-числовий), обчислювальний процесор з блоком пам'яті та корекції, блок слідкуючого приводу та цифрової індикації.

*Інформаційна система* входить до складу системи керування та складається із: пристроїв зворотного зв'язку; пристрою порівняння сигналів; комплексу сенсорів (датчиків) зворотного зв'язку різного функціонального призначення; бази даних. Інформаційну систему робота за функціональним призначенням умовно можна розділити на:

- систему сприйняття зовнішнього середовища;
- систему інформації про стан вузлів та механізмів робіт;
- систему забезпечення техніки безпеки.

До робіт з програмним керуванням відносять роботи, управляюча програма яких володіє сукупністю наступних ознак: надає команди виконавчому пристрою, що відносяться тільки до його рухів, безпосередньо пов'язаних з виконанням роботом функцій згідно його призначення; команди виконавчому пристрою є наперед встановленими завданнями, що регламентують його рухи по ступенях рухомості; послідовність виконання команд виконавчим пристроєм є

постійною або змінюється в залежності від контрольованих параметрів зовнішнього середовища за наявності чи відсутності сигналів одного або декількох вимірювальних пристроїв або інших вхідних сигналів (як правило, релейного типу).

До роботів із адаптивним керуванням відносять роботи, які забезпечені вимірювальними пристроями для сприйняття зовнішнього середовища і управляючою програмою, що володіє якою-небудь з наступних ознак або сукупністю:

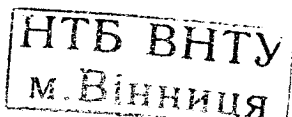
- передає команди виконавчому пристрою, що пов'язані не тільки безпосередньо з виконанням функцій робота згідно призначення, але і з метою пристосування його до умов виконання технологічного процесу, що змінюються (наприклад, обходу перешкод, що з'являються нерегулярно);
- зберігає команди, що визначають правила формування завдань, які регламентують рухи виконавчого пристрою за інформацією про поточний стан зовнішнього середовища;
- послідовність виконання команд виконавчого пристрою може формуватися залежно від стану зовнішнього середовища, що ідентифікується за допомогою спеціальних алгоритмів обробки інформації з відповідних вимірювальних пристроїв.

При контурному (безперервному) керуванні рух робочого органу виконавчого пристрою робота відбувається по заданій траєкторії зі встановленим розподілом в часі значень швидкості. При позиційному (дискретному) керуванні рух робочого органу виконавчого пристрою робота відбувається по заданих точках позиціонування без контролю траєкторії руху між ними, тобто кроками від однієї точки до іншої. Вважається, що простим варіантом дискретного керування є циклове. При цьому мінімальне число точок позиціонування по кожній ступені вільності (рухомості) дорівнює двом. Перша – початкова, друга – кінцева координати. Точки позиціонування задаються за допомогою шляхових пристроїв релейного типу або елементів, що задають час.

Програмування промислового робота полягає у складанні, введенні та налаштуванні його керуючої програми. У випадку якщо керуюча програма складається на основі розрахунку, а потім заноситься в пристрій керування, то таке програмування називають аналітичним.

Керування промисловим роботом шляхом його навчання полягає у тому, що здійснюється програмування, при якому складання та введення керуючої програми здійснюється людиною-оператором за допомогою попереднього руху робочого органу із занесенням в пристрій керування значень параметрів цього руху у вигляді програми.

В даний час у всій спеціальній та науковій літературі прийнято поділ роботів на три покоління (рис. 1.4).



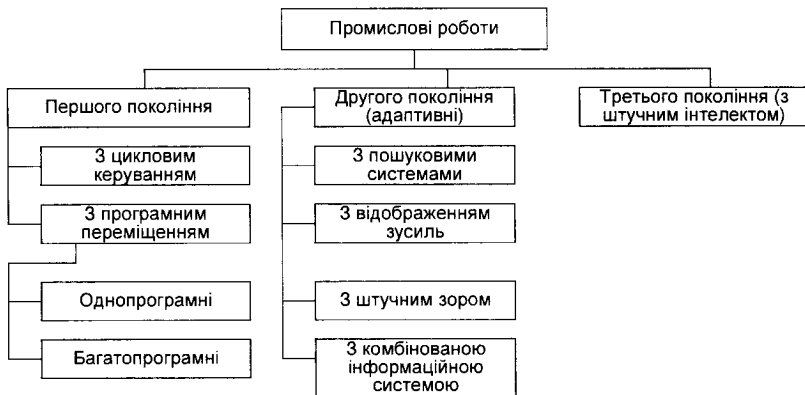


Рис. 1.4. Класи промислових роботів

**I покоління – промислові роботи.** Промислові роботи обладнують одним або декількома маніпуляторами, рух яких здійснюється по декільком керованим координатам (від двох до восьми) із заданою програмною швидкістю та необхідною точністю. На кінці маніпулятора монтують робочий орган. Переміщення робочого органу відбувається в межах зони обслуговування промислового робота.

Найважливішою відмінною рисою промислових роботів є те, що вони, як правило, не мають датчиків зворотного зв'язку та не можуть реагувати на зміну зовнішнього середовища. Вважається, що середовище є суворо організованим, детермінованим та незмінним.

**II покоління – адаптивні роботи.** Адаптивні роботи керуються пристроєм адаптивного управління та можуть реагувати на зміну зовнішнього середовища. Вони обладнані датчиками зворотного зв'язку – сенсорними пристроями. Ця особливість і є головною, що відрізняє адаптивні роботи від роботів I покоління. Можливість коригувати програму в залежності від зміни параметрів зовнішнього середовища дозволяє істотно розширити область застосування роботів цього покоління в порівнянні з промисловими роботами. Маніпулятори робочих органів адаптивних роботів технічно не мають принципових відмінностей від таких же у роботів I покоління.

Програмування таких роботів передбачає запис основної програми та наявність у системі керування відповідних підпрограм, що вмикаються в залежності від ситуації, що склалася в навколишньому середовищі.

**III покоління – роботи зі штучним інтелектом.** Роботи III покоління найбільш складні та досконалі. Конструкція роботів зі штучним інтелектом істотно відрізняється від раніше описаних тим, що вони в переважній більшості є рухливими, обладнуються колісними або

гусеничними рушіями, потужними комп'ютерами і в цілому складніші та дорожчі від роботів II покоління. Математичне забезпечення роботів вельми складне, так як в пам'яті робота потрібно зберігати математичну модель зовнішнього середовища та загальну задачу, яку необхідно виконати.

Основними показниками промислових роботів є наступні:

- *номінальна вантажопідйомність або вантажопідйомність промислових роботів* – це найбільша маса предметів виробництва та технологічного обладнання, включаючи масу захоплювального пристрою, при якій гарантується їхнє утримання та забезпечення встановлених значень експлуатаційних характеристик. При виконанні промислового робота з декількома руками разом з сумарною вантажопідйомністю промислового робота вказується і вантажопідйомність кожної руки.;
- *похибка позиціонування* – відхилення заданої позиції виконавчого механізму від фактичної позиції при багатократному позиціонуванні. Похибка позиціонування може оцінюватися в лінійних або кутових одиницях. Стосовно промислового робота важливим показником є похибка позиціонування робочого органу промислового робота – сумарна похибка позиціонування всіх виконавчих механізмів, що приведена до фактичного положення об'єкта маніпулювання, відмінного від заданого положення за програмою;
- *похибка відпрацювання траєкторії* - це відхилення фактичної траєкторії переміщення робочого органу від траєкторії, заданої за програмою;
- *робочий простір промислових роботів* – простір, в якому може знаходитися виконавчий пристрій при функціонуванні промислового робота (маніпулятора, автооператора);
- *робоча зона промислового робота* – простір, в якому може знаходитися робочий орган при функціонуванні промислового робота (маніпулятора, автооператора);
- *число ступенів вільності* – число можливих координатних рухів об'єкта маніпулювання щодо опорної системи координат робота, без урахування затискання об'єкта захватним пристроєм. Кожен ступінь вільності характеризується показниками ступеня вільності (час переміщення, максимальна або середня швидкість переміщення, максимальне прискорення, число точок позиціонування тощо);
- *зона обслуговування промислового робота* – простір, в якому робочий орган виконує свої функції відповідно до призначення промислового робота (маніпулятора, автооператора) та визначених параметрів їх характеристик.

За номінальною вантажопідйомністю, максимальним лінійним переміщенням та максимальними кутами повороту встановлені наступні параметричні ряди.

Номінальна вантажопідйомність, Н: 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400; 630; 1000; 1600; 2500; 4000; 6300 і 10000.

Максимальні лінійні переміщення, мм: 12; 20; 31; 50; 80; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1400; 1600; 100; 2000.

Максимальні кути повороту, град: 30; 45; 60; 90; 120; 180; 210; 240; 260; 300 та 360.

### **1.3. Історія розвитку та сучасний стан галузі робототехніки**

Коріння робототехніки сягають глибокої давнини. Вже тоді вперше виникли ідеї та були зроблені перші спроби створення людиноподібних технічних пристроїв та механічних слуг. Статуї богів з рухомими частинами тіла (руки, голова) з'явилися ще в Давньому Єгипті, Вавилоні та Китаї. До наших часів дійшли книги Герона Олександрійського (I століття н.е.), де описані подібні технічні рішення. Як джерело енергії в них використовувалися вода, водяна пара та гравітація.

Великою популярністю у середні середньовіччя користувалися різного роду автомати, засновані на використанні годинникових механізмів. До цього періоду відносяться відомості про створення перших рухливих людиноподібних механічних фігур – андроїдів. Так, андроїд алхіміка Альберта Великого (1193-1280) представляв собою ляльку зростом з людину, яка, коли стукали у двері, відкривала та закривала їх. Створення механічних андроїдів набуло найбільшого розвитку у 18 ст. одночасно з розквітом годинникової майстерності. Механіками-годинникарями були створені андроїди-музиканти, художники, писарі, зокрема, відомий механічний андроїд "флейтист" французького механіка Жака Вокансона (1709-1789). Фігура зростом з людину за допомогою рухомих пальців виконувала закладені в його програму - 11 мелодій. Цілий ряд людиноподібних автоматів був створений швейцарськими годинникарями П'єром-Жаком Дро (1721-1790) і його сином Анрі Дро (1752-1791). Від імені останнього пізніше була утворена і сама назва «андроїд». Їхні андроїди представляли собою багатопрограмні автомати, де програми задавалися за допомогою змінних кулачків, що встановлювалися на обертовому барабані та інших подібних механічних пристроях (рис. 1.5).

В 1820 р. у Петербурзі було відкрито «Храм очарований», який обслуговувався механічними слугами. В 1866 р. інженер І. Мезгін створив «астрономо-історичний» годинник, який крім часу показував чотири сценки з історії.



Рис. 1.5. Механічні андроїди середньовіччя: а – флейтист; б – писар

В 20-х роках ХХ ст. на основі електроніки та електротехніки американський інженер Венслі побудував керований на відстані за допомогою свистка автомат «Телевокс», який міг виконувати ряд елементарних операцій та за допомогою звукозаписної апаратури кілька фраз. Англієць Гаррі Мей в 1932 р. створив людиноподібний автомат «Альфа», який за голосовими командами, сідав, вставав, рухав руками, розмовляв. В основному подібні пристрої створювали для рекламних компаній, хоча були спроби використовувати їх для різних практичних цілей.

В 1936-1937 роках англійський математик Алан Тюрінг ввів концепцію «абстрактної обчислювальної машини», яка за допомогою простих операцій здатна була зчитувати та виконувати обчислення довільної складності. Цю машину називали машиною Тюрінга, яка згодом стала прототипом універсальних обчислювальних машин.

Сучасними попередниками роботів були різного роду пристрої для маніпулювання об'єктами на відстані, безпосередній контакт людини з якими був небезпечним або неможливим. Перші з них були пасивними, тобто механізмами без приводів, і працювали за рахунок мускульної сили.

В 1947 р. в США групою співробітників на чолі з Р. Герцем було розроблено перший автоматичний електромеханічний маніпулятор із копіювальним керуванням, де відтворювалося повторювання рухів людини-оператора, і був призначений для переміщення радіоактивних матеріалів. В 1948 р. компанія «General Electric» розробила копіювальний маніпулятор «Handy Man», в якому було реалізовано зворотний зв'язок, і оператор міг сприймати сили, що впливають на маніпулятор. Подібні маніпулятори отримали застосування в глибоководній техніці, металургії та ряді інших галузей промисловості. Конструкція копіювального маніпулятора представлена на рис. 1.6.

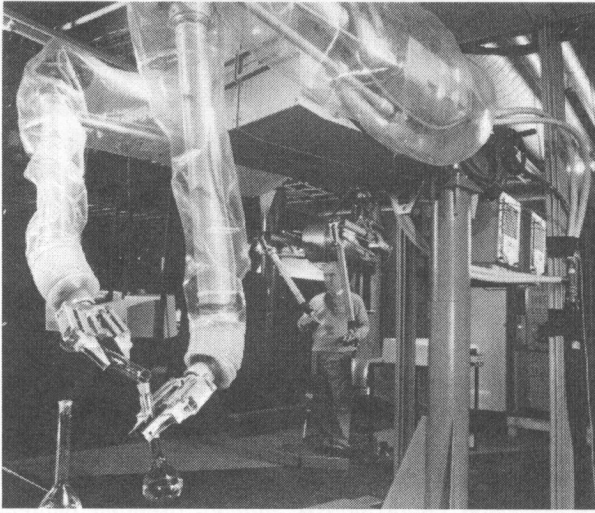


Рис. 1.6. Маніпулятор «Маскот» фірми «Телеробот»

Перші промислові роботи почали створювати в середині 50-х років ХХ ст. в США. В 1954 р. американський інженер Дж. Девол розробив спосіб керування вантажно-розвантажувальним маніпулятором за допомогою змінних перфокарт, а в 1961 р. був виданий патент на робот промислового призначення. На початку 1960-х рр. в США було створено перші у світі промислові роботи «Unimate» фірми «Unimation Inc.» та «Versatran» фірми «American Machine and Foundry» (рис. 1.7).

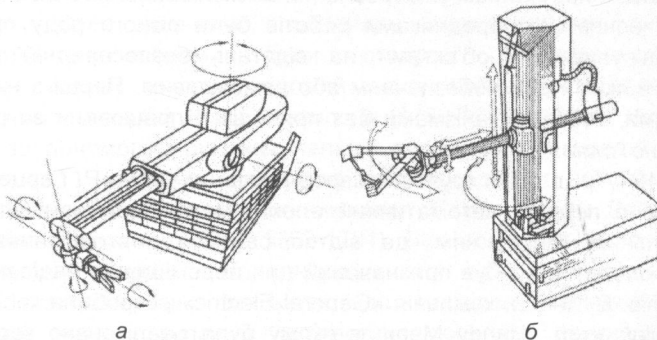


Рис. 1.7. Перші промислові роботи «Unimate» (а) та «Versatran» (б)

Промисловий робот «Unimate» мав п'ять ступенів вільності (рухомості) з гідроприводом та двопальцевим захоплювальним пристроєм із пневмоприводом. Переміщення об'єктів масою до 12 кг здійснювалося з точністю до 1,25 мм. В якості системи керування використовувався кулачковий барабан з кроковим двигуном,

розрахованим на 200 команд управління та кодові датчики положення. Продуктивність робота «Unimate» при розвантаженні машини для лиття складала 135 деталей на годину з вибракуванням 2%, тоді як продуктивність ручного розвантаження становила 108 деталей на годину з вибракуванням до 20%.

В 1967 р. у Стенфордському університеті (США) було створено лабораторний макет робота з технічним зором, що призначений для дослідження та відпрацювання системи здатної розпізнавати об'єкти зовнішнього середовища та оперувати ними відповідно до завдання. В 1968 р. Інститутом океанології Академії наук СРСР спільно з Ленінградським політехнічним інститутом та іншими вузами було створено підводний робот «МАНТА» з технічним зором та системою телевізійного керування (рис.1.8), а в 1971 р. в Японії було розроблено експериментальні зразки роботів із технічним зором та елементами штучного інтелекту: робот «Хівіп» здатний був самостійно здійснювати механічне збирання простих об'єктів за кресленням (рис.1.9).

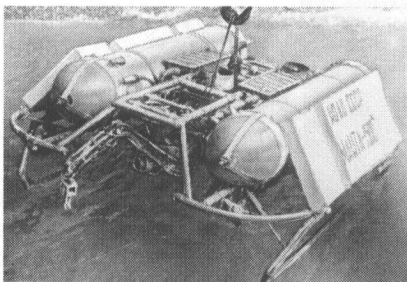


Рис. 1.8. Підводний робот «МАНТА»

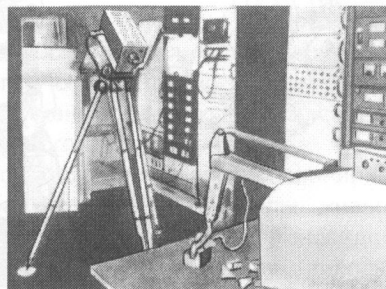


Рис. 1.9. Японський робот «Хівіп»

Хронологія подальшого розвитку виробництва роботів за кордоном наступна: в 1967 р. розпочато випуск роботів в Англії за ліцензією США, в 1968 р. – у Швеції та Японії (за ліцензіями США), в 1971 р. – у Німеччині, в 1972 р. – у Франції, в 1973 р. – в Італії.

В 1972-1975 р. у Київському інституті кібернетики під керівництвом М. М. Амосова та В. М. Глушкова було створено макет транспортного автономного інтегрального робота (ТАІР). Робот демонстрував цілеспрямований рух у природному середовищі з обходом перешкод. ТАІР складався з триколісного самохідного візка, оптичного далекоміра, навігаційної системи з двома радіомаяками та компасом, контактних датчиків, датчиків кутів нахилу візка, таймера. Особливістю ТАІР була відсутність в його складі комп'ютера, а основу системи керування становила апаратно реалізована нейронна мережа (вузли мережі – спеціальні електронні схеми, що зібрані на транзисторах, зв'язок між



вузлами – резистори), яка реалізовувала різні алгоритми обробки сенсорної інформації, планування поведінки та керувала рухом робота.

Перші промислові роботи з розвиненим сприйняттям, включаючи технічний зір та мікропроцесорне керування, з'явилися та почали отримувати практичне застосування в 80-х роках ХХ ст., насамперед, в машинобудуванні та логістиці. Широкого поширення набули конструкції маніпуляторів антропоморфної структури, а саме роботів «Puma», «Kuka», «ASEA» (рис. 1.10), кількість яких в загальному парку роботів неухильно зростає, незважаючи на значну вартість та складність обслуговування, що компенсується великими функціональними можливостями, а отже, і областями застосування.

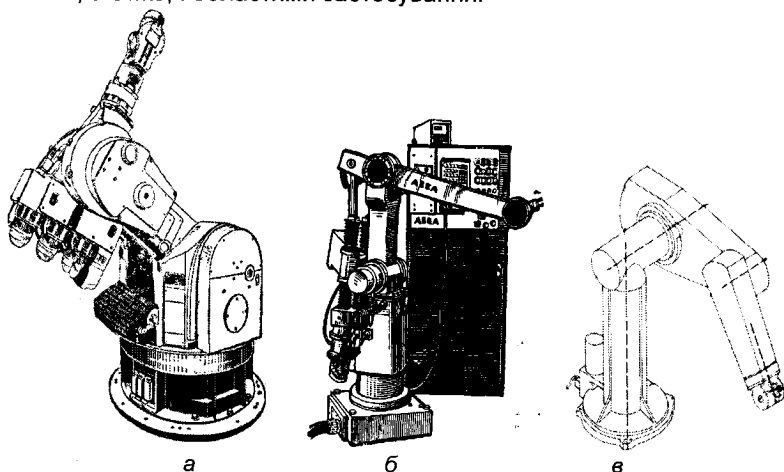


Рис. 1.10. Конструкції маніпуляторів промислових роботів:  
а - «Kuka»; б - «ASEA»; в - «Puma»

В 1981 р. Такео Канаді створює перший маніпулятор із двигунами, які встановлені безпосередньо в його зчленуваннях, що зробило механізм швидшим та точнішим в порівнянні з існуючими на той період. У 1984 р. в університеті Васеда (Токіо, Японія) завершується створення робота «Wabot-2», який читає ноти за допомогою системи технічного зору та відтворює прочитану мелодію на органі десятима пальцями. В 1989 р. в MIT (США) створено один з перших крокуючих роботів «Genghis», спосіб пересування якого названо «Genghis gait». В 1996 р. Honda (Японія) створює прототип гуманоїда P-2 (prototype 2), який може підніматися по сходах та переносити вантажі (рис. 1.11), а в MIT (США) розроблено та побудовано «робот-риба» RoboTuna. В 1997 р. космічний корабель NASA здійснює посадку на Марсі та висаджує на марсіанську поверхню «робота-всюдихода» «Sojourner» (рис. 1.12), керування яким здійснювалося із Землі за спеціальною програмою.

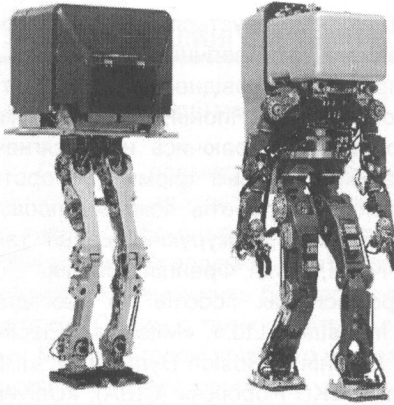


Рис. 1.11. Роботи гуманоїди  
«HONDA»

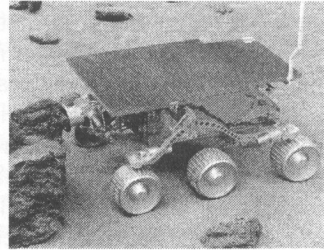


Рис. 1.12. Робот NASA  
«Sojourner»

З 2000-х років стрімкого розвитку набуває етап розробки інтелектуальних роботів, розвитку та вдосконалення систем керування роботами, розвиваються технології біоелектричного керування, біонічних конструкцій роботів та колективної поведінки. Створюються людиноподібні роботи та роботи тваринного світу.

*Біоелектричне керування* – спосіб керування, який заснований на використанні керуючих впливів біоелектричних потенціалів живого організму. Системи біоелектричного керування є різновидом автоматизованої системи керування та в загальному випадку складаються із датчика, логічного та виконавчого елементів.

На рис. 1.13 подано осцилограму біострумів, відведених накладними електродами із поверхні суглобу пальців руки за різних умов його напруження. Подібний вид кривої пояснюється тим, що відведені біоструми представляють собою сумарний ефект дії біострумів м'язових волокон даного м'яза, а також численні коливання біо-потенціалів, що генеруються суміжними м'язами. Створивши базу даних таких сигналів, можна здійснювати їхнє відтворення у роботах.

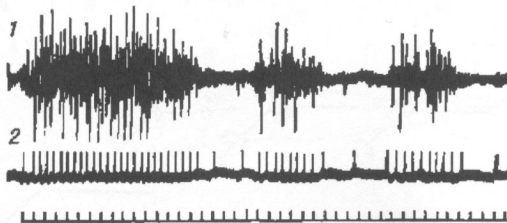


Рис. 1.13. Осцилограма біострумів з поверхні суглобу пальців (1) та відповідні сигнали (2), що використовуються для керування рухом штучної кисти (внизу відмітчик часу)

Більша частина парку роботів використовується в промисловості, приблизно половина – на основних технологічних операціях, де виконуються найбільш складні процеси. Провідне місце у світі з виробництва та застосування роботів займає Японія, де зосереджена велика частина світового парку роботів. Спираючись на досягнення електроніки, гідравліки та пневматики, японські фірми за короткий термін створили ряд моделей промислових роботів, зокрема, провідне місце посідає фірма «Kawasaki Robotic». Конкуруючі позиції також займають такі країни як США, Німеччина, Італія, Франція, Швеція.

Провідними виробниками промислових роботів на сьогодні є фірми: «Hitachi», «Kawasaki Heavy Industries, Ltd.», «Mitsubishi Electric», «Fanuc Corp.», «Yaskawa», «OTC» (Японія); «Boston Dynamics», «IBM», «Kaman Corp», «Triton Manufacturing», «KC Robotics» (США); «Universal Robots» (Данія); «Reis Robotics», «Kuka Roboter» (Германія); «ABB» (Швеція).

### **Питання для самоперевірки**

1. Що називається мобільною робототехнічною системою?
2. Що таке автооператор?
3. Яке призначення має промисловий робот?
4. Що означає термін «позиційне керування промисловим роботом»?
5. Що означає термін «контурне керування промисловим роботом»?
6. Що таке робочий орган промислового робота?
7. Як класифікують роботи за типом системи основних координатних переміщень?
8. Як класифікують роботи за видом керування?
9. Як класифікують роботи за способом програмування?
10. Які основні показники промислових роботів?

## 2.1. Конструкції маніпуляторів

Сучасне промислове виробництво пов'язане із використанням шкідливих для здоров'я випромінювання, високих та низьких температур, тисків, глибокого вакууму, токсичних та вибухових речовин, а також з необхідністю проведення досліджень підводних глибин та космічного простору, що неможливе без застосування різних дистанційно-керованих пристроїв. Одним із таких пристроїв є маніпулятор.

Маніпулятором прийнято називати технічну систему із дистанційним керуванням оператором або програмованим пристроєм, який містить робочий орган і призначений для переміщення робочого органу або предмета, що знаходиться в ньому, з одного положення в інше в межах зони обслуговування по довільній чи завчасно заданій траєкторії із необхідною точністю. Маніпулятор є складовою частиною більшості промислових роботів

На рис. 2.1 показано приклад кінематичної схеми маніпулятора для копіювання. За аналогією з рукою ланки механічної руки мають назви: 0 – корпус, 1 – плече, 2 – передпліччя, 3 – кисть або захоплювач, 4 – палець. При структурному, кінематичному та динамічному аналізі маніпулятора палець 4 та кисть 3 розглядаються як одна ланка.

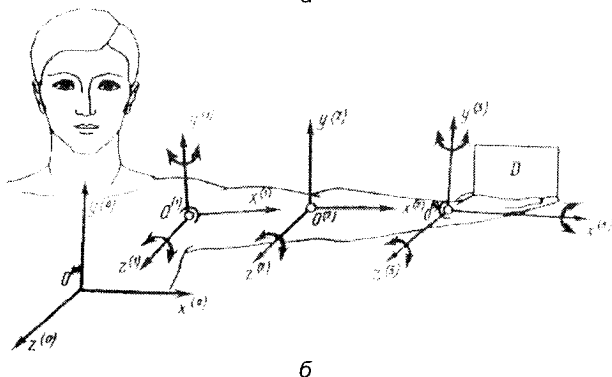
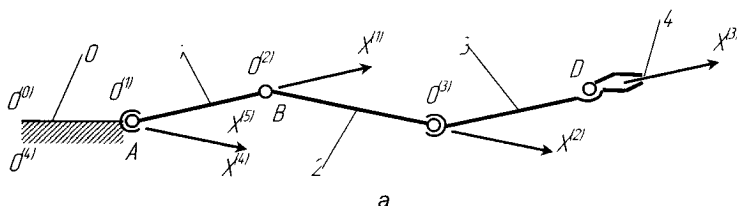


Рис. 2.1. Кінематична схема маніпулятора (а) та аналогія руки людини (б)

Для виконання виробничих операцій, маніпулятор повинен мати певне число ступенів вільності (рухомості), а саме: три ступені вільності для переміщення кисти в задану точку робочої зони, два ступеня - для орієнтації захоплювача та два – для виконання робочих операцій. Отже, механічний копіювальний маніпулятор має як мінімум сім ступенів вільності. Збільшення кількості ступенів вільності маніпулятора збільшує його маневреність, але зменшує жорсткість, ускладнює конструкцію та керування маніпулятором.

Залежно від способу керування маніпулятори, що застосовуються на практиці, можна поділити на дві великі групи (рис. 2.2):

- маніпулятори, що керуються безпосередньо людиною-оператором;
- маніпулятори з автоматичним керуванням.



Рис. 2.2. Класифікація маніпуляторів

Можливість виконання маніпулятором тієї або іншої технологічної операції визначається його кінематичною схемою та кількістю ступенів вільності руки. При цьому виконання багатьох технологічних операцій можливе вже при трьох ступенях вільності, які забезпечують переміщення об'єкта (деталі) у просторово-об'ємній робочій зоні. В табл. 2.1 зведено дані аналізу маніпуляторів промислових роботів з урахуванням їхньої кінематики, що забезпечує міжопераційні (глобальні), внутрішньоопераційні (регіональні) та технологічні (локальні) переміщення. *Глобальні* переміщення – це рухи від об'єкта до об'єкта на рухомій основі. *Регіональні* переміщення виконуються робочим органом маніпулятора в межах його зони обслуговування. До *локальних* відносять переміщення робочого органу при орієнтувальних рухах або при виконанні технологічних операцій.

Залежно від виду використовуваних в структурі маніпулятора кінематичних пар, забезпечуються поступальні, обертальні та комбіновані рухи. Зазвичай ланки утворюють обертальні та поступальні кінематичні пари п'ятого класу, тобто з одним ступенем рухомості (вільності), проте застосовуються і більш складні кінематичні схеми маніпуляторів, які містять паралельно з'єднані ланки або сферичні шарніри.

Таблиця 2.1

## Кінематика маніпуляторів промислових роботів

Кінематична структура	Робоча зона	Приклад переміщення	Вид переміщення
$\theta_x$ 			Поступальний рух (Л)
$\theta_x, \theta_z$ 			
$\theta_x, \theta_y, \theta_z$ 			
$\theta_z$ 			Обертальний рух (О)
$\theta_x, \theta_y$ 			
$\theta_x, \theta_y, \theta_z$ 			
$\theta_x, \theta_y$ 			Комбінований рух (Л, О)
$\theta_x, \theta_x, \theta_x$ 			
$\theta_y, \theta_x, \theta_y, \theta_z$ 			
$\theta_x, \theta_x, \theta_x$ 			
$\theta_x, \theta_y, \theta_x, \theta_y$ 			
$\theta_x, \theta_y, \theta_x, \theta_y, \theta_x, \theta_x$ 			

При створенні нових маніпуляторів треба мати на увазі, що не будь-яка структура незамкнутого кінематичного ланцюга, яка містить три і більше кінематичних пар п'ятого класу, забезпечує об'ємний рух кінцевої точки (тобто місця кріплення захоплювача). Для забезпечення об'ємного руху кінцевої точки структурна схема маніпулятора має задовольняти хоча б одну з наступних умов: мати дві обертальних пари з непаралельними осями; мати дві обертальних пари з паралельними осями та поступальну пару із віссю, перпендикулярною до осей обертальних пар; мати дві поступальних пари з непаралельними осями та обертальну пару із віссю обертання, перпендикулярною до площини, утвореної напрямками осей поступальних пар, або поступальною, вісь якої непаралельна тій самій площині.

Число ступенів рухомості (вільності) маніпулятора – це сума можливих рухів захоплювального пристрою, без урахування рухів захоплення. Число ступенів вільності може бути визначене за формулою Сомова-Малишева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (2.1)$$

де:  $n$  - кількість рухомих ланок кінематичних ланцюгів маніпулятора;  $p_1 \dots p_5$  – кількість кінематичних пар I...V-го класів.

Дана структурна формула також визначає кількість ведучих ланок, рух яких необхідно задати, щоб інші ланки механізму виконували визначений рух. У випадку, якщо застосовуються рухомі роботи, то враховуються ступені рухомості маніпулятора та пристроїв пересування.

Аналіз більше ста структурних кінематичних схем маніпуляторів показав, що для їх реалізації достатньо чотирьох ступенів рухомості (переносних та орієнтуючих), а для того, щоб перемістити об'єкт маніпулювання в задане місце робочої зони, необхідно, щоб маніпулятор мав мінімум три переносні ступеня рухомості. Три ступеня рухомості достатньо для орієнтування робочого інструменту маніпулятора (наприклад фарборозпилювача, зварювальної головки, екструдера) та однієї достатньо для захоплювача. При цьому об'єкт маніпулювання або самі кінематичні пари повинні бути обертальними та поступальними V-го класу і правильно зорієнтовані в просторі обслуговуваної зони. У випадку, якщо кількість ступенів рухомості маніпулятора перевищує мінімальну, тоді вважається, що маніпулятор має надмірну рухомість, яка може використовуватися для обходу перешкод у робочій зоні та поліпшення його динаміки. Із даних табл. 2.2 видно, що шляхом підсумовування переносних та орієнтуючих ступенів рухомості можна одержати не тільки різні їх поєднання, але й загальне число ступенів рухомості маніпулятора (чисельник дробу).

Кінематична схема маніпулятора лише з поступальними переміщеннями ланок використовується, в основному в тих випадках, коли

необхідно забезпечити високу жорсткість та точність позиціонування об'єкта в зоні досягнення руки (рис. 2.3, а). Кінематична схема маніпулятора лише з обертальними рухами ланок (рис. 2.3, б) дозволяє переміщувати об'єкт по поверхні об'ємно-сферичної форми, обходити перешкоди, проте є складнішою в керуванні. Широкі можливості мають маніпулятори на основі кінематичної схеми з двома поступальними і одним обертальним рухом ланок, яка дозволяє переміщувати об'єкт в об'ємно-циліндричній робочій зоні (рис. 2.3, в). Розповсюджені також маніпулятори на основі кінематичної схеми з двома обертальними та одним поступальним рухом ланок руки, що дозволяє маніпулювати об'єктом у значно більшій об'ємно-сферичній робочій зоні. Маніпулятор системи SCARA (рис. 2.3, г) із циліндричною системою координат має підвищену жорсткість у вертикальній площині.

Таблиця 2.2

**Визначення ступені рухомості маніпуляторів**

Кількість переносних ступенів рухомості	Кількість орієнтуючих ступенів рухомості за варіантами				Загальна кількість ступенів рухомості (чисельник) та кількість орієнтуючих ступенів рухомості (знаменник)			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
2	0	1	2	3	2/0	3/1	4/2	5/3
3	0	1	2	3	3/0	4/1	5/2	6/3
4	0	1	2	3	4/0	5/1	6/2	7/3

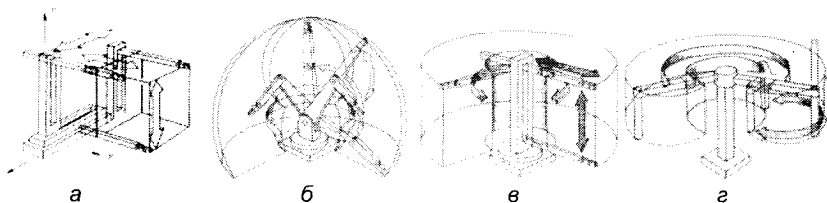


Рис. 2.3. Спрощені системи компонування маніпуляторів

Описані кінематичні схеми не охоплюють усього різноманіття відомих наразі маніпуляторів промислових роботів, а лише стосуються тих з них, які дістали застосування для виконання порівняно простих технологічних операцій.

**Класифікація руху захоплювача маніпулятора.** Наявність багатьох ступенів вільності (рухомості) у маніпуляторі дозволяє його захвату в процесі руху послідовно займати незчисленну кількість положень в якійсь обмеженій частині простору, в межах якого він може маніпулювати вільним об'єктом. Конфігурація робочого об'єму та його величина, що безпосередньо залежить від числа ступенів вільності



маніпулятора, розташування і типу кінематичних пар та розмірів ланок руки, є важливою характеристикою маніпулятора. Проте при виконанні заданих рухів захвату з об'єктом, що маніпулюється, не обов'язково реалізується весь робочий об'єм. При цьому не всі частини об'єму однаково зручні для виконання заданих рухів захвату. В зв'язку з цим рухи захвату прийнято поділяти на чотири класи.

До *першого класу* належать рухи захоплювача з вільним об'єктом маніпулювання у вільному робочому об'ємі (рис. 2.4, а). Рух захоплювача з вільним об'єктом у невільному робочому об'ємі (тобто є перешкода у вигляді нерухомого об'єкту) відносять до *другого класу* (рис. 2.4, б). До *третього класу* відносять рухи захоплювача у вільному робочому об'ємі із об'єктом маніпулювання, на який накладено зв'язки (рис. 2.4, в). Рух захоплювача у невільному робочому об'ємі із невільним об'єктом маніпулювання відносять до *четвертого класу* (рис. 2.4, г).

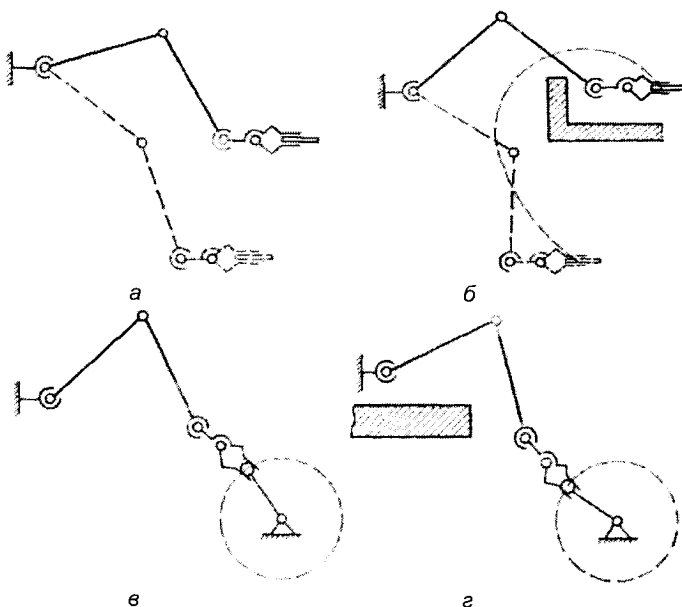


Рис. 2.4. Класи робочих рухів маніпулятора

**Маневреність маніпулятора.** Маневреністю  $m$  маніпулятора прийнято розуміти його число ступенів вільності при нерухомому захваті:

$$m = W - 6. \quad (2.2)$$

Маневреність одна з найважливіших характеристик маніпулятора. Збільшення числа ступенів маневреності маніпулятора розширює можливості для виконання складніших рухів, збільшує робочий об'єм, зменшує мертві зони та розширює свободу дії оператора при виконанні

складних рухів з об'єктом маніпулювання у невільному робочому об'ємі або стиснених умовах.

Механічний маніпулятор, показаний на рис. 2.5, а має шість ступенів вільності (рухомості), але при нерухомих захоплювачі він не має рухомості, а отже і маневреності, яка дорівнює нулю, і перетворюється у ферму. Маніпулятор на рис. 2.5, б має шість ступенів вільності, а при закріпленні захоплювача також втрачає будь-яку рухливість, перетворюючись у ферму. Проте цей маніпулятор відрізняється тим, що одному й тому ж положенню його нерухомого захоплювача відповідають два різних положення ланок, тобто він має утворювати дві різних ферми (одне з положень показано пунктирними лініями). Це дає можливість оператору обходити деякі перешкоди в робочій зоні.

Маніпулятор на рис. 2.5, в, кінематична схема якого моделює схему руки людини, має один ступінь маневреності, внаслідок чого він має великі можливості для виконання складних рухів.

Маніпулятор на рис. 2.5, г має дев'ять ступенів вільності і три ступеня маневреності, що дозволяє йому виконувати усі класи рухів та нормально працювати в найскладніших ситуаціях.

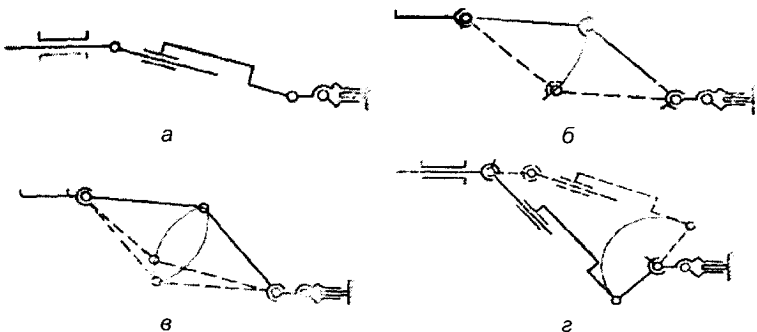


Рис. 2.5. Кінематичні схеми маніпуляторів з надлишковою рухливістю

**Зони обслуговування, кут та коефіцієнт сервісу.** Виконуючи ту чи іншу операцію, маніпулятор переміщує об'єкт у певній частині його робочого об'єму (простору). Тому виникає потреба різним чином орієнтувати і переміщувати захват відносно об'єкту маніпулювання. Проте цього не завжди можна досягти, бо функціональні можливості маніпулятора виявляються різними у різних точках робочого простору, тобто точкам робочого простору притаманні певні властивості, що характеризують кінематичні можливості маніпулятора. При цьому найважливішими характеристиками маніпулятора є зона обслуговування, кут і коефіцієнт обслуговування або сервісу.

Зоною обслуговування (робочою зоною) прийнято називати частину робочого об'єму (або весь об'єм) в якому виконується задана операція з маніпулювання об'єктом. Робоча зона характеризується формою, системою координат маніпулятора і розмірами максимальних переміщень за ступеням рухомості.

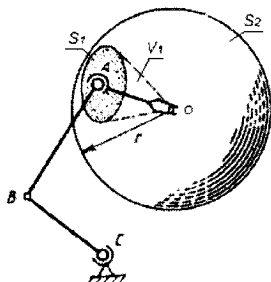


Рис. 2.6. Робочий об'єм маніпулятора

$$\psi = \frac{S_1}{r^2}, \quad (2.3)$$

де  $S_1$  – площа сферичної поверхні сектора кулі (рис. 2.6);  $r$  – довжина захоплювача (довжина ланки, зорієнтувати яку необхідно в точці  $O$  робочого простору).

Відношення

$$\frac{\psi}{4\pi} = \Theta \quad (2.4)$$

називається коефіцієнтом сервісу в даній точці.

Коефіцієнт сервісу  $\Theta$  змінюється в межах від 0 до 1, приймаючи перше з цих значень на межі робочого об'єму, друге – в точках так званої зони повного (100%) сервісу.

Загальна (інтегральна) оцінка кінематичних властивостей маніпулятора проводиться також середньою величиною коефіцієнта сервісу в робочому об'ємі  $V$ , яку прийнято називати повним коефіцієнтом сервісу маніпулятора

$$\Theta_{cp} = \frac{1}{V} \int_{nV} \Theta dV \quad (2.5)$$

Визначення коефіцієнта сервісу в заданій точці робочого простору методом об'ємів зручно розглянути на прикладі маніпулятора (рис. 2.7), що має дві сферичних і одну обертальну кінематичні пари. Для цього вважається, що в цій точці знаходиться об'єкт маніпулювання надзвичайно малих розмірів, який затиснутий губками захоплювача. Такий зв'язок, що накладається на маніпулятор об'єктом, аналогічний до зв'язку, накладеного кульковим

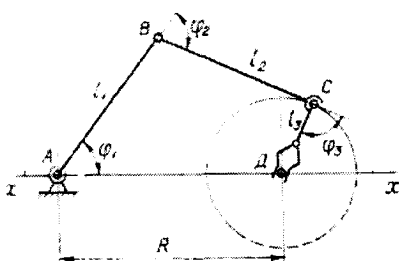


Рис. 2.7. Визначення коефіцієнта сервісу

шарніром, який знаходиться у розглядуваній точці і зв'язує захоплювач зі стійкою. У цьому разі маніпулятор перетворюється у просторовий механізм і його кут сервісу  $\psi$  може бути визначений тілесним кутом, який утворює вісь захвату. Отже, визначення коефіцієнта сервісу  $\Theta$  маніпулятора зводиться до дослідження групи просторових механізмів з кількома ступенями вільності, що відрізняються довжиною ланки  $AB$ . При цьому з метою спрощення викладок конструктивні та структурні фактори, що обмежують відносні рухи ланок не враховуються, тобто розглядається ідеалізований маніпулятор.

Значення  $\Theta$  для точок, розташованих на осі  $x$ , не залежить від положення цієї осі в просторі. Тому досить визначити значення  $\Theta$  для одного довільного положення осі  $x$ , рух точки  $D$  вздовж якої обмежується двома крайовими положеннями механізму. В одному з цих положень захоплювач максимально віддалений від плеча  $A$  і точка  $D$  перебуватиме від точки  $A$  на відстані  $R_{max} = l_1 + l_2 + l_3$ , в іншому – кут  $\varphi_2$  досягає найбільшого значення, а захват перебуває на найбільшій відстані від першого крайового положення.

Залежно від значень, яких набуває коефіцієнт сервісу  $\Theta$  і положення захвату відносно плеча, робочий об'єм маніпулятора поділяється на три зони: зону  $I$ , що називається зоною повного сервісу, де  $\Theta = 1$ , та зони  $II$  і  $III$ , де  $0 \leq \Theta < 1$ . Зона  $I$  визначається з умови прокручування кривошипа. При співвідношенні довжини ланок  $l_1 > l_2 > l_3$  або  $l_2 > l_1 > l_3$  зона  $I$  знаходиться в межах  $l_1 + l_2 + l_3 \geq R \geq |l_1 - l_2| + l_3$ .

Зона  $II$  знаходиться в межах  $l_1 + l_2 + l_3 \geq R \geq l_1 + l_2 - l_3$ . В межах цієї зони справедливе співвідношення

$$\frac{l_3^2 + R^2 - (l_1 + l_2)^2}{2Rl_3} = \cos \varphi, \quad (2.6)$$

де  $\varphi$  – максимальний кут, що відлічується від осі  $x$ , на який може повернутися ланка  $l_3$  (захват) при заданому значенні  $R$ . Цей кут прийнято називати кутом сервісу в базовій площині. Кут  $\varphi$  може змінюватися в межах від  $0$  до  $\pi$ . Межі другої зони відповідають цим граничним значенням кута  $\varphi$ .

Зона  $III$  має межі  $|l_1 - l_2| + l_3 \geq R \geq |l_1 - l_2| - l_3$  у рамках якої справедлива рівність

$$\frac{l_3^2 + R^2 - (l_1 - l_2)^2}{2Rl_3} = \cos \varphi, \quad (2.7)$$

Куту  $\varphi$  на базовій площині відповідає в просторі кульовий сектор, площа сферичної поверхні якого визначається виразом:

$$F = 2\pi l_3^2 (1 - \cos \varphi). \quad (2.8)$$

Тілесний кут  $\psi$  (кут сервісу) визначатиметься співвідношенням:

$$\psi = \frac{F}{l_3^2} = \frac{2\pi l_3^2(1 - \cos \varphi)}{l_3^2} = 2\pi(1 - \cos \varphi). \quad (2.9)$$

Підставляючи значення кута сервісу  $\psi$  з (2.9) у (2.5) і враховуючи при цьому (2.7) та (2.8), дістанемо формули для визначення коефіцієнта сервісу в відповідно для зон II та III:

$$\Theta_{II} = \frac{(l_1 + l_2)^2 - (R - l_3)^2}{4Rl_3}; \quad (2.10)$$

$$\Theta_{III} = \frac{(R + l_3)^2 - (l_1 - l_2)^2}{4Rl_3}. \quad (2.11)$$

Формули (2.10) та (2.11), що визначені без урахування конструктивних обмежень на відносні рухи ланок маніпулятора, дають досить наближені значення коефіцієнта сервісу і тому можуть бути використані лише для порівняльного аналізу різних варіантів маніпуляторів. Обмеження враховуються із застосуванням методів визначення положень ланок просторових механізмів. При цьому формули для коефіцієнта сервісу  $\Theta$  будуть складнішими.

**Конструктивні та технологічні особливості.** Кінематичні схеми маніпуляторів містять багато інформації стосовно принципів їх функціонування, місць розташування приводу та їх типу. На рис. 2.8 показано спрощену кінематичну схему маніпулятора сферичного

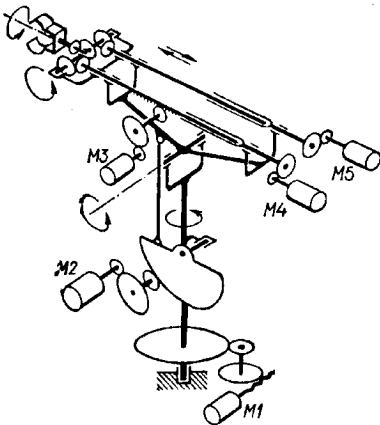


Рис. 2.8. Кінематична схема маніпулятора робота І7С-690

компонування промислового робота І7С-690. Привід робота здійснюється за допомогою електричних крокових двигунів та гідروпідсилювачів моменту. Двигун  $M1$  забезпечує поворот маніпулятора навколо вертикальної осі. Двигун  $M2$  через редуктор передає обертання проміжного сектора, який, у свою чергу, з'єднано спеціальною тягою із механізмом повороту маніпулятора навколо горизонтальної осі. Двигун  $M3$  за допомогою рейкової передачі переміщує внутрішній механізм маніпулятора по радіусу.

Поворот кисті навколо горизонтальної осі реалізується двигуном  $M4$  через конічну пару, шліцевий вал і редуктор. Поворот робочого органу навколо своєї осі відбувається за допомогою двигуна  $M5$  та редуктора приводу через шліцевий вал і конічну передачу, яка з'єднана з іншою

конічної шестернею та віссю робочого органу. Такий механізм дозволяє передавати обертання до робочого органу за будь-якого його положення у просторі.

На рис. 2.9 зображено спрощену кінематичну схему маніпулятора промислового робота прямокутного компоунвання. Така компоунка може бути колонною та порталною. Маніпулятори порталного компоунвання займають значно меншу площу. Маніпулятори прямокутного компоунвання також менш схильні до вібрацій, забезпечують високу точність позиціонування та відносно легко створюються за модульним принципом.

Маніпулятори із циліндричним компоунванням важільного типу застосовують у роботах із невеликою вантажопідйомністю із цикловим керуванням та пневмоприводом. На рис. 2.10 представлено кінематичні схеми маніпуляторів антропоморфного компоунвання із індивідуальним рознесеним та зосередженим на основі робота приводом.

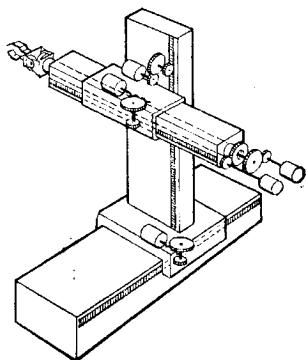


Рис. 2.9. Кінематична схема маніпулятора прямокутної колонного компоунвання

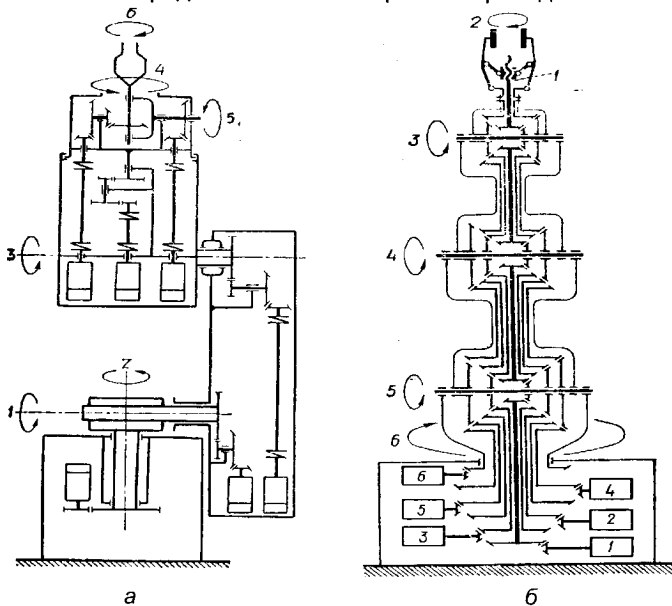


Рис. 2.10. Кінематичні схеми маніпуляторів із індивідуальним рознесеним (а) та зосередженим (б) приводом

Тип компонування маніпулятора не позначається на програмному забезпеченні, якщо контролюються і програмуються тільки опорні або кінцеві точки траєкторії переміщення робочого органу. В тому випадку, коли пред'являються особливі вимоги до точності переміщення робочого органу вздовж всієї траєкторії або її окремих ділянок, перевагу слід віддавати прямокутному компонуванню.

### 2.2. Опис положення маніпулятора в просторі

Кінематичний аналіз маніпуляторів – етап проектування робото-технічних систем, що дозволяє потім перейти до дослідження динаміки та синтезу керування рухом маніпуляторів. Кінематичний аналіз застосовується для розв'язку прямої та зворотної задач кінематики.

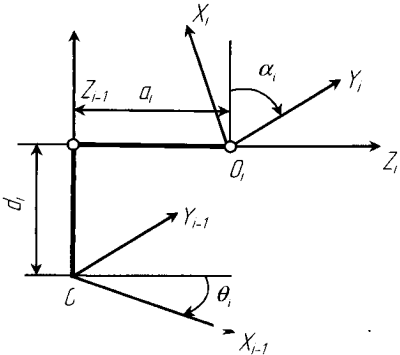
Пряма задача кінематики полягає у визначенні положення та орієнтації захоплювача маніпулятора у вибраній системі координат по заданим значенням його узагальнених координат, які однозначно визначають його положення як механічної системи.

Зворотна задача кінематики полягає у визначенні значень узагальнених координат за заданим станом захоплювача. У загальному випадку ця задача не є однозначною.

Для опису  $n$ -ланкового маніпулятора, який має кінематичні пари  $V$ -го класу, введемо такі системи координат:  $O_0x_0y_0z_0$  – базова система координат, що зв'язана зі стійкою маніпулятора та вважатиметься абсолютною (нерухомою);  $O_ixiy_iz_i$  – рухома системи координат, яка зв'язана з  $i$ -ою ланкою таким чином, що вісь  $z_i$  співпадає з віссю кінематичної пари, яка має номер  $i$ . Вісь  $x_i$  визначається як перпендикуляр до площини, яка утворена осями  $z_{i-1}$  та  $z_i$  та спрямована в сторону, звідки уявний поворот осі  $z_{i-1}$  до  $z_i$  через менший кут видно проти годинникової стрілки. Вісь  $y_i$  вибирається таким чином, щоб система координат  $O_ixiy_iz_i$  була правою. Початок  $O_i$  отриманої

ортогональної системи координат суміщають із центром  $i$ -ої кінематичної пари (рис. 2.11).

Рис. 2.11. Спрощена кінематична схема маніпулятора



В якості узагальнених координат, які однозначно визначають положення ланок в довільний момент часу, приймають кути  $Q_i$  поворотів  $i$ -ої ланки відносно  $(i-1)$ -го. Вектор

узагальнених координат, що описує стан  $n$ -ланок маніпулятора, записується у вигляді:

$$Q = [Q_1, Q_2, \dots, Q_n]^T. \quad (2.12)$$

Якщо відомі початкові положення ланок механізму маніпулятора та приріст узагальнених координат  $\Delta Q_i$ , то для знаходження нового положення необхідно послідовно, починаючи з  $n$ -ої ланки, виконати повороти ланок навколо осей  $z_{i-1}$  на величину  $\Delta Q_i$ . Для того, щоб формалізувати опис такого переміщення маніпулятора, встановлено аналітичний зв'язок між введеними раніше системами координат, що задовольняє певним правилам.

Система координат  $O_{i-1}x_{i-1}y_{i-1}z_{i-1}$  може бути поєднана з системою координат  $O_i x_i y_i z_i$ , якщо здійснити:

- 1) поворот на кут  $Q$  навколо осі  $z_{i-1}$  до тих пір, поки осі  $x_{i-1}$  та  $x_i$  не стануть паралельними;
- 2) переміщення на величину  $d_i$  вздовж осі  $z_{i-1}$  до тих пір, поки осі  $x_{i-1}$  та  $x_i$  не стануть сумісними;
- 3) переміщення на довжину ланки  $a_i$ , уздовж осі  $x_i$  до суміщення початку координат  $O_{i-1}$  із  $O_i$ ;
- 4) поворот на кут  $\alpha_i$  навколо осі  $x_i$  до суміщення координатних осей  $z_{i-1}$  із  $z_i$  та  $y_{i-1}$  із  $y_i$ .

Таким чином, вимоги 1...4 повністю описують перехід від довільної  $(i-1)$ -ої системи координат до  $i$ -ої, які визначені в просторі однорідних координат: кутової координати  $Q_i$ , лінійної координати переносу  $d_i$ , відстані переносу  $a_i$  та кута повороту  $\alpha_i$ . Результуюче перетворення  $i$ -ої системи координат в  $(i-1)$ -у можна подати у вигляді матриць однорідних перетворень:

$$A_i = Rot(z_i, Q_i) tr(0, 0, d_i) tr(a_i, 0, 0) Rot(x_i, \alpha_i) = \begin{bmatrix} \cos Q_i & -\sin Q_i \cos \alpha_i & \sin Q_i \sin \alpha_i & a_i \cos Q_i \\ \sin Q_i & \cos Q_i \cos \alpha_i & -\cos Q_i \sin \alpha_i & a_i \sin Q_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (2.13)$$

де  $Rot(z_i, Q_i)$  – матриця повороту навколо осі  $z_i$ ;  $Rot(x_i, \alpha_i)$  – матриця повороту навколо осі  $x_i$ ;  $tr(0, 0, d_i)$  – матриця паралельного переносу вздовж осі  $z_i$ ;  $tr(a_i, 0, 0)$  – матриця паралельного переносу вздовж осі  $x_i$ :

$$Rot(z_i, Q_i) = \begin{bmatrix} \cos Q_i & -\sin Q_i & 0 & 0 \\ \sin Q_i & \cos Q_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (2.14)$$



$$Rot(x_i, \alpha_i) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_i & -\sin \alpha_i & 0 \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (2.15)$$

$$tr(0, 0, d_i) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad tr(a_i, 0, 0) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a_i \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.16)$$

Із чотирьох однорідних координат  $Q_i$ ,  $d_i$ ,  $a_i$ ,  $\alpha_i$  параметричні  $a_i$  та  $\alpha_i$  завжди постійні, а їх значення визначаються конструктивними особливостями маніпуляторів. Для обертальної кінематичної пари змінною величиною є кут  $Q_i$ , а для поступальної пари – переміщення  $d_i$ . Тоді величини  $Q_i$  та  $d_i$  вважаються узагальненими координатами маніпулятора, а кожна матриця  $A_i$ , яка записана окремо для однієї ланки маніпулятора буде містити лише одну змінну величину.

Після того, як для довільної кінематичної схеми багатоланкового маніпулятора введені зв'язані з кожною ланкою системи координат, можна скласти таблицю значень однорідних координат  $Q_i$ ,  $d_i$ ,  $a_i$ ,  $\alpha_i$ , які описують рух багатоланкового механізму, при цьому матриця  $A_1$  описуватиме положення та орієнтацію першої ланки абсолютної системи координат,  $A_2$  – другої ланки відносно першої, а  $A_n$  –  $n$ -ої ланки відносно  $(n-1)$ -ої. Орієнтація та положення будь-якої ланки відносно абсолютної системи координат визначатиметься за допомогою матриці  $T_n$ , яка визначатиметься шляхом добутку  $A$ -матриць:  $T_n = A_1 A_2 \dots A_n$ . За своєю структурою ця матриця розміром  $4 \times 4$  є блоковою матрицею виду:

$$T_n = \begin{bmatrix} \tau_i & | & l_i \\ - & | & - \\ 0 & | & 1 \end{bmatrix}, \quad (2.17)$$

де

$$\tau_i = \begin{bmatrix} c_i & -s_i \cos \alpha_i & s_i \sin \alpha_i \\ s_i & c_i \cos \alpha_i & -c_i \sin \alpha_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i \end{bmatrix}$$

– матриця, яка визначає орієнтацію  $i$ -ої системи координат в осях абсолютної системи;  $l_i = [a_i, d_i, 0]^T$  – вектор-стовпчик, який визначає положення  $O_i$   $i$ -ої системи координат в абсолютній;  $c_i = \cos Q_i$ ;  $s_i = \sin Q_i$ ;  $0$  – нульова матриця  $1 \times 3$ ;  $1$  – одинична матриця  $1 \times 1$ .

### 2.3. Робочі органи маніпуляторів

Робочий орган є складовою частиною маніпулятора промислового робота, який використовується для безпосереднього виконання технічних або допоміжних переходів. Прикладами робочого органу є захоплювальний пристрій, зварювальні кліщі, фарборозпилювач та монтажний інструмент.

Захоплювальні пристрої повинні забезпечувати надійне захоплювання та утримання об'єктів, стабільність базування, недопустимість пошкодження або руйнування об'єктів. Міцність захоплювальних пристроїв повинна бути високою при малих габаритних розмірах та масі.

Захоплювальні пристрої розрізняються:

- за способом захвату та утримання об'єкта маніпулювання;
- за оснащенням датчиками зовнішньої інформації і тактильного сприйняття.

За першою ознакою захоплювальні пристрої поділяють на механічні, пневматичні (вакуумні), електромагнітні та комбіновані; за другою – на обладнані тактильними засобами сприйняття та не обладнані датчиками.

Найбільш широко в конструкціях сучасних роботів використовують активні затискні механічні захоплювальні пристрої, які складаються з наступних складових: вузол кріплення до руки маніпулятора, двигун, механізм передавання руху і зусиль, робочі елементи (затискні губки).

Геометричні особливості робочих елементів захоплювача містять загальні особливості форми та ступінь погодженості форми робочих елементів із формою об'єкта. За властивостями поверхні робочі елементи поділяють на гладкі, з насічкою, накладками та роликками. При класифікації за конструктивними особливостями у якості основних ознак виділяють спосіб кріплення, можливість зміни форми, реалізацію спеціальних рішень.

За способом утримання об'єктів захоплювачі поділяють на три категорії.

В *підтримуючих* захоплювачах для утримання об'єкта використовують його опорну поверхню, різного виду виступаючі частини об'єкта або наявні у його корпусі отвори. До таких пристроїв відносять гачки, петлі, вилки, лопатки та захоплювачі живильників, котрі не затискають заготовки.

*Затискні* пристрої утримують об'єкти завдяки кінематичній дії робочих елементів (губки, пальці, кліщі і т.п.) з допомогою сил тертя та затискних зусиль. Такі пристрої активного типу поділяються на дві групи: *механічні* (кліщі, затискачі, жорсткі пальці) та з *еластичними*

*робочими камерами*, що деформуються при нагнітанні всередину стисненого повітря або рідини.

*Утримуючі* захоплювачі забезпечують силову дію на об'єкт завдяки використанню різноманітних фізичних ефектів. Найпоширеніші вакуумні, струменеві й магнітні захоплювальні пристрої.

За характером керування захоплювачі поділяють на чотири групи:

- *некеровані* – пристрої з постійними магнітами, струменеві або вакуумні без примусового розрідження;
- *командні* – керуються тільки командами на захоплювання або відпускання об'єкта;
- *жорсткопрограмовані* – керуються системами програмного керування роботів. Величина переміщення губок, взаємне розміщення робочих елементів, зусилля затиску в таких пристроях може змінюватися залежно від заданої керуючої програми або під дією допоміжних технологічних пристосувань;
- *адаптивні* – це програмовані та обладнані різноманітними датчиками сприйняття зовнішньої інформації (визначення форми поверхні і маси об'єкта, зусилля затиску, наявності проковзування об'єкта відносно робочих елементів).

За характером кріплення до маніпулятора робота усі захоплювачі можна поділити на чотири групи:

- *незмінні* – пристрої, які є невід'ємною частиною конструкції робота, відповідно, їх заміна не передбачена;
- *змінні* – пристрої, які являють собою самостійні вузли із базовими поверхнями для кріплення до робота. При цьому їх кріплення не передбачає швидкої заміни (наприклад, установка з допомогою гвинтів).
- *швидкозмінні* – це пристрої, у котрих конструктивне виконання базових поверхонь для кріплення захоплювача до робота забезпечує його швидку заміну (наприклад, виконання у вигляді байонетного замка).
- *придатні до автоматичної зміни* – це пристрої, конструкція базових поверхонь яких забезпечує можливість автоматичного закріплення на руці.

За кількістю робочих позицій захоплювальні пристрої поділяють на *однопозиційні* та *багатопозиційні*.

*Зусилля захоплювання* – це сила впливу робочих елементів на об'єкт. У захоплювачах зусилля захоплювання створюється приводом, що переміщує робочі елементи аж до затискування ними об'єкта.

*Номінальною вантажопідйомністю захоплювального пристрою* називають найбільше допустиме для даного захоплювача значення маси об'єктів, що захоплюються.

*Часом захоплювання* називають час від подачі приладом керування сигналу на захоплювач до моменту завершення процесу, коли об'єкт займає стійке положення рівноваги в захоплювачі, а зусилля захоплювання сягає свого встановленого значення. *Часом відпускання* називають час від подачі приладом керування сигналу на відпускання до моменту завершення даного процесу.

Конструкція **механічного захоплювача** визначається типом механізму передачі руху, передаточним числом, залежністю зусилля захоплювання від розкриття захоплювача. Найпростішою є схема на рис. 2.12, а – з прямою передачею, в якій єдиний рухомий робочий елемент жорстко зв'язаний зі штоком гідро- або пневмоциліндра і тому переміщується вздовж його осі. Захоплювачі, які виконують за такими схемами мають малі габаритні розміри, особливо вздовж осі z. Одним із недоліків цієї схеми є навантаження штока поперечною силою. У схемі, наведеній на рис. 2.12, б – з простим шарнірно-важільним механізмом, де здійснюється перетворення лінійного горизонтального руху штока в обертальний рух верхнього робочого елемента.

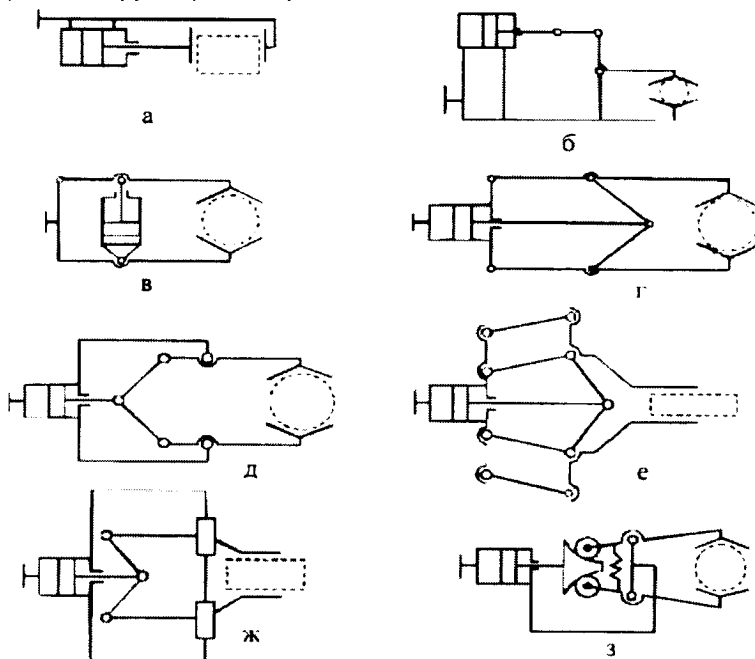


Рис. 2.12. Основні типи захоплювачів

Схема на рис. 2.12, в має дві характерні особливості: циліндр вмонтований у механізм і є коливальним. Розташування циліндра всередині механізму дозволяє зменшити його розмір вздовж

поздовжньої осі (при заданій довжині важеля, що обертається). На рис. 2.12, а та б зображені найбільш розповсюджені схеми кліщових захоплювачів, у яких вихідні ланки здійснюють поворот симетрично у протилежні боки. Ці схеми виконані так, щоб стискування захоплювача здійснювалося при подаванні тиску в ліву порожнину пневмоциліндра, в якій відсутній шток. У схемі, наведеній на рис. 2.12, в вихідні ланки здійснюють поступальний рух без обертання, тому площини робочих елементів, встановлених початково паралельно одна одній, залишаються паралельними і захоплювач виявляється пристосованим для захоплення об'єктів із паралельними площинами. Досить розповсюдженою є схема на рис. 2.12, ж – з двома повзунами, які переміщуються вздовж однієї або двох паралельних направляючих. У схемі, що на рис. 2.12, з використовується кулачковий (клиновий) механізм, вибором профілю кулачка можна змінювати як вид залежності зусилля захоплення від розкриття захоплювача, так і напрямок переміщення робочих елементів при одному і тому ж напрямку переміщення штока.

У механізмах передавання використовують також зубчасті передачі. Відзначимо, що швидкодія захоплювачів із гвинтовими та черв'ячними передачами виявляється низькою, що обмежує їх застосування.

Розрахунок конструктивних параметрів механічних захоплювачів складається із: визначення мінімального зусилля затискування, необхідного для втримання заготовки або деталі в захоплювачі; розрахунку зусилля привода захоплювача із урахуванням мінімального зусилля затискування та коефіцієнта запасу; розрахунку допустимих напружень на поверхнях деталей, які затискаються захоплювачами.

При виборі розрахункової схеми виходять з найбільш несприятливого положення захоплювача, при якому під дією всіх прикладених сил (інерційних, дотичних і сил тяжіння) можливий зрив деталі із затискних губок. Утримуючими силами є сили тертя, що залежать від коефіцієнта тертя матеріалу деталі й затискних губок, а також дотичні зусилля, що виникають у місцях дотику деталі із захоплювачем під впливом зусиль затискування. Якщо значення конкретної напруги у місцях дотику губок перевищує допустиме для конкретного матеріалу деталі, то зменшити діючу напругу можна, збільшивши ширину губок.

На заключному етапі розрахунку захоплювальних пристроїв вибирають або розраховують параметри двигуна його приводу.

На практиці, зазвичай, зустрічається складне навантаження захоплювача, за якого має місце комбінація різних випадків. При цьому, в процесі маніпулювання об'єктом, характер навантаження і схеми утримання деталей можуть змінюватись.

Для розрахунку сил, що діють в місцях контакту захоплювального пристрою із об'єктами маніпулювання, використовують формули за табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Схеми та розрахункові формули затискних пристроїв

№	Схема	Формула	Похибка базування
1		$R_i = \frac{mg}{2(\cos \gamma + f \sin \gamma)}$ $N_j = R_i \frac{\sin \gamma - f \cos \gamma}{\cos \gamma + f \sin \gamma}$ $W_{i,j} = 2N_j(\sin \gamma + f \cos \gamma)$ $i=1,2; j=1,2,3,4.$	$\epsilon_a = 0;$ $\epsilon_b = 0;$ $\epsilon_c = 0.$
2		$R = \frac{mg}{(\cos \gamma + f \sin \gamma) + f}$ $N_j = \frac{R}{f} (\cos \gamma + f \sin \gamma)$ $N_{2,3} = \frac{2f + (1 + f^2) \sin 2\gamma}{4f(\sin \gamma + f \cos \gamma)^2}$ $W_{1,2} = N_1 - 2N_2(\sin \gamma + f \cos \gamma) + R(\sin \gamma - f \cos \gamma)$	$\epsilon_a = 0;$ $\epsilon_b = 0,5\delta_b;$ $\epsilon_c = \frac{0,5\delta_b}{\sin \gamma}$
3		$N_i = \frac{mg}{2f}$ $W_i = N_i$ $i=1,2.$	$\epsilon_a = 0,5\delta_b;$ $\epsilon_b = 0;$ $\epsilon_c = \delta_c.$
4		$N_1 = \frac{mg}{f(1 + \cos \gamma)}$ $N_{2,3} = \frac{mg}{2f(1 + \sin \gamma)}$ $W_{1,2} = \frac{mg(1 - \sin \gamma)}{f(1 + \sin \gamma)}$	$\epsilon_a = 0;$ $\epsilon_b = 0,5\delta_b \times$ $\times \left( \frac{1}{\sin \gamma} - 1 \right);$ $\epsilon_c = \frac{0,5\delta_b}{\sin \gamma}$

1	2	3	4
5		<p>Для а:</p> $R_1 = \frac{l-c}{l} Q;$ $R_2 = \frac{c}{l} Q;$ <p>Для б:</p> $R_1 = \frac{l+c}{l} Q;$ $R_2 = -\frac{c}{l} Q.$	
6		$R_1 = \frac{mgl}{L \cos \gamma};$ $R_2 = \frac{mg(L+l)}{L \cos \gamma};$ $W_i = \frac{mgt\gamma}{L} (L+2L);$ $i = 1, 2.$	<p>При пружному базуванні</p> $\epsilon_a = 0;$ $\epsilon_b = 0;$ $\alpha = 0.$ <p>При жорсткому базуванні</p> $\epsilon_a^{\max} = l_0 \operatorname{tg} \alpha;$ $\epsilon_b = 0;$ $\alpha = \arctg\left(\frac{0,5\delta_{D,C}}{L}\right).$

**Позначення:**  $Q$  – розрахункове навантаження;  $l$  – розмір захоплювача;  $c$  – відстань від точки прикладання навантаження до розглядуваної губки захоплювача;  $R_n$  – реакція на  $n$ -ну губку захоплювача;  $N_i$  – зусилля контакту між заготовкою та трубкою;  $\varphi_i$  – кут між проекцією сили  $R_n$  на площину і силою  $N_i$ ;  $N_i$ ,  $R$  – зусилля нормальних реакцій від зусилля  $W_i$  затискування й сили тяжіння заготовки;  $m$  – маса заготовки;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $2\gamma$  – кут призми;  $f$  – коефіцієнт тертя між губкою захоплювача й заготовкою;  $\epsilon_a$ ,  $\epsilon_b$ ,  $\epsilon_c$  – похибки базування в напрямку розмірів  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ;  $\delta_{D,C}$  – допуски на розміри  $D$ ,  $C$ ;  $L$  – довжина заготовки.

Коефіцієнти тертя губок захоплювача із заготівками для різних матеріалів подано в табл. 2.4.

Таблиця 2.4

### Коефіцієнти тертя губок захоплювача із заготівками

Поверхні, що дотикаються	Коефіцієнт тертя
Дерево по гумі	0,8
Сталь по сталі: для негартованих без насічок із сталей 45, 50 для гартованих із насічками із сталей 65Г, 60С2, У10А	0,12...0,15 0,3...0,35
Латунь по сталі	0,12
Скло по гумі	0,6
Дюралюміній по сталі	0,1

У загальному випадку зусилля, що розвивається приводом захоплювача, визначається за формулою:

$$F = \frac{K_1 K_2 \sum_{i=1}^m P_i}{\eta}, \quad (2.18)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт запасу ( $K_1 = 2 \dots 3$ );  $K_2$  – передавальний коефіцієнт механізму захоплювача;  $P_i$  – зусилля затиску на  $i$ -й губці;  $m$  – кількість губок захоплювача;  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії механізму.

Зусилля затиску на  $i$ -й губці захоплювача можна розрахувати за формулою

$$P_i = \sum_{j=1}^k N_j \cos \varphi_j, \quad (2.19)$$

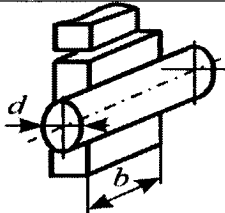
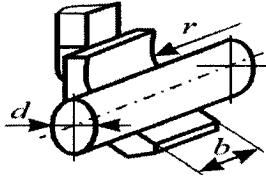
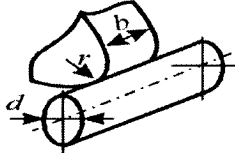
де  $N_j$  – зусилля контактування, що визначається за формулами з табл. 2.3;  $\varphi$  – кут контакту;  $k$  – кількість точок контакту.

Коефіцієнт  $K_2$  розраховується відповідно до обраної типової схеми захватного пристрою (див. табл. 2.4). Визначення  $K_2$  для однієї з типових схем приведено в прикладі розрахунку.

Розрахунок допустимих напружень виконується згідно табл. 2.5.

Таблиця 2.5

**Розрахунок контактних напружень при захопленні заготовки**

Схеми контактів затискних губок захоплювача із заготовкою та формули для визначення контактних напружень								
			$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{NE_{30}^2}{bd}}$ $\sigma = [\sigma]$	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{NE_{30}}{bd} \left( \frac{2}{d} - \frac{1}{r} \right)}$ $\sigma = [\sigma]$	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{NE_{30}}{bd} \left( \frac{2}{d} + \frac{1}{r} \right)}$ $\sigma = [\sigma]$	Значення допустимих напружень і модуля пружності		
Параметр	Сталь марок			Чавун марок		Бронза АЖ9-4	Капрон	Текстоліт
	45	40X	18X1T	СЧ15-32	СЧ32-52			
Допустиме напруження $[\sigma]$ , Н/см <sup>2</sup>	800	900	1100	500	750	228	25	100
Модуль пружності $E \cdot 10^4$ , Н/см <sup>2</sup>	1,95	2,05	2,1	1,1	1,4	1,2	0,02	0,08



В табл. 2.5 прийнято такі позначення:  $\sigma$ ,  $N$  – контактні напруження та сила в місцях стискування затискних губок і заготовки відповідно;  $E_{3\beta}$  – зведений модуль пружності матеріалів губки захоплювача та заготовки, при цьому  $E_{3\beta} = 2E_1E_2/(E_1+E_2)$ , де  $E_1$  і  $E_2$  – відповідно модуль пружності матеріалу губки та заготовки;  $b$ ,  $r$  – ширина та радіус губки, см;  $d$  – діаметр заготовки, см. Значення  $[\sigma]$  та  $E$  наведено для загартованої сталі.

До **вакуумних захоплювачів** належать такі пристрої, які утримують деталь завдяки силі притиснення, що виникає внаслідок різниці атмосферного й залишкового тисків у порожнині, утвореної присмоктувачем і поверхнею об'єкта. Затискування об'єктів маніпулювання в вакуумних захоплювачах здійснюється силою атмосферного тиску. Створення вакууму забезпечується за допомогою вакуум-насосу або з допомогою ежекторів. За допомогою вакуумних захоплювачів можливе захоплення як плоских, так і сферичних об'єктів. Залежно від способу утворення вакууму розрізняють ежекторні, насосні та безнасосні вакуумні захоплювачі. В останньому випадку вакуум створюється тільки через деформацію присмоктувача при його контакті з базовою поверхнею виробу. Для більшої надійності роботи такі захоплювачі додатково обладнують зворотним клапаном, який спрацьовує у напрямку витікання повітря з присмоктувача.

У загальному випадку розрахунок вакуумних захоплювачів зводиться до забезпечення піднімальної сили, яку визначають за формулою

$$F = SK_s(p_a K_a - p_s)K, \quad (2.20)$$

де  $S$  – площа, обмежена внутрішнім контуром присосу, (для круглого присмоктувача  $S = \frac{\pi d^2}{4}$ , де  $d$  – діаметр зони вакуумування),  $K_s$  – кое-

фіцієнт зменшення площі присмоктувача внаслідок деформацій ущільнення ( $K_s = 0,95 \dots 1$  – для ущільнення з пористих гум);  $p_a$  та  $p_s$  – відповідно атмосферний та залишковий тиски в середині камери, Па; (приймають  $p_a = 98066$  Па);  $K_a$  – коефіцієнт, яким враховують зміни атмосферного тиску ( $K_a = 0,9$ );  $K$  – коефіцієнт запасу, яким враховують прилип повітря у місці контакту ущільнення камери з поверхнею об'єкта ( $K = 1,5 \dots 1,51$ ).

**Електромагнітні захоплювальні пристрої** переважно використовують для обладнання маніпуляторів, які обслуговують листоштампувальне виробництво. Їх перевагами є простота конструкції та нескладність виготовлення. Однак електромагнітні захоплювальні пристрої придатні тільки для деталей, які намагнічуються. Електромагнітні захоплювачі часто komponують з невеликих електромагнітів, які встановлюють на загальній рамі. Такі пристрої зазвичай застосовують для перенесення фасонних, круглих, ребристих

та решітчастих поверхонь. Електромагнітні захоплювачі бувають із магнітами постійного або змінного струмів.

Зусилля захоплювання  $F$  електромагнітів може бути визначене за допомогою виразів, отриманих на підставі формули Максвелла:

$$- \text{для електромагнітів змінного струму } F = \frac{1}{4} (IN)^2 \mu_0 \frac{S}{\delta^2};$$

$$- \text{для електромагнітів постійного струму } F = \frac{1}{2} (IN)^2 \mu_0 \frac{S}{\delta^2},$$

де  $I$  – струм, А;  $N$  – кількість витків котушки;  $\mu_0$  – магнітна проникність повітря, Гн/м;  $S$  – площа робочого зазору, см<sup>2</sup>;  $\delta$  – ширина робочого зазору, мм.

**Конструкції захоплювальних пристроїв** представлено на рис. 2.13...2.41.

На рис. 2.13 зображено захоплювальний пристрій для монтажу збірних залізобетонних конструкцій житлових багатоповерхових будівель та споруд.

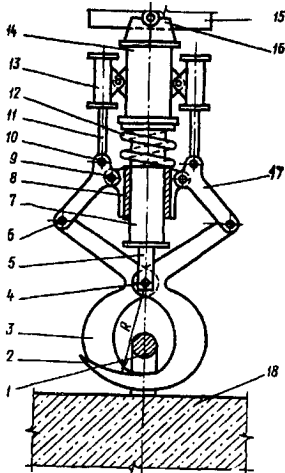


Рис. 2.13. Захоплюючий пристрій із гідравлічним приводом для монтажу великогабаритних залізобетонних конструкцій будівель і споруд: 1 – монтажна петля конструкції, що монтується; 2, 3 – пальці; 4 – вісь; 5 – нижня частина штока; 6 – шарнірне з'єднання; 7 – середня частина штока; 8 – повзун; 9, 10 – шарнірне з'єднання; 11 – шток силового циліндра 13; 12 – зворотна пружина; 14 – привід; 15 – траверса маніпулятора; 16 – вісь; 17 – триплечевий важіль; 18 – конструкція

На траверсі 15 маніпулятора закріплено привід 14, на середній частині штока 7 якого встановлено зворотну пружину 12. Ця пружина стискається при втягуванні штоків 11 силових циліндрів 13. Одночасно з цим підтягується повзун та розпрямляються триплечеві важелі 17. При цьому виводяться із зачеплення пальці 2, 3 та звільняється монтажна петля 1 будівельної конструкції 18 від захоплювального пристрою. При необхідності захоплення конструкції, що монтується захоплювальний пристрій підводиться маніпулятором до монтажних петель 1 та по команді від управляючого пристрою знімається тиск робочої рідини в силових циліндрах. Зусилля стислої пружини 12

натискаючи на повзун 8, переміщує його вниз. У результаті цього відбувається поворот важелів 17 та пальців 2, 3 назустріч один одному. Кінці пальців 2, 3 закруглюють, а поверхні ковзання одного по іншому виконані по дузі кола, радіус якого рівний радіусу повороту пальців. Таке рішення забезпечує надійне захоплення та утримування виробу за монтажну петлю. Виконання зовнішніх поверхонь пальців 2, 3 за формою Архімедові спіралі, що розходиться, дозволяє усунути внутрішній зазор між пальцями, монтажною петлею та конструкцією, а отже, розгойдування виробу і зменшити похибки позиціонування.

На рис. 2.14 представлена схема роботи захоплювального пристрою для деталей типу валів або фланців при захопленні за зовнішню поверхню. На корпусі 7 закріплено направляючу 5, несучу замикаючу планку 4. По направляючій може ковзати головка 3, в якій шарнірно закріплені губки 1. Коли деталь утримується губками захватного пристрою, планка 4 входить між верхніми кінцями губок 1, перешкоджаючи їм розкриттю. При укладанні деталі на розвантажувальну позицію технологічного агрегату захватний пристрій переміщується вниз до контакту деталі з поверхнею, на яку виконують установку. При цьому головка 3 через упор 2 упирається в деталь і зупиняється, а корпус 7 продовжує опускатися. Планка 4 опускається і звільняє губки 1, які розходяться під дією пружини 13. Одночасно спрацьовує стопорний пристрій, що складається із засочки 11, що вільно обертається і встановлена на осі 12 нижньої втулки 9, закріпленої на корпусі 7 та верхньої втулки 8. Остання має низу храпові виступи, а втулка 9 – зверху і знизу зубці і, крім того, забезпечена прорізом за формою засочки 11, у якої є трикутні виступи, що зміщені відносно зубців храповика.

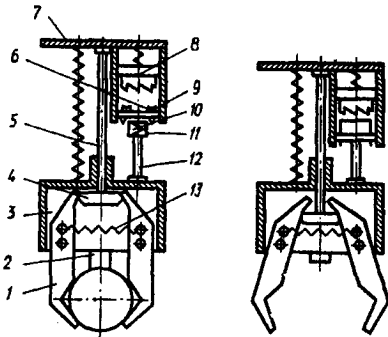


Рис. 2.14. Механічний захватний пристрій із стопорним механізмом: 1 – губки; 2 – упор; 3 – головка; 4 – замикаюча планка; 5 – направляюча; 6 – зубці храповика; 7 – корпус; 8 – верхня втулка; 9 – нижня втулка; 10 – виступи клямки; 11 – засочка; 12 – вісь клямки; 13 – пружина

При зближенні корпусу 7 та головки 3, засочка входить в зачеплення із верхніми храповими зубами та повертається на кут 45°. Коли корпус та головка розходяться, засочка входить в зачеплення із верхніми зубами храпової втулки 9, повертається ще на 45° і її виступи 10 потрапляють в проріз. При цьому замикаюча планка 4

переміщується між верхніми кінцями губок 1, забезпечуючи затиск деталі. Для того, щоб розімкнути систему, необхідно зробити ще одне зближення корпусу та головки. При цьому заскочка знову ввійде в зачеплення із зубцями храповика верхньої втулки та обернеться на 45°.

На рис. 2.15 показано тактовий пружинний захоплювальний пристрій, що забезпечує взяття зі штабелю деталей типу фланців, зубчатих коліс та втулок.

На рис. 2.16, 2.17 показані захоплювальні пристрої відповідно з гідравлічним та пневматичним приводами. У будівельному виробництві їх доцільно використовувати для захвату конструкцій та деталей із внутрішньою порожниною (наприклад, труб та ін.). Для захвату великогабаритних виробів і конструкцій застосовують пристрої, показані на рис. 2.18.

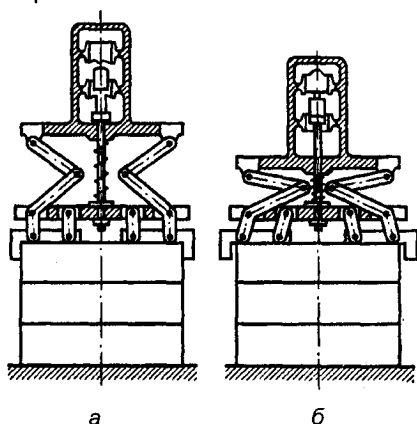


Рис. 2.15. Пристрій для взяття деталей з штабелю: а – захоплювач тримає вироби; б – захоплювач із відпущеним виробом

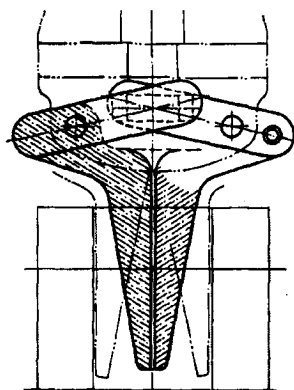


Рис. 2.16. Кліщовий захоплювальний пристрій з гідравлічним приводом та системою передавального механізму важільного типу

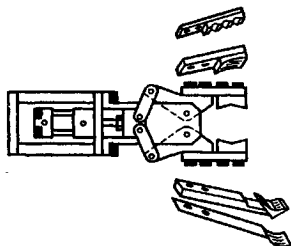


Рис. 2.17. Пневматичний захоплювач із змінними робочими губками

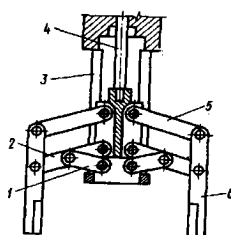


Рис. 2.18. Центруючий широкодіапазонний захоплювач: 1, 2, 5 – важелі; 3 – корпус; 4 – тяга; 6 – губки

На рис. 2.19 показано вакуумні захоплювачі з еластичними камерами, що розширяються. Застосування таких пристроїв обумовлене крихкістю і ускладненістю конфігурації поверхні виробів. Захват виробу виконується як за внутрішню (рис. 2.19, а) так і зовнішню (рис. 2.19, б) поверхні. Принцип роботи пристрою заснований на деформації камери, виготовленої із гуми або пластика, від стислого повітря або рідини, що подається в простір між корпусом 1 і камерою 4.

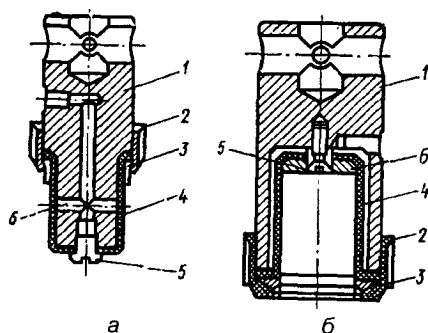


Рис. 2.19. Вакуумні захоплювачі із еластичними камерами, що розширяються

Еластична оболонка камери 4 утримується на корпусі 1 за допомогою гайки 2, кільця 3, гвинта 5 та проміжної шайби 6. Конструкцію ежектора вакуумного захоплювача подано на рис. 2.20. Ежектор забезпечує вакуум при проходженні стислого повітря по отворах різного діаметру (0,8...1,6 мм), розташованих в трійнику ежектора.

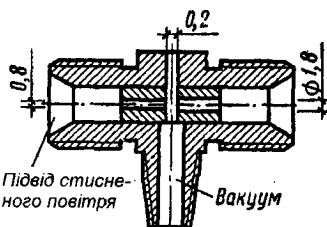


Рис. 2.20. Схема ежектора вакуумного захватного пристрою

На рис. 2.21, а зображено елементи пневмоприсмоктувач: пневмоприсмоктувач із кульковою опорою і вузол їх кріплення. Пневмоприсмоктувач складається із присмоктувача 1, кулькової опори 2, корпусу 3. Пристрій для кріплення утримуючих елементів складається (рис. 2.21, б) із корпусу 5, гвинта 6, утримувачів 7, вакуумних присосків 8.

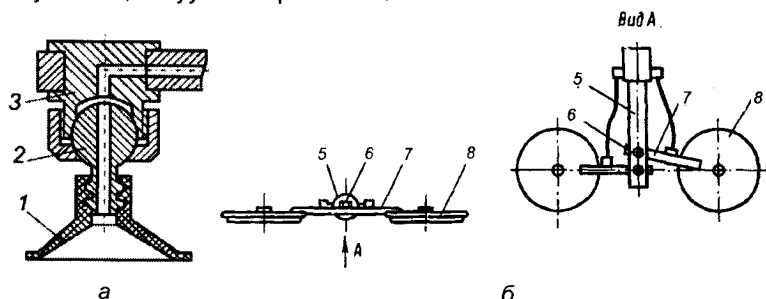


Рис. 2.21. Пневмоприсмоктувач (а) та пристрій для кріплення утримуючих елементів (б)

Захоплювальні пристрої з гнучкими еластичними камерами використовують для транспортування виробів із крихкого матеріалу (рис. 2.22). Еластична камера приймає різну конфігурацію залежно від тиску повітря, що нагнітається. Поступово змінюючи тиск повітря, можна здійснити необхідне захоплення виробу. При зміні тиску повітря змінюється і утримуюча сила. Так, при тиску повітря 0,45 МПа утримуюча сила дорівнює 700 Н.

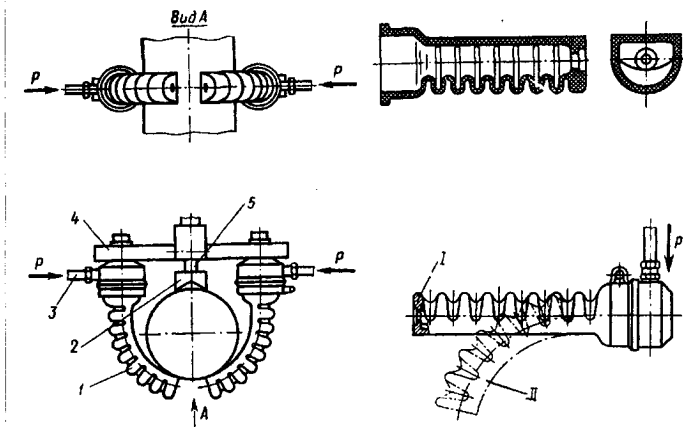


Рис. 2.22. Захоплювальний пристрій з гнучкими еластичними камерами для захоплення виробів за зовнішню поверхню: 1 – еластичні камери; 2 – базуюча призма; 3 – патрубки; 4 – корпус; 5 – різьбовий утримувач; I, II – форми камери залежно від тиску стислого повітря

Антропоморфні захвати використовують при проведенні експериментальних досліджень. Ці захоплювачі більшою мірою самоприспосовуються до різних конфігурацій предметів. Конструктивно вони є багатопальцевим захоплювачем, в порожнистій частині фаланг пальців якого пропущені тонкі металеві троси (рис. 2.23). Рух кисті здійснюється від двигуна постійного струму. По числу ступенів вільності навіть трипальний захват перевищує руку людини, оскільки його кисть в зап'ястку має можливість обертання щодо її подовжньої осі. У Японії зроблена спроба приведення в дію дворукого робота. У результаті досліджень досягнуті цілеспрямовані дії такого робота, які здійснені за допомогою 101 комп'ютера.

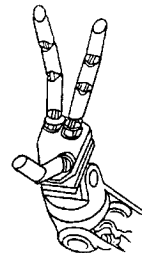


Рис. 2.23. Загальний вид антропоморфного трипального захватного пристрою

Електромагнітний пристрій для підйому металевих виробів (рис. 2.24, а) складається із корпусу 1 і сердечника 3, виконаних із електротехнічної сталі, що утворює кільцеву порожнину, в яку вміщена котушка 2. На рис. 2.24, б представлено конструкцію електромагнітного захоплювача укомплектованого вимикачем 6 живлення котушки, розміщеної в рухливій склянці 8, підпружиненій в осьовому напрямку. Після відведення й опускання захоплювача зі знеструмленою котушкою до зіткнення з об'єктом, до корпусу 5 прикладають додаткове осьове зусилля і, стискаючи пружину 7, здійснюється переміщення склянки 8 усередину корпусу до контакту закріпленого на ньому упора 4 із вимикачем. При підйомі захоплювача, об'єкт поступово звільняється від

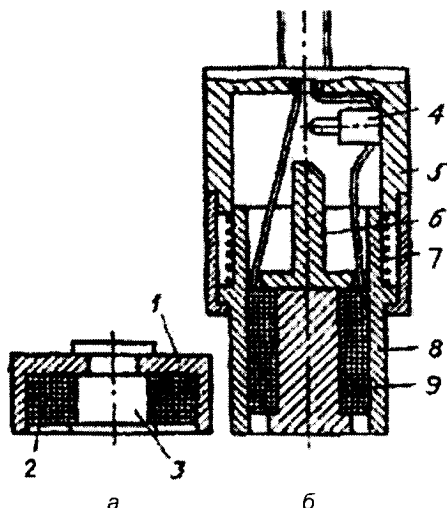


Рис. 2.24. Електромагнітні захоплювачі

пружних сил, накопичених у пружині, точно зберігаючи додане йому положення.

Тактильне сприйняття захоплювальні пристрої отримують за допомогою різних датчиків зовнішньої інформації, для цього розташовують їх в місцях контакту з виробом.

Адаптивний захоплювач із розміщенням датчиків на його губках приведено на рис. 2.25. Шість тактильних датчиків 2 встановлено на зовнішніх поверхнях і забезпечують виявлення предметів торканням. На внутрішніх

поверхнях встановлено датчики потенціометрів тиску 1, 3, 5. Фотодіоди 4 здійснюють локацію і наведення захоплювача на об'єкт і використовуються для пошуку, пізнання і збирання виробу.

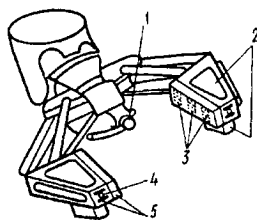


Рис. 2.25. Адаптивний захоплювач із розміщенням датчиків на губках захвату

Для роботи з неорієнтовано розташованими деталями використовується захоплювальний пристрій, що приведено на рис. 2.26. Шляхом торкання деталі щупом 3 приводиться в дію силовий датчик 2, який і визначає її положення знаходженням нормалі до циліндричної поверхні об'єкту. Після

цього захоплювач висувається на центр деталі і повертається навколо поздовжньої осі руки робота. Одночасно фотодальноміри 5 виявляють вільні місця на поверхні для подальшого захоплення деталі.

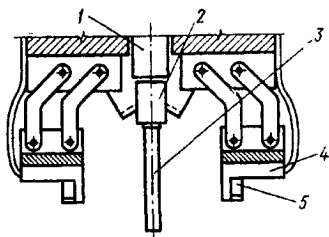


Рис. 2.26. Варіант конструкції захоплювача із розміщенням датчиків та інформаційного щупа: 1 – висувний елемент; 2 – силовий датчик; 3 – щуп; 4 – губки захоплювача; 5 – фотодалькоміри

Електромагнітний адаптивний захоплювач (рис. 2.27) призначений для пошуку, пізнання і вибору валу. Він складається з наступних основних систем: захватної, інформаційної і визначення положення деталі та її діаметру. Перша складається з електромагнітів 8, виконаних у вигляді призм, друга – з пристрою дальньої локації 7. Цей пристрій здійснює наведення руки робота на будь-яку верхню деталь, що потрапила у фокальну площину локатора. Третя система є тактильним датчиком – вусом встановленим на рухомому щупі, який і забезпечує визначення положення деталі і її діаметр.

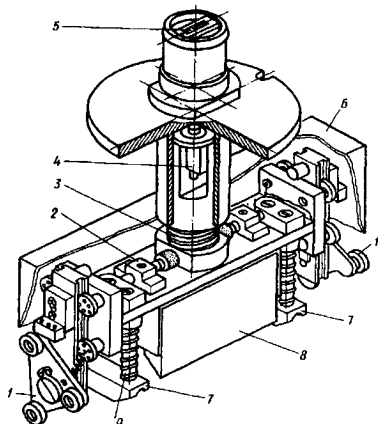


Рис. 2.27. Електромагнітне адаптивне захоплення: 1 – тактильний датчик; 2 – механізм зведення проміння локатора; 3 – тарована пружина; 4 – силовий датчик; 5 – електричний роз'єм; 6 – захисний кожух; 7 – локатор; 8 – електромагнітний захоплювач; 9 – зворотна пружина локаторів

Схеми останніх розробок захоплювальних пристроїв роботів приведені на рис. 2.28 та 2.29. На рис. 2.28 зображено швидкозмінний захоплювач робота для роботи із розливним ковшем. Для його роботи днище ковша виконано із спеціальними поглибленнями і отворами: з першими ківш взаємодіє за допомогою поворотних захоплювачів, другими спирається на виступаючі чотири болти, передаючи на них силу тягіння вантажу. Гнучкі трубопроводи високого тиску покриті



спеціальною жаростійкою ізоляцією. Робот можна застосовувати для роздачі розчину та бетону.

На рис. 2.29 показано змінне робоче устаткування робота – відбійний молоток із пневматичним приводом. Він шарнірно з можливістю нахилів і перекидання закріплений на вихідній ланці робота.

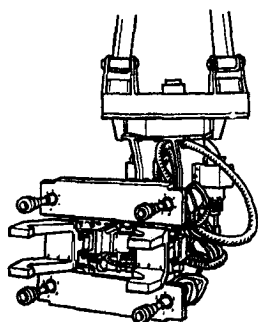


Рис. 2.28. Швидкозмінний захватний пристрій робота

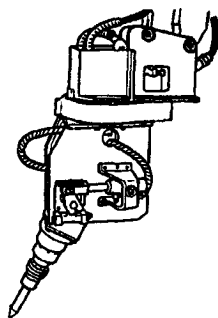


Рис. 2.29. Змінне робоче устаткування робота

Повноповоротний захоплювач на рис. 2.30 відрізняється тим, що його захвати сполучені із вібромотором. Таке технічне рішення дозволяє звільнитися від ручного очищення виробу.

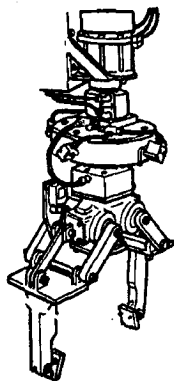


Рис. 2.30. Повноповоротний захватний пристрій з вібродвигунами

Пристрій на рис. 2.31, що змонтовано на виконавчій ланці робота, дозволяє жорстко захоплювати, утримувати і маніпулювати об'єктами типу колона. За допомогою такої конструкції захоплена колона із горизонтального положення переводиться у вертикальне і в положення із заданими нахилами без кантування, а, отже, і без виходу із строю виробу.

Аналогічний захоплювач, але для предметів з різною шириною та горизонтально розташованою поздовжньою віссю показано на рис. 2.32. Застосування паралелограмного механізму забезпечує паралельне перенесення губок захоплювача.

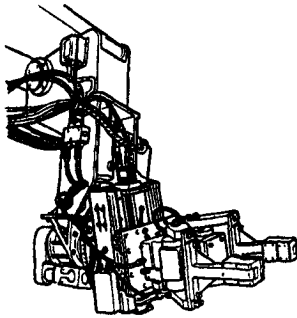


Рис. 2.31. Маніпулятор для виробів типу колона

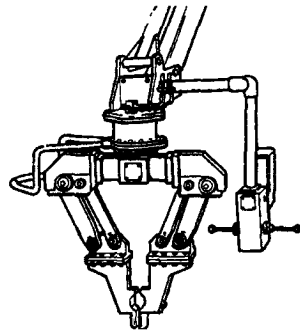


Рис. 2.32. Маніпулятор для виробів типу труба

Вакуумний захоплювач на рис. 2.33 використовується для розвантаження виробів в контейнер і ящики.

Робочий орган робота у вигляді шпинделя, що розширяється, з гідроприводом приведено на рис. 2.34. Захоплення предмету виконується за рахунок тертя із поверхнею центрального отвору і обладнання робочої поверхні захвату зубцями у вигляді виступів.

Електромагнітний захоплювач (рис. 2.35) застосовується для транспортування важких сталевих вантажів. Захоплення забезпечується змінними магнітами з різною утримуючою силою.

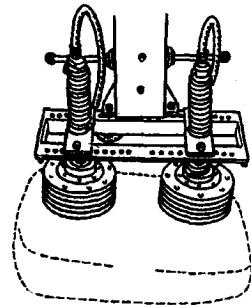


Рис. 2.33. Вакуумний захоплювач робота

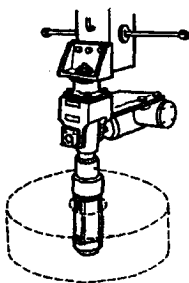


Рис. 2.34. Фрикційний захоплювач

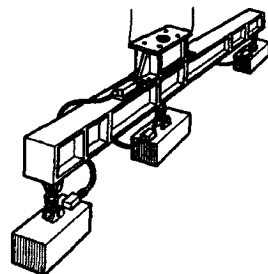


Рис. 2.35. Електромагнітний захоплювач

На рис. 2.36 зображено вантажозахватний орган, у якого гаки виконані поворотними з електроприводом. Робочий орган, що містить довгомірну консольну балку з рухомо змонтованим на ній захоплювачем, здатний проникати у вузькі (дверні пройоми) і важкодоступні простори та здійснювати навантажувально-розвантажувальні роботи приведено на рис. 2.37.

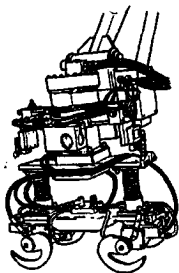


Рис. 2.36. Вантажозахватний орган з поворотними гаками від електроприводу

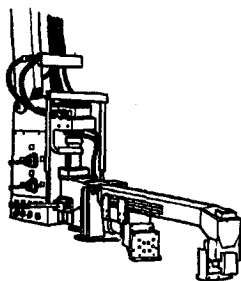


Рис. 2.37. Робочий орган з консольним захватом

Захватний пристрій, показаний на рис. 2.38, призначений для підхоплення вантажів, що мають неправильну форму. Він забезпечений чутливими датчиками із зворотним зв'язком, що інформують про відкриття і закриття захватів.

Захоплювач вилоподібної форми (рис. 2.39) використовується для навантаження труб, арматурної сталі та ін. Для запобігання проковзування вантажу захвати забезпечені зубчатою насічкою з двох сторін. Це забезпечує підвищену надійність в роботі пристрою.

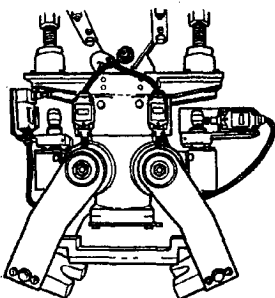


Рис. 2.38. Захоплювач для вантажів, що мають неправильну форму

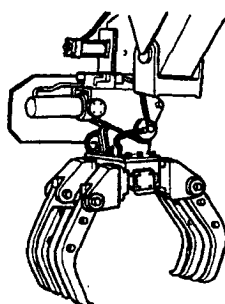


Рис. 2.39. Вилоподібний захоплювач

Разом із розглянутими захоплювальними пристроями при виконанні технологічних операцій застосовуються зварювальні

пальники та кліщі, фарборозпилювачі, монтажні і вимірювальні інструменти.

Зварювальні пальники застосовуються для дугового зварювання. Встановлюються вони на виконавчій ланці робота та мають з ним кінематичний і пневматичний зв'язки. Застосування такого технологічного інструменту у складі роботизованого зварювального комплексу показано на рис. 2.40.

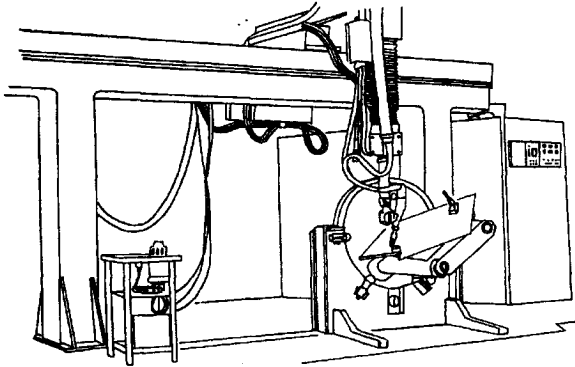


Рис. 2.40. Роботизований зварювальний комплекс

Модульний декартовий робот із п'ятьма ступенями вільності призначений для дугового зварювання, забезпечений контурним управлінням маніпулятором пальника, а також широко поширеною мовою для програмування (що використовується для верстатів з ЧПК), зокрема, з числовим завданням всіх параметрів процесу зварювання: напруги та сили струму дуги, кроку і амплітуди коливань пальника, швидкості зварювання, а також з можливістю їх корекції в процесі зварювання. Особливістю пальника є застосування для зварювання сталевих деталей в середовищі вуглекислого газу і алюмінієвих виробів в середовищі чистого аргону. Охолоджується пальник водою. Подача електродного дроту здійснюється спеціальним автоматом, після виходу з якого дріт випрямляється і відхилення від осі пальника зменшується до 0,1 мм. Пальник містить сорочку охолодження з каналами підведення та відведення води, канали подачі електродного дроту та газу. Амплітуда коливань пальника 1...7,5 мм, діаметр сталевого дроту 0,8...1,6 мм, алюмінієвого 1...1,6 мм, кількість програм зварювання – до 20.

Представлений на рис. 2.40 зварювальний комплекс відрізняється від звичного зварювального робота тим, що в своєму складі він має додаткове обладнання – зварювальний маніпулятор і поворотний пристрій. Зварюваний виріб закріплюється на зварювальному маніпуляторі і його повороти в просторі програмуються. Це дозволяє

зварювати складні по розташуванню шви виробу, у тому числі і по складній криволінійній просторовій траєкторії.

Прикладом, що ілюструє застосування фарборозпилювача, є робот, зображений на рис. 2.41, що дозволяє виконувати забарвлення окремих поверхонь у важкодоступних для робота місцях. Робот має шість ступенів вільності.

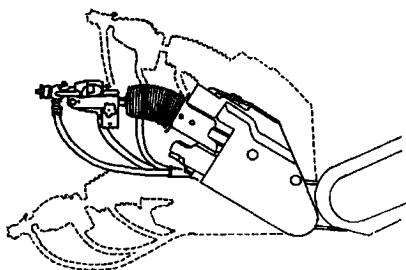


Рис. 2.41. Пристрій закріплення фарборозпилювача

Особливістю даного пристрою є рука із зап'ястком, на якому розташовується фарборозпилювач. Рука виконана у вигляді тривісного ротора. Така конструкція забезпечує значні (до 180°) кути повороту. Застосування багатоланкової руки дозволяє отримати достатньо широку зону обслуговування: у плані 1630×2440 мм і по вертикалі –

1630×2040 мм.

Гідросколювач-різальник (крашер або мультипроцесор (рис. 2.42)) розроблено для первинного злому будівель та первинної обробки (зазвичай подрібнення) будівельних відходів. Гідросколювач-різальник є нетрадиційним робочим обладнанням, яке широко використовується в технологічних процесах руйнування бетонних та залізобетонних конструкцій. У сфері робіт крашера також широко використовується гідромолоти, але їх використання у деяких специфічних роботах не завжди доцільне. Мається на увазі руйнування бетонних конструкцій, які мають металеву зв'язку у вигляді арматури, швелерів, кутиків, а також підвищений рівень шуму.

Конструктивно гідросколювач складається із корпусу, до якого кріпляться ріжучо-ламаючі частини, які називаються «щелепами», що приводяться в рух одним або двома гідроциліндрами в залежності від конструктивного виконання самих ножиць. Більш потужнішими з точки зору зусиль на кромках ріжучих поверхонь є гідросколювачі виконанні з двома гідроциліндрами. Сучасні крашери обладнані механізмом повороту, який забезпечує додатковий ступінь вільності для роботи у важкодоступних місцях робочої зони.

Крашери, в залежності від технології робіт та профілю щелеп, можна поділити за його призначенням:

- для первинних робіт з бетонними та залізобетонними конструкціями, призначені для зносу з розбіркою, подрібненням та розривом їх арматурних і зварних зв'язків (рис. 2.42, а);

- для вторинних робіт з бетонними та залізобетонними конструкціями, призначені для подрібнення великих елементів після першого етапу робіт (рис. 2.42, б);
- для різки металу, тобто кінцевого розділення зв'язаних елементів (арматури, швелерів, кутиків) на менші частини, які потім можна безперешкодно транспортувати (рис. 2.42, а, в);
- для кінцевого різання на металоутилізаційних підприємствах (рис. 2.42, г).

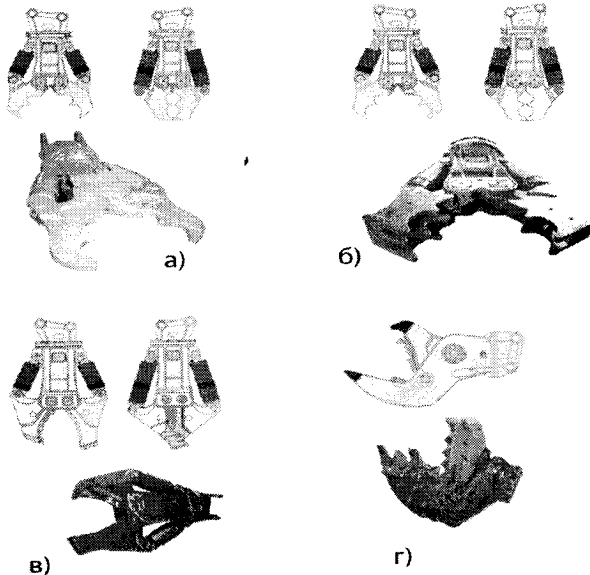


Рис. 2.42. Основні види гідросколювачів-різальників: а – гідрножиці для руйнування бетонних конструкцій та обробки металу (первинна обробка) (мультипроцесор); б – гідросколювач для подрібнення бетонних конструкцій (вторинна обробка) (крашер); в – гідросколювач для різання металу (мультипроцесор); г – гідравлічний подрібнювач (пультверизатор)

## 2.4. Орієнтувальні механізми роботів

Орієнтувальні механізми роботів призначені для орієнтації об'єкта маніпулювання та зазвичай мають 1...3 ступеня рухливості (вільності) та являють собою механізми з обертальними парами, осі яких розташовані одна від одної під деяким кутом. Структурні схеми орієнтувальних механізмів наведено на рис. 2.43: а, б, в – однокоординатний; г, д, е – двокоординатний; ж, з, и, к, л – трикоординатні. Обертання ланок здійснюється за допомогою різних

механічних передач (зубчастих циліндричних, конічних, хвильових, планетарних, черв'ячних, ланцюгових, зубчато-пасових і ін.).

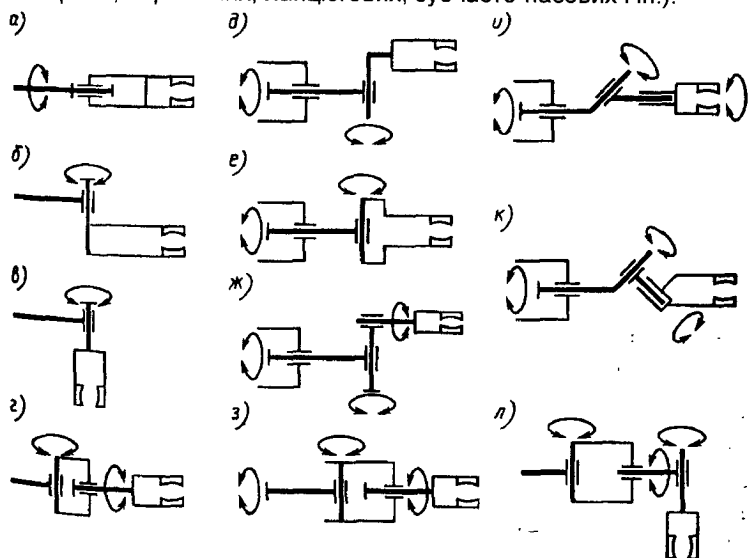


Рис. 2.43. Кінематичні схеми орієнтувальних механізмів

Однокоординатна кисть (рис. 2.44) забезпечує обертання навколо осі  $I-I$  і представляє собою шарнір 3, що встановлений в підшипниках 4. На торці шарніра 3 встановлено привід захоплювача 2, на кришці якого закріплено захоплювач 1.

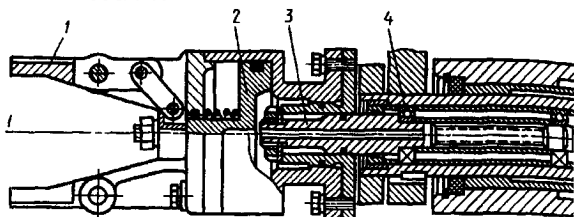


Рис. 2.44. Однокоординатний орієнтувальний механізм

Двокоординатна кисть (рис. 2.45) забезпечує обертання виконавчого механізму відносно осей  $I-I$  та  $II-II$ . Рух відносно осі  $I-I$  здійснюється передачами 7-6-10-9 з передавальним відношенням, що дорівнює двом. Сателіт 10 обкочується по нерухомо закріпленому сектору 9. Вісь сателіта 10 жорстко зв'язана з віссю кисті 8. Рух відносно осі  $II-II$  здійснюється конічною зубчастою передачею 4-5-3. Зубчасте колесо 3 жорстко зв'язано з приводом 2 захоплювача, який встановлено на його торці. Вибір люфту в передачах здійснюється

регулюванням положення зубчастих коліс за допомогою прокладок 11, кілець 12.

На рис. 2.46, а...е показано кінематичні схеми орієнтувальних механізмів з використанням зубчастих конічних і циліндричних передач, які забезпечують рух відносно осей I-I, II-II, III-III.

Обертання навколо осей I-I, II-II, III-III (рис. 2.46, а, в, г) відбувається при обертанні відповідно валів 1, 2, 3. В орієнтувальному механізмі (рис. 2.46, б) обертання навколо осі I-I відбувається при обертанні валів 1, 2 в різні сторони, а обертання навколо осі II-II - при обертанні валів 1, 2 в одну сторону.

На рис. 2.47 показано механізм трикоординатної кисти на базі хвильових зубчастих передач, що забезпечують обертання відносно осей I-I, II-II, III-III з передавальними відношеннями, рівними 60... 80, безлюфтовість і кути переміщення відносно осей до 400°.

Рух відносно осі I-I здійснюється наступним кінематичним ланцюгом: зубчасте колесо 1,

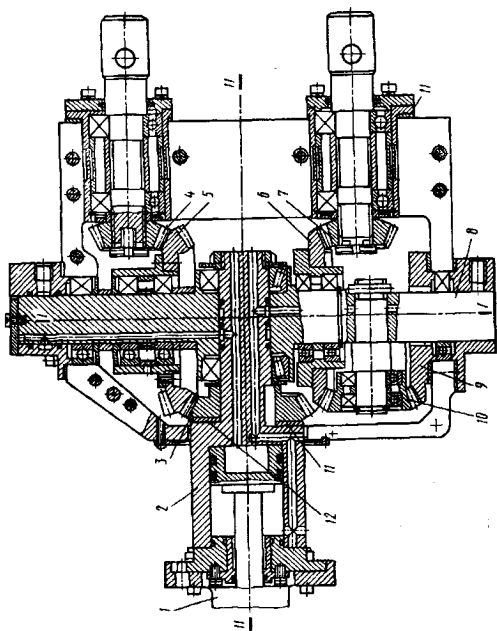


Рис. 2.45. Двокоординатний орієнтувальний механізм

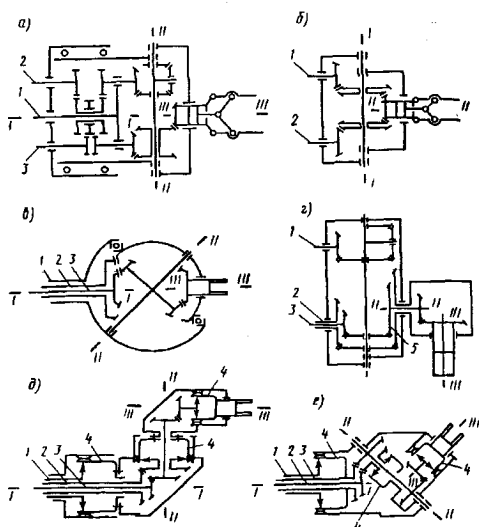


Рис. 2.46. Орієнтувальні механізми



зубчасте колесо 2, генератор хвильової передачі 24. Рух з гнучкого колеса 23 передається на корпус 20, який встановлено на підшипниках 22 в корпусі 21.

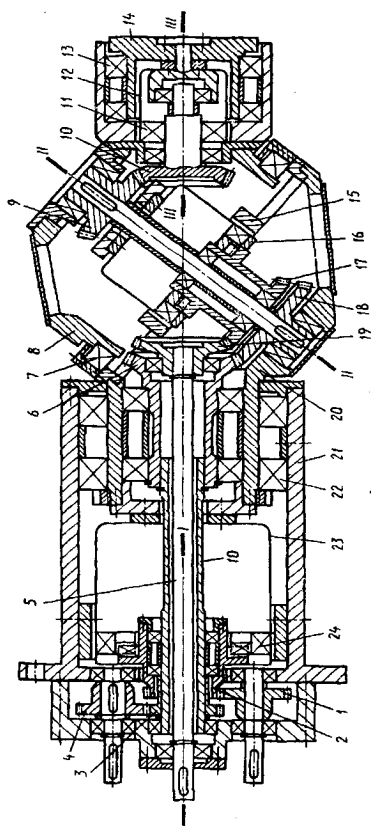


Рис. 2.47. Трикоординатна кисть

Рух відносно осі II-II забезпечується наступним кінематичним ланцюгом: вал 5, зубчасті колеса 19, 17, генератор хвильової передачі 16. Рух на корпус 8 передається з гнучкого колеса хвильової передачі 15. Корпус 8 встановлено в спеціальному радіальноупорному підшипнику 7.

Рух відносно осі III-III забезпечується наступним кінематичним ланцюгом: зубчасті колеса 4, 3, 6, 18, 9, 10, генератор хвильової передачі 11. Рух на вихідний фланець кисті 14 передається з гнучкого колеса 12. Вихідний фланець 14 встановлено на підшипниках 13 в корпусі 8.

На рис. 2.47, д зображено орієнтувальний механізм, осі якого перпендикулярні; при подачі обертання з вала 1 відбувається обертання відносно осі I-I, при обертанні вала 2 та вала 3 відбувається обертання відповідно навколо осей II-II та III-III. Вихідними ланками кожної ступені рухливості є гнучкі колеса

4. На рис. 2.46, е зображено кінематичну схему орієнтувального механізму, конструктивне виконання якого ідентично орієнтувальному механізму, зображеному на рис. 2.47, проте має кут між осями II-II, III - III, 90°, що забезпечує велику зону обслуговування.

### Питання для самоперевірки

1. Що називається маніпулятором?
2. Що таке робоча зона маніпулятора?
3. Як визначається кут сервісу маніпулятора?
4. Що означає «надлишкова рухливість маніпулятора»?
5. Які типи захоплювачів бувають?

## 3.1. Вантажні маніпулятори

Вантажний маніпулятор – це маніпулятор стрілового типу, що встановлений на автомобільному шасі або стаціонарно на рамі та призначений для завантажувально-розвантажувальних робіт під час роботи із штучними й сипучими вантажами в контейнерах і на палетах, проведення монтажно-демонтажних та ремонтно-відновлювальних робіт. Маніпулятор не має противаги та приводиться в дію за допомогою гідравліки (у тому числі і тросові).

Маніпулятори для вантажопідйомних робіт бувають:

- *Z-подібної конструкції* – тип маніпуляторів, конструктивна особливість яких дозволяє компактно укласти ланки маніпулятора в неробоче положення шляхом зміни його конфігурації із консольного в безконсольне (рис. 3.1);
- *L-подібна конструкція* – тип маніпуляторів, які при транспортному положенні розташовуються в консольному положенні (рис. 3.2).

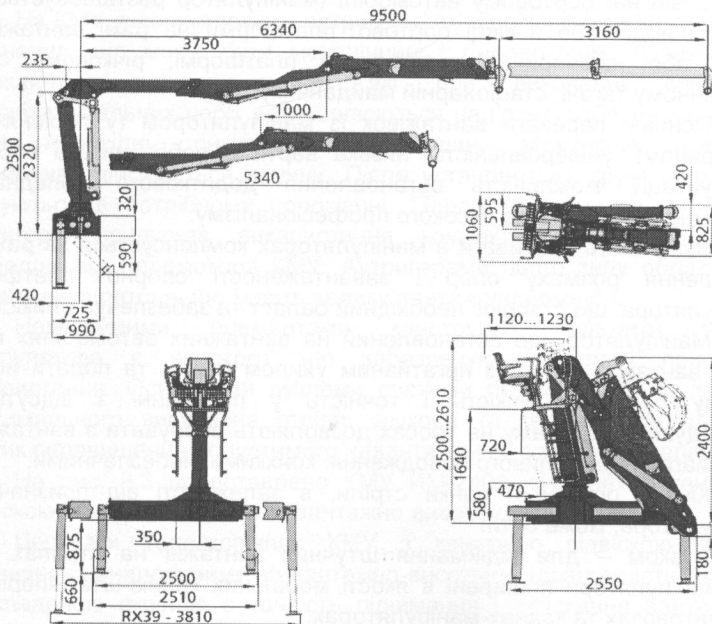


Рис. 3.1. Z-подібний маніпулятор

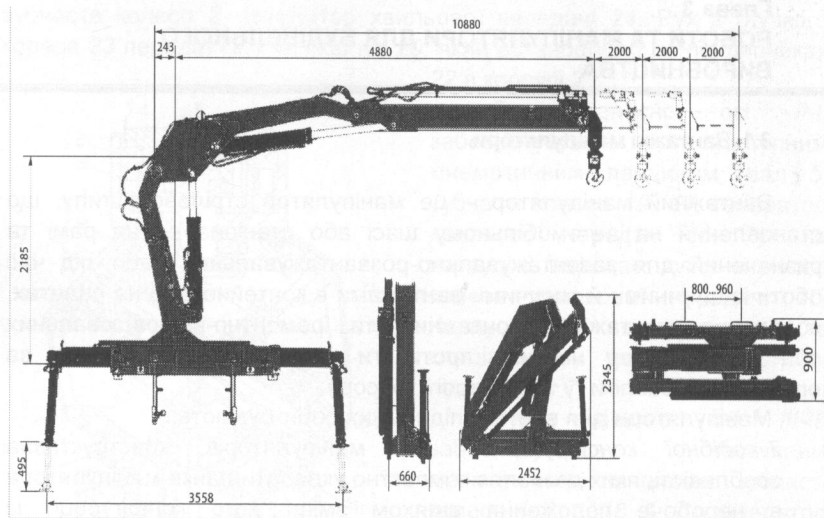


Рис. 3.2. L-подібний маніпулятор

За типом бази для монтажу вантажні маніпулятори можуть бути змонтовані на: бортовому автомобілі (маніпулятор розташовується за кабіною водія або в кінці бортової платформи на рамі вантажівки); тягачі або напівпричепі; залізничній платформі; річковому судні; гусеничному тягачі; стаціонарній майданчику.

Основні переваги вантажівок із маніпулятором (у порівнянні з автокраном): універсальність; низька вартість робіт; низька вартість експлуатації; можливість встановлення додаткового обладнання; мобільність; не вимагає високого професіоналізму.

Відсутність противаги в маніпуляторах компенсується за рахунок збільшення розмаху опор і завантаженості опорної платформи маніпулятора, що створює необхідний баласт та забезпечує стійкість.

Маніпулятор, що встановлений на вантажних автомобілях може взяти вантаж з виїмки з негативним ухилом бортів та подати його в проїму будівлі. Гнучкість і точність у поєднанні з відсутністю розгойдування вантажу на тросах дозволяють оперувати з вантажами, які вимагають дбайливого поводження: крихкими, небезпечними.

Кінець останньої ланки стріли, в залежності від призначення маніпулятора, може бути:

- з гаком – для підймання штучних вантажів на стропях. Такі маніпулятори поширені в якості мобільних кранів-штабелерів, на автовозах та кранах-маніпуляторах;
- зі штуцером гідросистеми і посадковим місцем під робочий орган – для різного роду вантажозахоплювальних пристроїв: лап, вил, ковшів, грейферів;

- із багатопальцевим маніпулятором, який працює за принципом кисті людської руки. Машини цього типу під керуванням людини або комп'ютера працюють у сховищах радіоактивних і токсичних відходів та в інших місцях, де потрібні тонкі операції з небезпечним вантажем;
- з блоком і тросовим приводом – для підвіски грейфера або гака на блоці;
- із хитним рижком та блочно-тросовим приводом.

Два останніх різновиди призначені для вантажно-розвантажувальних робіт в складних умовах. Маніпулятори можуть обладнувати системою відеоспостереження та бортовим комп'ютером.

Вантажним моментом маніпулятора називають добуток сили ваги вантажу на виліт стріли. Якщо вантажний момент 100 кН·м, то при вильоті в 10 м вантажопідйомність маніпулятора буде 10 кН, при вильоті в 2 м – 50 кН. Вантажний момент виражається в кілоньютонах на метр (кН·м) або в тонах на метр (т·м). Кожен маніпулятор має власну вантажно-висотну характеристику, за якою можна визначити допустиму масу вантажу при будь-якому положенні стріли.

Крани-маніпулятори (КМУ) монтують на базовому шасі єдиним агрегатом за допомогою опорної плити, яку можна переносити з шасі на шасі в залежності від умов роботи.

На КМУ використовують аутригери, які відрізняються за способом висунення, що може бути механічним і гідравлічним. Аутригерами називаються висувні опори, які при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт встановлюються на ґрунт, забезпечуючи тим самим необхідну стійкість базової машини. Механічне висунення аутригерів здійснюється вручну. Після установки на ґрунт аутригери фіксуються в потрібному положенні. Гідравлічний метод висунення аутригерів припускає використання компактних гідроциліндрів з приводом від гідромотора КМУ. Аутригерами цього типу обладнують крани-маніпулятори, що мають велику вантажопідйомність.

Невід'ємними елементами конструкції будь-якої моделі маніпулятора є пристрої, що забезпечують безпеку при його використанні. Основними вузлами системи безпеки КМУ є: датчики максимального висунення стріли; звукова та світлова сигналізація; датчик перевищення допустимого навантаження; запобіжні клапани.

На рис. 3.3 представлено КМУ ИМ-240А «Инман» з канатною підвіскою, а на рис. 3.4 – його вантажно-висотну характеристику.

Переваги телескопічних КМУ з канатною підвіскою гака в порівнянні з аналогічними за вантажно-висотним характеристикам КМУ зі складаною стрілою є точність підймання і опускання вантажу за стіни, паркани чи інші перешкоди та проста і надійна конструкція стріли й системи керування, що знижує вартість таких машин. В таких

машинах обов'язково встановлюється вантажна лебідка. Зміна вильоту стріли здійснюється за рахунок підймання стріли та телескопічного висування її секцій.

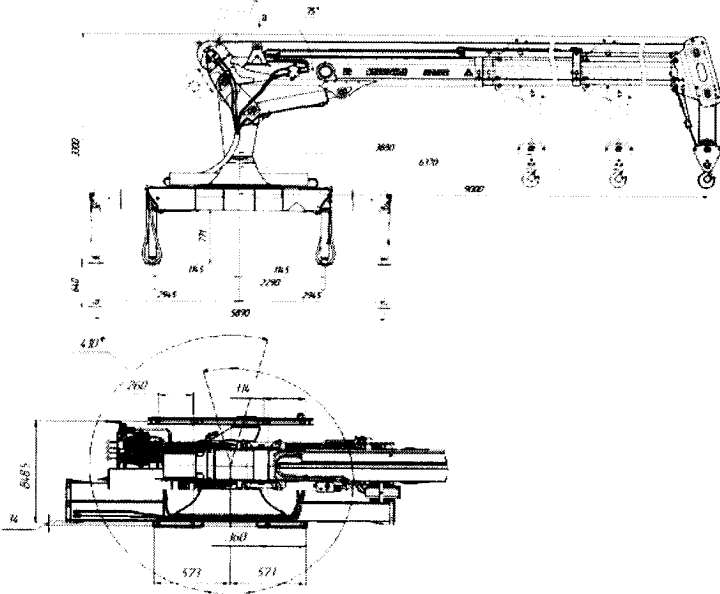


Рис. 3.3. Канатний кран-маніпулятор ИМ-240А

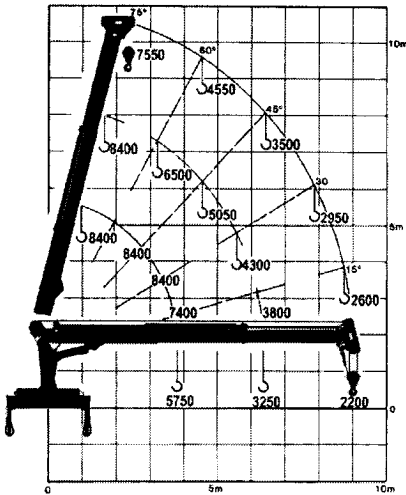


Рис. 3.4. Вантажно-висотна характеристика ИМ-240А

На відміну від канатних КМУ, у гідравлічних (зі складальною стрілою) гакова підвіска закріплюється на кінці стріли шарнірно, а виліт здійснюється лише за рахунок зміни гідроциліндрами конфігурації шарнірно-зчленованої стрілової системи. КМУ зі складальною стрілою є більш уніфікованими, що забезпечено великим різноманіттям навісного обладнання. КМУ із складальною стрілою представлено на рис. 3.5, а вантажно-висотну характеристику на рис. 3.6.

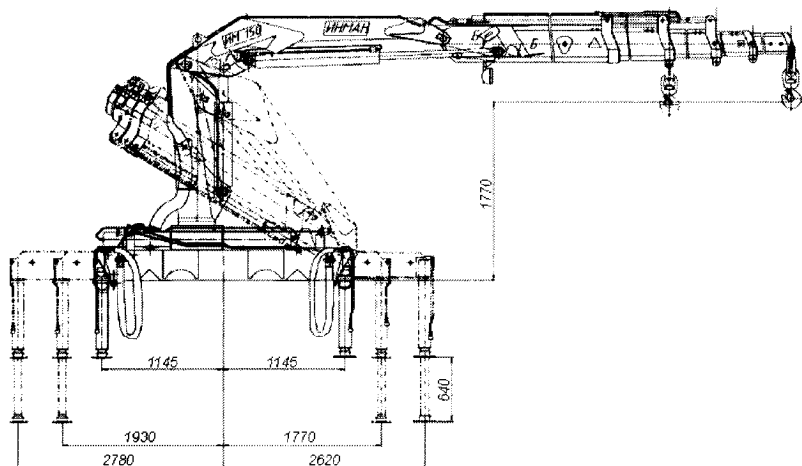


Рис. 3.5. Кран-маніпулятор ИМ 150-04

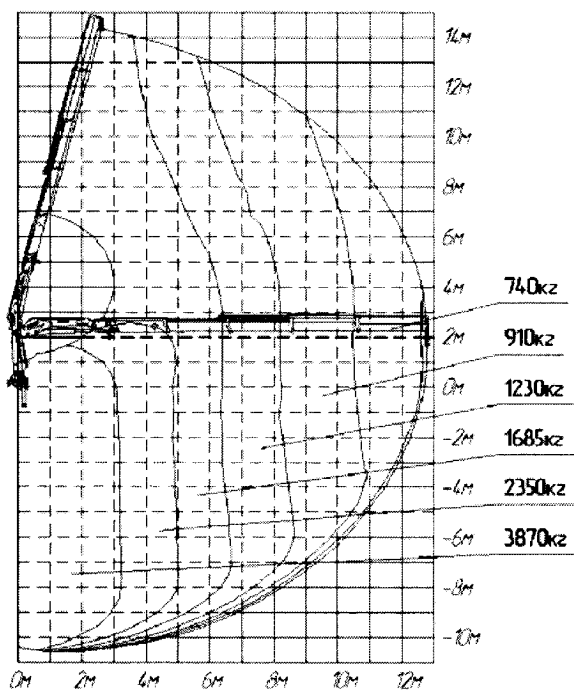


Рис. 3.6. Вантажно-висотна характеристика ИМ 150-04

Технічні характеристика вітчизняних та закордонних кранів-маніпуляторів представлено в табл. 3.1.

Таблиця. 3.1

**Технічні характеристика кранів-маніпуляторів**

Модель	Вантажний момент, кН м	Максимальна висота підйому, м	Виліт, м		Вантажопідйомність, т		Маса КМУ, кг
			при максимальній вантажопідйомності	max.	max.	на максимальній вильоті	
5943	62,5	7,5	2,5	5	2,5	1,25	1400
LOGLIFT F-65	62,6	9,0	3,0	7,1	2,0	0,88	1600
ИМ 55	51,2	8,0	1,8	6,78	2,815	0,75	980
НІАВ XS 066	61	11,0	2,3	9,1	2,64	0,6	770
PK 6500	56,9	15,0	1,7	13,1	33,5	0,43	708
ИМ 150-04	11,6	14,27	2,9	12,4	3,87	0,77	2280
ИМ-240А	23,3	10,9	2,7	9,0	8,40	2,2	2430

**3.2. Спеціалізовані роботи та маніпулятори для будівництва**

Для будівництва одно-, дво- і триповерхових будівель можуть застосовуватися автоматизовані системи та роботи, які здатні зводити "коробки" будинків габаритами до 25×20×15 м за монолітною технологією. Будинки, побудовані із застосуванням роботів, можуть займати загальну площу 150...1500 м<sup>2</sup> та термін використання – 150...180 років. В якості основного будматеріалу при монолітному методі використовується звичайний або модифікований бетонний розчин, що може виготовлятися прямо на будівельному майданчику. Даний спосіб зведення будинків в комплексі спрямований на спрощення та прискорення процесу будівництва, а також здешевлення собівартості (до 80 ум.од./м<sup>2</sup>). Працюючи цілодобово, будівельний робот здатний без участі людини на будівельному майданчику проводити виїмку ґрунту під фундамент, підготовку бетонного розчину, подавання розчину на об'єкт, укладання фундаменту, стін та перекриття. Застосування комп'ютера і датчиків забезпечує точність будівництва стін, перекриттів, керування робочим органом в горизонтальній і вертикальній площинах із незначним відхиленням від проекту.

У загальному випадку механічні системи маніпуляторів для будівельно-монтажних робіт є розімкненими багатоланковими кінематичними ланцюгами із закріпленою основою. Рух робочих органів маніпуляторів виконують зазвичай позиційним, тобто по точках в звичному тримірному евклідовому просторі. Найчастіше положення робочого органу, що зв'язують із декартовими координатами нерухомої

основи, використовуючи різні методичні прийоми, зокрема, зв'язують із кожною ланкою маніпулятора спеціально підібрану ортогональну систему координат.

Загальна класифікація маніпуляторів для будівельно-монтажних робіт представлено на рис. 3.7.



Рис. 3.7. Класифікація маніпуляторів для будівельно-монтажних робіт

Одним з важливих параметрів будівельних робіт, окрім вантажопідйомності, є точність позиціонування робочого органу. Розрізняють абсолютну точність позиціонування захоплювача та його відносну похибку. У останньому випадку ця величина дорівнює відношенню абсолютної похибки переміщення захоплювача в задану точку до відстані до неї, виражена у відсотках. Для будівельних маніпуляторів цей показник дорівнює 0,001...0,01 % або 0,01...0,1 мм/м.

Враховуючи значні розміри робочої зони, що вимірюється десятками метрів, масу вантажів, яка дорівнює десяткам і сотням тисяч ньютонів, що значно вища ніж у більшості сучасних промислових робіт, потрібно окремо виділяти та аналізувати із загальної сукупності робочих рухів маніпулятора регіональні та локальні. Для виконання відповідних рухів необхідно мати пристрої з індивідуальними приводами. Так, наприклад, піднімання змонтованого елемента із зони стропування на монтажний горизонт можна виконати механізмом транспортування Г-подібної конфігурації для якого достатньо мати один глобальний ступінь вільності для переміщення по рейковому шляху, а



також один обертальний ступінь вільності навколо вертикальної осі та декілька ступенів вільності для подачі елемента на різну глибину та висоту. Просторову орієнтацію елемента може виконати орієнтуючий орган, що містить шість ступенів вільності для забезпечення повної просторової орієнтації. З урахуванням цього, розроблено кінематичні схеми маніпуляторів (рис. 3.8). Залежно від типу зв'язку між об'єктом транспортування і орієнтуючим органом схеми можуть бути виконані із жорстким зв'язком і канатним підвісом.

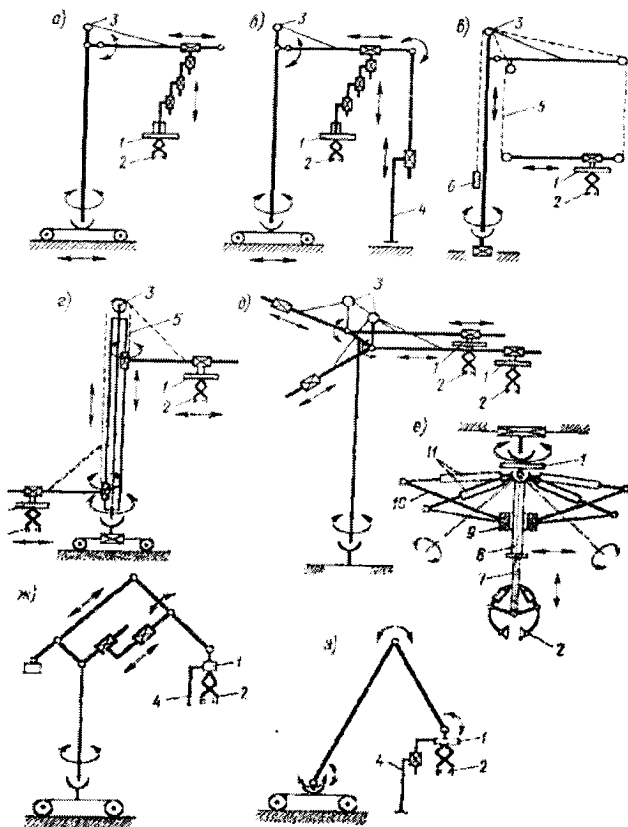


Рис. 3.8. Кінематичні схеми маніпуляторів будівельних робіт з різними типами зв'язку між пристроєм транспортування і орієнтуючим органом: а, б, с – із жорстким зв'язком; в, д – із комбінованим зв'язком; е – орієнтуючого органу із захоплювачем; ж, з – із жорстким зв'язком для маніпуляторів в стріловидному виконанні; 1 – орієнтуючий орган; 2 – захоплювач; 3 – блок; 4 – пристрій спирання; 5 – канат; 6 – рухома протитвага; 7 – шток; 8 – силовий циліндр; 9 – повзун; 10 – тяга; 11 – горизонтальні циліндри

Схема, приведена на рис. 3.8, а, має самохідне шасі із глобальним ступенем вільності та поворотну вертикальну ланку-башту. Переміщувана уздовж стріли рухома ланка складається із трьох телескопічних секцій та закріпленого на останній висувній секції орієнтувального механізму.

Схема на рис. 3.8, б відрізняється від попередньої наявністю поворотної телескопічної опори, яка призначена для додаткового спирання стріли маніпулятора на перекриття з метою виключення випадкових відхилень монтованого елемента від вітрового навантаження та інших дій.

Схема на рис. 3.8, в має рухома основу з одним глобальним ступенем вільності, поворотну вертикальну башту, що обертається разом зі стрілою та горизонтальну ланку-траверсу, яка зв'язана із рухомою противагою канатами, двох просторових поліспаств, огинаючи блоки нерухомої горизонтальної ланки-стріли та блоки поворотної башти. Орієнтувальний орган може рухатися вздовж траверси.

Схема на рис. 3.8, г складається з рухомого шасі із глобальним ступенем вільності, поворотної вертикальної башти, двох рухомих уздовж башти горизонтальних стріл, що мають привід повороту в плані. Стріли врівноважують одна одну за допомогою канатного з'єднання. На кожній стрілі встановлено рухомий орієнтувальний орган. Таким чином, процес монтажу з циклічного перетворюється на безперервний.

Схема на рис. 3.8, д відрізняється тим, що на одній вертикальній поворотній башті встановлено дві стріли з можливістю індивідуального роздільного приводу та дві консолі противаги. По кожній горизонтальній ланці переміщується орієнтувальний орган, переміщення якого здійснюється за допомогою індивідуального приводу, що розміщується на консолях противаги. Аналогічно попередньому, процес монтажу перетворюється на безперервний цикл, внаслідок чого скорочуються втрати часу бригади робітників в очікуванні крана, підвищується продуктивність праці.

На рис. 3.8, е показано принципову кінематичну схему нового технічного рішення орієнтувального органу маніпулятора, яка дозволяє отримати до п'яти ступенів рухомості при компактній структурній схемі.

Схема на рис. 3.8, ж складається із самохідної основи, поворотної вертикальної башти, що обертається, стріли, розтяжки та рукояті, на кінці якої змонтовано орієнтувальний захоплювач з опорним пристроєм, що забезпечує необхідну точність позиціонування монтованого елемента.

Схема на рис. 3.8, з відрізняється від попередньої тим, що вона призначена для стрілоподібного маніпулятора, а орієнтувальний орган забезпечений телескопічною опорою.

Кожна із запропонованих схем будівельних маніпуляторів використовується для монтажу елементів будівель. Перевага використання таких технічних рішень полягає у тому, що з метою підвищення продуктивності та точності монтажу елементів будівельних конструкцій, які жорстко закріплюються в захоплювальному пристрої та встановлюються в проектне положення шляхом лінійних та кутових зсувів захоплювача одночасно з елементом будівельної конструкції за трьома взаємно перпендикулярним осями. При цьому здійснюють контроль положення елемента за шістьма просторовими координатами. У разі відхилення елемента будівельної конструкції від вертикалі, механізмами захоплювача відтворюються імпульси додаткових рухів протилежного напрямку, що направлені по лінії рівнодіючої основних рухів. Така робота призводить до того, що елемент, який монтується займає задане положення.

На рис. 3.9, а представлено технічне рішення баштового крана з маніпулятором, який встановлено на проміжній секції крана. Кран з маніпулятором складається із башти 2, що змонтована на ходовій частині 1, вантажної стріли 5 із поліспастром 6, консолі противаги 4, підвішеної на канатах вантажного поліспаства пірамідальної форми 10 траверси 7, опорно-поворотного круга 3, вантажного візка 9, до якого жорстко приєднана верхня частина 8 поворотного механізму 11. До нижньої опорної частини 12 поворотного механізму 11 закріплено радіально розташовані в горизонтальній площині здвоєні гідроциліндри двосторонньої дії 13. Рухомі кінці здвоєних гідроциліндрів зведено в одну точку – центр перетину їхніх поздовжніх осей, до якої за допомогою кульового шарніра приєднано вертикальний гідроциліндр 14. На зовнішній поверхні останнього в обхват змонтовано повзун 15, що з'єднаний із жорсткими ланками 16 однакової довжини зі штоками 24 радіально розташованих гідроциліндрів 13. Орієнтувальний пристрій з'єднано із захоплювачем за допомогою штока 23 вертикального гідроциліндра 14. До складу механізму захоплювача входять силові циліндри 17 зі штоками 18, важелі 19, вісі обертання 20 та щелепи 21, які забезпечують жорсткий захват елемента будівельної конструкції 22.

Кінематичні схеми будівельних кранів-маніпуляторів із різними видами зв'язку між пристроєм транспортування і орієнтуючим органом представлено на рис. 3.10.

Кінематична схема на рис. 3.10, а складається із рухомої основи з одним глобальним ступенем вільності, поворотної вертикальної щогли, шарнірно-зчленованої стріли, що може переміщуватися вздовж щогли. На кінці стріли закріплено орієнтуючий орган із захоплювачем. Шарнірні зчленування стріли надають їй кутові переміщення для обслуговування робочої зони по ширині і частково по висоті. Для зрівноваження

стрілової системи та вантажу на будівельному крані-маніпуляторі встановлено рухому противагу.

Схема на рис. 3.10, б відрізняється від першої телескопічною стрілою із закріпленням на її висувній секції робочим органом.

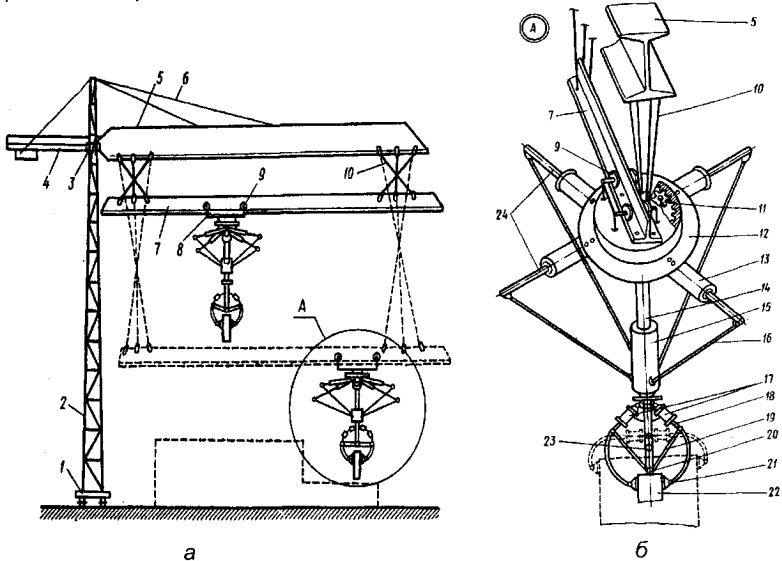


Рис. 3.9. Кран із підвісним маніпулятором (МІБІ ім. У. Куйбишева):  
а – схема технології монтажу конструкції; б – маніпулятор

Схема на рис. 3.10, в має, окрім нерухокої горизонтально встановленої стріли, додаткову рухому вздовж щогли горизонтальну ланку, яка зрівноважена рухомою противагою за допомогою канатно-блокової системи. Вантажозахоплювальний пристрій встановлено рухомо на рухомій горизонтальній ланці.

Приведені на рис. 3.10, а, б, в кінематичні схеми завдяки постійним жорстким зв'язкам між ланками забезпечують можливість проведення маніпуляцій із елементами будівельних конструкцій та їх позиціонування в будь-якій точці робочої зони. Разом з цим постійний жорсткий зв'язок орієнтуючого органу з пристроєм транспортування вимагає постійного вертикального переміщення однієї або декількох ланок транспортування. Такого недоліку позбавлені кінематичні схеми з просторовим тросовим підвісом орієнтуючого органу та комбінованим зв'язком органу з пристроєм транспортування.

У схемі на рис. 3.10, г пристрій транспортування має: рухому основу з одним глобальним ступенем вільності; жорстко закріплену на основі вертикальну башту; горизонтальну стрілу, що обертається відносно вертикальної осі. На рухомій стрілі розміщені блоки. Троси, що

огинають блоки, утворюють просторовий підвіс орієнтуючого органу та реалізують вертикальний ступінь рухомості пристрою транспортування. Особливість тросової просторової підвіски полягає у тому, що при навантаженні підвіски масою орієнтувального органу та елемента будівельної конструкції підвіска перетворюється на «напівжорстку».

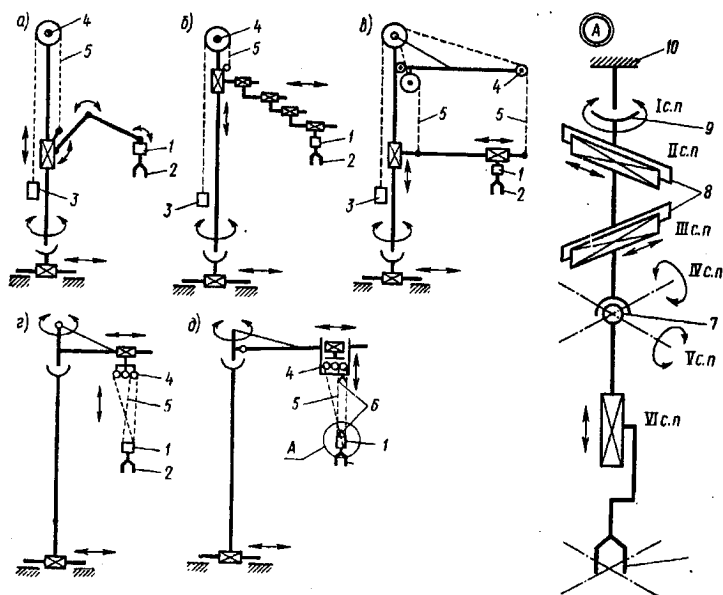


Рис. 3.10. Кінематичні схеми будівельних кранів-маніпуляторів: а, б, в – із жорстким зв'язком орієнтуючого органу з пристроєм транспортування; г – із просторовим канатним підвісом; д – із комбінованим зв'язком орієнтуючого органу з пристроєм транспортування; 1 – орієнтуючий орган; 2 – захоплювач; 3 – рухома протизвага; 4 – блок; 5 – канат; 6 – пристрій центрування та фіксації; 7 – оберտальна пара IV класу; 8 – поступальна пара V класу; 9 – ротаційна пара V класу; 10 – основа орієнтуючого пристрою

У схемі на рис. 3.10, д жорсткий зв'язок забезпечується шляхом стикування орієнтувального органу з пристроєм транспортування за допомогою вертикальної рухомої (в межах висоти поверху будівлі) жорсткої рамки, яка розташована на рухомому вздовж стріли вантажному візку. Вертикальний ступінь вільності (рухомості) пристрою транспортування реалізує просторова тросова підвіска, яка забезпечує можливість захоплення елемента будівельної конструкції. В даному випадку висота робочої зони, в межах якої можливе проведення маніпуляцій та позиціонування елемента, обмежується висотою поверху. Збільшення робочої зони у вертикальній площині забезпечується за рахунок нарощування башти або перестановки стріли по мірі зведення будівлі.

Кінематична схема орієнтувального пристрою показана на рис. 3.10 (вузол А). Він має шість ступенів рухомості (вільності) – три лінійних уздовж трьох взаємно перпендикулярних осей і три поворотні ступені вільності відносно тих же осей. Привід кожного ступеня рухомості (вільності) виконано гідравлічним у зв'язку з ефективнішими питомими показниками в порівнянні з іншими типами приводів, а також з можливістю кращої реалізації режиму розгальмування всіх або окремих ступенів вільності.

Розроблено і інші варіанти будівельних кранів-маніпуляторів. Один з варіантів виконавчого пристрою будівельного крана із підвісним орієнтувальним пристроєм приведено на рис. 3.11. Особливістю схеми є те, що пристрій транспортування зконструйовано за традиційною для баштових кранів з неповоротною баштою компоновкою, а орієнтувальний пристрій зв'язаний з ним просторовою канатною підвіскою, утвореною трьома V-подібними парами шести незалежних канатів. Така підвіска при канатах, натягнутих вагою орієнтувального пристрою та елементом будівельної конструкції, здатна створювати жорсткий зв'язок просторової системи із навантаженнями, які не перевищують допустимих величин.

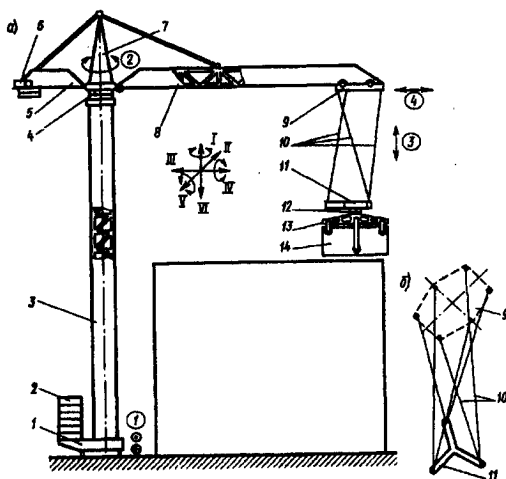


Рис. 3.11. Схема крана із підвісним орієнтувальним пристроєм на просторовій канатній підвісці: а – загальна схема; б – принципова схема підвіски; ①...④ – номери ступенів рухомості (вільності) пристрою транспортування; I...VI – номери ступенів рухомості орієнтувального пристрою; 1 – ходова платформа; 2 – протизавага; 3 – башта; 4 – опорно-поворотний круг; 5 – консоль протизаваги; 6 – вантажна лебідка; 7 – оголовок; 8 – стріла; 9 – вантажний візок; 10 – канати підвіски; 11 – орієнтувальний пристрій; 12 – механізм орієнтувального пристрою; 13 – захоплювач; 14 – вантаж

Будівельна робототехніка широко розвинена в Іспанії, Швеції, Великобританії, Італії, США, Китаї та Японії, де створено ряд промислових зразків будівельних роботів. Шведська компанія "Brokk" постачає близько 95% всіх дистанційно керованих роботів для різних галузей виробництва і будівництва (рис. 3.12).

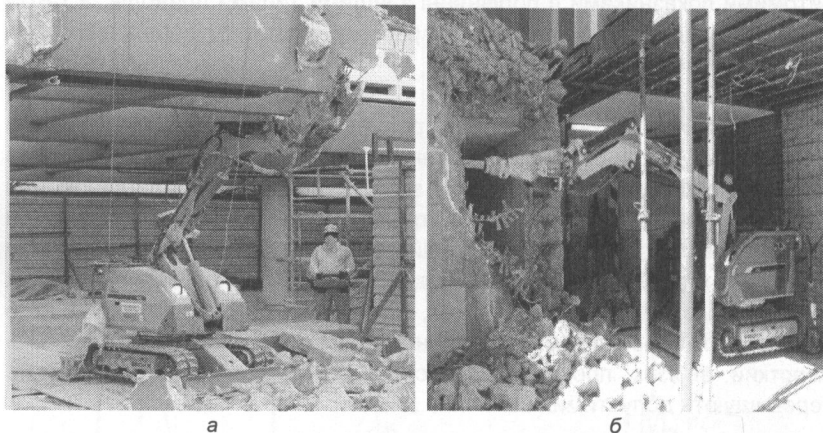


Рис. 3.12. Будівельні роботи компанії "Brokk" проводять демонтажні роботи: а – робот Brokk 330D з подрібнювачем бетону; б – робот Brokk 160 з гідромолотом

Основним сектором діяльності роботів "Brokk" є демонтаж споруд, а тому в основу їхньої комплектації входять гідромолоти, подрібнювачі бетонних конструкцій, ковші, грейфери, фрези для різання та руйнування твердих порід. Для прикладу, робот "Brokk 400" з потужністю двигуна 30 кВт має власну масу 4800 кг, виліт стріли до 6900 мм, довжину з навісним обладнанням – 4179 мм, висоту з навісним обладнанням – 1897 мм, робочу ширину – 2448 мм (зі складеними висувними опорами – 1500 мм). Такі габаритні розміри машини дозволяють її компактно розміщувати на будівельному майданчику, проїжджати через дверні проїми шириною до 0,8 м і висотою до 1,4 м, підніматися по сходах прольотів будинків, працювати в підвальних і виробничих приміщеннях. "Brokk 400" має гідрофікований привід робочого обладнання (маніпулятора та навісних механізмів). На робот можна додатково навішувати робоче обладнання загальною масою до 600 кг. При роботі з гідромолотом робот здатний розвивати енергію удару до 1100 Дж.

Компанія Husqvarna Construction Products (Швеція) також випускає будівельні роботи для демонтажних робіт. Робот-екскаватор DXR 250 (Husqvarna) створений для руйнування будівельних споруд у важкодоступних для людини місцях, а також для виконання різних земляних робіт. Робот здатний автономно переміщуватися за допомогою гусениць, а також працювати з використанням додаткових

інструментів: відбійного молотка, ковша та кліщів. Керування роботом здійснюється за допомогою пульта дистанційного керування (рис. 3.13).

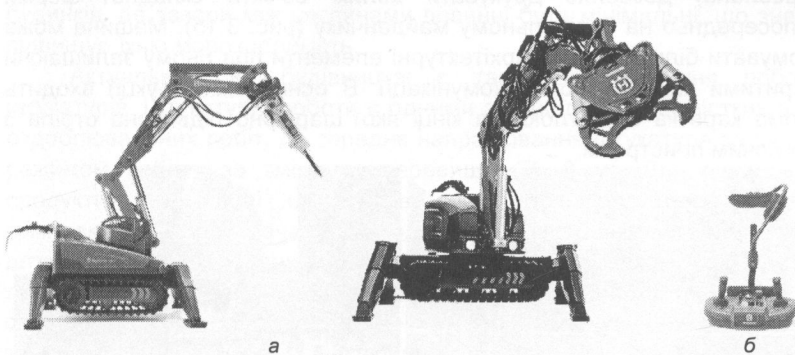


Рис. 3.13. Мобільні роботи (а) компанії Husqvarna та пульт керування (б)

В США (університет Південної Каліфорнії) розробили робота, що здатний самостійно за 24 години звести каркас двоповерхової будівлі площею 186 м<sup>2</sup> з арками та камінами. Принцип роботи машини запозичений у струменевих принтерів (рис. 3.14).

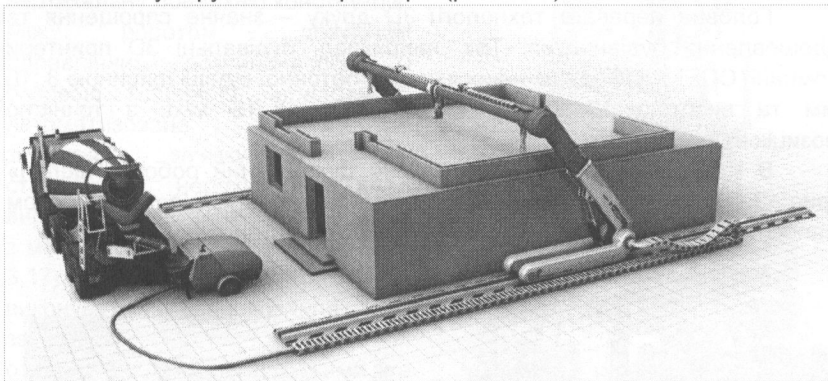


Рис. 3.14. Будівельний 3D принтер прогінного типу

Технологія даного робота полягає в тому, що відповідно до заданої програми шар за шаром відтворює тривимірний об'єкт будь-якої форми. Швидкотвердіюча будівельна суміш (бетон і гіпс) надходить із резервуара в кероване комп'ютером сопло та шар за шаром наноситься на поверхню відповідно до складеного архітектором плану. Спеціальна металева рама порталної конструкції дозволяє роботіві переміщуватися уздовж спорудженої конструкції у трьох напрямках. Робот теоретично може формувати споруди будь-якої форми, а не тільки традиційні будинки з прямими кутами.



Розробка Каталонського інституту сучасної архітектури (Барселона) дозволяє друкувати великі об'єкти складної форми безпосередньо на будівельному майданчику (рис. 3.15). Машина може формувати більш складні архітектурні елементи при цьому залишаючи відкритими канали систем комунікації. В основу конструкції входить рухома каретка зі щоглою, на кінці якої шарнірно підвішена стріла з друкуючим пристроєм.

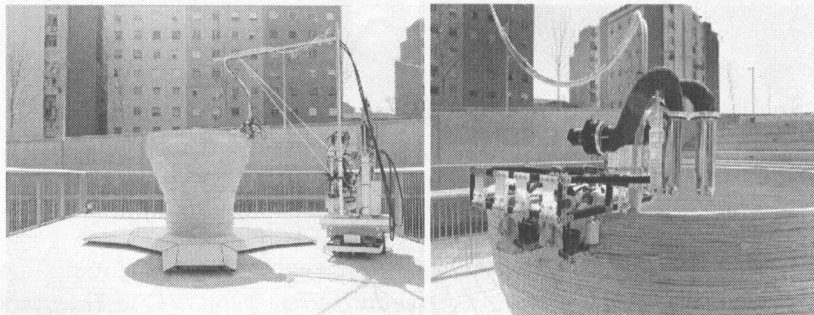


Рис. 3.15. Будівельний 3D принтер консольного типу

Головна перевага технології 3D друку – значне спрощення та здешевлення будівництва. Так, наприклад, будівельні 3D принтери компанії СПЕЦАВІА здатні наносити шар бетонної суміші шириною 8..10 мм та висотою 10..30 мм зі швидкістю 8..12 м/хв з точністю позиціонування 1..2 мм.

В Італії створено та виготовлено будівельний робот «Hadrian» (рис. 3.16), який здатний зводити цегляні стіни будівель. Роботом наноситься шар цементної суміші на яку потім встановлюється цегла.

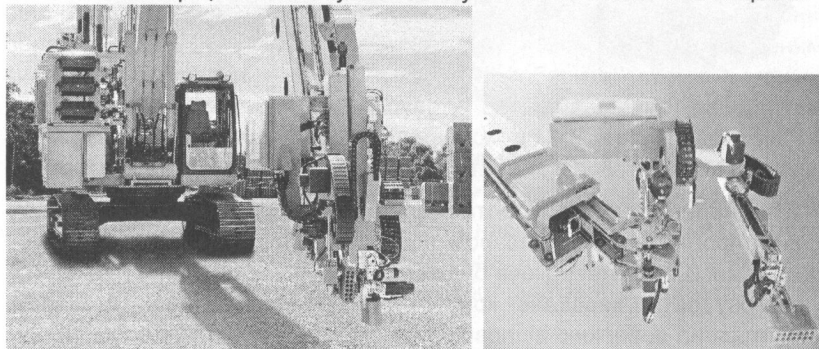


Рис. 3.16. Робот «Hadrian»

Робота «Hadrian» починається з того, що складається тривимірна комп'ютерна модель майбутнього будинку. Далі програмне забезпечення визначає місце кожної цеглини, початкову точку та

починає укладання цегли. Продуктивність робота – тисяча штук на годину, точність – 0,5 мм, що дуже важливо для будівництва житлових будинків, де зазори між цеглинами повинні бути мінімальні, що значно підвищує їхню морозостійкість.

Актуальним на будівництві є також застосування роботів-штукатурів. Штукатурні роботи є одними з найбільш трудомістких видів оздоблювальних робіт, де середнє напрацювання штукатура за ручним режимом роботи за зміну не перевищує 7...8 м<sup>2</sup>. Для підвищення продуктивності праці штукатурів розроблено ряд роботизованих комплексів, які призначені для здійснення одношарового нанесення штукатурного оздоблення з використанням малорухомих і швидко-твердіючих розчинів, а також для виконання інших видів оздоблювальних робіт за рахунок їх перекомпонування. Наприклад, комплекс «INTONAX 3» включає гідрофіковану базову машину, дозатор-перевантажувач, розчинонасос, розчинопровід та робочий орган, що закріплений в захоплювальному пристрої робота. Робочий орган здійснює одношарове укладання розчину на вертикальну поверхню конструкцій. Між роботом, дозуючим гідравлічним розчинонасосом і базовою машиною передбачена автоматизована система зворотного зв'язку з метою створення необхідних умов вирішення поставленого завдання з механізованого оздоблення (рис. 3.17). Такі системи здатні також виконувати вирівнювання та затирання стін будинків, оздоблювати стіни фресками та наклеювати шпалери.

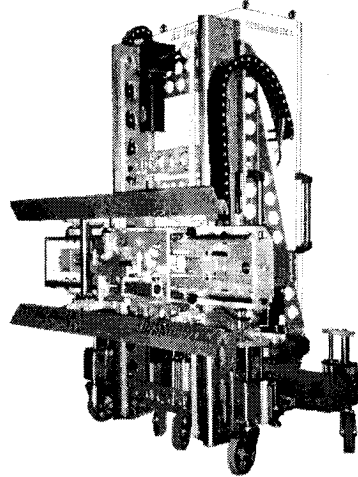


Рис. 3.17. Робот-штукатур «INTONAX 3»

### 3.3. Маніпуляційне багатоцільове устаткування для земляних робіт на базі гідравлічних екскаваторів і бульдозерів

Для повнішої механізації земляних робіт, а також кращого використання енергетичних ресурсів машин створено нові змінні робочі органи, що виконують різні операції. Провідні зарубіжні екскаваторобудівні фірми обладнують екскаватори, що випускаються, до десяти видів змінного робочого обладнання із 20..40 змінними робочими органами: пряма і зворотня лопати; грейфери; гаківі підвіски;

розпушувачі циклічної та безперервної дії; дискові пили; гідромолоти; гідробури; ковші з розпушувачами; устаткування для злому дорожніх покриттів; роторні розпушувачі і траншеєкопачі; обладнання для виконання лісонавантажувальних робіт; профільний і планувальний ковші; захоплювачі для навантаження пакетних вантажів, труб і колод; багатощелепні грейфери та ін.).

Робоче обладнання гідравлічних екскаваторів залежно від конструкції буває: *спеціалізованим* – для виконання однієї типової операції; *суміщеним* – при установці на одній платформі двох і більше комплектів обладнання; *що трансформоване* – обладнане автоматичним захоплювачем і комплектом змінних робочих органів; *адаптованим* – обладнане багатоцільовим робочим органом, без заміни якого можна виконувати ряд технологічних операцій та здійснювати захоплення і маніпулювання іншими робочими органами.

По складності конструкції і кількості виконуваних операцій багатоцільові землерийні машини підрозділяються на дві групи машин:

- машини першого рівня складності. Виконують обмежений об'єм операцій. Вони мають маніпуляційне устаткування, у якого один робочий орган без заміни виконує декілька операцій. Робочим органом таких машин є щелепний ківш у вигляді двопальцевого захоплювача багатоцільового призначення;
- машини другого рівня складності. Це маніпулятори та роботизовані машини, що легко налагоджуються до виконання будь-якої технологічної операції. Вони обладнуються пристосуваннями для швидкого захоплення будь-якого технологічного інструменту.

Для швидкої заміни робочих органів розроблено різні пристосування. Наприклад, пристрій на рис. 3.18, а складається із шарнірно з'єднаної з рукояттю 1 рамки 2, яка вводиться між паралельними щоками 5, що змонтовані на задній стінці 4 ковша, кільцевими виступами 7 у вирізи 6 до зсуву пазів 3. Щоки і рамка фіксуються поперечною пластиною, що вставляється у суміщені пази.

Створено також швидкоз'ємний пристрій, який забезпечує монтаж і демонтаж ковшів без використання ручної праці, що значно скорочує час на заміну робочих органів. Такий пристрій 4 (рис. 3.18, б) шарнірно закріплено на осі 10 та рухомо з'єднано із п'ятиланковим механізмом 3 повороту ковша 7. На цій же осі шарнірно закріплена рукоять 1. Власне захоплювач складається із жорсткої коробчастої рами 2, що має в бічних стінках захоплювач 9, гідравлічного замка 6, який затискає пластину і тарілчасту пружину, що упирається в плунжер. Ковшевий робочий орган 7 у верхній частині задньої стінки має балку 8 круглого перерізу з направляючими планками і задню поперечину 5 зі скосами. З'єднання рукояті 1 з ковшем 7 здійснюється при дії механізму повороту ковша. При цьому зів захоплювача 9 охоплює трубу 8, а задня частина

захоплювального пристрою притискається до поперечини 5 та спрацьовує замикаючий пристрій.

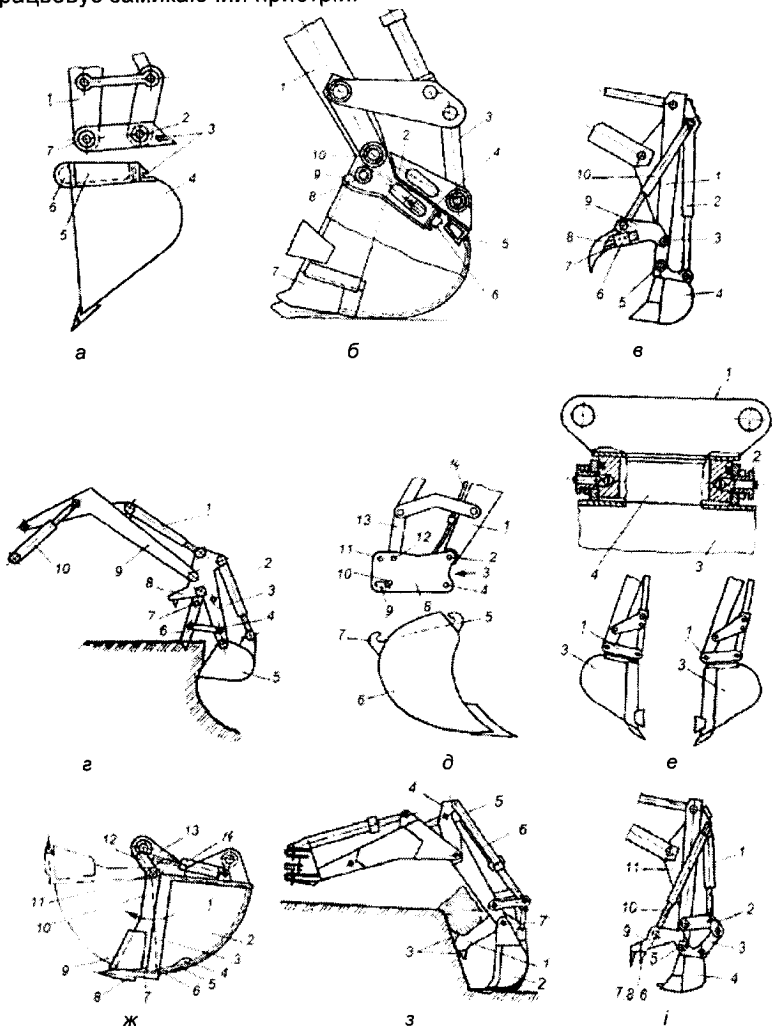


Рис. 3.18. Землерийно-маніпуляційне обладнання екскаваторів з адаптивними робочими органами

Розроблено різні органи багатоцільового призначення. За допомогою робочого обладнання екскаватора (рис. 3.18, в) разом з екскаваторними роботами виконують сколювання мерзлого ґрунту, перенесення предметів великих розмірів. Таке обладнання складається з рукояті 1, ковша 4 та поворотної рами 9, яка за допомогою шарніра

прикріпленої до рукояті. Ківш 4 з'єднано з рукояттю 1 шарніром 5. Привід ковша і поворотної рами виконаний у вигляді гідроциліндрів 2 та 10. На поперечній балці рами в середній її частині виконана кишеня, в якій встановлений ріжучий зуб 8. Крім того, на торцях поперечної балки передбачені наскрізні пази 6, в яких встановлено зубці 7. Рама кріпиться до рукояті шарніром 3. Під час розпушення ківш впирається в стінку забою, а рама під дією гідроциліндра 10 переміщується. Ріжучий зуб 8 починає сколювання пласта та в міру повороту рами впроваджувати бічні зубці 7, що сприяють відділенню пласта. Перенесення негабаритних вантажів здійснюється шляхом фіксації їх між зубом 8 та ковшем 4, а утримання – за допомогою гідроциліндрів 10.

У результаті використання екскаваторного устаткування, зображеного на рис. 3.18, з, можна збільшити глибину розробки мерзлого ґрунту. Для цього робоче обладнання одноківшевого екскаватора, що включає стрілу 9, рукоять 3, ківш 5, які з'єднані між собою шарнірно, і силові гідроциліндри 10, 1 і 2 обладнано упорами: основним нерухомим упором 8 та рухомим проміжним 6. Упор 6 виконаний у вигляді стійки, шарнірно прикріпленої одним кінцем до рукояті 3, забезпеченої приводом 7 (наприклад, у вигляді пружини стиснення) та утримуванім в крайньому положенні гнучким зв'язком 4. Відстань між опорними поверхнями упорів 8 і 6 вибирається близьким до радіусу різання ковша. На рукояті екскаватора може бути закріплено декілька додаткових упорів з відстанями між їх опорними поверхнями близькими до радіусу різання ковша, тоді розробка мерзлого ґрунту здійснюватиметься у декілька етапів (по кількості упорів).

Пристрій для швидкої зміни робочих органів (рис. 3.18, д) призначений для екскаваторів і землерийно-транспортних машин. Він забезпечує швидку зміну ковшів та інших робочих органів без виходу оператора з кабіни машини. Пристрій включає монтажну раму 8, яка шарнірно закріплена на стрілі 1 екскаватора та тягу 13 механізму повороту ковша за допомогою пальців 2 та 12. Монтажна рама забезпечена парою пальців 4 та 10, взаємодіючих з двома парами гаків 5 і 7, що розташовані на робочому органі (наприклад, на ковші 6). Палець 4 встановлено на рамі 8 жорстко, а палець 10 – рухомо за допомогою серезки, верхній кінець якої закріплений на рамі 8 шарнірно за допомогою пальця 11. Переміщення пальця 10 уздовж паза 9 здійснюється гідроциліндром. Під час монтажу робочого органу пальці 4 і 10 заводяться в зиви відповідних пар гаків 5 і 7 з переміщенням пальця 10 в крайнє ліве положення за допомогою гідроциліндра, що забезпечує жорстку фіксацію ковша або іншого змінного органу в робочому положенні. Демонтаж робочого органу здійснюється в зворотному порядку. Привід гідроциліндра здійснюється від

гідросистеми базової машини, підвід робочої рідини до якої виконується по гідрорукавах 14.

Для скорочення часу та ручної праці на заміну робочих органів розроблено декілька рішень, направлених на удосконалення вузлів з'єднання робочих органів (зокрема, ковшів) із стріловидним обладнанням. Ряд пропозицій передбачає з'єднання робочих органів із рукояттю стріловидного обладнання, яке забезпечує зміну виду робочого органу за рахунок зміни його положення. Таким є робоче обладнання одноківшевого екскаватора (рис. 3.18, е), яке містить опорну плиту 1, що з'єднана з рукояттю та тягою управління. Для прискорення та зручності заміни одного робочого органу іншим рукоять з'єднана з ковшем 3 за допомогою шарніра обертання 4 і фіксуємого пристрою 2.

Конструкція екскаваторного ковша (рис. 3.18, ж) забезпечує адаптацію робочого обладнання екскаватора до різних ґрунтових умов. Ківш складається з корпусу 1, рухомо встановленої поворотної частини 7 зі спільною віссю повороту 11 та зв'язаних між собою гідроциліндрів 14, які закріплено одним кінцем до корпусу 1, а іншим – до важелів 12 поворотної частини 7. Поворотна частина включає ріжучу частину із зубами 8 та бокорізи 9, силовий каркас 10 з важелями 12, бічні 4 та задню 5 стінки. Корпус має силовий каркас 3 з поперечною балкою і кронштейнами 13, а також бічні 2 та задню 6 стінки. На початку процес копання ґрунту або завантаження вантажу в ємність ковша відповідає його технічній характеристиці. Перед початком підйому ковша поворотна частина повертається за годинниковою стрілкою відносно корпусу і місткість ківша збільшується. У процесі повороту поворотної частини ковша відбувається забір призми волочиння та розпушеного ґрунту або матеріалу, який сколюється, при розробці забою, що збільшує наповнюваність ковша відносно його початкової місткості.

Для зниження навантажень на екскаватор і забезпечення розробки мерзлого ґрунту з подальшим його завантаженням, в середній частині ріжучої кромки ковша встановлюють розпушувач із двосторонніми зубами, який повертається за допомогою силового гідроциліндра. Робоче устаткування такого екскаватора (рис. 3.18, з) складається із розпушувача 1, встановленого в середній частині ковша 2 на осі 7 з можливістю повороту відносно цієї осі за допомогою силового гідроциліндра 6, при цьому розпушувач виконаний з двосторонніми зубами 3. Гідроциліндр 6 повороту розпушувача 1 розташований на рукояті 4, на якій також влаштований силовий гідроциліндр 5 повороту ковша 2. На початку розробки ґрунту ківш підіймається у верхнє положення і розпушувачем надрізаються борозни, а потім ґрунтовий масив руйнується. Крупні шматки можуть затискатися між розпушувачем і ковшем та віддалятися із забою.

Робоче обладнання гідравлічного екскаватора (рис. 3.18, *л*) розширює область його застосування та підвищує продуктивність розробки ґрунту шляхом суміщення операцій руйнування міцного масиву, захоплення та переміщення шматків. Таке обладнання складається із рукояті 11 з шарнірно закріпленим до неї ковшем 4 і розпушувачем 9, які пов'язані з приводом їх повороту у вигляді силових циліндрів 10 і 1. Розпушувач виконаний у вигляді тризубця із зубами 6, 7 і 8. Ківш та тризубець закріплюються на рукояті за допомогою шарніра 5 і важелів 2, 3. Особливістю обладнання є використання його для руйнування монолітних масивів, таких як асфальтобетонні покриття і цегляна кладка, шляхом їх послідовного відламування, а також зриву тротуарних плиток і бордюрного каміння. Обладнання може бути використане і для переміщення дрібних рядових вантажів.

Для виконання операцій зі щільними волоконними масами, металобрухтом і подібними матеріалами використовують робоче обладнання екскаватора (рис. 3.19, *а*), яке включає щелепний захоплювач, що складається із внутрішньої 4 і зовнішньої 3 щелеп, встановлених на рукояті 1 і керованих гідроциліндром 2.

Експлуатаційні можливості робочого обладнання одноківшового екскаватора розширюється за рахунок шарнірного з'єднання днища ковша з рукояттю і обладнання його розпушувальними зубами. Таке універсальне робоче обладнання (рис. 3.19, *б*) включає ківш, що складається з бічних 1, задньої 13 та передньої 3 стінок з ріжучими кромками: у передній частині – дві, а в задній – чотири. На задній стінці 13 із зовнішньою стороною за допомогою шарніра 14 встановлено відвальне днище 7 з ріжучою кромкою 5 і внутрішніми поздовжніми ребрами 6 для взаємодії зі сторонами торців бічних стінок 1. Для керування ковшем на задній стінці 13 встановлено важіль 12, до якого шарнірно прикріплено шток гідроциліндра 10, що закріплений на рукояті 9. Рукоять за допомогою шарніра 11 з'єднано із днищем 7, привід якого виконано у вигляді гідроциліндра 8, з'єданого шарнірно із рукояттю 9. Це обладнання може бути використано як пряма і зворотня лопати з двоножевою системою копання, розпушувач, грейфер, а також для навантаження й розвантаження дрібних штучних вантажів.

Робоче обладнання екскаватора на рис. 3.19, *в* складається із стріли 1, рукоятей 2 і 5 з шарнірно-змонтованими ковшами 4 та силових виконавчих гідроциліндрів 3 та може працювати як пряма або зворотня лопати, грейфер, а також використовуватись на навантажувально-розвантажувальних роботах.

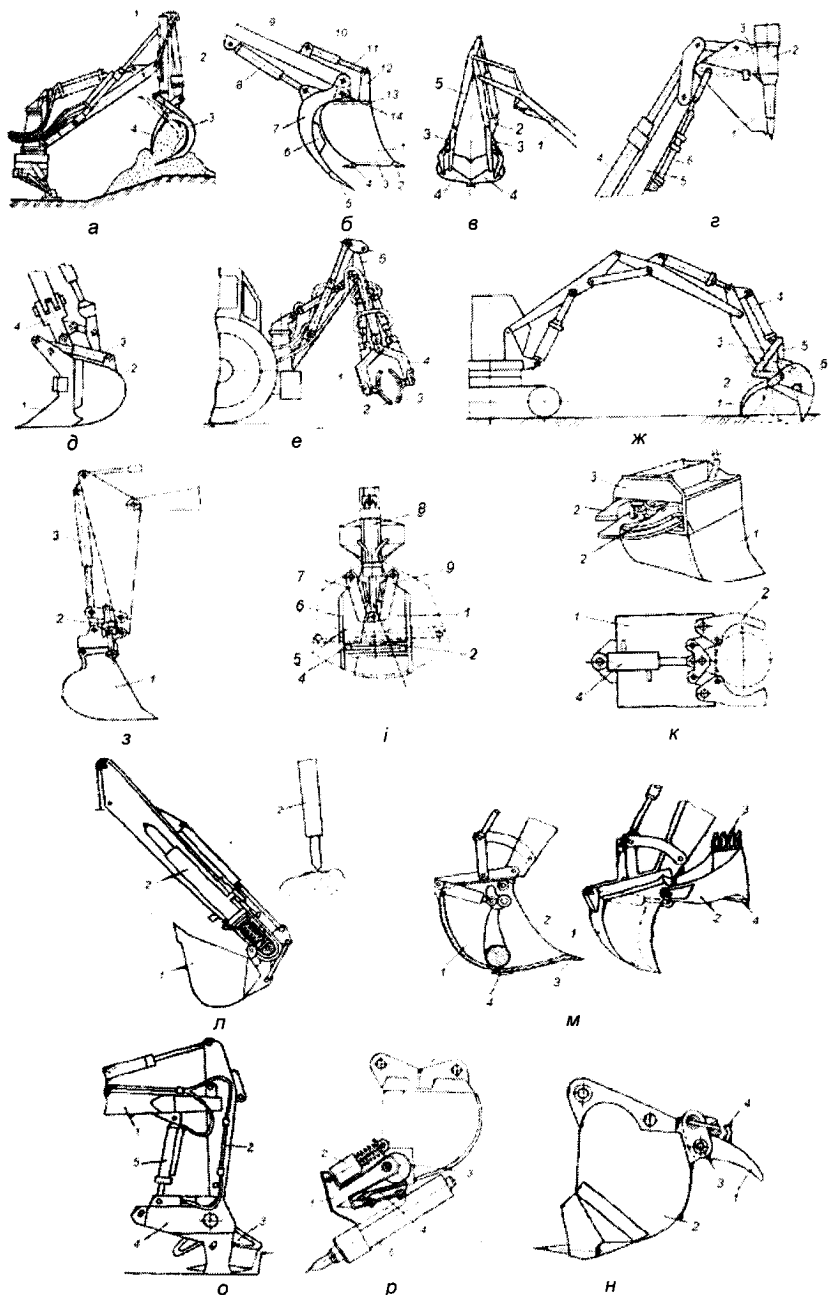


Рис. 3.19. Робоче обладнання багатопільового призначення



При розробці щільних і мерзлих ґрунтів в невеликих об'ємах, а також асфальтобетонних покриттів рекомендується використовувати робоче обладнання екскаватора (рис. 3.19, з), яке складається, з ковша 1, розпушувача 2 з опорним елементом 3, який змонтовано на рукояті базової машини. У режимі розпушування ківш 1 переводять в транспортне положення гідроциліндром і фіксують в даному положенні. Поворот розпушувача 2 відносно рукояті 5 здійснюють силовим циліндром 4 через систему важелів. При цьому ківш 1 залишається нерухомим по відношенню до рукояті 5 і не заважає процесу розпушування. При переводі обладнання в режим екскавації ківш 1 опускають гідроциліндром 6 та фіксують на опорному елементі 3 за допомогою пружних фіксаторів.

Для розширення технологічних можливостей екскаватора створено робоче обладнання (рис. 3.19, д), яке включає ківш, що складається з передньої 1 і задньої 2 щелеп, гідроциліндри 3 управління передньою щелепою 1. Задня щелепа 2 важелем 4 із взаємно перпендикулярними осями шарнірів з'єднана з рукояттю. Дволанковик складається з важеля 4 і Т-подібної тяги з полицею, кінці якої зв'язані з двома спареними гідроциліндрами приводу ковша. Ківш може повертатися в площині, перпендикулярній поздовжній осі робочого обладнання, в обидві сторони, що необхідно при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт, а також встановленні бордюрного каміння або укладанні труб, розборі завалів на будівельних майданчиках тощо.

На базі неповноповоротного екскаватора розроблене пристосування для монтажу труб (рис. 3.19, е) також розширює технологічні можливості екскаватора, що важливо при виконанні робіт по укладанню трубопроводів та робіт, зв'язаних з ремонтом водопровідної і каналізаційної систем. Пристосування для монтажу труб складається із гідравлічного захоплювача, що містить шарнірно-зчленовані щелепи 1 та 4 зі змінними захоплювальними щелепами 2 та 3. Захоплювач змонтовано на рукояті 5 одноківшевого екскаватора.

Робоче обладнання гідравлічного екскаватора (рис. 3.19, ж) підвищує ефективність роботи машини за рахунок наявності розпушувальних зубів 1, які за допомогою шарнірної тяги 2 сполучено з подвійним важелем 3, що передає через додаткову тягу 5 зусилля від гідроциліндра 4 на ківш 6. Під тиском, створюваним гідроциліндром, розпушувальні зуби занурюються в ґрунт. Після закінчення занурення подальша розробка ґрунту здійснюється за допомогою гідроциліндра повороту 4. При цьому розпушувальні зуби слугують додатковою опорою для ковша, коли зуби останнього розробляють ґрунт. В кінці повороту ковша він заповнюється ґрунтом і займає початкове положення для подальшого транспортування до місця розвантаження.

Для кращого пристосування до умов роботи робочий орган екскаватора повинен рухатися в двох взаємно перпендикулярних площинах. Таке робоче обладнання може застосовуватися на планувальних роботах та під час утворення скосів траншей. Ківш 1 робочого обладнання (рис. 3.19, з) повертається в площині симетрії робочого обладнання за допомогою гідроциліндра 2, а за допомогою гідроциліндрів 3 в перпендикулярній площині.

Конструкції існуючих ковшів екскаваторів мало придатні для виконання грейферних робіт, а також для розробки траншей шириною менше 1 м, зокрема, що мають змінну ширину, і малооб'ємних виїмок. Розроблено ківш (рис. 3.19, і), який може суміщати роботу зворотної лопати та грейфера, а також пристрою для зачищення. Ківш екскаватора складається з двох щелеп 1 та 5 шарнірно-закріплених на загальній осі. Нижні частини щелепи ковша є циліндричними поверхнями, що дозволяє їм заходити одна за іншу і тим самим змінювати ширину ковша. У верхній частині щелеп є тяги 8 і 9, до яких приєднано шток гідроприводу 3. На задніх стінках щелеп 1 та 5 встановлено телескопічний планувальний пристрій, виконаний у вигляді двох ножів 6, кожний з яких з одного боку закріплено до задньої стінки, відповідно, більшої 1 та меншої 5 щелепи за допомогою шарнірів 2 і 4. Ківш може працювати як зворотна лопата або грейфер при розробці ґрунту в малооб'ємних виїмках, на зворотній засипці ґрунту, на вантажних роботах під час прибирання будівельного сміття, великого каміння тощо.

Універсальне екскаваторне робоче обладнання (рис. 3.19, к) складається з ковша 1, обладнаного пристроєм у вигляді двох зубів 2 для захоплення, утримання і встановлення стовпів, труб, цюгл та інших габаритних предметів. Управління зубами здійснюється гідроциліндром 4, вбудованим в спеціальний кожух 3 ковша.

Екскаваторне обладнання (рис. 3.19, л) окрім ковша 1 додатково може бути обладнане гідроударним інструментом 2 з приводом повороту. Таким обладнанням розробляють міцні скельні та мерзлі ґрунти з одночасною їх екскавацією.

Конструкція екскаваторного обладнання зі щелепним захоплювачем (рис. 3.19, м) окрім традиційної ківшевої частини 1 має додаткову поворотну щелепу 2 з передньою ріжучою кромкою у вигляді зубів 3 і заднім прямолінійним ножем 4. Поворотна щелепа схоплює основну ківшеву частину, збільшуючи місткість ковша. Такий ківш може бути використано як грейфер для захоплення вантажів і маніпулювання.

Розроблено конструкцію універсального екскаваторного ковша з розпушувальним обладнанням (рис. 3.19, н). Розпушувач 1 шарнірно прикріплений до задньої стінки ковша 2. Форма верхньої частини

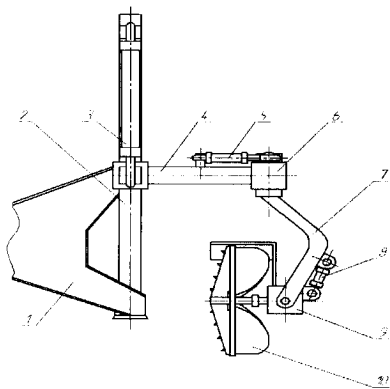
розпушувача, що прилегла до ковша, не допускає його обертання навколо кріпильного пальця 3. Для використання розпушувача як вантажопідйомного органу, на його тильній стороні виконаний фігурний паз 4 для кріплення строп.

Нетрадиційні види змінного робочого устаткування і робочих органів дозволяють більш повно використовувати можливості гідравлічних екскаваторів. Так, наприклад, розроблено конструкцію екскаватора, призначеного для злому дорожнього покриття під час ремонту (рис. 3.19, л) на стрілі 1 якого монтується рукоять 2, на якій шарнірно встановлено захоплювач 4, що містить упор 3 та керований гідроциліндром 5.

Широко застосовуються ковші з розпушувальним обладнанням (рис. 3.19, р), у якого електромагніт з ударним блоком 5 за допомогою насадки прикріплено до передньої стінки ковша 4. Ударний блок 5 з монтажною рамою 1 виконаний з важелями і опорним кронштейном. Ударний блок 5 за допомогою ексцентрикового захоплювача 3 можна закріплювати на різьбучому козирку ковша. На монтажній рамі 1 змонтовано гідроциліндр розмикання ексцентрика 2.

Будівельний багатоцільовий маніпулятор на базі однокішшевого гідравлічного екскаватора (рис. 3.20) дає змогу розробляти траншеї різної ширини змінного профілю, дозволяє максимально приблизити робочі органи до базової машини та повністю реалізувати як можливості робочого органу, так і базової машини. Такий робочий орган має встановлений на рукояті 1 вертикальний стояк 2, до якого прикріплено вертикальний гідроциліндр 3 і горизонтальну балку 4 з шарніром 6, до якого кріпиться рукоять 7 з приводом 9 робочого органу 10. Механізм керування вертикальним переміщенням робочого органу виконано у вигляді гідроциліндра 3. Керування положенням робочого органу в плані здійснює гідроциліндр 5, який закріплено на балці 4. Для зміни кута нахилу робочого органу 10 в забої застосовується гідроциліндр 8, що закріплено на рукояті 7.

Рис. 3.20. Навісне обладнання землерийної машини



При розробці ґрунту гідроциліндр 3 опускає балку 4 з транспортного положення у робоче, а гідроциліндри 5 та 8 задають необхідні кути повороту робочого органу 10 у вертикальній та горизонтальній площинах.

Розроблено будівельні багатоцільові маніпулятори на базі одноковшевих гідравлічних екскаваторів (рис. 3.21). Екскаватор 1 обладнаний додатковим двосекційним гідророзподільником з робочим обладнанням, яке включає стрілу 2 і рукоять 3 з механізмом повороту ковша (рис. 3.21, а). На шарнірах механізму повороту змонтована поворотна рама 4 з механізмом обертання 5 і встановленим на ній щелепним ковшем. Зубчастий механізм обертання ковша з двома гідроциліндрами забезпечує поворот навколо осі рами на кут  $180^\circ$ . Ківш складається з передньої щелепи 7, обладнаної зубами, і задньої 6 із гладкою ріжучою кромкою. Робоче обладнання має п'ять ступенів вільності і, крім того, захоплювач вантажів. Така конструкція забезпечує роботу екскаватора як прямою, так і зворотною лопатою; дає можливість захопити різні вантажі та маніпулювати ними у всіх площинах, що досягається обертанням ковша-захоплювача відносно осі рами; дозволяє працювати грейфером при довільній орієнтації траншеї і постійній установці екскаватора.

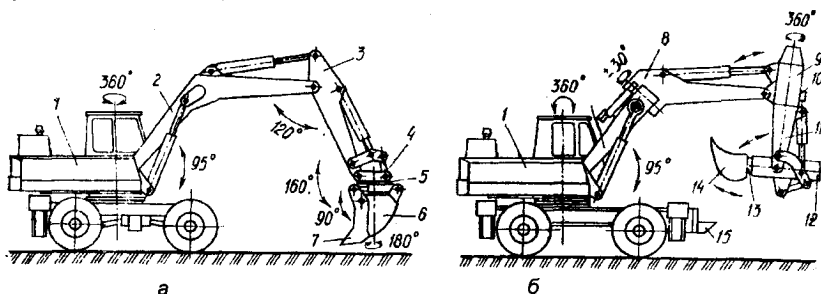


Рис. 3.21. Землеройно-маніпуляційне обладнання на базі одноковшевого екскаватора

Основні недоліки подібної конструкції: наявність рукавів високого тиску гідросистеми в зоні копання; складність конструкції; велика кількість елементів обертання ковша, які працюють в умовах дії ґрунту, що знижує загальну надійність машини; неможливість виконувати роботи по плануванню косів; необхідність установки вручну фіксуючих пальців, що забезпечують обертання ковша.

Маніпуляційно-екскаваторне обладнання на рис. 3.21, б дозволяє здійснювати додатковий поворот головної частини стріли 8 двома гідроциліндрами. Рукоять, приєднана до головної частини стріли, складається з поворотної колони 9 та вилкоподібної головної частини 11. Поворот головної частини рукояті здійснюється за допомогою

поворотного механізму з двома черв'ячними редукторами і гідромоторами 10 на кут 360°. Змінні робочі органи 14 приєднуються до швидкозатискного пристрою 13, встановленого на телескопічному елементі 12, який зв'язаний з рукояттю за допомогою шестиланкового механізму повороту, що забезпечує великий кут повороту (до 180°) під час копання. Змінні робочі органи можуть розміщуватися в касеті 15, розташованій на ходовій частині машини. Місткість касети 1...3 робочих органів. Маніпулятор комплектується ковшами різної місткості, грейферними ківшами та захоплювачами для труб, гідромолотом, ножицями для арматури.

Робоче обладнання екскаватора-маніпулятора має 7 ступенів вільності (рухомості): поворот платформи, підйом стріли, поворот рукояті, обертання головної частини рукояті, поворот телескопа, лінійне переміщення робочого органу при висуванні секції телескопа, а також можливість фіксації змінного робочого органу.

Екскаватор-маніпулятор такого типу може виконувати: розробку ґрунту зворотною і прямою лопатами, зокрема, біля стін споруд, а також розробку ґрунту в обмежених умовах грейфером; планування поверхонь; захоплення та маніпулювання різними вантажами (наприклад, трубами при спорудженні трубопроводів); насування і стиковку труб; роботу з механізованим інструментом. Не дивлячись на велику кількість ступенів вільності, виконання таких робіт, як встановлення стовпів, опор і т.п. неможливе або вимагає створення спеціальних робочих органів.

Основні недоліки конструкції екскаватора-маніпулятора: велика маса робочого обладнання, складність виготовлення, висока вартість, складність управління робочими рухами.

### **Питання для самоперевірки**

1. Які типи конструкцій маніпуляторів відносять до вантажних?
2. Для чого призначені вантажні маніпулятори?
3. Як класифікують маніпулятори для будівельно-монтажних робіт?
4. Які типи будівельних маніпуляторів забезпечують жорсткий зв'язок із елементом будівельної конструкції?
5. Яке робоче обладнання встановлюють на одноківшеві екскаватори для підвищення їхньої маневреності та функціональності?

### 4.1. Принципи проектування роботів

Методи проектування за заданими кінематичними умовами схем механізмів має назву **синтезу механізмів**. Основне завдання синтезу механізмів полягає у відтворенні заданого руху однієї чи декількох ланок шляхом безпосереднього їх впливу однієї на іншу введенням між ними проміжних ланок. Вирішення цієї задачі зводиться до проектування кінематичного ланцюга закономірного руху, тобто механізму.

При вирішенні задач синтезу повинні бути взяті до уваги всі умови, що забезпечують здійснення необхідного руху. Такими умовами, в першу чергу, є наступні: правильна структура механізму, що проектується, кінематична точність здійснюваного руху, можливість створювати механізмом, що проектується, заданий рух з погляду динаміки і щоб розміри ланок механізму, що проектується, допускали відтворення заданого руху.

Основними задачами синтезу механізмів, що мають особливо важливе значення в проектуванні промислових роботів та маніпуляторів, є наступні:

- 1) перетворення обертального руху навколо однієї осі в обертальний рух навколо іншої осі;
- 2) перетворення обертального руху навколо однієї осі в поступальний рух уздовж деякої заданої прямої і навпаки;
- 3) перетворення поступального руху вздовж однієї заданої прямої в поступальний рух уздовж іншої заданої прямої;
- 4) відтворення однією з точок ланок механізму необхідної траєкторії.

При вирішенні перших трьох задач звичайно задаються необхідні закони руху тих ланок, між якими здійснюється передача руху у вигляді заданих у функції часу лінійних і кутових переміщень, або лінійних і кутових швидкостей.

При вирішенні четвертої задачі задається необхідна траєкторія аналітично у вигляді рівняння, або графічно окремими точками, що лежать на траєкторії.

При проектуванні будівельних роботів необхідно дотримуватися основних технічних вимог:

- забезпечення функцій і параметрів гнучкої виробничої системи;
- гнучкість, тобто простота перенастроювання при переході на інший виріб;

- стійка робота в автоматичному режимі;
- економічність, яка забезпечується низькою вартістю машини та найменшими експлуатаційними витратами;
- надійність роботи;
- відповідність питомих показників по матеріало- та енергоємності кращим світовим зразкам.

Параметри робота вибирають на основі функціонального аналізу технологічних чинників. Виходячи з економічних вимог, необхідно при цьому мінімізувати число ступенів вільності (рухомості), а також переміщення за максимально допустимої похибки позиціонування. При виборі раціональної кінематичної схеми і компоновання самого робота доцільно поєднувати робочі зони технологічного обладнання та раціонально приймати кількість варіантів підходу в ці зони робочого органу.

Компоновання робота і кінематичну структуру визначають методом багатокритеріальної оцінки. При цьому необхідно враховувати:

- відносний обсяг та форму робочої зони;
- відповідність траєкторій робочого органу вимогам технологічного процесу;
- можливості системи керування по реалізації одночасного руху кількох ступенів вільності із заданими параметрами;
- простоту конструкції.

Проектування механічної системи робота виконують із урахуванням того, що вона складається з двох систем: несучої механічної системи та виконавчої системи, що взаємозв'язані між собою, але відрізняються функціональним призначенням. Несуча механічна система забезпечує форму та об'єм робочої зони, служить для розміщення вузлів виконавчої системи та представляє собою розімкнений кінематичний ланцюг. Виконавча система призначена для забезпечення динамічних параметрів та точності позиціонування робота і представляє собою систему механізмів, що приводять у рух ланки несучої механічної системи.

Переміщення орієнтувального механізму визначають із аналізу зміни положень об'єкта маніпулювання або робочого органу у процесі виробництва відносно положення вихідної ланки несучої механічної системи.

Жорсткість механічної системи визначається із урахуванням допустимих зміщень робочого органу під час позиціонування під впливом інерційних сил. Деформацією від дії сил тяжіння нехтують, так оскільки вона враховується при програмуванні. Перед початком розрахунку розподіляють допустимі деформації між несучою та виконавчими системами. Деформація несучої системи складає 85...95%

від сумарної деформації, виконавчої системи – 5...15% та залежить від передаваль-ного механізму, що застосовується. При використанні кулько-гвинтових механізмів деформація складає 3...5%, зубчастих передач – 5...8%, хвильових – 10...15%.

При розрахунку жорсткості несучої механічної системи розрахункова модель повинна враховувати: масу та розташування вантажу і робочого органу, орієнтувального механізму, передавальних механізмів та ланок, контактні деформації вузлів з'єднання ланок.

Врівноваження рухомих вузлів робота виконують пристроями на базі пневмо- та гідроприводу.

## 4.2. Синтез розімкнених кінематичних ланцюгів

Розімкнені кінематичні ланцюги складають основу системи переносних рухів робота. Розглянемо синтез розімкнених кінематичних ланцюгів за заданими положеннями об'єкту у просторі.

Найпростішим розімкненим кінематичним ланцюгом робота є механічна система з двома рухомими ланками – **дволанковий розімкнений кінематичний ланцюг**. За допомогою таких простих маніпуляторів можна забезпечити деяку кількість заданих положень твердого тіла в просторі.

*Кінематичний ланцюг з двома сферичними парами* (рис. 4.1). Нехай об'єкт – тверде тіло має займати  $m$  заданих положень у просторі. Потрібно визначити постійні параметри механізму, вихідна ланка якого може займати задані положення в просторі. Під постійними параметрами механізму розуміються незалежні величини, що однозначно визначають геометрію механізму. Для даного механізму це: координати точки  $A(x_A, y_A, z_A)$  в системі  $Oxyz$ , координати точки  $B(x_B, y_B, z_B)$  в системі  $O'x'y'z'$ , яка зв'язана з вихідною ланкою механізму. Довжина ланки  $AB = l$  - всього сім параметрів.

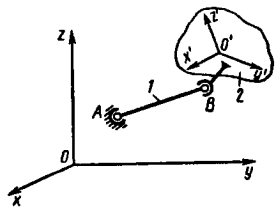


Рис. 4.1. Кінематична ланцюг з двома сферичними парами

Для розв'язку задачі використовуємо умову зв'язку, яка полягає в тому, що в будь-якому заданому положенні рухомої системи  $O'x'y'z'$  відстань  $l$  між центрами сферичних пар залишається постійною у всіх заданих положеннях. В аналітичному вигляді цю умову можна записати так:

$$(x_{B_i} - x_A)^2 + (y_{B_i} - y_A)^2 + (z_{B_i} - z_A)^2 = l^2 \quad (i = 1, \dots, m), \quad (4.1)$$

де  $m$  – кількість заданих положень об'єкта;  $x_{B_i}, y_{B_i}, z_{B_i}$  – абсолютні значення координат точки  $B$  в  $i$ -ому положенні об'єкта в системі  $Oxyz$ .



Якщо відомо координати точок  $A$  та  $B$ , тоді з виразу (4.1) визначається довжина ланки  $l$ , а для відомих тільки довільних координат точки  $B_i$ , вираз (4.1) представляє собою систему рівнянь відносно чотирьох невідомих  $x_A, y_A, z_A, l$ . Після перетворення вираз (4.1) може бути представлено у вигляді:

$$a_1 x_{B_i} + a_2 y_{B_i} + a_3 z_{B_i} + a_4 = 0 \quad (4.2)$$

де  $a_1 = -2x_A$ ;  $a_2 = -2y_A$ ;  $a_3 = -2z_A$ ;  $a_4 = x_A^2 + y_A^2 + z_A^2 - l^2$ ;  $i = 1, \dots, m$ .

Для розв'язку рівняння (4.2) його представляють у вигляді системи рівнянь для довільних координат точки  $B_i$ , яка має єдиний розв'язок, якщо її визначник не дорівнює нулю.

Після знаходження  $a_j$  ( $j = 1 \dots 4$ ) визначаються постійні параметри кінематичного ланцюга.

Розв'язок задачі синтезу для чотирьох положень точки  $B_i$  ( $i = 1 \dots 4$ ) означає, що координати точки  $B_i$  на вихідній ланці можуть бути обрані довільно. У всіх випадках для чотирьох заданих положень системи  $O'x'y'z'$  можуть бути знайдені координати точки  $x_{B_i}, y_{B_i}, z_{B_i}$  в нерухомій системі координат.

Якщо координати точки  $B$  в системі  $Oxyz$  вважати невідомими, то в рівняння зв'язку (4.2) увійдуть ще три невідомі величини  $x_B, y_B, z_B$  і загальна кількість постійних параметрів вже дорівнюватиме семи. В цьому випадку для семи заданих положень твердого тіла отримаємо систему семи рівнянь для визначення семи постійних параметрів.

Для п'яти заданих положень тіла отримуємо систему п'яти лінійних рівнянь зв'язку виду (4.2) відносно чотирьох невідомих  $x_A, y_A, z_A, l$ . Ця система має, як відомо, розв'язок лише тоді, коли визначник розширеної матриці дорівнює нулю:

$$\det_5 = |x_i, y_i, z_i, l| = 0. \quad (4.3)$$

Підставляючи в (4.3) вирази абсолютних координат, отримаємо алгебраїчну форму 4-го порядку відносно  $x_B, y_B, z_B$ , яка буде визначати поверхню 4-го порядку в рухомій системі координат – геометричне місце шарніра  $B$ .

Кінематичний ланцюг з обертальною та сферичною парами (рис. 4.2). Такий кінематичний ланцюг визначається дев'ятьма незалежними постійними параметрами: трьома координатами точки  $B$  в рухомій системі –  $x_B, y_B, z_B$ ; трьома координатами точки  $A$  в нерухомій системі –  $x_A, y_A, z_A$ , двома незалежними напрямними косинусами осі пари  $A$  та довжиною ланки  $AB = l$ .

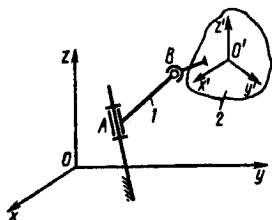


Рис. 4.2. Кінематична ланцюг з обертальної та сферичної пари

Для кінематичного синтезу цього ланцюга використовуємо умову зв'язку, яка накладається цим

ланцюгом на відносний рух тіл, що з'єднуються. Такою умовою є знаходження точки  $B$  рухомого тіла на колі радіуса  $l$  в будь-якому положенні тіла в нерухомій системі координат. Цю умову зв'язку представимо у вигляді рівняння кола в нерухомій системі координат, яка є лінією перетину сфери і площини, перпендикулярної до осі обертальної пари. Відмітимо, що центр сфери повинен знаходитися на осі обертального шарніра  $A$ .

Оскільки як кількість рівнянь зв'язку дорівнює двом, а кількість постійних параметрів ланцюга дорівнює дев'яти, то максимальна кількість точно реалізованих положень твердого тіла дорівнюватиме чотирьом.

Якщо точка  $B$  займає чотири положення  $B_i$ , ( $i = 1, \dots, 4$ ) на одному колі, то це означає, що система рівнянь для визначення сфери, яка проходить через чотири точки  $B$ , повинна мати нескінченну кількість розв'язків. Така умова може бути виконана, якщо ранг розширеної матриці розрахункової системи та ранг її матриці дорівнює трьом. Для цього необхідно, щоб дорівнювали нулю будь-які два мінори 4-го порядку в розширеній матриці. Ці умови призводять до системи двох рівнянь 3-го порядку відносно координат  $x_B$ ,  $y_B$ ,  $z_B$ , що визначають в рухомому тілі геометричне місце точок, що мають чотири положення на одному колі. Будь-яку з цих точок можна взяти за центр  $B$  проєктованого ланцюга. Вісь обертальної пари визначається перетином двох площин, які перпендикулярні відріzkам  $B_1B_2$ ,  $B_1B_3$  і проходять через їх середини.

Рівняння цих площин має вид:

$$(x - x_i)x + (y - y_i)y + (z - z_i)z = \frac{(R_i^2 - R_i^2)}{2}, \quad (i = 2, 3). \quad (4.4)$$

Координати точки  $A$  визначаються за умови перетину осі, що задається рівнянням (4.4), та площини обертання, яка визначається заданими положеннями точки  $B_i$ . Направляючі косинуси осі визначаються як напрямні косинуси нормалі до площини обертання ланки  $AB$ .

*Кінематичний ланцюг з поступальною та сферичною парами.* Даний кінематична ланцюг визначається наступними параметрами: чотирма параметрами, які визначають положення прямої, наприклад, це можуть бути чотири координати точок перетину прямої з двома координатними площинами, і трьома координатами точки  $B$  в рухомій системі координат. Всього кількість постійних параметрів сім.

Умова зв'язку полягає в тому, що точка  $B$  рухомого тіла в будь-якому його положенні знаходиться на прямій лінії. Рівняння прямої лінії можна задати двома рівняннями площини в нерухомій системі координат. Таким чином, для  $N$  заданих положень приходимо до системи  $2N$  рівнянь виду:

$$ax_i + by_i + cz_i = 1;$$

$$a_i x_i + b_i y_i + c_i z_i = 1.$$

При трьох заданих положеннях отримуємо систему шести рівнянь з шістьма невідомими:  $a_1, a, b_1, b, c_1, c$ . У цьому випадку положення точки  $B$  в рухомій системі координат довільне.

### Синтез триланкових розімкнених кінематичних ланцюгів.

Розглянемо завдання побудови розімкнених кінематичних ланцюгів із трьома рухомими ланками по заданому руху твердого тіла в просторі.

Нехай задано закон руху твердого тіла в просторі, наприклад, задані рух полюса  $x_c(t), y_c(t), z_c(t)$  та закони зміни кутів Ейлера (три кути, за допомогою яких математично описується поворот однієї системи координат відносно іншої у тривимірному просторі)  $\psi(t), \varphi(t), \theta(t)$  у функціях часу. Задана структура кінематичного ланцюга, за допомогою якої передбачається здійснити цей рух.

Потрібно визначити постійні та змінні параметри кінематичного ланцюга із умови, що деяка система координат, яка зв'язана з вихідною ланкою ланцюга, здійснює рух, близький до заданого.

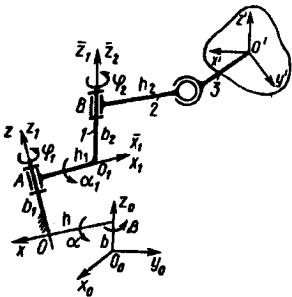


Рис. 4.3. Кінематична ланцюг з двома обертальними та однією сферичною парою

Кінематичний ланцюг з двома обертальними та однією сферичною парами (рис. 4.3). Такий кінематичний ланцюг забезпечує п'ять ступенів вільності приєднуваному твердому тілу, накладаючи лише один ступінь зв'язку на переміщення точки ланки 3.

Введемо системи координат  $Ax_1y_1z_1, O_1\bar{x}_1\bar{y}_1\bar{z}_1, Bx_2y_2z_2$ , які зв'язані з ланками кінематичного ланцюга наступним чином. Система  $O_0x_0y_0z_0$  – нерухома, система  $Oxyz$  – також нерухома, а її вісь  $z$  спрямована по осі пари  $A$ , вісь  $x$  – по лінії найкоротшої відстані між осями  $z_0$  та  $z_1$ . Система

$Ax_1y_1z_1$  зв'язана з ланкою 1, її вісь  $z_1$  спрямована по осі пари  $A$ , а вісь  $x_1$  – по лінії найкоротшої відстані між осями  $z_1$  та  $z_2$ . Система  $O_1\bar{x}_1\bar{y}_1\bar{z}_1$  зв'язана із ланкою 1, її вісь  $\bar{z}_1$  співпадає з віссю пари  $B$ , а вісь  $\bar{x}_1$  спрямована по лінії найкоротшої відстані між осями пар  $A$  та  $B$ . Система  $Bx_2y_2z_2$  зв'язана з ланкою 2.

Постійні параметри кінематичного ланцюга зображеного на рис. 4.3:  $\beta, \varphi_1, \varphi_2, b, b_1, b_2$  – поворот та зміщення наступної системи

координат по осі  $z$  попередньої системи;  $\alpha$ ,  $\alpha_1$ ,  $h$ ,  $h_1$ ,  $h_2$  – поворот та зміщення наступної системи координат по осі  $x$  попередньої.

У рухомій системі  $O_1\bar{x}_1\bar{y}_1\bar{z}_1$ , зв'язаної з ланкою 1, точка  $C$  описує коло, рівняння якого має вид

$$\bar{x}_1^2 + \bar{y}_1^2 = h_2^2; \quad \bar{z}_1^2 = b_2^2. \quad (4.5)$$

Виразивши координати  $\bar{x}_1$ ,  $\bar{y}_1$ ,  $\bar{z}_1$  через координати  $x$ ,  $y$ ,  $z$  використовувачи матриці повороту, отримаємо:

$$\begin{bmatrix} \bar{x}_1 \\ \bar{y}_1 \\ \bar{z}_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -h_1 \\ 0 & \cos \alpha_1 & \sin \alpha_1 & 0 \\ 0 & -\sin \alpha_1 & \cos \alpha_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -b_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (4.6)$$

де  $[\bar{x}_1 \ \bar{y}_1 \ \bar{z}_1 \ 1]^T$  – стовпець координат точки  $C$  в системі  $O_1\bar{x}_1\bar{y}_1\bar{z}_1$ ;

$[x \ y \ z \ 1]^T$  – стовпець координат точки  $C$  в системі  $Oxyz$ ;

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -h_1 \\ 0 & \cos \alpha_1 & \sin \alpha_1 & 0 \\ 0 & -\sin \alpha_1 & \cos \alpha_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \text{– комплексна матриця повороту на кут } \alpha_1$$

навколо осі  $x_1$  та переносом на відстань  $-h_1$  вздовж даної осі;

$$\begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -b_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \text{– матриці повороту на кут } \varphi_1 \text{ навколо осі } z_1 \text{ та}$$

переносом на відстань  $-b_1$  вздовж даної осі.

Перемноживши матриці в правій частині (4.6), отримаємо:

$$\begin{aligned} \bar{x}_1 &= x \cos \varphi_1 + y \sin \varphi_1 - h_1; \\ \bar{y}_1 &= \cos \alpha_1(-x \sin \varphi_1 + y \cos \varphi_1) + \sin \alpha_1(z - b_1); \\ \bar{z}_1 &= -\sin \alpha_1(-x \sin \varphi_1 + y \cos \varphi_1) + \cos \alpha_1(z - b_1). \end{aligned} \quad (4.7)$$

Підставляючи (4.7) в (4.5), отримаємо:

$$(x \cos \varphi_1 + y \sin \varphi_1 - h_1)^2 + (\cos \alpha_1(-x \sin \varphi_1 + y \cos \varphi_1) + \sin \alpha_1(z - b_1))^2 = h_2^2; \quad (4.8)$$

$$\sin \alpha_1(x \sin \varphi_1 - y \cos \varphi_1) + \cos \alpha_1(z - b_1) = b_2. \quad (4.9)$$

Рівняння (4.8) та (4.9) містять змінний параметр  $\varphi_1$ , який можна виключити шляхом піднесення до квадрату вираз (4.8) та додавши його до виразу (4.9):

$$x^2 + y^2 + (z - b_1)^2 - 2(x \cos \varphi_1 + y \sin \varphi_1)h_1 = b_2^2 + h_2^2,$$

звідки

$$x \cos \varphi_1 + y \sin \varphi_1 = \frac{x^2 + y^2 + (z - b_1)^2 - b_2^2 - h_2^2}{2h_1}. \quad (4.10)$$

Зводячи до квадрату та додавши вирази (4.9), (4.10), отримаємо єдине рівняння зв'язку, що не містить змінних параметрів:

$$x^2 + y^2 = \left[ \frac{x^2 + y^2 + (z - b_1)^2 - b_2^2 - h_2^2}{2h_1} \right]^2 + \left[ \frac{b_2 - (z - b_1) \cos \alpha_1}{\sin \alpha_1} \right]^2. \quad (4.11)$$

Дане рівняння є рівнянням поверхні 4-го порядку в системі  $Oxyz$  та містить п'ять постійних параметрів:  $b_1, b_2, \alpha_1, h_1, h_2$ . При  $b_2 = 0$  та  $\alpha_1 = \pi/2$  рівняння (4.11) перетворюється в рівняння тора

$$x^2 + y^2 = \left[ \frac{x^2 + y^2 + (z - b_1)^2 - h_2^2}{2h_1} \right]^2. \quad (4.12)$$

Рівняння (4.12) містить три постійних параметра:  $b_1, h_1, h_2$ . Щоб перейти до системи координат  $O_0x_0y_0z_0$ , яка довільно розташована відносно цього кінематичного ланцюга, виразимо координати  $x, y, z$  у формулі (4.11) через координати  $x_0, y_0, z_0$  через матриці повороту:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -h \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -b \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (4.13)$$

де  $[x_0 \ y_0 \ z_0 \ 1]^T$  – стовпець координат точки  $C$  в системі  $O_0x_0y_0z_0$ ;

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -h \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \text{ – матриця повороту на кут } \alpha \text{ навколо осі } x \text{ та}$$

переносом на відстань  $h$  вздовж даної осі;

$$\begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -b \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \text{ – матриці повороту на кут } \beta \text{ навколо осі } z \text{ та}$$

переносом на відстань  $b$  вздовж даної осі.

У результаті в правій частині рівняння (4.13), отримаємо:

$$\begin{aligned} x &= x_0 \cos \beta + y_0 \sin \beta - h; \\ y &= \cos \alpha (-x_0 \sin \beta + y_0 \cos \beta) + \sin \alpha (z_0 - b); \\ z &= \sin \alpha (x_0 \sin \beta - y_0 \cos \beta) + \cos \alpha (z_0 - b). \end{aligned} \quad (4.14)$$

Підставляючи (4.14) в рівняння зв'язку (4.11), отримуємо одне рівняння зв'язку розглянутого ланцюга, яке містить дев'ять постійних параметрів:  $b, \beta, h, \alpha, b_1, h_1, h_2, b_2, \alpha_1$ .

Для випадку визначення п'яти постійних параметрів кінематичного ланцюга, які описуються рівнянням (4.11), це рівняння можна представити у вигляді:

$$\sum_{i=1}^n p_i f_i(x, y, z) = F(x, y, z) \quad (i=1, \dots, 6), \quad (4.15)$$

$$\text{де } p_1 = h_1^2; \quad p_2 = (b_1^2 - h_2^2 - b_2^2)^2 + \frac{4h_1^2}{\sin^2 \alpha_1} (b_2^2 + b_1^2 \cos^2 \alpha_1) + \frac{8b_1 b_2 h_1^2 \operatorname{ctg} \alpha_1}{\sin \alpha_1};$$

$$p_3 = (b_1^2 + h_1^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha_1); \quad p_4 = b_1; \quad p_5 = (b_1^2 - h_2^2 - b_2^2); \quad p_6 = b_1(b_1^2 - h_2^2 - b_2^2) - 2h_1^2 b_1 \operatorname{ctg}^2 \alpha_1 - \frac{2b_2 h_1^2 \operatorname{ctg} \alpha_1}{\sin \alpha_1}; \quad f_1(x, y, z) = -4(x^2 + y^2); \quad f_2(x, y, z) = 1;$$

$$f_3(x, y, z) = 4z^2; \quad f_4(x, y, z) = -4z(x^2 + y^2 + z^2); \quad f_5(x, y, z) = z(x^2 + y^2 + z^2);$$

$$f_6(x, y, z) = -4z; \quad F(x, y, z) = -(x^2 + y^2 + z^2)^2.$$

Між шістьма коефіцієнтами  $p_i$  ( $i = 1, \dots, 6$ ) існує умова зв'язку.

Для визначення такого зв'язку із виразу  $p_6$  знайдемо

$$\frac{b_2}{\sin \alpha_1} = \frac{-p_6 + p_4 p_5 - 2p_1 p_4 \operatorname{ctg}^2 \alpha_1}{2p_1 \operatorname{ctg} \alpha_1}, \quad (4.16)$$

з виразу для  $p_3$  знайдемо

$$\operatorname{ctg}^2 \alpha_1 = \frac{p_3 - p_4^2}{p_1}. \quad (4.17)$$

Підставляючи (4.16) з урахуванням (4.15) у вираз (4.17) отримуємо умову зв'язку між коефіцієнтами:

$$p_2 = p_5^2 + \frac{[p_4 p_5 - p_6 - p_4(p_3 - p_4^2)]}{(p_3 - p_4)^2} + 4p_4^2(p_3 - p_4)^2 - 4p_4[p_4 p_5 - p_6 - 2p_4(p_3 - p_4^2)]. \quad (4.18)$$

Записавши рівняння (4.15) для п'яти заданих положень та використовуючи рівняння зв'язку, отримаємо спільну систему шести рівнянь, з якої визначаємо коефіцієнти  $p_i$  ( $i = 1, \dots, 6$ ), після чого знаходять п'ять постійних параметрів механізму:  $b_1, h_1, h_2, b_2, \alpha_1$ .

### 4.3. Синтез замкнутих шарнірних механізмів

**Шарнірний чотириланковик.** Залежно від розмірів ланок шарнірного чотириланковика (рис. 4.4) можна відтворити різні його рухи:

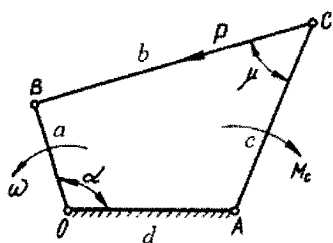


Рис. 4.4. Шарнірний чотириланковик

- якщо стійка  $d$  – найменша ланка і сума довжин найменшої та найбільшої ланок менша за суму двох інших ланок, то в механізмі має місце два кривошипа: ланки  $OB$ ,  $AC$  можуть робити повний оберт;
- якщо розмір  $a$  найменший і сума довжин найменшої та найбільшої ланок менша за суму двох інших ланок, то ланка  $OB$  –

кривошип, а ланка  $AC$  – коромисло;

- в інших випадках ланки  $OB$ ,  $AC$  – коромисла.

Якщо задано розміри стійки  $d$  та кривошипа  $a$ , причому  $a > d$  – двокривошипний чотириланковик (рис. 4.5), тоді для визначення допустимих розмірів шатуна  $b$  та кривошипа  $c$  необхідно графічно відкласти від точки  $O$  відрізки  $OA = d$ ,  $OB = a$ , а на точках  $A$  та  $B$ , як на фокусах, побудувати еліпс, велика вісь якого дорівнює сумі розмірів  $a$  і  $d$ . Положення шарніра  $C$  може бути вибрано тільки поза еліпсом.

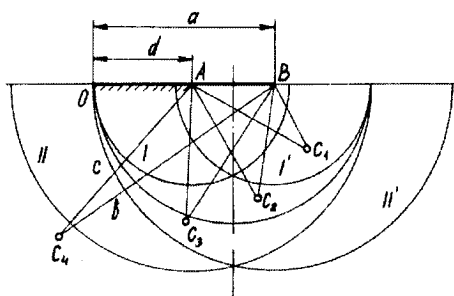


Рис. 4.5. Двокривошипний чотириланковик

Розглянемо наступні положення точки  $C$ :

- всередині кіл  $I$ ,  $I'$ , що проведені з центрів  $A$ ,  $B$  радіусом  $d$  і ці кола торкаються еліпса зсередини;
- в області, обмеженій цими колами і еліпсом;
- між еліпсом і колами  $II$ ,  $II'$ , проведеними із центрів  $A$ ,  $B$  радіусами  $a$  і  $c$  кола торкаються еліпса зовні;
- в будь-якій іншій точці площини.

У першому випадку  $BC_1 = b$  або  $AC_1 = c$  менше  $d$ . Отже, стійка – не найменша ланка і двох кривошипів не може бути. У другому випадку  $d$  – найменша ланка,  $a$  – найбільша, але  $(a + d) > (AC_2 + BC_2) = (b + c)$ , тому двох кривошипів також не буде. У третьому випадку  $d$  – найменша,  $a$  – найбільша ланка і  $(a + d) < (AC_3 + BC_3) = (b + c)$ , отже, виконуються обидві умови. Нарешті, у четвертому випадку або  $BC_4 = b$ , або  $AC_4 = a$  – найбільша ланка,  $a$ ,  $d$  – найменша і  $(b - c) < (a - d)$  або  $(b + d) < (a + c)$  і обидві умови існування двох кривошипів задовольняються.

Якщо відомо розміри стійки  $d$  та кривошипа  $a$  ( $a < d$ ) однокривошипного чотириланковика, із умови прокручування кривошипа  $OB$  можна знайти розміри шатуна  $b$  і коромисла  $c$ .

Розглянемо чотириланковик у тому положенні, коли кривошип перекриває стійку (рис. 4.6) та побудуємо еліпс із фокусами  $A, B$  і з більшою віссю  $OO' = d + a$ . Якщо шарнір  $C$  знаходиться всередині еліпса, то  $(b + c) < (d + a)$ . При знаходженні точки  $C$  на еліпсі  $(b + c) = (d + a)$ . В обох цих випадках умова прокручування не виконується. Якщо шарнір  $C$  знаходиться поза еліпсом, то  $b + c > d + a$  і ланка  $OB$  зможе здійснювати повний оберт.

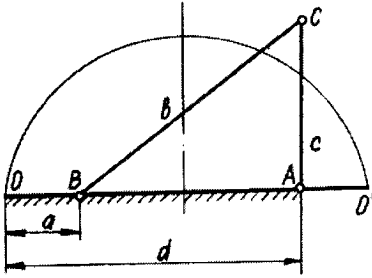


Рис. 4.6. Кривошип перекриває стійку

Визначимо розміри ланок чотириланковика таким чином, щоб отримати заданий кут хитання коромисла  $2\beta$  при умові, що поворот останнього праворуч і ліво повинен відповідати куту повороту кривошипа проти годинникової стрілки, та дорівнювати  $\alpha_1$  ( $\alpha_1 > 180^\circ$ ) (рис. 4.7).

Задавшись довільною довжиною коромисла  $AC_1 = c$ , відмітимо два його крайніх положення  $AC_1, AC_2$ , в яких кривошип та шатун витягуються в одну пряму. Очевидно, що з центра обертання кривошипа  $O$ , відрізок  $C_1C_2$  видно під кутом  $\alpha_1 = 180^\circ$ , тому точка  $O$  може бути вибрана тільки на колі з центром у точці  $O_1$ , яка знаходиться в перетині перпендикуляра, проведеного із середини відрізка  $C_1C_2$ , з прямою, що проходить через точку  $C_1$  під кутом  $270^\circ - \alpha_1$  до прямої  $C_1C_2$ .

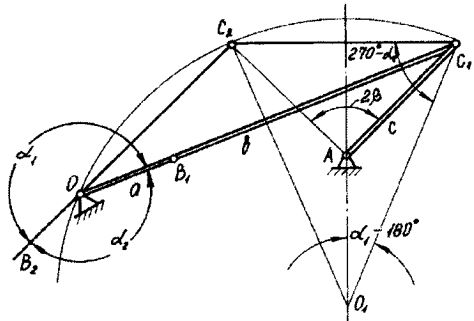


Рис. 4.7. Чотириланковик

Розміри кривошипа  $OB = a$  та шатуна  $BC = b$  отримуємо із співвідношень

$$a + b = OC_1; \quad b - a = OC_2,$$

звідки

$$a = \frac{OC_1 - OC_2}{2}; \quad b = \frac{OC_1 + OC_2}{2}.$$



Прямому ходу коромисла праворуч відповідає кут повороту кривошипа  $\alpha_1$ , зворотному – кут  $\alpha_2 = 360^\circ - \alpha_1$ . Оскільки  $\alpha_1 > \alpha_2$ , середня швидкість прямого ходу  $V_n$  буде менше середньої швидкості зворотного ходу  $V_o$ . Відношення

$$K = \frac{V_o}{V_n} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2}$$

називають коефіцієнтом збільшення середньої швидкості зворотного ходу. Якщо задане значення  $K$ , то

$$\alpha_1 = 360^\circ \frac{K}{1+K}; \alpha_2 = 360^\circ \frac{1}{1+K}. \quad (4.19)$$

За однакової тривалості обох ходів  $K = 1$  та  $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$ , тоді точка  $O$  повинна бути вибрана на прямій  $C_1C_2$ .

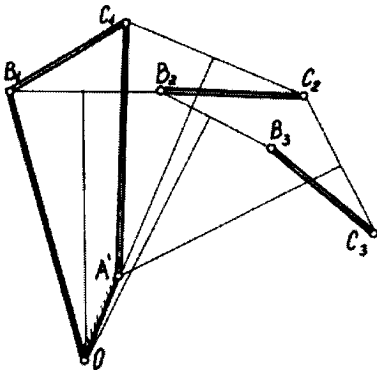


Рис. 4.8. Чотириланковик

положення шатуна, але в цьому випадку шарніри  $B, C$  на шатуні не можна вибрати довільно.

Розглянемо чотириланковик у якого задано три положення шатуна  $BC - B_1C_1, B_2C_2, B_3C_3$  (рис. 4.8). Нерухомий шарнір  $O$  є центром кола, на якому розташовано точки  $B_1, B_2, B_3$ , а отже він знаходиться на перетині перпендикулярів до середин відрізків  $B_1B_2, B_2B_3$ . Аналогічне положення нерухомого шарніра  $A$  – центра кола, на якому розташовані точки  $C_1, C_2, C_3$ .

Можна спроектувати чотириланковик по чотирьох і п'яти

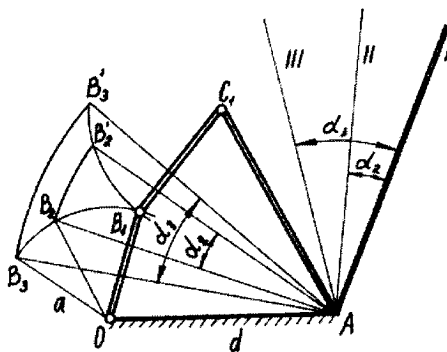


Рис. 4.9. Шарнірний чотириланковик

Спроектуємо чотириланковик так, щоб трьом заданим положенням ланки  $OB$  відповідали певні положення ланки  $AC$  (рис. 4.9). Для цього довільно обираємо розміри ланок  $OA = d$  та  $OB = a$ . Відмітимо необхідні положення ланки  $OB$ :  $OB_1, OB_2, OB_3$  та ланки  $AC$  – прямі  $I, II, III$ . Для знаходження положення шарніра  $C_1$  на ланці  $AC$  повертаємо механізм як тверде тіло

навколо точки  $A$  на кути  $(-\alpha_2)$  і  $(-\alpha_3)$ . Прямі  $II, III$  сумістяться з прямою  $I$ ,

точки  $C_2, C_3$  попадуть у шукану точку  $C_1$ , а точки  $B_2, B_3$  займуть положення  $B'_2, B'_3$ . Точка  $C_1$  повинна знаходитися в центрі кола, що проходить через точки  $B_1, B'_2, B'_3$ .

Спроектуємо чотириланковик, у якого положення точки  $E$  встановлено так, що важіль  $EF$  приблизно залишається в спокої під час повороту кривошипа  $OB$  на кут  $\alpha$  (рис. 4.10). Від точки  $D$  шатуна чотириланковика  $OBCA$  через ланку  $DE$  рух передається важелю  $EF$ , що хитається навколо осі  $F$ . Розміри чотириланковика та положення осі  $F$  відомо.

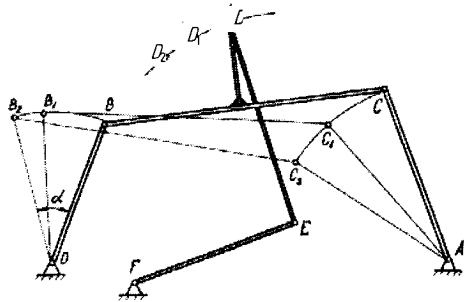


Рис. 4.10. Проектування чотириланковика з важелем

Розбиваємо кут  $\angle BOB_2 = \alpha$  навпіл і для трьох положень кривошипа  $OB, OB_1, OB_2$  визначаємо

положення точки  $D: D, D_1, D_2$ . Точку  $E$  вибираємо в центрі кола, що проходить через  $D, D_1, D_2$ . Трьом відміченим положенням кривошипа  $OB$  відповідає одне і те ж положення важеля  $EF$ , але це, звичайно, ще не означає, що важіль  $EF$  весь цей час буде залишатися в спокої.

**Ексцентриковий кривошипно-шатунний механізм.** Як видно з

рис. 4.11 ходу повзуна справа ліворуч при обертанні кривошипа  $OA$  за годинниковою стрілкою відповідає кут повороту останнього  $\alpha_1 > \pi$ , а зворотному ходу – кут  $\alpha_2 < \pi$ . Отже, цей механізм дозволяє отримати прискорений зворотний хід. Визначимо розміри ексцентрикового кривошипно-шатунного механізму за величиною ходу  $H$  і коефіцієнтом збільшення середньої швидкості зворотного ходу  $k$ .

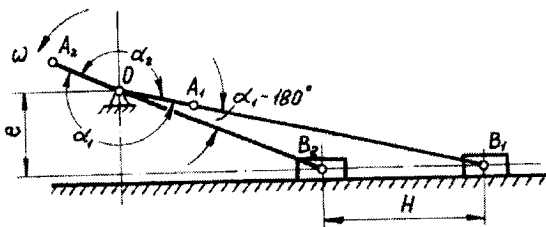


Рис. 4.11. Ексцентриковий кривошипно-шатунний механізм

За формулами (4.19) визначаємо кути  $\alpha_1, \alpha_2$ . З точки  $O$  відрізок  $B_1B_2$  видно під кутом  $\alpha_1 - 180^\circ$ . Отже, ця точка може знаходитися тільки на колі, побудова якого показано на рис. 4.12. Із середини відрізка  $B_1B_2=H$  проводимо до нього перпендикуляр, а з точки  $B_1$  – пряму під кутом  $270^\circ$ . У перетині цих прямих розташований центр кола – точка  $K$ . Розміри кривошипа і шатуна  $r, l$  отримуємо з виразів

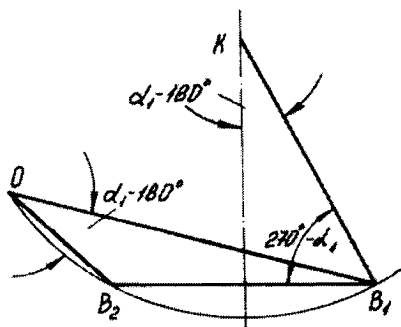


Рис. 4.12. Визначення розмірів ексцентрикового кривошипно-шатунного механізму

$$r + l = OB_1;$$

$$l - r = OB_2.$$

**Кулісний механізм** визначається двома параметрами: довжиною кривошипа  $r$  і відстанню між осями обертання кривошипа та куліси  $a$ .

Якщо  $r < a$ , то куліса хитається (рис. 4.13). Прямому ходу куліси справа, ліворуч при обертанні кривошипа проти годинникової стрілки відповідає кут повороту  $\alpha_1 > \pi$ , зворотному  $\alpha_2 = 360^\circ - \alpha_1$ . При заданому коефіцієнті  $k$ , за формулами (4.19) знаходимо кути  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ . Співвідношення між розмірами отримуємо з трикутника  $BOA_1$ :

$$\cos \frac{\alpha_2}{2} = \frac{r}{a}.$$

Якщо  $r > a$ , куліса обертається (рис. 4.14). Верхній напівоберт куліси відповідає куту повороту кривошипа  $\alpha_1$ , нижній – куту  $\alpha_2 = 360^\circ - \alpha_1$ :

$$\cos \frac{\alpha_2}{2} = \frac{r}{a}.$$

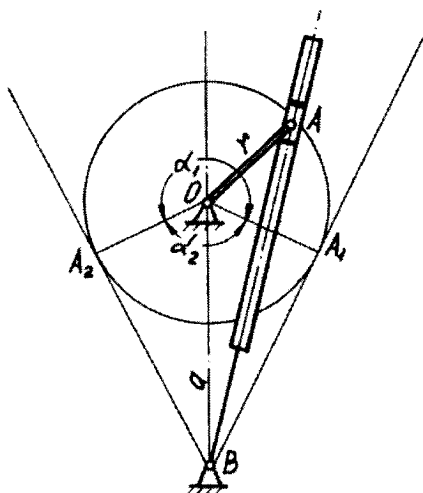


Рис. 4.13. Кулісний механізм

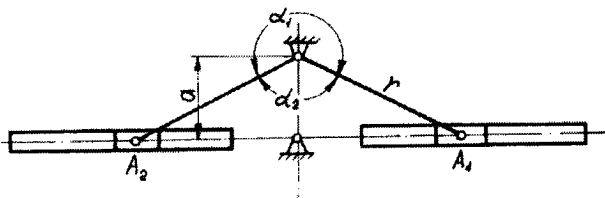


Рис. 4.14. Кулісний механізм при  $r = a$

Окремий випадок буде при  $r = a$ , коли куліса буде обертатися рівномірно з кутовою швидкістю, яка у два рази менша ніж швидкість кривошипа:

$$\omega_1 = \frac{\omega}{2}. \quad \text{Отже, за два оберти}$$

кривошипа куліса виконає один оберт.

Схема механізму зовнішнього зачеплення з чотирипазовим хрестом зображено на рис. 4.15. Важіль  $OB$ , що закінчується пальцем, обертається безперервно, а палець, коли входить у паз хреста, повертає його навколо осі  $A$ . Після виходу пальця з паза, хрест знаходиться у спокої. Для того, щоб хрест не обертався після розчеплення з важелем, застосовується диск  $D$ , який жорстко зв'язано з важелем. На диску є виріз, завдяки чому він не заважає хресту повертатися під час знаходження пальця у пазу. Для запобігання удару швидкість точки  $B$  у момент початку зачеплення повинна бути напрямлена по осі пальця ( $\angle ABO = 90^\circ$ ), хоча іноді така умова не виконується. Такий механізм призначений для отримання обертального руху із зупинками.

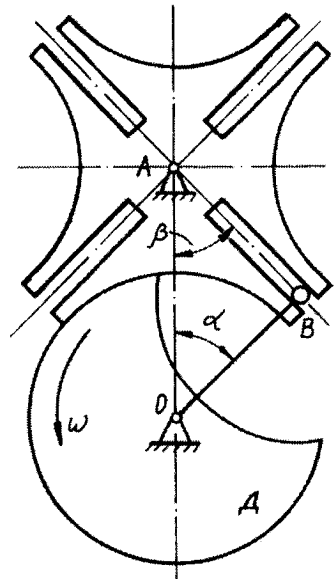


Рис. 4.15. Мальтійський механізм

Дослідимо рух хреста зовнішнього зачеплення при  $n$  пазах. У цьому випадку  $\beta = \frac{180^\circ}{n}$ ,  $\alpha = 90^\circ - \frac{180^\circ}{n}$ . Повороту важеля на кут

$$2\alpha = 180^\circ - \frac{360^\circ}{n} \quad \text{відповідає поворот хреста на кут } 2\beta = \frac{360^\circ}{n}.$$

Для визначення закону руху хреста повернемо важіль  $OB$  від його положення на початку зачеплення на кут  $\varphi_1$ , тоді хрест повернеться на кут  $\varphi_2$ . Важіль утворює з прямою  $OA$  кут  $(\alpha - \varphi_1)$ , а вісь паза – кут  $(\beta - \varphi_2)$  (рис. 4.16). За теоремою синусів отримуємо

$$\frac{\sin(\beta - \varphi_2)}{\cos(\varphi_1 + \varphi_2)} = \frac{OB_1}{OA} = \sin \beta,$$

звідки

$$\varphi_2 = \arctg \frac{1 - \cos \varphi_1}{\operatorname{ctg} \beta - \sin \varphi_1}.$$

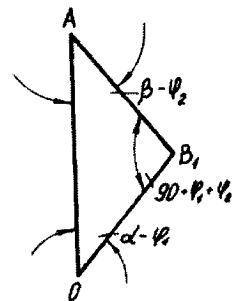


Рис. 4.16. Трикутник швидкостей

Диференціюючи за часом  $\varphi_2$ , маємо

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\operatorname{ctg} \beta \sin \varphi_1 - (1 - \cos \varphi_1)}{\operatorname{ctg}^2 \beta + 2(1 - \operatorname{ctg} \beta \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1)}$$

При  $\varphi_1 = 0$  та  $\varphi_1 = 2\alpha = 180^\circ - 2\beta$ ,  $\omega_2 = 0$ .

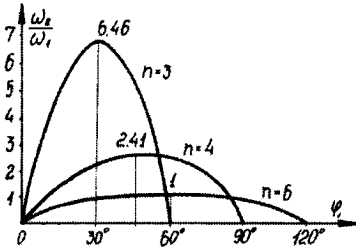


Рис. 4.17. Графіки кутових швидкостей

Максимальна кутова швидкість хреста буде при  $\varphi_1 = \alpha$

$$\omega_{2\max} = \omega_1 \frac{\sin \beta}{1 - \sin \beta} = \omega_1 \frac{OB}{OA - OB}$$

На рис. 4.17 показано графіки кутової швидкості хреста при  $n = 3, 4, 6$ .

Диференціюючи за часом  $\omega_2$ , знаходимо кутове прискорення хреста

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \frac{\operatorname{ctg}^2 \beta (\operatorname{ctg} \beta \cos \varphi_1 - \sin \varphi_1)}{[\operatorname{ctg}^2 \beta + 2(1 - \operatorname{ctg} \beta \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1)]^2}$$

У початковий момент зачеплення ( $\varphi_1 = 0$ )

$$\varepsilon_2^0 = \omega_1^2 \operatorname{tg} \beta$$

Це прискорення не є максимальним. У табл. 4.1 наведено значення перевищення  $\omega_{2\max}$  та  $\varepsilon_{2\max}$  середніх величин за різної кількості пазів  $n$ .

Таблиця 4.1

**Коефіцієнти динамічності хрестового мальтійського механізму зовнішнього зачеплення з одним кривошипом**

	Кількість пазів						
	3	4	5	6	8	10	12
$\omega_{2\max} / \omega_1$	6,45	2,41	1,43	1,00	0,62	0,45	0,35
$\varepsilon_{2\max} / \omega_1^2$	31,43	5,40	1,35	0,70	0,56	0,35	0,27

Якщо необхідно змінити співвідношення між часом повороту та простого хреста за постійного значення кута повороту, застосовують механізм із двома і більше ведучими важелями (рис. 4.18). Кут між ними повинен бути таким, щоб другий важіль увійшов в зачеплення тільки після виходу з паза першого важеля, так щоб

$$\gamma \geq 2\alpha \text{ і } 360^\circ - \gamma \geq 2\alpha$$

Найбільшу кількість важелів знаходимо наступним чином. Нехай кут між двома сусідніми важелями  $\gamma$ . Оскільки

$$\sum \gamma_i = 360^\circ; \gamma_i \geq 2\alpha = 180^\circ - \frac{360^\circ}{n};$$

$$360^\circ \geq 2\alpha k = 180^\circ k - \frac{360^\circ k}{n},$$

тоді

$$k \leq \frac{2}{1 - \frac{2}{n}}$$

Залежність між  $n$  та  $k$  наступна:  $n = 3, k = 6$ ;  $n = 4, k = 4$ ;  $n = 5, k = 3$ ;  $n = 6, k = 3$ ;  $n = 8, k = 2$ ;

Мальтійський механізм із внутрішнім зачепленням зображено на (рис. 4.19).

Повороту хреста на кут  $2\beta = \frac{360^\circ}{n}$  відповідає поворот важеля на кут

$$2\alpha - 180^\circ + 2\beta = 180^\circ + \frac{360^\circ}{n}.$$

Після повороту важеля на кут  $360^\circ - 2\alpha = 180^\circ - \frac{360^\circ}{n}$  хрест знаходиться в спокої. Максимальна кутова швидкість буде в середньому положенні важеля, а максимальне кутове прискорення – на початку зачеплення (рис. 4.20, а). Для першого з цих положень план швидкостей показано на рис. 4.20, б (тут точка  $B$  – палець,  $B_1$  – точка на хресті).

Оскільки

$$V_B = OB\omega_1; V_{B_1} = V_B; OB = OA \sin \beta;$$

$$B_1A = OA + OB = OA(1 + \sin \beta);$$

$$V_{B_1} = \omega_{2_{\max}} B_1A; \omega_{2_{\max}} = \omega_1 \frac{\sin \beta}{1 + \sin \beta}.$$

Для другого положення план швидкостей та прискорень зображено на рис. 4.20, в. У цьому випадку

$$V_B = OB\omega_1; V_{B_1} = 0; W_B = OB\omega_1^2; W_{B_1} = W_{B_1}^K = \varepsilon_{2_{\max}} B_1A = \omega_B;$$

$$B_1A = OA \cos \beta; OB = OA \sin \beta.$$

Отже,  $\varepsilon_{2_{\max}} = \omega_1^2 \frac{OB}{B_1A} = \omega_1^2 \operatorname{tg} \beta$ . У табл. 4.2 дані значення  $\omega_{2_{\max}}$  та  $\varepsilon_{2_{\max}}$

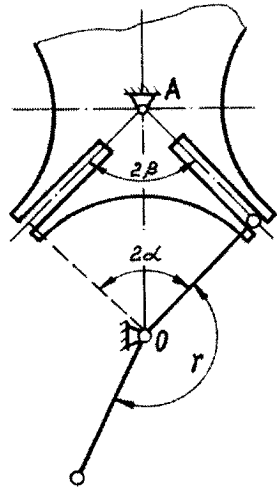


Рис. 4.18. Механізм з двома ведучими важелями

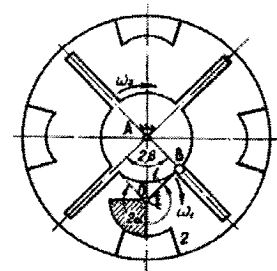


Рис. 4.19. Мальтійський механізм з внутрішнім зачепленням

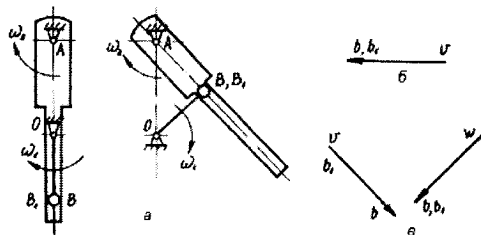


Рис. 4.20. Плани швидкостей ланок

Таблиця 4.2

**Коефіцієнти динамічності хрестового мальтійського механізму внутрішнього зачеплення з одним кривошипом**

	Кількість пазів						
	3	4	5	6	8	10	12
Кут $\beta$	$60^\circ$	$45^\circ$	$36^\circ$	$30^\circ$	$22^\circ 30'$	$18^\circ$	$15^\circ$
$\omega_{2\max} / \omega_1$	0,46	0,41	0,37	0,33	0,28	0,24	0,21
$\varepsilon_{2\max} / \omega_1^2$	1,73	1,00	0,73	0,58	0,41	0,32	0,27

**Мальтійські механізми з приводом від еліптичних зубчастих коліс.** З метою зміни характеристики мальтійського механізму важелю надають нерівномірне обертання, для чого привід важеля іноді здійснюють через еліптичні зубчасті колеса. Еліптичні колеса повинні бути однакові, а осі обертання – знаходитись у фокусах (рис. 4.21). Відстань між осями  $O_1O_2 = 2a$ , де  $a$  – велика напіввісь еліпса.

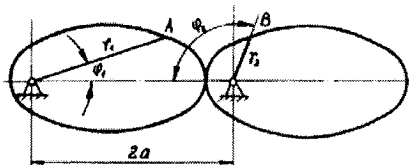


Рис. 4.21. Мальтійські механізми з приводом від еліптичних зубчастих коліс

Передаточне відношення механізму

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1},$$

де радіуси спряжених точок  $A, B$  коліс  $I, II$  позначено як  $r_1$  та  $r_2 = 2a - r_1$ .

$r_1$ .

З аналітичної геометрії відомо, що:

$$r_1 = \frac{\rho}{1 - e \cos \varphi_1}, \quad \rho = \frac{b^2}{a}, \quad e = \frac{c}{a},$$

де  $\rho$  – параметр еліпса;  $e$  – ексцентриситет;  $b$  – мала напіввісь еліпса;  $c = \sqrt{a^2 - b^2}$  – фокусна відстань.

$$\text{Отже } r_1 = \frac{b^2}{a\left(1 - \frac{c}{a} \cos \varphi_1\right)} = \frac{a^2 - c^2}{a - c \cos \varphi_1}; r_2 = \frac{a^2 + c^2 - 2ac \cos \varphi_1}{a - c \cos \varphi_1},$$

тоді

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = u = \frac{a^2 + c^2 - 2ac \cos \varphi_1}{a^2 - c^2} = \frac{1 + e^2 - 2e \cos \varphi_1}{1 - e^2}. \quad (4.20)$$

Максимальні та мінімальні значення  $u$  наступні:

$$\text{при } \varphi_1 = 0 \quad u_{\min} = \frac{1 - e}{1 + e}; \quad \text{при } \varphi_1 = \pi \quad u_{\max} = \frac{1 + e}{1 - e}.$$

Якщо підставити у вираз (4.20)  $\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$ ,  $\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}$ , отримаємо

$$\varphi_2 = \int \frac{1 - e^2}{1 + e^2 - 2e \cos \varphi_1} d\varphi_1 \quad (\varphi_2 = 0 \text{ при } \varphi_1 = 0).$$

Після інтегрування маємо

$$\varphi_2 = 2 \arctg\left(\frac{1 + e}{1 - e} \operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2}\right); \quad \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} = \frac{1 + e}{1 - e} \operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2}. \quad (4.21)$$

**Шарнірні механізми з приводом від еліптичних коліс.** На рис. 4.22 зображено кривошипно-шатунний механізм з приводом від еліптичних коліс. Ведуче колесо  $A$  рівномірно обертається навколо осі  $O_1$ , а ведене колесо  $B$ , жорстко зв'язане з кривошипом  $O_2C$ , обертається нерівномірно навколо осі  $O_2$ . Кривошип встановлено перпендикулярно до більшої осі колеса  $B$ .

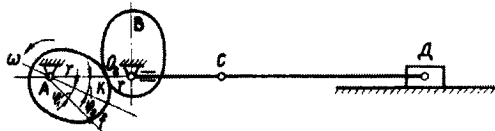


Рис. 4.22. Кривошипно-шатунний механізм з приводом від еліптичних коліс

Повороти ведучого колеса на кут  $\varphi_1$  відповідає поворот веденого колеса на кут  $90^\circ$ . Підставивши у вираз (4.21)  $\varphi_2 = 90^\circ$ , маємо

$$\operatorname{tg} 45^\circ = \frac{1 + e}{1 - e} \operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2}.$$

Час прямого ходу пропорційний куту  $360^\circ - 2\varphi_1$ , а зворотного – куту  $2\varphi_1$ . Отже,

$$\frac{360^\circ - 2\varphi_1}{2\varphi_1} = \lambda; \quad \varphi_1 = \frac{180^\circ}{1 + \lambda}.$$

Маємо:

$$\frac{1 + e}{1 - e} \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{1 + \lambda} = 1, \quad \text{звідки } e = \frac{1 - \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{1 + \lambda}}{1 + \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{1 + \lambda}} = \operatorname{tg} \left( 45^\circ - \frac{90^\circ}{1 + \lambda} \right).$$

**Синтез шарнірного механізму по куту передачі.** Нехай у



чотириланковому (див. рис. 4.4) ланка  $OB$  – ведуча, а ланка  $CA$  – ведена, тоді  $\angle BCA = \mu$  називають кутом передачі.

Кутом передачі вважають кут між перпендикуляром до швидкості веденої точки та напрямом ланки, що приводить у рух цю точку. Для шестиланкового механізму (рис. 4.23) кутом передачі для веденої точки  $B \in \angle PBA$ , де точка  $P$  – миттєвий центр швидкостей ланки  $CDB$ .

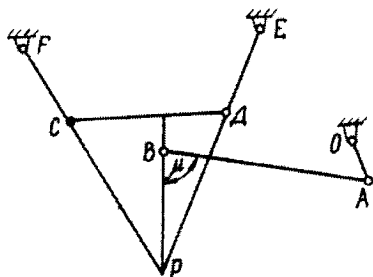


Рис. 4.23. Шестиланковий механізм

Величина кута  $\mu$  суттєво впливає на зусилля у механізмах. Наприклад, якщо до веденої ланки  $CA$  (див. рис. 4.4) прикладено момент  $M_C$ , то зусилля вздовж ланки буде:

$$P = \frac{M_C}{CA \sin \mu}$$

Як при малих значеннях кута  $\mu$ , так і близьких до  $180^\circ$  сила  $P$  велика. Тому бажано, щоб кут  $\mu$

змінювався у деяких межах

$$\mu_1 \leq \mu \leq \mu_2; \begin{cases} \mu_{\min} \geq \mu_1; \\ \mu_{\max} \leq \mu_2. \end{cases} \quad (4.22)$$

Найчастіше приймають  $\mu_1 = 45^\circ$ ,  $\mu_2 = 135^\circ$ .

Розміри ланок необхідно вибирати з врахуванням умови (4.22).

Виконаємо синтез ланок двокривошипного чотириланковика так, щоб дотримувалися умови прокручування та обмеження, накладені на кут передачі (рис. 4.24).

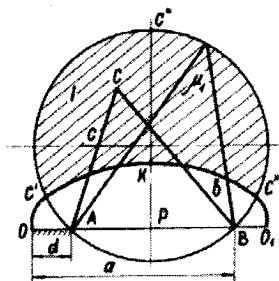


Рис. 4.24. Умова прокручування

Найменший кут передачі буде при  $\alpha = 0^\circ$  (кривошип перекриває стійку), найбільший – при  $\alpha = 180^\circ$  (кривошип є продовженням стійки). Задасмося поки довільно розмірами двох ланок: стійки  $d$  і ведучого кривошипа  $a$ . Із умови прокручування  $d < a$  побудуємо положення механізму при  $\alpha = 0^\circ$ . Як відомо, шарнір  $C$  при  $\alpha = 0^\circ$  може бути вибраний тільки поза еліпсом з фокусами в точках  $A, B$  і з більшою

віссю, яка дорівнює  $a + d$ . Побудуємо коло, з точок якого відрізок  $AB$  видний під кутом  $\mu_1$ . Для того, щоб задовольнялася умова (4.22), точка  $C$  повинна знаходитися в заштрихованій області  $I$ . Побудуємо чотириланковик при  $\alpha = 180^\circ$  (рис. 4.25) і знайдемо положення різних

точок області I. Дуга еліпса C'C'' перейде у відрізок C<sub>1</sub>'C<sub>1</sub>'', оскільки для точок цієї дуги  $c + b = a + d$ , а дуга кола C'C''C'' – у криву C<sub>1</sub>'C<sub>1</sub>'C<sub>1</sub>'.

Область I відобразиться областю II. Далі проведемо коло так, щоб з його точок, розташованих нижче прямої B<sub>1</sub>A, відрізок B<sub>1</sub>A був видний під кутом  $\mu_2$ . Частина області II, що знаходиться нижче за це коло (область III), має таку властивість, як і при знаходженні в ній шарніра C  $\mu_{\max} < \mu_2$ , отже, шарнір C може бути вибраний тільки в області III.

Для існування області I треба, щоб  $PC''' > PK$  (PK – менша напіввісь еліпса). Оскільки

$$PC''' = \frac{a-d}{2 \operatorname{tg} \frac{\mu_1}{2}};$$

$$PK = \sqrt{\left(\frac{a+d}{2}\right)^2 - \left(\frac{a-d}{2}\right)^2} = \sqrt{ad},$$

маємо

$$\frac{a-d}{2 \operatorname{tg} \frac{\mu_1}{2}} < \sqrt{ad} \text{ або } \frac{\varepsilon-1}{2 \operatorname{tg} \frac{\mu_1}{2}} = \sqrt{\varepsilon}, \left(\varepsilon = \frac{a}{d} > 1\right)$$

звідки

$$\varepsilon > 2 \operatorname{tg}^2 \frac{\mu_1}{2} + \sqrt{4 \operatorname{tg}^4 \frac{\mu_1}{2} + 1}. \quad (4.23)$$

Для існування області III треба, щоб

$$\angle B_1 C_1''' A < \mu_2 \text{ або } \sin \frac{B_1 C_1''' A}{2} < \sin \frac{\mu_2}{2}$$

Оскільки точки C<sub>1</sub>'''' (або точки C''' на рис. 4.24) відповідають розміри  $b = c = \frac{a-d}{2 \sin \frac{\mu_1}{2}}$ , з рис. 4.25 знайдемо

$$\sin \frac{B_1 C_1''' A}{2} = \frac{a+d}{2b} = \frac{(a+d) \sin \frac{\mu_1}{2}}{a-d}.$$

Отже,

$$\frac{(a+d) \sin \frac{\mu_1}{2}}{a-d} < \sin \frac{\mu_2}{2} \text{ або } \frac{\varepsilon+1}{\varepsilon-1} \sin \frac{\mu_1}{2} < \sin \frac{\mu_2}{2},$$

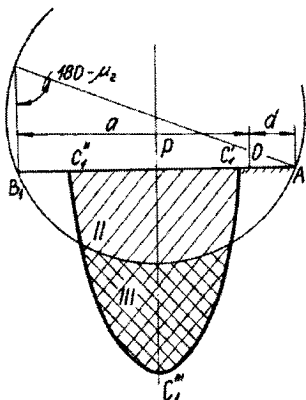


Рис. 4.25. Чотириланковик при  $\alpha = 180^\circ$

звідки

$$\varepsilon > \frac{\sin \frac{\mu_1 + \mu_2}{2}}{\sin \frac{\mu_1 - \mu_2}{2}} = \operatorname{tg} \frac{\mu_1 + \mu_2}{4} \operatorname{ctg} \frac{\mu_2 - \mu_1}{4}. \quad (4.24)$$

Умови (4.23) та (4.24) визначають співвідношення між розмірами ланок  $a$  та  $d$ , при якому можна побудувати чотириланковик, що задовольняє поставленим вище вимогам.

Спроекуємо двокривошипний чотириланковик так, щоб кут повороту ведучого кривошипа на  $180^\circ$

відповідав кут повороту веденого кривошипа на кут  $\varphi$  ( $\varphi < 180^\circ$ ). Приймаючи розміри шатуна  $BC = b$  та веденого кривошипа  $AC = c$  рівними:  $c = b = \psi d$  (коефіцієнт  $\psi$  невідомий), зобразимо два положення механізму, в яких кривошип  $OB$  перекриває стійку і складає її продовження

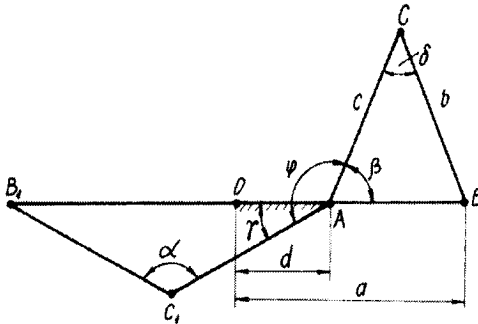


Рис. 4.26. Двокривошипний механізм (рис. 4.26).

З рис. 4.26 знаходимо

$$\varphi = 180^\circ + \gamma - \beta; \cos \beta = \frac{a-d}{2c} = \frac{\varepsilon-1}{2\psi}; \cos \gamma = \frac{a+d}{2c} = \frac{\varepsilon+1}{2\psi}.$$

Отже

$$\cos \varphi = -\cos(\beta - \gamma) = -(\cos \beta \cos \gamma - \sin \beta \sin \gamma)$$

або

$$\frac{\varepsilon^2 - 1}{4\psi^2} + \frac{1}{4\psi^2} \sqrt{[4\psi^2 - (\varepsilon - 1)^2][4\psi^2 - (\varepsilon + 1)^2]} = -\cos \varphi,$$

звідки

$$\psi = \frac{1}{\sin \varphi \sqrt{2}} \sqrt{\varepsilon^2(1 + \cos \varphi) + (1 - \cos \varphi)} = \frac{1}{\sin \varphi} \sqrt{\varepsilon^2 \cos^2 \frac{\varphi}{2} + \sin^2 \frac{\varphi}{2}}. \quad (4.25)$$

Допустимі значення  $\psi$ , що задовольняють першій вимозі, визначаємо з умов  $\delta \geq \mu_1$ ,  $\alpha \leq \mu_2$ .

Оскільки

$$\sin \frac{\delta}{2} = \cos \beta = \frac{\varepsilon-1}{2\psi}; \sin \frac{\alpha}{2} = \cos \gamma = \frac{\varepsilon+1}{2\psi},$$

знаходимо

$$\frac{\varepsilon - 1}{2\psi} \geq \sin \frac{\mu_1}{2}, \text{ звідки } \psi \leq \frac{\varepsilon - 1}{2 \sin \frac{\mu_1}{2}}, \quad (4.26)$$

$$\frac{\varepsilon + 1}{2\psi} \leq \sin \frac{\mu_2}{2}, \text{ звідки } \psi \geq \frac{\varepsilon + 1}{2 \sin \frac{\mu_2}{2}}. \quad (4.27)$$

З рівності (4.25) та умови (4.26) отримуємо

$$\varepsilon > \frac{\sin^2 \varphi + \sin \varphi \sin \mu_1}{\sin^2 \varphi - 4 \sin^2 \frac{\mu_1}{2} \cos^2 \varphi}, \quad (4.28)$$

а з умови (4.27) знаходимо

$$\varepsilon < \frac{-\sin^2 \varphi + \sin \varphi \sin \mu_2}{\sin^2 \varphi - 4 \sin^2 \frac{\mu_2}{2} \cos^2 \varphi}. \quad (4.29)$$

Зроблені вище висновки справедливі при  $\beta + \varphi > 180^\circ$ .

*Числовий приклад.* Задано величини  $d = 100$  мм,  $\mu_1 = 45^\circ$ ,  $\mu_2 = 135^\circ$ ,  $\varphi = 150^\circ$ . Визначити розміри ланок.

З нерівностей (4.23) та (4.24) маємо  $\varepsilon > 2,14$  і  $\varepsilon > 2,414$ . Із виразів (4.28) та (4.29) маємо:  $\varepsilon > 2,86$ ,  $\varepsilon < 4,3$ . Отже,  $2,86 < \varepsilon < 4,3$ . Вибираючи  $\varepsilon = 3,5$ , за формулою (4.25) знаходимо  $\psi = 2,65$ . Отже,  $a = \varepsilon d = 350$  мм;  $b = c = \psi d = 265$  мм.

Перевірка.  $\cos \beta = \frac{\varepsilon - 1}{2\psi} = \frac{2,5}{5,3} = 0,474$ ;  $\beta = 62^\circ$ ;  $\beta + \varphi = 212^\circ > 180^\circ$ .

Спроектуємо однокривошипний чотириланковик так, щоб: кут передачі задовольняв умовам  $\mu_1 \leq \mu \leq \mu_2$ ; отримати кут хитання коромисла  $\varphi$ , відповідний куту  $\delta$  повороту кривошипа.

Для виконання умов прокручення за заданих меж зміни кута  $\mu$  необхідно задовольнити нерівності (4.23) та (4.24), тільки в цьому випадку

$$\varepsilon = \frac{d}{a}.$$

На рис. 4.27 показані крайні положення коромисла:  $\angle CAC_1 = \varphi$ ,  $\angle COC_1 = \delta_1 = \delta - 180^\circ$ .

З трикутників  $COC_1$ ,  $CAC_1$ , знаходимо

$$CC_1^2 = (a+b)^2 + (b-a)^2 - 2(a+b) \times (b-a) \cos \delta_1 = c^2 + b^2 - 2cb \cos \varphi.$$

Приймаючи  $b = c = \psi a$ , отримуємо

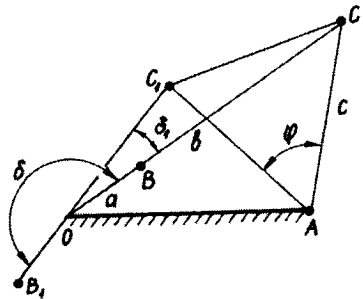


Рис. 4.27. Однокривошипний механізм

$$\psi = \frac{\sqrt{2} \cos \frac{\delta_1}{2}}{\sqrt{\cos \delta_1 - \cos \varphi}}. \quad (4.30)$$

Величина  $\psi$  як і раніше підпорядковується умовам (4.26), (4.27), тому

$$\varepsilon = \frac{d}{a} > 1 + 2\psi \sin \frac{\mu_1}{2}; \quad \varepsilon = \frac{d}{a} < 2\psi \sin \frac{\mu_2}{2} - 1.$$

Оскільки  $b = c$ , з трикутників  $OC_1A$ ,  $OCA$  маємо

$$(\psi - 1)^2 = \psi^2 + \varepsilon^2 - 2\psi\varepsilon \cos \alpha; \quad (\psi + 1)^2 = \psi^2 + \varepsilon^2 - 2\psi\varepsilon \cos(\alpha + \varphi). \quad (4.31)$$

Виключаючи з цих рівнянь кут  $\alpha$ , знаходимо:

$$k^2 - 4k\psi^2 \cos^2 \frac{\varphi}{2} + 4\psi^2 \operatorname{ctg}^2 \frac{\varphi}{2} \cos^2 \frac{\varphi}{2} = 0; \quad k = \varepsilon^2 - 1,$$

звідки

$$k = 2\psi \cos \frac{\varphi}{2} \left( \psi \cos \frac{\varphi}{2} \pm \sqrt{\psi^2 \cos^2 \frac{\varphi}{2} - \operatorname{ctg}^2 \frac{\varphi}{2}} \right). \quad (4.32)$$

Знайдене значення  $\varepsilon$  може виявитися поза межами, обмеженими умовами (4.31). Це означає, що при  $b = c$  не можна задовольнити всім вимогам.

*Числовий приклад.*  $a = 50$  мм;  $\mu_1 = 30^\circ$ ,  $\mu_2 = 150^\circ$ ,  $\varphi = 90^\circ$ ,  $\delta = 180^\circ$  ( $\delta_1 = 0$ ). За формулами (4.30), (4.32) знаходимо  $\psi = 1,414$ ,  $k = 2$ ,  $\varepsilon = 1,73$ . Перевіримо обмеження, накладені на  $\varepsilon$ . Із нерівностей (4.23), (4.24) отримуємо  $\varepsilon > 1,69$  і  $\varepsilon > 1,73$ . За виразами (4.31) маємо  $\varepsilon > 1,727$  і  $\varepsilon < 1,731$ . Таким чином, знайдене значення  $\varepsilon$  не суперечить цим умовам (але якщо прийняти  $\mu_1 = 45^\circ$ , то виявиться, що при  $b = c$  не можна побудувати чотириланковик, який відповідає всім вимогам). Розміри ланок такі:  $a = 50$  мм;  $d = a\varepsilon = 86,5$  мм;  $b = c = a\psi = 70,7$  мм.

Розглянемо задачу, де для заданих  $n$  положень площини, що здійснює плоскопаралельний рух (наприклад, шатуна механізму), необхідно знайти на цій площині таку точку  $M$ , щоб найбільша з відстаней від послідовних положень цієї точки до нерухомих точок  $K_1, K_2$ , було мінімальним, тобто повинна виконуватися умова

$$\max |M_P K_P| < \max |N_P K_P|,$$

де  $N$  – будь-яка інша точка площини.

Ця задача є найпростішою із задач найкращого рівномірного наближення (синтез по Чебишеву) і допускає нескладний графічний розв'язок. Положення рухомої площини визначаємо відрізком  $AB$ :  $OA_P = a_p$ ,  $\angle A_P O x = \alpha_p$ ,  $\angle B_P A_P x = \beta_p$  (рис. 4.28, а). Точку  $K_P$  задаємо полярними координатами  $OK_P = r_p$  і  $\angle K_P O x = \delta_p$ . Ці величини при будь-якому значенні  $p$  відомі. Шукану точку  $M$  визначаємо параметрами  $AM = b$  і  $\angle MAB = \gamma$ . Плоский вектор можна записати комплексним числом,

модуль якого дорівнює величині вектора, а аргумент – куту між вектором та полярною віссю. Тому

$$a_p e^{i\alpha_r} + b e^{i(\beta_r + \gamma)} + \overline{\Delta_p} = r_p e^{i\delta_r}; \quad \overline{\Delta_p} = \overline{M_p K_p}. \quad (4.33)$$

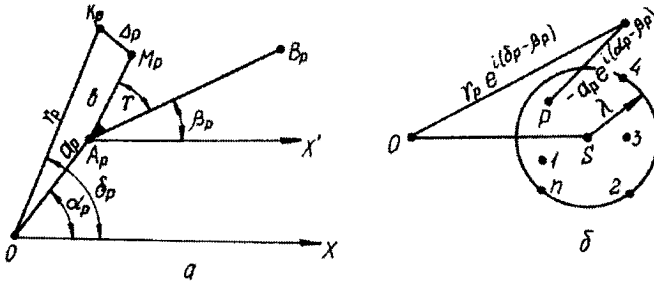


Рис. 4.28. Знаходження точки на площині

Потрібно так підібрати вектор  $b e^{i\gamma}$ , щоб величина  $\max |\overline{\Delta_p}|$  була найменшою. З рівняння (4.33) знаходимо

$$\overline{\Delta_p} = e^{i\beta_r} [r_p e^{i(\delta_r - \beta_r)} - a_p e^{i(\alpha_r - \beta_r)} - b e^{i\gamma}] = e^{i\beta_r} \overline{N_p}.$$

Оскільки  $|e^{i\beta_r}| = 1$ ,  $|\overline{\Delta_p}| = |\overline{N_p}|$ , отже, треба знайти вектор  $b e^{i\gamma}$  так, щоб  $\max |\overline{N_p}|$  (при  $p = 1, 2, \dots, n$ ) був мінімальним. Скористаємося графічним прийомом (рис. 4.28, б). Відкладемо від точки O вектори

$$r_p e^{i(\delta_r - \beta_r)} - a_p e^{i(\alpha_r - \beta_r)}; \quad p = 1, 2, \dots, n.$$

Отримаємо точки 1, 2, ..., n. Проведемо таке коло, щоб жодна з цих точок не була поза колом (на самому колі знаходяться, принаймні, дві точки). Нехай центр цього кола розташований в точці S, а радіус дорівнює  $\lambda$ . Тоді

$$-b e^{i\gamma} = \overline{SO}; \quad |\overline{\Delta_{\max}}| = \lambda.$$

#### 4.4. Планетарні механізми роботів

Важливою конструктивною характеристикою маніпуляторів та роботів є спосіб розташування приводу відносно ланок, які він приводить в рух. Для компактного розміщення приводу на конструкції робота широкого розповсюдження набули планетарні механізми. Основу планетарних механізмів складають планетарні передачі.

Планетарною називається передача, в якій є колеса з рухомими осями. Ця передача широко застосовується в машинобудуванні. Вона дозволяє отримати при обмежених розмірах будь-які передавальні відношення. Разом з тим треба зазначити, що ККД деяких типів планетарних передач різко змінюється залежно від передавального

відношення, знижуючись іноді до недопустимо малих значень. Тому остаточний висновок про використання планетарної передачі можна зробити тільки після визначення ККД і зусиль у зачепленнях.

До типових планетарних передач відносяться:

- однорядний планетарний механізм (планетарний механізм Джемса);
- дворядний планетарний механізм (редуктор Давида):
  - з одним зовнішнім і одним внутрішнім зачепленням (рис. 4.29, а);
  - з двома зовнішніми зачепленнями (рис. 4.29, б);
  - з двома внутрішніми зачепленнями (рис. 4.29, в).

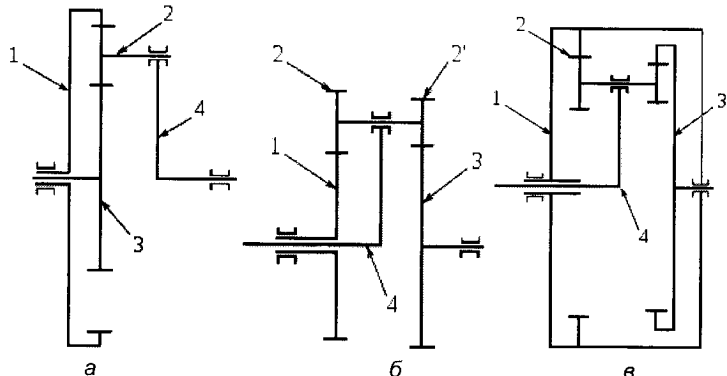


Рис. 4.29. Типові планетарні передачі

Кінематичне дослідження планетарних передач проводять або графічно (шляхом побудови картин лінійних та кутових швидкостей) або аналітично.

На рис. 4.30 зображено планетарну передачу, ведуче колесо 1 якої зчіплюється з колесом 2, на одному валу з яким розміщене колесо 3, що перекочується з середини по нерухомому колесу 4.

Для визначення передаточного відношення  $u = \frac{\omega_1}{\omega_H}$ , де  $\omega_H$  – кутова швидкість веденого водила, відкладаємо в довільному масштабі швидкість точки А:  $v_a = \omega_1 r_1'$ . (на рис. 4.30, б відрізок  $aa'$ ). Швидкість точки В дорівнює нулю. Прямі  $Oa'$ ,  $ba'$  визначають розподіл лінійних швидкостей точок колеса 1 та коліс 2, 3. Швидкість точки 3 виражається відрізком  $cc'$ .

Оскільки

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{aa'}{Oa} = \frac{v_a \mu_s}{r_1 \mu_v} = \omega_1 \frac{\mu_s}{\mu_v}; \quad \operatorname{tg} \varphi_H = \varphi_H \frac{\mu_s}{\mu_v},$$

де  $\mu_s$  – масштаб креслення;  $\mu_v$  – масштаб швидкостей, то

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{tg \varphi_1}{tg \varphi_n}$$

Величину  $u$  графічно можна отримати так: відкладаємо довільний вертикальний відрізок  $O'O$ , через точку  $O$  проводимо горизонталь, а з точки  $O'$  — промені, паралельні прямим  $Oc'$ ,  $Oa'$  (рис. 4.30, в). Оскільки

$$Oh = O'O \operatorname{tg} \varphi_n;$$

$$O1 = O'O \operatorname{tg} \varphi_1,$$

маємо

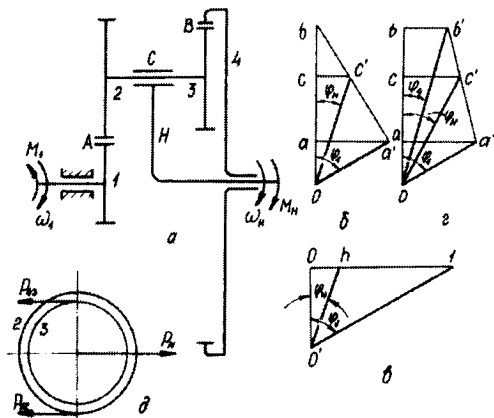


Рис. 4.30. Планетарна передача

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{O1}{Oh}$$

Розглянемо планетарну передачу на рис. 4.31. Знаючи  $\omega_1$ , обчислити кутову швидкість водила  $H_2$  двоступеневої планетарної передачі (рис. 4.31, а). Колеса 3, 6 нерухомі, водило  $H_1$  жорстко зв'язане з колесом 4.

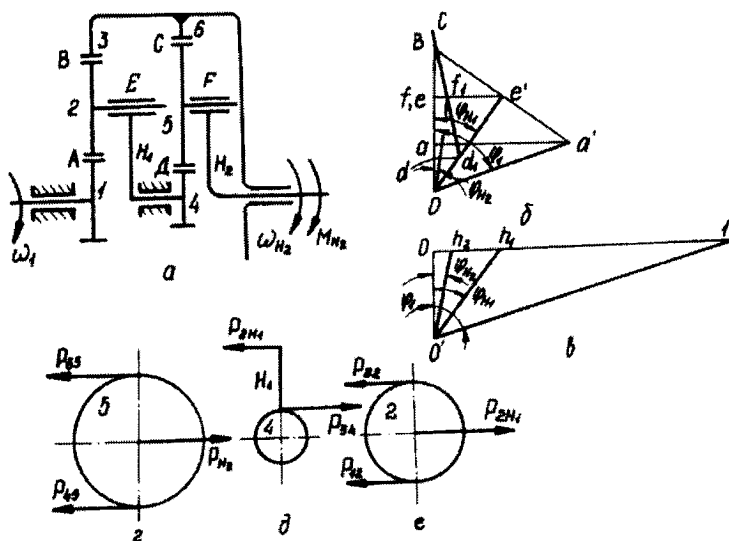


Рис. 4.31. Двоступенева планетарна передача

Картина лінійних швидкостей показана на рис. 4.31, б: швидкість



точки  $A$  виражається відрізком  $aa'$ , швидкості точок  $B, C$  дорівнюють нулю, швидкості точок  $E, D, F$  визначаються відрізками  $ee', dd', ff'$ . Прямі  $Oa', a'b, Oe', d'e, Of'$  показують розподіл швидкостей точок кіліс 1, 2, водила  $H_1$ , колеса 4, колеса 5 та водила  $H_2$ . Кутові швидкості колеса 1 та водила  $H_2$  пропорційні  $\operatorname{tg} \varphi_1$  та  $\operatorname{tg} \varphi_{H_2}$ . Передаточне відношення

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_{H_2}} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\operatorname{tg} \varphi_{H_2}}$$

Визначимо кутову швидкість водила конічного диференціалу, якщо відомі кутові швидкості кіліс 1, 4 (рис. 4.32, а).

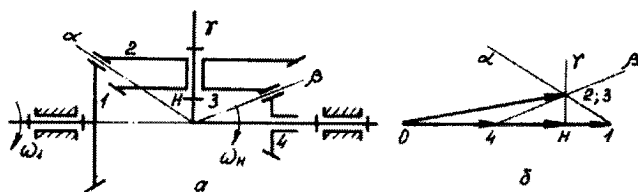


Рис. 4.32. Конічний диференціал

При знаходженні швидкостей, два оберти навколо пересічних осей можна замінити одним з кутовою швидкістю, що дорівнює геометричній сумі кутових швидкостей. Тому

$$\bar{\omega}_{2-3} = \bar{\omega}_1 + \bar{\omega}_{2-3}_1; \quad \bar{\omega}_{2-3} = \bar{\omega}_4 + \bar{\omega}_{2-3}_4,$$

де  $\omega_1, \omega_4, \omega_{2-3}$  – кутові швидкості кіліс 1, 4, 2-3,  $\omega_{2-3}_1, \omega_{2-3}_4$  – кутові швидкості кіліс 2-3 відносно кіліс 1, 4.

Вектор кутової швидкості направлений по осі обертання так, що дивлячись на нього з кінця, бачити обертання проти годинникової стрілки. Отже, вектори  $\omega_1, \omega_4$  (відрізки  $O1, O4$  на рис. 4.32, б) направлено зліва направо, а вектори  $\omega_{2-3}_1, \omega_{2-3}_4$  – паралельно прямим  $\alpha, \beta$ . Перетин прямих  $1\alpha, 4\beta$  визначає точку 2,3, а відрізок  $O-(2,3)$  – кутову швидкість  $\omega_{2-3}$ . Аналогічно

$$\bar{\omega}_{2-3} = \bar{\omega}_H + \bar{\omega}_{2-3}_H$$

Тут  $\omega_H$  – кутова швидкість водила;  $\omega_{2-3}_H$  – кутова швидкість

блока кіліс 2-3 відносно водила (цей вектор паралельний прямій  $\gamma$ ).

Відрізки  $OH, H-(2,3)$  визначають вектори  $\omega_H, \omega_{2-3}_H$ .

Для планетарних механізмів із паралельними осями, при визначенні передаточного числа, застосовують аналітичну формулу Віліса:

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} = u_{1n}^H, \quad (4.43)$$

де  $\omega_1$ ,  $\omega_n$ ,  $\omega_H$  – кутові швидкості коліс та водила;  $u_{1n}^H$  – передаточне відношення від колеса 1 до колеса  $n$  при нерухомому водилі.

Значення  $u_{1n}^H > 0$ , якщо колеса 1 та  $n$  при нерухомому водилі обертаються в один бік. Якщо в механізмі є декілька водил (див. рис. 4.31, а), рівняння (4.43) потрібно використати відповідну кількість разів.

Визначимо аналітично кутову швидкість водила планетарної передачі (див. рис. 4.30, а). Величина  $\omega_1$  відома, колесо 4 закріплено.

Індекс  $n$  відповідає колесу 4, тому вираз (4.43) запишемо так:

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = u_{14}^H, \quad u_{14}^H = \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1},$$

звідки

$$\omega_H = \frac{\omega_1}{1+k}; \quad k = \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1}.$$

Передаточне відношення планетарного механізму

$$u_{n1} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1+k.$$

Значення  $u_{14}^H < 0$ , оскільки при нерухомому водилі колеса 1, 4 обертаються в різні боки. У цьому випадку  $u_{n1}$  відрізняється від передаточного відношення відповідного непланетарного механізму (при передачі від колеса 1 до колеса 4 при закріпленому водилі) на одиницю –  $u_{n1} - |u_{14}^H| = 1$ .

Визначимо передаточне відношення механізму, наведеного на рис. 4.33. Як і в попередньому прикладі –

$$\omega_n = \omega_4 = 0, \quad \text{але} \quad u_{14}^H = \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1} > 0. \quad \text{За}$$

формулою (4.43)

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1} = k,$$

звідки

$$\omega_1 = \omega_H(1-k); \quad u_{n1} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{1}{1-k}.$$

При  $k < 1$   $u_{n1} > 0$  колесо 1 і водило обертаються в один бік, а при  $k > 1$ ;  $u_{n1} < 0$  – в різні боки. Якщо значення  $k$

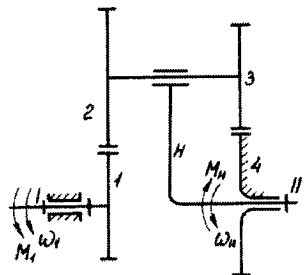


Рис. 4.33. Двоступеневий редуктор

близьке до одиниці, механізм дозволяє набути дуже великих значень  $u_{\text{пл}}$ .

Визначимо аналітично кутову швидкість водила  $H_2$  (див. рис. 4.31, а), якщо відомо величину  $\omega_1$ ,

Використовуємо двічі рівняння (4.43): для коліс 1, 2, 3, сполучених водилом  $H_1$  та коліс 4, 5, 6 – з водилом  $H_2$ . Враховуючи, що

$$\omega_3 = \omega_6 = 0; \quad \omega_4 = \omega_{H_1}; \quad u_{13}^{H_1} = -\frac{z_3}{z_1}; \quad u_{46}^{H_2} = -\frac{z_6}{z_4},$$

отримуємо

$$\frac{\omega_1 - \omega_{H_1}}{-\omega_{H_1}} = -\frac{z_3}{z_1} = -k_1; \quad \frac{\omega_4 - \omega_{H_2}}{-\omega_{H_2}} = -\frac{z_6}{z_4} = -k_2.$$

звідки

$$\omega_{H_2} = \frac{\omega_1}{(1 + k_1)(1 + k_2)}.$$

Знаючи величини  $\omega_1$ ,  $\omega_4$  визначимо кутову швидкість водила механізму з конічними колесами (див. рис. 4.32, а). Застосовуючи формулу (4.43), маємо

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = -\frac{z_4 z_2}{z_3 z_1} = -k; \quad \omega_H = \frac{\omega_1 + k\omega_4}{1 + k}.$$

Автомобільний диференціал з конічними колесами – різновид цього механізму: в ньому колесо 3 відсутнє, а колесо 2 зчіплюється з колесами 1 та 4, тоді  $k = 1$  і  $\omega_H = \frac{1}{2}(\omega_1 + \omega_4)$ .

Планетарний механізм, в якого сателіт, тобто група ланок, що здійснюють складний рух, є планетарною передачею, називається *біпланетарним*. Він дозволяє отримати різноманітні траєкторії ведених точок, зокрема, біциклоідні криві (ця властивість використовується при конструюванні ріжучого органу гірничопрохідницької машини).

Для дослідження цих механізмів також користуються формулою Вілісса.

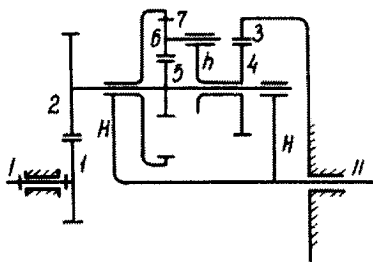


Рис. 4.34. Біпланетарний механізм

На рис. 4.34 зображено схему біпланетарного механізму у якого із веденим валом II жорстко зв'язана рукоятка  $H$ , в якій розташована вісь сателіта 2. На цій же осі жорстко закріплено колесо 5, яке зачеплюється через колесо 6 із зубчатим вінцем 7, що жорстко зв'язаний із рукояткою  $H$ . Вісь колеса 6 знаходиться в рукоятці  $h$ , з якою жорстко

закріплене колесо 4, що зчіплюється з нерухомим вінцем 3.

Передаточне відношення такого механізму:

$$u = \frac{n_1}{n_H} \text{ або } u = \frac{\omega_1}{\omega_H} = - \left[ 1 + \frac{z_3 z_2}{z_4 z_1} \left( 1 + \frac{z_7}{z_5} \right) \right].$$

**Кінематичний синтез планетарних передач** полягає в підборі числа зубів по заданому передаточному відношенню, при цьому повинні задовольнятися умови співвісності. Для передач, показаних на рис. 4.30, а, 4.31, а, 4.33 ці умови наступні:

$$a) r_1 + r_2 = r_4 - r_3; б) r_1 + 2r_2 = r_3; r_4 + 2r_5 = r_6; в) r_1 + r_2 = r_3 + r_4, \quad (4.44)$$

де  $r$  – радіус початкового кола, який для коригованих коліс може відрізнитися від радіуса діляльного кола.

Якщо колеса некориговані (або зроблена корекція без зміщення центрів), умови (4.44) записуємо так:

$$a) (z_1 + z_2)m_I = (z_4 - z_3)m_{II}; б) z_1 + 2z_2 = z_3; z_4 + 2z_5 = z_6; \quad (4.45)$$

$$в) (z_1 + z_2)m_I = (z_3 + z_4)m_{II},$$

де  $m_I$  – модуль коліс 1, 2;  $m_{II}$  – модуль коліс 3, 4.

При декількох сателітах необхідно дотримуватися умови збирання і сусідства. Якщо сателіти розташовані симетрично, умова збирання двовінцевих сателітів буде такою:

$$\text{для передачі на рис. 4.30, а } \frac{z_1 z_3 + z_4 z_2}{k} = Pz_3 + Qz_2; \quad (4.46)$$

$$\text{для передачі на рис. 4.33 } \frac{z_1 z_3 - z_4 z_2}{k} = Pz_3 + Qz_2; \quad (4.47)$$

де  $k$  – число сателітів;  $P, Q$  – будь-які цілі числа.

Для механізму, зображеного на рис. 4.31, а, умову збирання отримуємо, використовуючи формулу (4.46), замінюючи  $z_3 = z_2$  і  $z_4$  на  $z_3$ . Тоді

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = P.$$

Виведемо умову (4.46). Передбачимо, що перший блок коліс встановлений так, що осі зубів коліс 1 та 4 проходять через точки  $A, B$  (рис. 4.35). Збирання наступного блока можливе, якщо поворотом колеса 1 вдасться сумістити центри яких-небудь зубів коліс 1, 4 – точок

$C, D$  з точками  $A_1, B_1$  ( $\angle AOA_1 = \angle BOB_1 = \frac{2\pi}{k}$ ). На дугах  $AC, BD$

знаходяться цілі числа зубів, а на дугах  $AA_1, BB_1$  числа зубів, які дорівнюють  $\frac{z_1}{k}, \frac{z_4}{k}$ . Отже, числа зубів на дугах  $A_1C, DB_1$

$$z'_1 = P - \frac{z_1}{k}; z'_4 = \frac{z_4}{k} - Q.$$

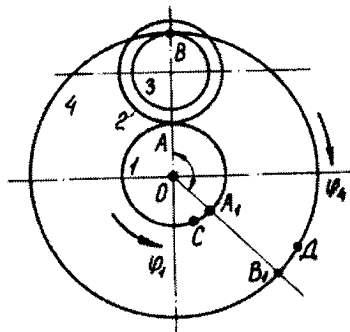


Рис. 4.35. Умова збирання

При повороті колеса 1 на  $z'_1$  зубів колесо 4 повернеться на  $z'_1 = z_3/z_2$  зубів. Ця величина повинна дорівнювати  $z'_4$ . Тому

$$\left(P - \frac{z_1}{k}\right) \frac{z_3}{z_2} = \frac{z_4}{k} - Q.$$

Помноживши обидві частини цього виразу на  $z_2$ , отримуємо умову (4.46). Таким чином, для складання повинні виконуватися дві вимоги:

- величина

$$\lambda = \frac{z_1 z_3 + z_2 z_4}{k} \quad (4.48)$$

повинна бути цілим числом;

- цілі числа  $P, Q$  необхідно підібрати так, щоб рівність

$$P z_3 + Q z_2 = \lambda \quad (4.49)$$

задовольнялася при заданих значеннях  $z_2, z_3, \lambda$ .

Остання умова не виконується лише тоді, коли числа  $z_2, z_3$  мають загальний дільник, що не є дільником числа  $\lambda$ . У іншому випадку рівняння (4.49) має незлічену безліч розв'язків.

Умова сусідства вимагає, щоб зуби двох сусідніх сателітів не чіплялися один за одного. Для циліндричних коліс (рис. 4.36) ця умова наступна:

$$AB > d_{a2},$$

де  $d_{a2}$  – діаметр кола вершин зубів сателітів.

Оскільки

$$AB = 2(r_1 + r_2) \sin \frac{\alpha}{2}, \alpha = \frac{2\pi}{k},$$

отримуємо  $2(r_1 + r_2) \sin \frac{\pi}{k} > d_{a2}$ .

Для некоригованих коліс з висотою головки зуба, що дорівнює модулю

$$r_1 = \frac{m z_1}{2}, r_2 = \frac{m z_2}{2}, d_{a2} = m(z_2 + 2),$$

тому

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_2 + 2.$$

Розглянемо приклад. Для механізму, наведеного на рис. 4.30, а,

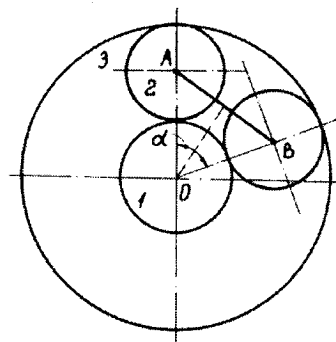


Рис. 4.36. Умова сусідства

задано  $u = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 12$ . Необхідно підібрати число зубів планетарної передачі.

Як відомо

$$\frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1} = 12; \quad \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1} = 11.$$

Якщо модулі всіх коліс однакові, умова співвісності (4.45, а) буде наступною:

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_3.$$

Прийmemo  $z_1 = z_3 = 20$ , тоді маємо:

$$z_2 z_4 = 4400; \quad z_4 - z_2 = 40.$$

Задовольняючи точно другій умові і приблизно першій, знаходимо  $z_4 = 89$ ,  $z_2 = 49$ . Фактичне передаточне число  $u'_{пл} = 11,9$ .

Відносна похибка в передаточному відношенні

$$\delta = \frac{u_{пл} - u'_{пл}}{u_{пл}} = (12 - 11,9) : 12 = 0,0083 = 0,83\%.$$

Оскільки зусилля в зачепленні коліс 3, 4 більше, ніж у зачепленні коліс 1, 2, прийmemo  $m_{1,2} = 3$  мм,  $m_{3,4} = 4$  мм, тоді умова співвісності

$$3(z_1 + z_2) = 4(z_4 - z_3).$$

Якщо, як і раніше, прийняти  $z_1 = z_3 = 20$ , тоді маємо:

$$z_2 z_4 = 4400; \quad 4z_4 - 3z_2 = 140,$$

звідки, округляючи до цілих чисел,  $z_4 = 77$ ,  $z_2 = 56$ . Фактичне передавальне відношення  $u'_{пл} = 11,93$ .

Перевіримо можливість встановлення трьох сателітів. За формулою (4.48):

$$\lambda = \frac{20 \cdot 20 + 56 \cdot 77}{3} = 1577 \frac{1}{3}.$$

Оскільки  $\lambda$  не ціле число, то три сателіти встановити не можна. Змінимо число зубів. Якщо залишити  $z_1, z_3$  незмінними, тобто рівними 20, тоді найближчі до знайдених значень  $z_4, z_2$  числа зубів коліс 4 та 2 будуть такими:  $z'_4 = 74$ ,  $z'_2 = 52$ . У цьому випадку  $\lambda$  – ціле число, але передавальне відношення  $u_{пл} = 10,62$ , що недопустимо відрізняється від заданого, а саме – 12.

Прийmemo  $z_1 = z_3 = 19$ . Тоді:  $z_2 z_4 = 3971$ ,  $4z_4 - 3z_2 = 133$ , звідки  $z_4 = 73$ ,  $z_2 = 53$ . Фактичне передавальне відношення  $u'_{пл} = 11,71$ . Відносна похибка  $\delta = 2,4\%$  (допускається  $|\delta| \leq 5\%$ ).

Значення  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{19 \cdot 19 + 73 \cdot 53}{3} = 1410.$$

Отож перша вимога збирання задовольняється. Вимогу (4.49) запишемо так:  $19P + 53Q = 1410$ . Оскільки числа 19 і 53 є прості, можна підібрати цілі числа  $P$ ,  $Q$ , що задовольняють даній умові:  $Q = -1 + 19k$ ;  $P = 77 - 53k$ , де  $k$  – будь-яке ціле число. Ці вирази дозволяють спроектувати збирання. Так, прийнявши  $k = 1$ , маємо  $Q = 18$ ,  $P = 24$ . Це означає, що після установки першого блоку сателітів з точкою  $B_1$  (див. рис. 4.35) необхідно сумістити 18-й, рахуючи від точки  $B$ , зуб колеса 4, при цьому 24-й зуб (тобто фактично 5-й, оскільки  $z_1 = 19$ ) колеса 1 попаде в точку  $A_1$ .

**Визначення зусиль в зчепленнях планетарних передач без урахування сил тертя.** Колові зусилля в зчепленнях обчислюють за крутним моментом на ведучому або веденому валу. Для знаходження радіальних і осьових сил необхідно знати геометрію зачеплення.

Розглянемо передачу представлену на рис. 4.30. Зусилля, діюче на блок коліс 2 та 3 показано на рис. 4.30,  $\delta$ , де  $P_{43}$ ,  $P_{12}$  – зусилля з боку

коліс 4 та 1;  $P_H = \frac{M_H}{l_H} = \frac{M_H}{r_1 + r_2}$  – зусилля зі сторони водила.

Застосовуючи рівняння статки, отримуємо:  $P_H = P_{43} + P_{12}$ ;  $P_{43}r_3 = P_{12}r_2$ .

$$\text{З цих рівнянь } P_{12} = \frac{P_H r_3}{r_3 + r_2}; \quad P_{43} = \frac{P_H r_2}{r_3 + r_2}.$$

Момент на ведучому валу  $M_1 = P_{12}r_1$ . Оскільки за відсутності тертя, потужності на валах однакові, тоді

$$M_1 \omega_1 = M_H \omega_H, \text{ звідки } u_{\text{пл}} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{M_H}{M_1}.$$

Ця умова дозволяє перевірити знайдену кінематично величину  $u_{\text{пл}}$ .

Для схеми наведеної на рис. 4.31 зусилля на колесах 5, 4 (з водилом  $H_1$ ) та 2 будуть наступними:

$$P_{45} = P_{65} \frac{1}{2} P_{H_2}; \quad P_{2H_1} = \frac{P_{54} r_4}{r_1 + r_2}; \quad P_{12} = P_{32} = \frac{1}{2} P_{H_2}; \quad P_{H_2} = \frac{M_{H_2}}{r_4 + r_5}.$$

**Визначення ККД планетарних передач** засновано на допущенні, що втрати на тертя в планетарній передачі та механізмі, отриманого зупинкою водила (у перетвореній передачі), однакові. ККД перетвореної передачі  $\eta_0$  вважається відомим. Приблизно  $\eta_0 = \eta_*^n$ , де  $\eta_*$  – ККД одного зачеплення з нерухомими вісями;  $n$  – число послідовно працюючих зубчатих зачеплень у перетвореній передачі.

Потужність тертя підраховуємо за одною з наступних формул:

$$a) W_{\text{тр}} = W_{\text{тр}}(1 - \eta); \quad б) W_{\text{тр}} = W_{\text{вм}} \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right), \quad (4.50)$$

де  $W'_{\text{вщ}}$  і  $W'_{\text{вм}}$  – потужності на ведучому та веденому валу.

У планетарній передачі ведучий вал відомий, а в перетвореній буде той, кутова швидкість якого відносно водила ( $\omega - \omega_H$ ) співпадає за напрямом із зовні прикладеним моментом.

Таким чином отримуємо наступну залежність

$$W'_{\text{тр}} = W'_{\text{тр}}^0,$$

де потужність тертя в планетарній передачі визначається через її ККД, а потужність тертя в перетвореному механізмі  $W'_{\text{тр}}^0$  – через  $\eta_0$ . Таким чином обчислюють  $\eta_{\text{пл}}$ . Обидві потужності треба виражати через потужність на одному і тому ж колесі.

Для планетарної передачі на рис. 4.30 при ведучому водилі, знайдемо ККД. Напрями  $M_H, \omega_H$  співпадають, а  $M_1, \omega_1$  направлені протилежно. Надаючи механізму кутову швидкість  $\omega_H = \frac{\omega_1}{1+k}$ , отримуємо кутову швидкість колеса 1 відносно водила

$$\omega'_1 = \omega_1 - \omega_H = \frac{k\omega_1}{1+k}.$$

Оскільки  $\omega'_1 > 0$ , напрями  $\omega'_1, \omega_1$  однакові та протилежні  $M_1$ , тому в перетвореному механізмі колесо 1 залишається веденим.

Потужності тертя в планетарному та перетвореному механізмах виражаємо через потужності на колесі 1. Користуючись формулою (4.50, б), маємо

$$W'_{\text{тр}} = M_1 \omega_1 \left( \frac{1}{\eta_{\text{пл}}} - 1 \right); \quad W'_{\text{тр}}^0 = M_1 \omega_1 \left( \frac{1}{\eta_0} - 1 \right).$$

Приврівнюючи потужності тертя і підставляючи значення  $W'_1$ , отримуємо

$$\eta_{\text{пл}} = \frac{\eta_0(1+k)}{k + \eta_0}.$$

При  $k=11$   $\eta_0 = 0,92$ ,  $\eta_{\text{пл}} = 0,926$ .

ККД планетарної передачі на рис. 4.31, а, на відміну від попередньої, визначається дещо інакше. Якщо вал 1 ведучий, то момент  $M_1$  співпадає у напрямі як з  $\omega_1$ , так і з  $\omega'_1$ . Отже колесо 1 залишається ведучим і в перетвореному механізмі. Потужності тертя обчислюємо за формулою (4.50, а):

$$W'_{\text{тр}} = M_1 \omega_1 (1 - \eta_{\text{пл}}); \quad W'_{\text{тр}}^0 = M_1 \omega'_1 (1 - \eta_0).$$

Приврівнюючи їх, при колишніх значеннях  $k, \eta_0$  маємо

$$\eta_{\text{пл}} = \frac{1+k\eta_0}{1+k} = 0,927.$$



Для розглянутого механізму значення  $\eta_{\text{пл}}$  практично не залежить від того, який вал ведучий, і мало залежить від величини  $k$ , тобто від числа зубів.

ККД передачі, зображеної на рис. 4.33 визначається наступним чином.

Якщо вал I – ведучий, а вал II – ведений, тоді між  $\omega_H$  і  $\omega_1$  існує наступна залежність:

$$\omega_H = \frac{\omega_1}{1-k}; \quad k = \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1}.$$

При  $k < 1$   $\omega_H > 0$ , при  $k > 1$   $\omega_H < 0$  обертання водила і колеса 1 відбуваються відповідно в один та різні боки.

Нехай  $k < 1$ . Напрями  $\omega_1$ ,  $\omega_H$ ,  $M_1$ ,  $M_H$  наведені на рис. 4.33.

Величина  $\omega_1^I = \omega_1 - \omega_H = -\frac{\omega_1 k}{1-k} < 0$ . Отже, колесо 1 у перетвореному механізмі є веденим. Тому

$$W_{\text{тр}}^{\text{пл}} = M_1 \omega_1 (1 - \eta_{\text{пл}}); \quad W_{\text{тр}}^0 = M_1 \omega_1^I \left( \frac{1}{\eta_0} - 1 \right).$$

Прирівнюючи потужності, отримуємо

$$\eta_{\text{пл}} = \frac{\eta_0 - k}{\eta_0 + k \eta_0} \quad (k < 1).$$

Якщо  $k > 1$ , то  $\omega_1^I = \frac{\omega_1 k}{k-1} > 0$ . Таким чином, вал I у перетвореному механізмі залишається ведучим, а це означає, що:

$$W_{\text{тр}}^0 = M_1 \frac{\omega_1 k}{k-1} (1 - \eta_0).$$

Прирівнюючи цю потужність значенню  $W_{\text{тр}}^{\text{пл}}$ , знаходимо

$$\eta_{\text{пл}} = \frac{k \eta_0 - 1}{k - 1} \quad (k > 1).$$

На рис. 4.37 суцільною лінією представлено залежність  $\eta_{\text{пл}}$  від  $k$ .

При  $\eta_0 < k < \frac{1}{\eta_0}$  значення  $\eta_{\text{пл}} < 0$ , отже робота при ведучому валу 1 неможлива.

Якщо ж водило вважати ведучим, у такому випадку

$$W_{\text{тр}}^{\text{пл}} = M_1 \omega_1 \left( \frac{1}{\eta_{\text{пл}}} - 1 \right).$$

При  $k < 1$  напрями  $\omega_1^I$  та  $M_1$  співпадають. Тоді будемо мати:

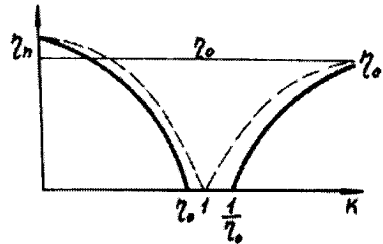


Рис. 4.37. Графік зміни ККД

$$W_{\text{тp}}^0 = M_1 \frac{\omega_1 k}{1-k} (1-\eta_0).$$

При  $k > 1$  напрямки  $\omega_1$  та  $M_1$  протилежні, а отже:

$$W_{\text{тp}}^0 = M_1 \frac{\omega_1 k}{k-1} \left( \frac{1}{\eta_0} - 1 \right).$$

Прирівнюючи потужності тертя, отримуємо:

$$\eta_{\text{пл.1}} = \frac{1-k}{1-k\eta_0} (k < 1); \quad \eta_{\text{пл.2}} = \frac{\eta_0(k-1)}{k-\eta_0} (k > 1).$$

Графік ККД на рис. 4.37 зображено пунктирною лінією. При ведучому водилі рух можливий за будь-яких значень  $k$ .

**Двопоточні планетарні передачі.** У таких передачах потужність на ведений вал подається двома паралельними потоками, внаслідок чого вони повинні мати диференціал або на вході, або на виході. На рис. 4.38, а наведено передачу з диференціалом на вході: від ведучого вала  $I$ , який жорстко зв'язаний з водилом диференціалу  $H$ , потужність поступає на колеса 1, 3, від колеса 1 через колеса 6, 7 та від колеса 3 через колеса 4, 5 вона передається на ведений вал  $II$ .

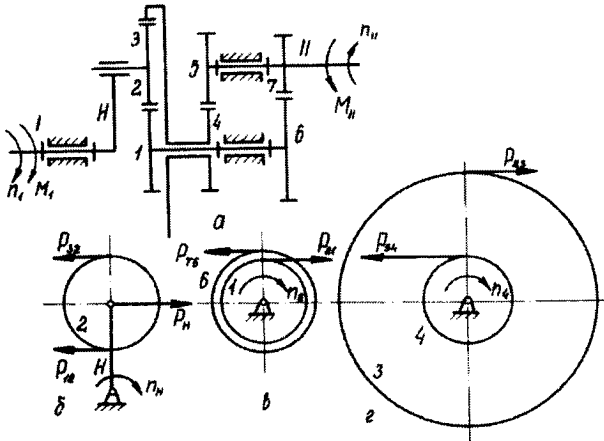


Рис. 4.38. Двопоточкова передача

Кінематичне дослідження і визначення колових зусиль без урахування тертя в двопоточкових передачах проводять так само, як і простих планетарних механізмів.

Для обчислення ККД потрібно знайти напрямки потоків потужності. Ведений вал приводиться в обертання двома колесами (вал  $II$  на рис. 4.38, а – колесами 4, 6). Обидва ці колеса є ведучими по відношенню до вала  $II$ , тобто від них на останній поступає потужність, якщо їх обертання і моменти, з якими вони діють на вал  $II$ , направлені в один

бік. Якщо ж обертання одного з коліс направлене протилежно моменту, тода по відношенню до вала II воно буде веденим і потужність на вал II поступає тільки від одного колеса (наприклад, від колеса б на рис. 4.38, а). Частина цієї потужності витрачається на подолання зовнішнього опору, а інша частина через колесо 4 знову надходить у механізм, тобто є «циркулюючою» потужністю. Внаслідок цього різко знижується ККД передачі.

Визначимо передавальне відношення  $u = \frac{\omega_I}{\omega_{II}}$  двопотокової

передачі (рис. 4.38, а) та визначимо наявність циркулюючої потужності.

Кількості обертів коліс 6, 1, 4, 3 наступні:

$$n_6 = n_1 = -n_{II} \frac{z_7}{z_6}; \quad n_4 = n_3 = -n_{II} \frac{z_5}{z_4}.$$

Оскільки  $n_H = n_I$ , формула Вілісса для диференціалу прийме вид

$$\frac{n_1 - n_{II}}{n_3 - n_{II}} = -\frac{z_3}{z_1}; \quad n_I = \frac{n_1 + n_3 \frac{z_3}{z_1}}{1 + \frac{z_3}{z_1}}.$$

Підставляючи сюди значення  $n_1$ ,  $n_3$ , знаходимо

$$u = \frac{n_I}{n_{II}} = -\frac{z_7 + z_5 z_3}{z_6 + z_4 z_1} \frac{z_3}{z_1}.$$

Напрями  $n_I$ ,  $n_{II}$  наведено на рис. 4.38, а. Зусилля на колесах та напрями їх обертання показано на рис. 4.38, б. На колеса 6, 4 з боку коліс 7, 5 діють сили  $P_{76}$ ,  $P_{54}$ , що створюють відносно осей коліс моменти, направлені протилежно їхньому обертанню і, навпаки, зусилля з боку коліс 6, 4 відносно осі веденого вала II створюють моменти, що співпадають за напрямом з його обертанням. Отже циркулююча потужність відсутня.

Розподіл потужності буде наступним:

$$P_{12} = P_{32} = \frac{1}{2} P_H; \quad P_{54} = P_{32} \frac{r_3}{r_4} = \frac{P_H r_3}{2 r_4}; \quad P_{76} = \frac{P_{12} r_1}{r_6} = \frac{P_H r_1}{2 r_6}.$$

До веденого вала II з боку коліс 4, 6 прикладено моменти:

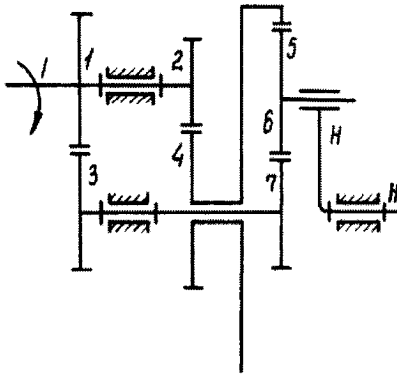
$$M_4 = P_{54} r_5 = \frac{P_H r_3 r_5}{2 r_4}; \quad M_6 = P_{76} r_7 = \frac{P_H r_1 r_7}{2 r_6},$$

де  $P_H = M_H : (r_1 + r_2)$  – зусилля на рукоятці диференціалу.

Потужності, що підводяться до вала II колесами 4, 6, знаходяться у співвідношенні як моменти  $M_4$ ,  $M_6$ . Таким чином

$$\frac{W_4}{W_6} = \frac{M_4}{M_6} = \frac{r_3 r_5 r_6}{r_1 r_7 r_4}$$

Розглянемо двопохову передачу на рис. 4.39. Кількості обертів коліс 3, 7, 4, 5 наступні:



$$n_3 = n_7 = -n_1 \frac{z_1}{z_3}; \quad n_4 = n_5 = -n_1 \frac{z_2}{z_4}$$

Користуючись формулою Вілісса, маємо

$$\frac{n_7 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_5}{z_7}$$

$$n_H = n_{II} = \frac{n_7 + n_5 \frac{z_5}{z_7}}{1 + \frac{z_5}{z_7}}$$

Підставляючи значення  $n_7$ ,  $n_5$ , знаходимо передаточне число даної передачі

Рис. 4.39. Кінематичне дослідження двопохової передачі

$$u = \frac{n_I}{n_{II}} = -\left(1 + \frac{z_5}{z_7}\right) \cdot \left(\frac{z_1}{z_3} + \frac{z_2}{z_4} \frac{z_5}{z_7}\right)$$

#### 4.5. Механічні передачі та механізми роботів

Передача руху від двигуна до виконавчої ланки маніпулятора може бути забезпечена за допомогою різних передавальних механізмів, структура і конструктивні особливості яких залежать від типу двигуна, виду переміщення виконавчої ланки та способу взаємного розташування двигуна і виконавчої ланки. Передавальні механізми призначені для перетворення одного виду руху в інший, узгодження швидкостей та моментів. Для механічного перетворення руху застосовують зубчасті передачі, передачі з гнучким зв'язком (пасові, ланцюгові, тросові) та мальтійські механізми.

Для узгодження швидкостей, використовують понижуючі передавальні механізми: циліндричні, конічні, черв'ячні, планетарні, хвильові. Тип передавального механізму вибирають виходячи із складності його конструкції, коефіцієнта корисної дії, люфту в передачі, габаритних розмірів, маси, властивості самогальмування, жорсткості, зручності компонування, технологічності, довговічності, вартості.

**Зубчасті передачі** залежно від розташування геометричних осей коліс можуть бути циліндричними, конічними або гвинтовими.

Передача з циліндричними колесами (рис. 4.40, а) застосовується при паралельному розташуванні осей, конічними (рис. 4.40, б) – при перетині осей і гвинтовими (рис. 4.40, в) – при перехресних осях.

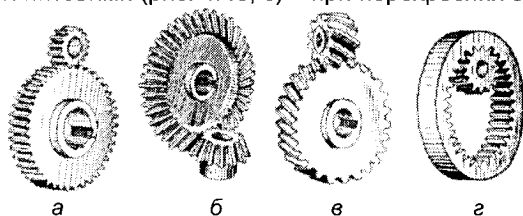


Рис. 4.40. Види зубчастих передач: а – циліндрична зовнішнього зачеплення; б – конічна; в – гвинтова; г – циліндрична внутрішнього зачеплення

Передачі з циліндричними колесами можуть бути зовнішнього (рис. 4.40, а) і внутрішнього зачеплення (рис. 4.40, г). В першому випадку зубчасті колеса обертаються в протилежних напрямках, а в другому – напрями обертання співпадають. У всіх випадках обертання ведучого зубчастого колеса перетвориться в обертання веденого зубчастого колеса через натиснення зубів першого на зуби другого.

Профіль зубів зазвичай виконується по евольвенті (крива, яка описується точкою, розташованою на прямій лінії, що перекочується по колу без ковзання), контур якої забезпечує рівномірне обертання коліс, а отже, і постійне передаточне число. Евольвентне зачеплення показано на рис. 4.41.

Основним параметром зубчатого зачеплення є модуль зачеплення:

$$m = \frac{t}{\pi}, \tag{4.51}$$

де  $t$  – крок зачеплення по дузі початкового кола (відстань між однойменними точками двох сусідніх зубів).

Початковим називається коло, яке проведено з центра зубчастого колеса до полюса зачеплення, де відбувається контакт зубів без ковзання.

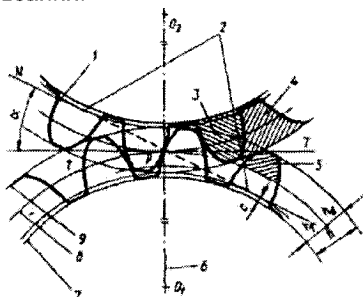


Рис. 4.41. Евольвентне зачеплення: 1 – профіль зуба; 2 – лінія зачеплення; 3 – ніжка; 4 – западина; 5 – головка; 6 – міжосьова лінія; 7 – коло западин; 8 – початкове коло; 9 – коло виступів

Довжина початкового кола дорівнює добутку кроку  $t$  на число зубів  $z - \pi d = tz$ , тоді діаметр початкового кола буде

$$d = \frac{t}{\pi} z = mz. \quad (4.52)$$

Висота головки зуба  $h$  в стандартному зачепленні дорівнює  $m$ , тому діаметр  $D$  кола виступів (зовнішній діаметр колеса) дорівнюватиме:

$$D = m(z + 2). \quad (4.53)$$

Висота ніжки зуба  $h_2$  для забезпечення зазору між головкою зуба і дном западини робиться більше  $m$  і залежить від точності виготовлення зубчастого колеса або шестерні. Зазвичай  $h_2 = 1,25m$ .

Кочення коліс зубчатої передачі відбувається без проковзування, тому передаточне відношення  $i$  завжди буде постійним:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (4.54)$$

тобто передаточне число зубчатої пари дорівнює відношенню числа зубів  $z_2$  веденого колеса до числа зубів  $z_1$  ведучої шестерні або кутової швидкості  $\omega_1$  ведучої шестерні до кутової швидкості  $\omega_2$  веденого колеса. По лінії зачеплення, яка є нормаллю до поверхонь зубів у точці їх контакту, буде направлений і тиск, що передається зубом ведучої шестерні на зуб веденого колеса. Під дією цієї сили в зубі виникають напруги згину і стиснення, а на його поверхні – контактні напруги. Слід зазначити, що працездатна тільки така зубчаста передача, в якій контактні напруги і напруги від згину не перевищують допустимі для матеріалів, що використовуються при виготовленні колеса і шестерні.

Товщина зуба у його основи зменшується зі зменшенням кількості зубів та діаметра колеса. Тому найменш міцний зуб шестерні. При малій кількості зубів шестерні (менше 17) ніжка її зуба виходить підрізаною біля основи. Для усунення цього недоліку і збільшення міцності зуба застосовується коригування, тобто виправлення форми зуба. Найпоширенішим є висотне коригування, при якому зменшують висоту ніжки зуба шестерні і збільшують висоту його головки, збільшуючи діаметр кола виступів і зменшуючи діаметр кола западин. При цьому відповідно збільшується висота ніжки зуба і зменшується висота головки у зубчастого колеса, що працює в парі з цією шестернею.

Коефіцієнт корисної дії циліндричних передач залежить від точності і чистоти поверхні зубів, а також від способу мащення і знаходиться для закритих передач у межах  $\eta = 0,97 \dots 0,99$ .

Розглянуті вище передачі з розташуванням зубів по твірній циліндра кочення при великих швидкостях обертання сильно шумлять. Пояснюється це одночасністю входу і виходу з зачеплення чергової

пари зубів. Тому в швидкісних передачах для зменшення шуму і підвищення плавності застосовуються колеса з розташуванням зубів під кутом до твірної циліндра кочення (рис. 4.42). Таке розташування збільшує кількість зубів, що одночасно знаходяться в зачепленні і навантаження кожного зуба стає поступовим, що зменшує динамічність, навантаження і шум.

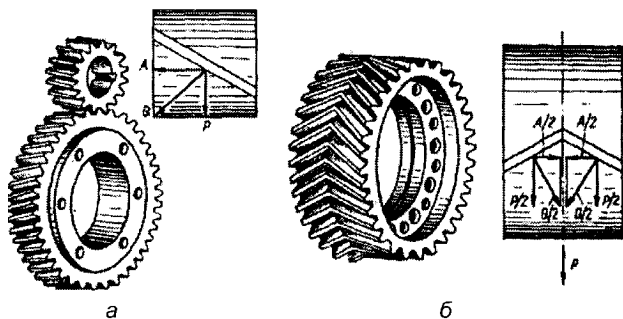


Рис. 4.42. Колеса: а – косозубі; б – шевронні

Залежно від кута нахилу зуба, передачі прийнято називати косозубими (при малих кутах), зі спіральним зубом (при кутах близьких до  $45^\circ$ ) і черв'ячними (при кутах, близьких до  $90^\circ$ ).

У колесах косозубих передач розрізняють два кроки зубів: торцевий  $t_s$  та нормальний  $t_n$  і, відповідно, торцевий та нормальний модулі. Ці модулі зв'язані між собою такою залежністю:

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (4.55)$$

де  $\beta$  – кут нахилу зубців.

При похилому розташуванні зубів у передачі з'являється осьова сила  $A$ , яка прагне зсунути колесо (і шестерню) уздовж осі. В результаті цього збільшується втрата на тертя і ускладнюється конструкція опор валу. Тому при передачі великих колових зусиль застосовуються шевронні зубчаті колеса із зубами, що мають протилежний нахил (рис. 4.42, б). Зусилля в такому колесі взаємно врівноважуються і на опори не передаються.

Для передачі крутного моменту між валами, осі яких перетинаються під кутом, застосовуються конічні передачі. Найбільше розповсюдження мають передачі з міжосьовим кутом  $\delta = 90^\circ$  (рис. 4.40, б). Зуби конічних коліс можуть бути прямими, косими або криволінійними, їх профілі виконуються також по евольвенті, але перетин зуба зменшується у міру наближення до вершини конуса. Тому крок і модуль зуба по його довжині міняються, маючи найбільше значення на максимальних діаметрах початкових конусів.

Передаточне число пари конічних зубчастих коліс визначається так само, як і в циліндричних колесах.

При роботі конічної зубчастої передачі завжди виникають значні осьові зусилля, які повинні бути сприйняті опорами. Відповідно, це викликає додаткові втрати на тертя, через які ККД конічних передач дещо нижче ніж циліндричних:  $\eta = 0,94 \dots 0,96$ .

Якщо необхідно отримати велике передаточне число в передачі крутного моменту між схрещеними валами, застосовуються черв'ячні передачі (рис. 4.43). Черв'ячна передача є зубчато-гвинтовою передачею і складається з черв'яка – гвинта з трапецеїдальним різьбленням і черв'ячного колеса – косоzubого колеса із зубами спеціальної форми. При обертанні черв'яка його витки, що знаходяться у контакті із зубами колеса, тиснуть на них і примушують повертатися колесо. Для забезпечення постійного і рівномірного руху необхідно, щоб осьовий крок черв'яка був рівний торцевому кроку черв'ячного колеса.

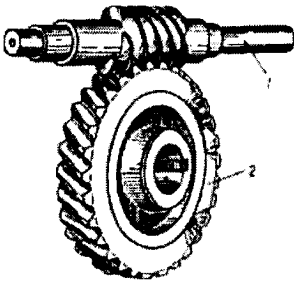


Рис. 4.43. Черв'ячна передача:  
1 — черв'як; 2 — черв'ячне колесо

Поворот черв'яка на один оборот відповідає повороту колеса на кут, обмежений дугою, рівною кроку черв'яка. Тому передаточне число черв'ячної передачі можна визначити як відношення числа зубів колеса  $z_k$  до кількості заходів черв'яка –  $z_v$ :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_k}{z_v} \quad (4.56)$$

Оскільки число зубів колеса може бути значним (50...100), а черв'як однозахідним, то однією черв'ячною парою легко можна отримати велике передаточне число.

Можливість отримання великого передаточного числа, компактність, плавність і безшумність є незаперечними перевагами черв'ячної передачі.

Істотними її недоліками є низький ККД, що пояснюється наявністю між витками черв'яка і зубами колеса тертя ковзання, і пов'язана з цим необхідність застосування дорогих антифрикційних матеріалів (бронзи) для виготовлення черв'ячного колеса. ККД черв'ячної передачі при однозахідному черв'яку, бронзовому черв'ячному колесі і доброму мащенні не перевищує  $\eta = 0,7 \dots 0,75$ . Тому постійно працююча черв'ячна пара споживає значну потужність, виділяє велику кількість тепла і вимагає обов'язкового інтенсивного охолодження.



Якщо необхідно отримати великі передавальні числа, зазвичай вдаються до багатоступінчатих зубчатих передач в основному з циліндричними зубчастими парами.

При проектуванні зубчатих передач виконують наступні види розрахунків:

- контактний на витривалість (проектний) – для визначення основних параметрів передачі;
- на згинальну витривалість – для визначення модуля передачі;
- на статичну міцність (перевірочний) – при великих короткочасних навантаженнях;
- на зношення – для відкритих передач.

**Гвинтові передачі** призначені для перетворення обертального руху в поступальний, а іноді навпаки – для перетворення поступального руху в обертальний (рис. 4.44).

Гвинтова передача є простою в конструкції та виготовленні, компактною при високій навантажувальній спроможності, володіє високою надійністю, плавністю і безшумністю, можливістю забезпечити повільне переміщення з великою точністю.

До недоліків передачі слід віднести підвищене зношування різьби внаслідок великого тертя, низький ККД, наявність люфтів.

Хід гайки гвинтової передачі (мм):

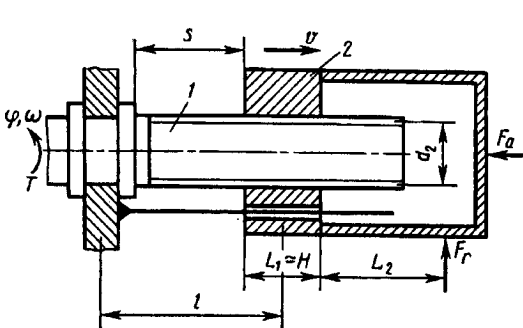


Рис. 4.44. Гвинтова передача ковзання

$$s = \frac{\varphi p k}{2\pi}, \quad (4.57)$$

де  $\varphi$  – кут повороту гвинта, рад;  $p$  – крок різьби, мм;  $k$  – число заходів різьби.

Швидкість гайки (мм/с):

$$v = \frac{\omega p k}{2\pi}, \quad (4.58)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість гвинта,  $\text{с}^{-1}$ .

ККД гвинтової пари

$$\eta_m = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}, \quad (4.59)$$

де  $\psi = \operatorname{arctg}(p_z / \pi d_2)$  – кут підйому гвинтової лінії, рад. ( $p_z = p k$  – хід різьби, мм;  $d_2$  – середній діаметр різьби, мм);  $\rho' = \operatorname{arctg}(f / \cos(\alpha/2))$  – приведений кут тертя, рад.; ( $f$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $\alpha$  – кут профілю різьби, рад. (для трапецеїдальної різьби  $\alpha = 30^\circ$ , для прямокутної  $\alpha = 0^\circ$ ).

Умова самогальмування – умова, при якій передача руху неможлива,  $\psi \leq \rho'$ .

Перетворення поступального руху в обертальний можливо при  $\psi \geq 2\rho'$ . Кут повороту гвинта (рад):

$$\varphi = \frac{2\pi s}{pk} \quad (4.60)$$

ККД такої гвинтової пари:

$$\eta_m = (0,9 \dots 0,95) \frac{\operatorname{tg}(\psi - \rho')}{\operatorname{tg} \psi} \quad (4.61)$$

Обертальний момент, що прикладено до ведучої ланки (Н·мм):

$$T = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho'), \quad (4.62)$$

де  $F_a$  – осьова сила, що прикладена до поступального рухомої ведучої ланки, Н;  $d_2$  – середній діаметр різьби привідної ланки, мм.

Якщо ведуча ланка крім осьової сили  $F_a$  навантажено радіальною силою  $F_r$ , тоді на привідній ланці виникає додатковий момент тертя (Н·мм)

$$T_f = F_r f \frac{d_2}{2} \left( 1 + 2 \frac{L_2}{L_1} \right), \quad (4.63)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання в різьбі;  $L_2$  – відстань між точкою прикладання радіального навантаження та найближчим робочим витком різьби, мм;  $L_1$  – відстань між крайніми робочими витками різьби (робоча база гвинтової пари), мм. Наближено можна вважати  $L_1 \approx H$ , де  $H$  – висота гайки, мм.

При проектуванні гвинтової передачі необхідно, щоб робочий тиск між робочими поверхнями різьби гвинта та гайки не перевищував допустимого. Отож, встановлено співвідношення між осьовим зусиллям в передачі, геометричними параметрами та допустимим тиском:

$$F_a = \pi d_2 h z [P], \quad (4.64)$$

де  $h$  – робоча висота профілю різьби, мм;  $z = H/p$  – число витків різьби в гайці;  $[P]$  – допустимий тиск між робочими поверхнями різьби гвинта та гайки, МПа (для сталевго гвинта і чавунної гайки  $[P] = 5 \dots 6$  МПа; для сталевго гвинта і бронзової гайки  $[P] = 9 \dots 11$  МПа);  $H = \gamma d_2$  – висота гайки, мм;  $\gamma$  – коефіцієнт висоти гайки (для суцільних гайок  $\gamma = 1,2 \dots 2,5$ , для рознімних та здвоєних  $\gamma = 2,5 \dots 3,5$ ).

Передача гвинт-гайка кочення у порівнянні з передачею гвинт-гайка ковзання характеризується значно більшими ККД, меншим зносом, більшою точністю, підвищеною довговічністю.

У гвинтових кулькових парах між робочими гвинтовими поверхнями гайки 1 та гвинта 4 розташовано сталеві кульки 3 (рис. 4.45).

Швидкість переміщення кульок відрізняється від швидкості ведучої та веденої ланок, тому для забезпечення безперервної циркуляції кульок кінці робочої частини різьблення з'єднано поворотним каналом 2.

Замкнений ланцюг кульок умовно поділяють на активну частину (робочу частину нарізки) та пасивну частину (зворотний канал). Активна частина кулькової гвинтової пари зазвичай становить  $z = 1...2,5$  витка. За більшої кількості робочих витків ККД кулькової пари знижується через збільшення тертя кульок одна по одній.

При обертанні гвинта кульки, що затиснуті між гвинтовими поверхнями гвинта та гайки, завдяки тертю перекочуються за ним і передають рух від гвинта до гайки.

Кінематичний розрахунок гвинтової передачі аналогічний до розрахунку гвинтової передачі ковзання.

ККД гвинтової передачі ковзання

$$\eta_m = (0,9...0,95) \frac{tg\psi}{tg(\psi + \rho_k)}$$

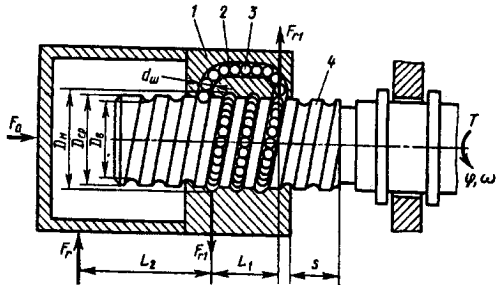


Рис. 4.45. Гвинтова передача ковчання

де  $\rho_k = arctg[f_k / (0,5d_k)]$  - приведений кут тертя ковчання;  $d_k$  - діаметр кульки, мм;  $f_k$  - зведений коефіцієнт тертя ковчання (для загартованих гвинтових поверхонь твердістю HRC > 53 та сталевих кульках твердістю HRC > 63 приймають при обертанні гвинта  $f_k = 0,004...0,005$ , при обертанні гайки  $f_k = 0,006...0,007$ ).

Оскільки  $\rho_k \ll \psi$ , то ККД кулькової гвинтової пари навіть при малих кутах підйому гвинтової лінії досягає 0,8..0,9, тоді як ККД гвинтової пари ковзання не перевищує 0,7. При  $\psi > 2^\circ$  ККД збільшується незначно, тому вигідно вибирати кут  $\psi$  малим, оскільки при цьому знижується необхідний крутний момент.

**Диференціальна гвинтова передача** (рис. 4.46) складається із гвинта 3 з двома ділянками різьби різних кроків ( $p_1$  і  $p_2$ ), але одного напрямку (правого або лівого), гайки 1 та стійки 2. Під час обертання гвинта 3 гайка 1 здійснює два поступальних рухи: відносно гвинта 3 та разом із гвинтом 3 відносно стійки 2.

Повне переміщення гайки 1 відносно стійки 2 буде (мм):

$$s_2 = \varphi_1(p_1 - p_2)/(2\pi), \quad (4.65)$$

де  $\varphi_1$  - кут повороту гвинта, рад;  $p_1$  та  $p_2$  - кроки відповідно першого та другого ділянок різьби гвинта, мм.

З формули випливає, що диференціальна гвинтова передача забезпечує малі лінійні переміщення.

Швидкість переміщення гайки 1 відносно стійки 2 (мм/с):

$$v_2 = \omega_1 (p_1 - p_2) / (2\pi) = n_1 (p_1 - p_2) / 60, \quad (4.66)$$

де  $\omega_1 = \pi n_1 / 30$  – кутова швидкість гвинта 3,  $\text{с}^{-1}$ ;  $n_1$  – частота обертання гвинта 3,  $\text{с}^{-1}$ .

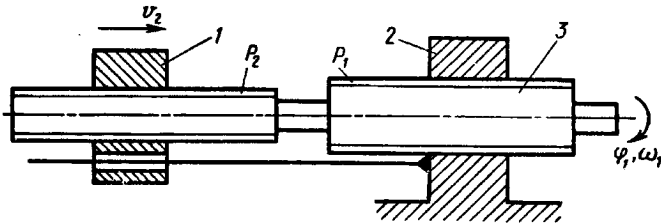


Рис. 4.46. Схеми диференціальної та інтегральної гвинтової передачі

**Інтегральна гвинтова передача** влаштована аналогічно диференціальній (рис. 4.46), проте має різні напрямки різьби (правий та лівий) на різьбових ділянках гвинта.

Осьове переміщення гайки 1 відносно стійки 2 буде (мм):

$$s_2 = \varphi_1 (p_1 + p_2) / (2\pi). \quad (4.67)$$

Таким чином за невеликих поворотах гвинта, можна отримати значні осьові переміщення гайки.

**Рейкова передача** призначена для перетворення обертального руху шестерні в поступальний рух рейки і, навпаки, поступального руху рейки в обертальний рух шестерні.

Переміщення рейки визначається із співвідношення:

$$s_2 = \pi d_1 \alpha_1 / 360^\circ, \quad (4.68)$$

де  $\alpha_1$  – кут повороту шестерні, град;  $d_1$  – діаметр шестерні, мм.

Швидкість рейки (м/с)

$$v_2 = d_1 \omega_1 / 2000 = \pi d_1 n_1 / (60000), \quad (4.69)$$

де  $\omega_1$  – кутова швидкість шестерні,  $\text{с}^{-1}$ ;  $n_1$  – частота її обертання,  $\text{хв}^{-1}$ .

Для нормальної роботи рейкової передачі необхідно, щоб кількість зубів шестерні  $z_1$ , було більше мінімальної кількості зубів  $z_{min}$ .

**Хвильові зубчасті передачі** знаходять широке застосування в електромеханічних приводах кращих закордонних промислових роботів (ASEA, SKILAM, KUKA).

Хвильові передачі відрізняються тим, що мають невеликі значення повного мертвого ходу, сталість передавального відношення, малі габарити та масу (у порівнянні із циліндричними зубчастими передачами) при високій питомій навантажувальній здатності.

Найпростіша хвильова зубчаста передача (рис. 4.47, а) складається з: генератора хвиль  $b$ , який по суті представляє собою два ролика, що встановлено на водилі, яке обертається в підшипниках корпусу; гнучкого колеса 1 – тонкостінної циліндричної оболонки, злівого торця якої нарізано зубчастий вінець з числом зубів  $z_1$ , а правий торець з'єднано з валом; жорсткого колеса 2, усередині якого нарізано зубчастий вінець з числом зубців  $z_2$ , що не обертається. Передача проектується таким чином, щоб найбільший діаметральний розмір по роликах  $D'$  був більше діаметру  $D_B$  внутрішньої поверхні гнучкого колеса. Генератор хвиль встановлено всередині гнучкого колеса, внаслідок чого воно деформується, і в такому вигляді гнучке колесо із генератором хвиль вставляється всередину жорсткого колеса. Торцевий переріз хвильової передачі зображено на рис. 4.47, в, на якому:  $1'$  – контур гнучкого колеса до деформації,  $1$  – контур гнучкого деформованого колеса;  $2$  – контур жорсткого колеса;  $w_0$  – радіальна деформація гнучкого колеса. Якщо подумки розгорнути контури коліс так, щоб круглий контур  $1'$  перетворився в пряму, а найкоротші відстані між контурами  $1$  і  $1'$  збереглися в розгортці, тоді отримаємо картину представлену на рис. 4.47, з.

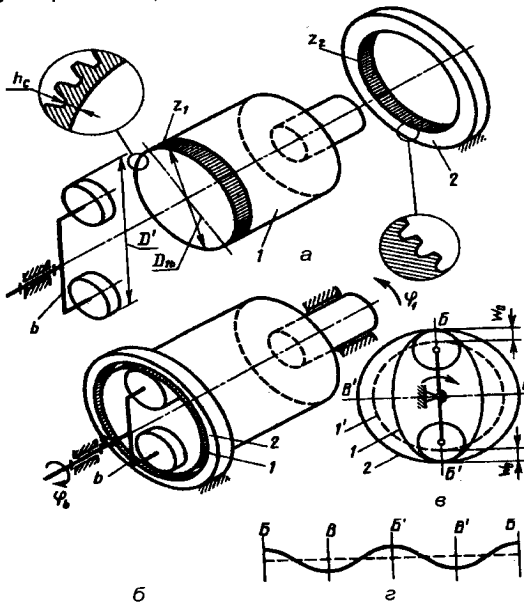


Рис. 4.47. Хвильова передача

Якщо кількості зубів коліс дорівнюють  $z_2$  та  $z_1$ , (кутові кроки коліс  $2\pi/z_2$  та  $2\pi/z_1$ ), то передаточне відношення такої передачі можна підрахувати наступним чином. При зупиненому жорсткому колесі після

повного оберту генератора хвиль ( $\varphi_b = 2\pi$ ) вал гнучкого колеса повернеться в напрямку протилежному до генератора хвиль на кут, що дорівнює  $\varphi_1 = 2\pi(z_1 - z_2)/z_1$ . Тоді передавальне відношення  $u_{b1}^{(2)}$  від генератора хвиль до гнучкого колеса за зупиненого жорсткого колеса

$$u_{b1}^{(2)} = \frac{\omega_b}{\omega_1} = \frac{\varphi_b}{\varphi_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}. \quad (4.70)$$

Якщо гнучке колесо з'єднати з корпусом, а жорстке – з вихідним валом, то після повороту генератора хвиль на кут  $\varphi_b = 2\pi$  жорстке колесо повернеться в тому ж напрямку, що і генератор хвиль, на кут  $\varphi_2 = 2\pi(z_2 - z_1)/z_2$ . У такому випадку передаточне відношення від генератора хвиль до жорсткого колеса за зупиненого гнучкого колеса буде

$$u_{b2}^{(1)} = \frac{\omega_b}{\omega_2} = \frac{\varphi_b}{\varphi_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}. \quad (4.71)$$

Таким чином, передаточні відношення хвильової зубчастої передачі залежить тільки від кількості зубів коліс.

Хвильова передача з проміжними ланками (рис. 4.48) має більш досконалу конструкцію, яка позбавлена деформованого елемента, що підвищує надійність такої передачі.

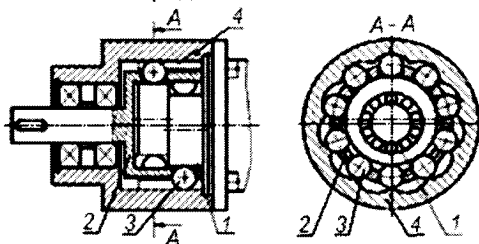


Рис. 4.48. Хвильова передача з проміжними ланками

Хвильова передача з проміжними ланками складається з приводного валу з ексцентриком (генератора хвиль) 1, сепаратора 2, тіл кочення 3 та вінця із зубчастими вирізами на внутрішній поверхні у вигляді кулачкових секторів, що описані сукупністю укорочених гіпоциклоїд 4. Ексцентриковий вал 1, обертаючись, викликає радіальне переміщення тіл кочення 3 в пазах сепаратора 2, що створює ефект «хвилі», яка біжить по ланцюжку тіл кочення і є аналогом гнучкого елемента в класичних хвильових схемах. Тіла кочення, контактуючи з робочими поверхнями вінця кулачкових секторів 4, призводять до обертання несучого сепаратора, якщо загальмовано вінець, і навпаки, обертається вінець, якщо загальмований сепаратор.

Кожен повний оберт ексцентрикового валу повертає вінець на один кулачковий сектор. При загальмованому вінці передаточне

відношення передачі  $u_{b1}^{(2)} = z$ , а при загальмованому сепараторі –  $u_{b2}^{(1)} = z + 1$ , де  $z$  – кількість тіл кочення.

Основні переваги хвильової передачі з проміжними тілами кочення:

- високе передаточне відношення. Діапазон передаточних відношень становить до 60 для одноступінчастих редукторів; до 3500 - двоступеневих; понад 1000 000 – багатоступеневих;
- великий крутний момент на вихідному валу та висока жорсткість кінематичних ланок. При передаточному відношенні на однієї ступені - 50, в зачепленні одночасно перебуває до 25 тіл кочення, що дозволяє передавати крутний момент в 5-10 разів більший за зубчасті передачі і практично без пружних деформацій;
- компактність. У порівнянні із зубчастою передачею, за рівних передаточних числах та крутних моментах, така передача менше за габаритами в 2-6 разів залежно від типорозміру;
- високий ККД (0,8...0,97).

**Передачі із гнучкими елементами** призначені для передачі обертального руху і перетворення поступального руху в обертальний і навпаки, де потрібно забезпечити значні міжосьові відстані, які більші ніж у зубчастих передачах.

Передача обертального руху від ведучого шківа 1 до веденого шківа 2 здійснюється гнучкою ланкою 3 (ланцюгом, пасом, тросом) (рис. 4.49, а). За наявності привідних гідро- або пневмоциліндрів здійснюється перетворення поступального руху штоків 1 в обертальний рух шківа 2 (рис. 4.49, б). Для перетворення обертального руху ведучого шківа 1 у поступальний рух ланки 4 можуть використовувати гнучку ланку 2 та пружину 3 (рис. 4.49, в).

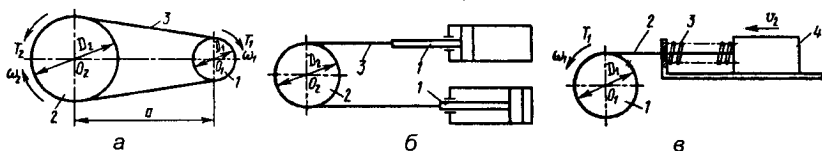


Рис. 4.49. Передачі із гнучким зв'язком

Кінематичні та геометричні параметри подібних передач встановлюються виходячи із відомого значення передавального відношення, яке визначається відомими виразами (4.54). У випадку, якщо у якості гнучкого елемента застосовують троси або паси, тоді необхідно при визначенні передаточного відношення враховувати проковзування подібних елементів по поверхням шківів:

$$i = \frac{R_2}{R_1(1-\epsilon)} = \frac{D_2}{D_1(1-\epsilon)}, \quad (4.72)$$

де  $R_1, R_2, D_1, D_2$  – радіуси та діаметри відповідно ведучого та веденого шківів, м;  $\epsilon = (F_1 - F_2)/(EA)$  – коефіцієнт пружного ковзання;  $F_1$  – натяг ведучої гілки, Н;  $F_2$  – натяг веденої гілки, Н;  $A$  – площа поперечного перерізу гнучкої гілки, мм<sup>2</sup>;  $E$  – модуль пружності гілки, МПа.

Колова швидкість на веденому шківі, (м/с)

$$v_2 = \omega_2 D_2 / 2,$$

де  $\omega_2$  – кутова швидкість шківів, с<sup>-1</sup>

Колова швидкість на ведучому шківі, (м/с)

$$v_1 = \begin{cases} v_2, & \text{для ланцюгової передачі} \\ v_2 / (1 - \epsilon), & \text{для пасової та тросової передачі} \end{cases}$$

У випадку, якщо в якості гнучких елементів в передачах застосовують паси або троси, необхідно забезпечувати достатній кут обхвату шківів для передачі обертання (град):

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57,3^\circ (D_2 - D_1)}{a}, \quad (4.73)$$

де  $a = [2l - \pi(D_2 - D_1) + \sqrt{[2l - \pi(D_2 - D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}] / 8$  – міжосьова відстань, мм.

Натяг гілок передачі з гнучким зв'язком визначається наступними залежностями:

$$F_1 = \begin{cases} \frac{2T_1}{D_1}, & \text{для ланцюгової передачі} \\ \frac{2T_2}{D_2} \left( \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \right), & \text{для тросової та пасової передачі} \end{cases}$$

$$F_2 = \begin{cases} \frac{2T_2}{D_2}, & \text{для ланцюгової передачі} \\ \frac{2T_2}{D_2} \left( \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \right), & \text{для тросової та пасової передачі} \end{cases}$$

де  $F_1$  та  $F_2$  – натяг ведучої та веденої гілок відповідно;  $T_2$  – крутний момент на відомому шківі, Н·мм;  $e$  – основа натурального логарифма;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання між тросом (пасом) та шківом ( $f = 0,1 \dots 0,2$ );

Похибка положення тросової (пасової) передачі:

$$\Delta\varphi_2 = \left( \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} - \frac{\epsilon}{1 - \epsilon} \frac{\Delta T_2}{T_2} \right) \varphi_2, \quad (4.74)$$

де  $\varphi_1$  та  $\varphi_2$  – кути повороту ведучого та веденого шківів;  $\Delta R_1, \Delta R_2$  – відхилення, відповідно, радіусів ведучого  $R_1$  та веденого  $R_2$  шківів;  $\Delta T_2$  – відхилення крутного моменту  $T_2$  на веденому шківі.

**Кулачкові механізми** застосовують для встановлення необхідних режимів руху механізмів та відтворення визначених параметрів переміщення.



Розглянемо методика визначення законів руху веденої ланки (штовхача) кулачкових механізмів в залежності від її переміщення та кута повороту кулачка за відомих профіля кулачка та розмірів ланок.

За законом руху визначається швидкість та прискорення веденої ланки, для чого переміщення диференціюється за часом. У випадку застосування графічних методів диференціювання для уточнення результатів за допомогою заміняючих механізмів, використовують плани швидкостей і прискорень.

Для отримання графіка руху зручний метод інверсії (оберненого руху): кулачок вважається нерухомим, а стійці механізму надається рух, зворотний руху кулачка, тому відпадає необхідність у багаторазовій побудові профілю кулачка. Положення інших ланок отримують з умови контакту між стержнем і кулачком.

Розглянемо кулачок, який обертається проти руху годинникової стрілки та приводить у поступальний рух стержень, що закінчується плоскою тарілкою (рис. 4.50, а). Визначимо шлях стержня  $S$  за  $90^\circ$  повороту кулачка.

Повертаємо стійку на  $90^\circ$  за рухом годинникової стрілки. Вісь стержня займе положення  $OA_1$ . Тарілка перпендикулярна до прямої  $OA_1$  і торкається кулачка. Шлях стержня – його віддалення від точки  $O$ , дорівнює відрізку  $BB_1$ . Для побудови заміняючого механізму проводимо з точки дотику тарілки з кулачком нормаль до профілю і відкладаємо відрізок  $CK = r$ , де  $r$  – радіус кривизни профілю в точці  $C$ . Відстань від площини тарілки до точки

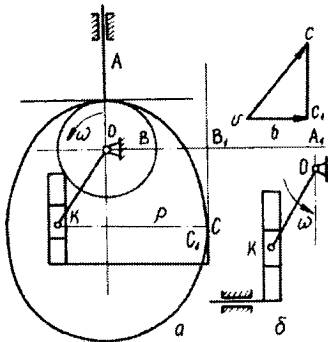


Рис. 4.50. Кулачковий механізм з плоскою тарілкою

$K$ , з точністю до малих 2-го порядку відносно кута повороту кулачка, залишається незмінною, тому повзун шарнірно зв'язаний із кулачком у точці  $K$  і вміщений в кулісі, яка паралельна та жорстко зв'язана з тарілкою і створює пасивний зв'язок. Заміняючий механізм показано на рис. 4.50, б. Це механізм поступально рухомої куліси: кривошип  $OK$  замінює кулачок, а куліса – плоску тарілку. Швидкість і прискорення стержня отримуємо побудувавши план швидкостей і прискорень для заміняючого механізму.

Швидкість стержня:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_{C_1} + \vec{V}_{CC_1},$$

де  $\vec{V}_C$  – швидкість стержня;  $\vec{V}_{C_1} = \omega OC_1$  – швидкість точки кулачка, що знаходиться в контакті з точкою  $C$ ;  $\vec{V}_{CC_1}$  – відносна швидкість точки  $C$ .

Вектор  $V_{cc}$  паралельний дотичній до профілю. На рис. 4.50, б показано план швидкостей.

При дослідженні кулачкових механізмів з роликівим штовхачем заздалегідь будується теоретичний («ідеальний») профіль кулачка. Це уявна крива, що пов'язана з кулачком, і по якій у відносному русі переміщується центр ролика. Реальний і теоретичний профілі еквідистантні – відстань між ними по нормалі дорівнює радіусу ролика. Теоретичний профіль є такий, що огинає засічки, проведені з точок реального профілю радіусами, що дорівнюють радіусу ролика (рис. 4.51), де  $I$  – реальний, а  $II$  – теоретичний профіль.

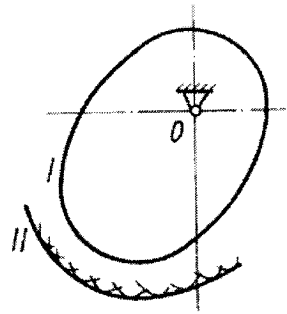


Рис. 4.51. Реальний профіль кулачка

Дослідимо кулачок, який приводить в хитний рух стержень  $AB$  (коромисло) та визначимо шлях точки  $A$  (центра ролика) за  $90^\circ$  повороту кулачка проти руху годинникової стрілки (рис. 4.52).

Повернемо стійку  $OB$  на  $90^\circ$  за годинниковою стрілкою ( $\angle BOB_1 = 90^\circ$ ), а з точки  $B_1$  робимо засічку радіусом  $BA$ . Дуга  $A'A_1$  від кола мінімального радіуса до профілю кулачка є шуканим шляхом  $S$ . Заміняючий механізм – чотириланковик  $OKA_1B_1$  ( $OK$  – ведучий кривошип;  $K$  – центр кривизни профілю кулачка в точці  $A_1$ ). Для побудови графіка руху  $S = f(\varphi)$  знаходимо величини  $S$ , відповідні різним кутам повороту прямої  $OB$ .

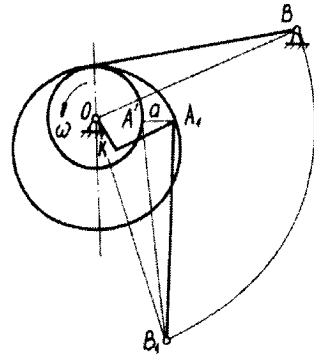


Рис. 4.52. Кулачок з коромислом

На рис. 4.53, а наведено теоретичний профіль кулачка. Ділянки  $AA'B$ ,  $BC$ ,  $CD$ ,  $DA$  – дуги кіл з центрів  $O$ ,  $O_1$ ,  $O_2$ ,  $O_3$ . Побудуємо заміняючі механізми, плани швидкостей і прискорень у момент торкання стержня з кулачком у точці  $D$ .

Положення стержня, отримане методом інверсії, показано на рис. 4.53. Оскільки в точці  $D$  радіус кривизни стрибком змінюється від значення  $\rho_1 = DO_2$  до  $\rho_2 = DO_3$  у цьому положенні будуть два заміняючих механізми  $OO_1D_1$  і  $OO_3D_2$  (рис. 4.53, б). Плани швидкостей і прискорень наведено на рис. 4.53, в. Швидкість точки  $D$  розриву не має, прискорення змінюється стрибком – відрізки  $w_1d_1$ ,  $w_2d_2$  різні за величиною і направлені в протилежні сторони.

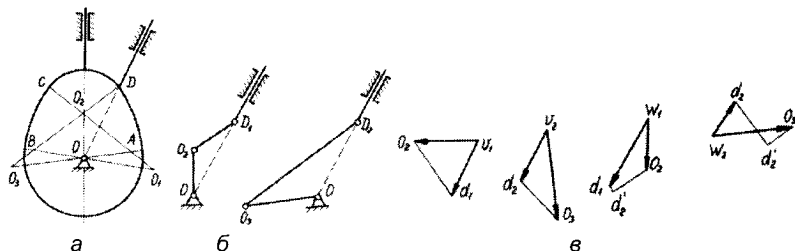


Рис. 4.53. Побудова замінючого механізму кулачкової пари

Встановимо закон руху тарілчастого стержня із передачею руху від круглого кулачка з віссю обертання в точці  $O$  (рис. 4.54, а), якщо відстань від осі  $O$  до центра кулачка  $OK = a$ .

Подібний механізм кінематично еквівалентний кулісному механізму (рис. 4.54, б). При повороті кривошипа  $OK$  на кут  $\alpha$  куліса підіймається на величину  $S = a(1 - \cos\alpha)$ .

Якщо кулачок обертається рівномірно з кутовою швидкістю  $\omega$ , то  $\alpha = \omega t$ , тоді

$$S = a(1 - \cos\omega t).$$

Диференціюючи за часом, знаходимо швидкість та прискорення куліси, тобто тарілчастого стержня:

$$V = \frac{dS}{dt} = a\omega \sin \omega t; \quad W = \frac{d^2S}{dt^2} = a\omega^2 \cos \omega t.$$

Закон руху роликового стержня, що приводиться в рух круглим кулачком (рис. 4.55, а, показано теоретичний профіль) визначається наступним чином. Будується замінючий кривошипношатунний механізм із кривошипом  $OK = a$  та шатуном  $KA = R$  (рис. 4.55, б, в). Переміщення повзуна за

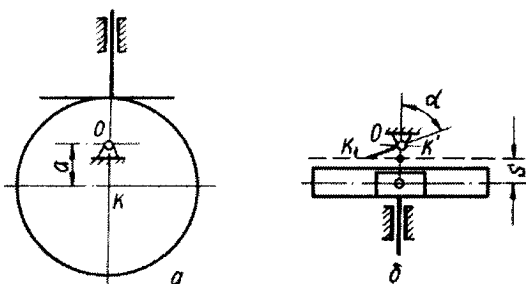


Рис. 4.54. Круглий кулачок з тарілчастим штовхачем

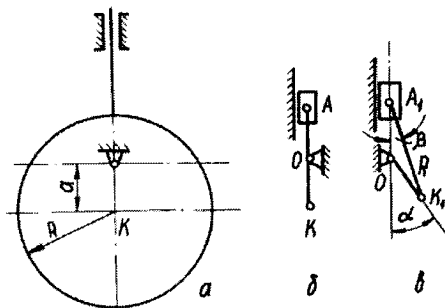


Рис. 4.55. Роликовий стержень, що приводиться в рух круглим кулачком

кут повороту кривошипа  $\alpha$  визначається наступним чином:

$$S = OA_1 - OA; \quad OA = R - a; \quad OA_1 = R \cos \beta - a \cos \alpha.$$

Із  $\Delta A_1 K_1 O$  (рис. 4.55, в) маємо:

$$\sin \beta = \frac{a}{R} \sin \alpha; \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \frac{a^2}{R^2} \sin^2 \alpha}.$$

$$\text{Тому } S = \sqrt{R^2 - a^2 \sin^2 \alpha} - a \cos \alpha - R + a.$$

Синтез кулачкових механізмів полягає в побудові профілю кулачка згідно заданого закону руху веденої ланки. Проектування кулачка складається з двох етапів: вибору мінімального радіуса кулачка та побудови профілю.

*Вибір мінімального радіуса кулачка.* Для механізму з роликівим штовхачем мінімальний радіус кулачка  $r_0$  підбирається так, щоб в будь-якому положенні, кут тиску  $\delta$  – кут між нормаллю до профілю в точці дотику і напрямом руху стержня – був не більше допустимого кута  $\delta_0$ .

Для механізму з центрально рухомим стержнем (рис. 4.56) ця умова дотримується, якщо

$$r_0 \geq \left( \frac{ds}{d\varphi} \right)_{\max} \cdot \operatorname{tg} \delta_0, \quad (4.75)$$

де  $\frac{ds}{d\varphi}$  – похідна від шляху стержня по куту повороту кулачка (перша передаточна функція), тобто швидкість стержня при  $\omega = 1$ .

Для механізму зі зміщеним стержнем (рис. 4.57)

$$a_0 = \sqrt{r_0^2 - e^2} \geq \left( \frac{ds \pm e}{d\varphi} - s \right)_{\max} \cdot \operatorname{tg} \delta_0, \quad (4.76)$$

де  $e$  – осьове зміщення.

У разі обертання кулачка проти руху годинникової стрілки знак «мінус» ставиться при віддаленні стержня, «плюс» – при його наближенні, а за рухом годинникової стрілки навпаки: «мінус» – при наближенні стержня до осі кулачка, «плюс» – при віддаленні.

При силовому замиканні пружиною кулачок «веде» стержень тільки при віддаленні. Тому  $r_0$ ,  $a_0$  визначаємо лише для фази підйому. Для пазового кулачка (рис. 4.58)  $r_0$ ,  $a_0$  знаходимо з урахуванням фаз підйому і опускання. Спрощено можна знайти  $r_0$ ,  $a_0$  виходячи з

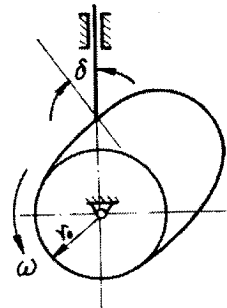


Рис. 4.56. Механізм з центрально рухомим стержнем

положення механізму, в якому величина  $\frac{ds}{d\varphi}$ , тобто аналог швидкості стержня, найбільший. Тоді:

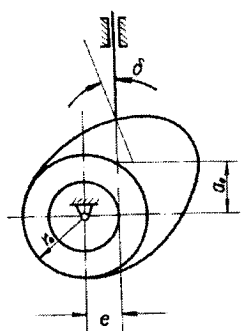


Рис. 4.57. Механізм зі зміщеним стержнем

$$a) r_0 \geq \frac{ds}{d\varphi} \Big|_{\max} - s'; \quad б) a_0 \geq \frac{ds}{d\varphi} \Big|_{\max} \mp e - s', \quad (4.77)$$

де  $s'$  – шлях стержня в той момент, коли його швидкість максимальна.

Похибка при використанні формул (4.77) замість виразів (4.45), (4.46) незначна і практичної ролі не відіграє.

Мінімальний радіус кулачка для стержня з плоскою тарілкою вибираємо так, щоб профіль був опуклим. Радіус кривизни

$$\rho = r_0 + \frac{d^2s}{d\varphi^2} + s.$$

Профіль буде опуклим, якщо  $\rho \geq 0$  або

$$r_0 \geq \left( -\frac{d^2s}{d\varphi^2} - s \right)_{\max}. \quad (4.78)$$

У разі рівності величина  $\rho$  в тій точці, де значення правої частини виразу (4.78) найбільше, перетворюється в нуль. Тому приймаємо

$$r_0 \geq 1,1 \left( -\frac{d^2s}{d\varphi^2} - s \right)_{\max}. \quad (4.79)$$

Розглянемо кулачковий механізм з роликівим стержнем, де підйом стержня відбувається за законом

$s = \frac{H}{2}(1 - \cos k\varphi)$ . Це відповідає підйому стержня на висоту  $H$  за  $180^\circ k$  повороту кулачка. Визначимо мінімальний радіус  $r_0$ , якщо зміщення стержня (штовхача) від осі обертання кулачка  $e = 0$ ,  $\delta_0 = 20^\circ$  ( $\text{tg}20^\circ = 0,364$ ) та силовому замиканні.

Застосуємо наближене рівняння (4.77, а):

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{kH}{2} \sin k\varphi; \quad \frac{ds}{d\varphi} \Big|_{\max} = \frac{kH}{2} \left( \text{при } \varphi = \frac{\pi}{2k} \right); \quad s' = \frac{H}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2} \right) = \frac{H}{2}.$$

Отже,

$$r_0 \geq \frac{kH}{2 \cdot 0,364} - \frac{H}{2} = H(1,375k - 0,5).$$

Перевіримо отриманий розв'язок  $r_0$  за формулою (4.75). Для цього відшукуємо максимум виразу в правій частині цієї формули (позначимо її  $A$ ). Підставляючи значення  $s$ ,  $\frac{ds}{d\varphi}$ , отримуємо:

$$A = 1,375kH \sin k\varphi - \frac{H}{2}(1 - \cos k\varphi).$$

Для визначення максимуму прирівнюємо нулю  $\frac{dA}{d\varphi}$ :

$$\frac{dA}{d\varphi} = 1,375k^2 H \cos k\varphi - \frac{Hk}{2} \sin k\varphi = 0, \text{ звідки } \operatorname{tg} k\varphi = 2,75k.$$

Позначимо перший корінь цього рівняння через  $\varphi_1$ . Тоді:

$$r'_0 \geq 1,375kH \sin k\varphi_1 - \frac{H}{2}(1 - \cos k\varphi_1).$$

У таблиці 4.3 наведені значення  $r_0$ ,  $r'_0$ , підраховані при  $k = 2, 3, 4$ , тобто для кутів повороту кулачка, відповідних підйому 90, 60 і 45°:

Таблиця 4.3

**Порівняння значень  $r_0$  та  $r'_0$**

$k$	$r_0 \geq$	$k\varphi_1$	$\sin k\varphi_1$	$\cos k\varphi_1$	$r'_0 \geq$
2	$2,25H$	$79^\circ 42'$	0,984	0,179	$2,31H$
3	$3,62H$	$83^\circ 05'$	0,993	0,120	$3,65H$
4	$5H$	$84^\circ 48'$	0,996	0,091	$5,02H$

Різниця між  $r_0$ ,  $r'_0$  практично не істотна. Знайдена величина  $r_0$  є мінімальним радіусом теоретичного профілю. Мінімальний радіус реального профілю

$$r_0^p = r_0 - r_p,$$

де  $r_p$  – радіус ролика.

Виходячи з формули (4.77)

побудуємо графік  $\frac{ds}{d\varphi} = f(s)$ ,

відкладаючи по горизонтальній осі значення  $\frac{ds}{d\varphi}$ , а по вертикалі –

відповідні величини  $s$ . Для виключення кута  $\varphi$ , будемо графік  $s = f_1(\varphi)$  та переносимо відповідні значення із побудованих попередніх графіків на результуючий.

Для випадку, що

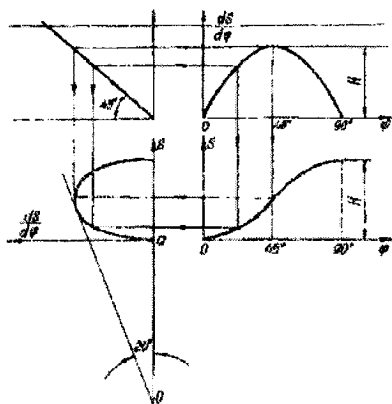


Рис. 4.59. Графічний розв'язок

розглядається при  $k = 2$ , графіки показано на рис. 4.59. До побудованої кривої проводимо дотичну під кутом  $\delta_0 = 20^\circ$  до вертикалі. Відрізок  $Oa$  визначає мінімально допустиме значення  $r_0$ .

За даними попереднього прикладу знайдемо  $r_0$ , вважаючи  $e = \frac{H}{2}$ .

Кулачок обертається проти годинникової стрілки, стержень зміщено від осі обертання кулачка праворуч (як на рис. 4.57), замикання – силове.

Скористаємося наближеною формулою (4.77, б) застосовуючи її

для двох положень: а) при  $\frac{ds}{d\varphi} = \frac{ds}{d\varphi} \Big|_{\max}$ ; б) при  $\frac{ds}{d\varphi} = 0$ .

У першому випадку,

$$\frac{ds}{d\varphi} \Big|_{\max} = \frac{kH}{2}; s' = \frac{H}{2}; a_0 \geq \frac{2}{0,364} \frac{kH - H}{2} - \frac{H}{2} = H(1,375k - 1,875)$$

та

$$r_0 = \sqrt{a_0^2 + e^2} \geq H\sqrt{(1,375k - 1,875)^2 + 0,25}.$$

У другому випадку

$$\frac{ds}{d\varphi} = 0; s' = 0; a_0 \geq \frac{e}{\operatorname{tg} \delta_0} = \frac{0,5H}{0,364} = 1,375H$$

та

$$r_0 = \sqrt{a_0^2 + e^2} \geq 1,46H.$$

При  $k = 2, 3, 4$  значення  $r_0$  у першому випадку такі:  $1,01H, 2,31H, 3,66H$ . У другому випадку, потрібно прийняти при  $k = 2 - r_0 \geq 1,46$ ; якщо взяти  $r_0 = 1,01H$ , то кут тиску на початку підйому буде більше допустимого.

Якщо стержень змістити в зворотну сторону, тоді

$$a_0 \geq \frac{2}{0,364} \frac{kH + H}{2} - \frac{H}{2} = H(1,375k + 0,875);$$

$$r_0 \geq H\sqrt{(1,375k + 0,875)^2 + 0,25}.$$

При  $k = 2, 3, 4$  маємо  $r_0 \geq 3,66H; 5,02H; 6,40H$ . У цьому випадку величина  $r_0$  більша, ніж при  $e = 0$ .

Дослідимо підйом роликового стержня, який відбувається згідно із законом  $s = \frac{H}{2}(1 - \cos 2\varphi)$ , опускання – за законом  $s_1 = \frac{H}{2}(1 - \cos 3\varphi)$  отже, підйом відповідає  $90^\circ$ , а опускання –  $60^\circ$  повороту кулачка. Кулачок пазовий,  $\delta_0 = 20^\circ$ . Знайдемо ексцентриситет  $e$  так, щоб розміри кулачка були найменші.

За формулою (4.77, б) визначаємо  $a_0$  при максимальних швидкостях підйому і опускання.

У першому випадку

$$\left. \frac{ds}{d\varphi} \right|_{\max} = H; s' = \frac{H}{2}; a_0 \geq \frac{H-e}{\operatorname{tg} \delta_0} - \frac{H}{2}.$$

У другому випадку

$$\left. \frac{ds'}{d\varphi} \right|_{\max} = \frac{3H}{2}; s' = \frac{H}{2}; a'_0 \geq \frac{3H+e}{\operatorname{tg} \delta_0} - \frac{H}{2}.$$

Мінімальні розміри кулачка будуть при

$$a_0 = a'_0.$$

Підставляючи у цей вираз величини  $a_0$ ,  $a'_0$ , знаходимо

$$e = -\frac{1}{4}H.$$

Знак «мінус» вказує, що стержень треба здвинути в бік, зворотний положенню, наведеному на рис. 4.57. Підставляючи значення  $e$  в формулу (4.77), маємо

$$a_0 \geq \frac{5H}{0,364} - \frac{H}{2} = 2,93H; r_0 = \sqrt{a_0^2 + e^2} \geq 2,94H.$$

Побудова профілю кулачка зазвичай виконують методом інверсії – оберненого руху.

Побудуємо профіль кулачка зі зміщеним поступально рухомим штовхачем (див. рис. 4.57). Величини  $e$ ,  $r_0$ ,  $r_p$  – відомі. Графік руху наведено на рис. 4.60. Кути повороту кулачка  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ ,  $\varphi_4$  відповідають підйому, верхньому вистою, опусканню і нижньому вистою.

Проведемо кола  $I$ ,  $II$  радіусами  $e$ ,  $r_0$  (рис. 4.61). Вважаючи кулачок нерухомим, обертаємо стійку навколо осі  $O$  в напрямі, зворотному повороту кулачка. Разом зі стійкою обертається стержень  $AB$ , залишаючись

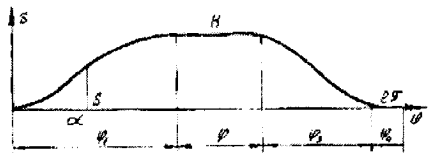


Рис. 4.60. Графік руху штовхача

дотичним до кола  $I$ . Кутам повороту  $\varphi_1$ ,  $\varphi_1 + \varphi_2$ ,  $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$  відповідають положення стержня 1, 2, 3. Відрізок  $A_1A'_1 = H$ . Щоб знайти проміжну точку  $A'_0$  на дузі  $AA'_1$  від точки  $A_0$  на дотичній  $OA'_0$ , проведеної під кутом  $\alpha$  до прямої  $AB$ , відкладаємо відрізок  $A_0A'_0 = s$ , де величину  $s$  беремо з графіка. Криві  $A'_1A'_2$ ,  $A_3A$  – дуги кіл, проведених з центра  $O$ .

Побудувавши теоретичний профіль, проводимо з його точок всередину засічки радіусом  $r_p$ . Їх огинаюча є реальним профілем кулачка.



Іноді, для побудови профілю кулачка, задається не графік руху, а графік швидкості або прискорення. Тоді необхідно заздалегідь графічним інтегруванням побудувати графік переміщень.

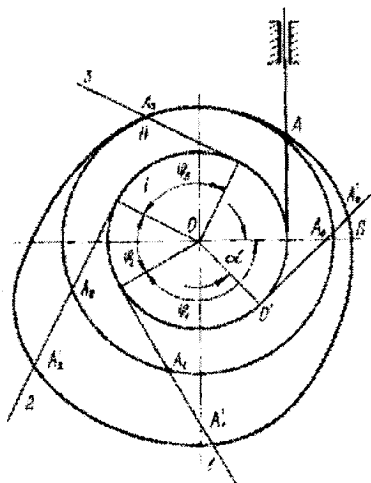


Рис. 4.61. Профіль кулачка

Кулачок обертається рівномірно з кутовою швидкістю  $\omega$ . Побудуємо графік переміщення та визначимо масштаби.

Інтегрування можна виконати, не знаючи масштабу початкової кривої. У цьому випадку за заданим шляхом штовхача визначають масштаб графіка переміщення і перерахунком знаходять масштаби швидкості та прискорення.

Розглянемо графічне представлення прискорень і швидкостей та методи виконання інтегрування.

На рис. 4.62, а зображено графік прискорення штовхача кулачкового механізму. Кути  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  відповідають підйому, верхньому вистую, опусканню і нижньому вистую. Величина підйому  $H$  відома.

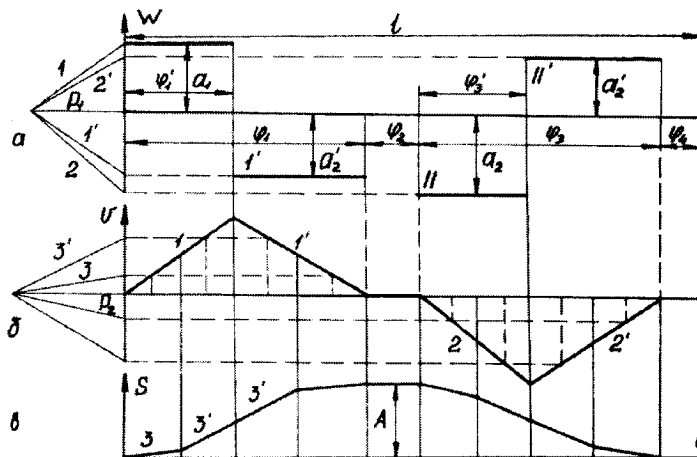


Рис. 4.62. Графіки прискорень, швидкості та шляху штовхача

Масштаб кутів повороту  $\mu_\varphi = \frac{2\pi}{l}$  [рад/мм], часу  $\mu_t = \frac{1}{\omega}$  [с/мм],

графіка переміщень  $\mu_s = \frac{H}{A}$ , масштаби швидкості та прискорення такі:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_1 p_2} = \frac{\omega \mu_s}{\mu_\varphi p_2} \left[ \frac{\text{м}}{\text{с}} \right]; \mu_w = \frac{\mu_v}{\mu_1 p_1} = \frac{\omega^2 \mu_v}{\mu^2_\varphi p_1 p_2} \left[ \frac{\text{м}}{\text{мм}} \cdot \frac{\text{с}^2}{\text{мм}} \right].$$

Оскільки площа, обмежена графіком прискорення, віссю  $t$  і двома вертикалями, пропорційна зміні швидкості, а швидкість при  $\varphi_1 = 0$ ,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_1 + \varphi_2$ ,  $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$  дорівнює нулю, отримуємо

$$F_I = F_{I'}; F_{II} = F_{II'}$$

або у цьому випадку

$$a_1 \phi'_1 = a'_1(\varphi_1 - \phi'_1); a_2 \phi'_3 = a'_2(\varphi_3 - \phi'_3).$$

Площа, обмежена графіком швидкості, віссю  $t$  і двома вертикалями, пропорційна шляху за відповідний проміжок часу. Оскільки шляхи підйому і опускання однакові, то площі, обмежені графіками позитивних і негативних швидкостей, рівні. Обидва графіки є трикутниками (рис. 4.61, б). Максимальні швидкості підйому і опускання пропорційні  $a_1 \phi'_1, a_2 \phi'_3$ .

Тому:

$$a_1 \phi'_1 \varphi_1 = a_2 \phi'_3 \varphi_3.$$

Ці умови повинні дотримуватися для графіка прискорення, що розглядається. Графіки швидкості та переміщення, отримано інтегруванням по методу січних та зображено на рис. 4.62, б, в.

Графікам  $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$  на рис. 4.63

при підйомі і опусканні штовхача відповідають косинусоїди з амплітудами  $a_1, a_2$ . Причому підйому відповідає кут повороту кулачка  $\varphi_1$ , опусканню – кут  $\varphi_2$ .

Рівняння кривих I, II наступні:

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = a_1 \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_1};$$

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = -a_2 \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_3}.$$

Після інтегрування маємо рівняння кривих I', II':

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{a_1 \varphi_1}{\pi} \sin \frac{\pi\varphi}{\varphi_1};$$

$$\frac{ds}{d\varphi} = -\frac{a_2 \varphi_3}{\pi} \sin \frac{\pi\varphi}{\varphi_3}.$$

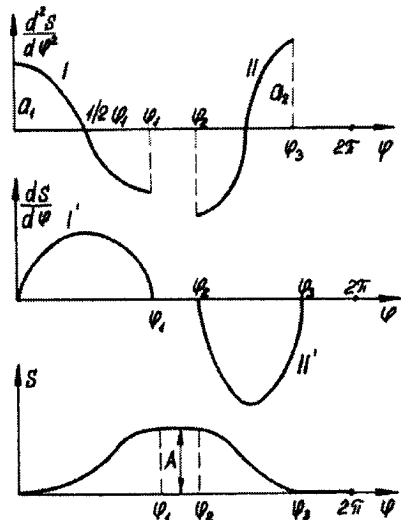


Рис. 4.63. Графіки прискорень, швидкості та шляху штовхача

Постійні інтегрування в обох випадках дорівнюють нулю. Оскільки:

$$\int_0^{\varphi_1} \frac{ds}{d\varphi} d\varphi = H; \quad \int_0^{\varphi_2} \frac{ds}{d\varphi} d\varphi = -H,$$

отримуємо

$$a_1 = \frac{H\pi^2}{2\varphi_1^2}; \quad a_2 = \frac{H\pi^2}{2\varphi_3^2}.$$

Отже,

$$\frac{a_1}{a_2} = \left( \frac{\varphi_3}{\varphi_1} \right)^2.$$

Якщо ведена ланка кулачкового механізму повинна здійснювати повний оберт згідно із заданим законом, застосовують кулачково-важільний або кулачково-зубчастий механізм.

Розглянемо кулачковий механізм, що вирівнює рух ланцюга за рівномірного обертання зірочки ланцюгової передачі. Графік швидкості ланцюга наведений на рис. 4.64. Час  $\tau$  відповідає повороту зірочки на один зуб.

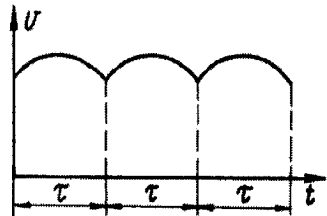


Рис. 4.64. Графік швидкості ланцюга

Щоб ланцюг рухався рівномірно, треба надати зірочці нерівномірне обертання згідно з певним законом. Механізм, що перетворює рівномірне обертання ведучого валу в необхідне обертання зірочки, зображений на рис. 4.65.

Ведучий кривошип OA вільно насаджено на вісь зірочки, з якою жорстко зв'язаний кривошип

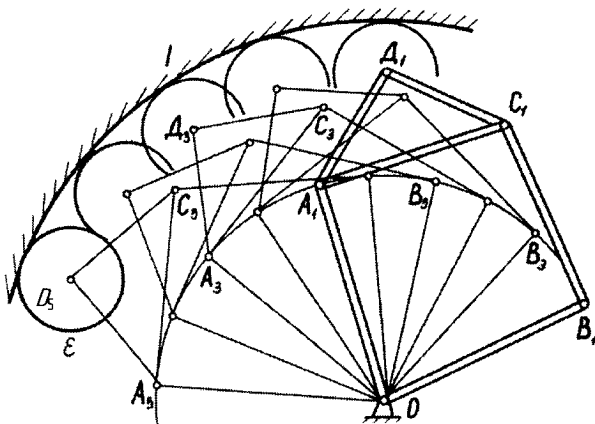


Рис. 4.65. Механізм, що перетворює рівномірне обертання ведучого валу в необхідне обертання зірочки

ОВ. Точки А, В з'єднані шарнірної діадою АСВ. Із ланкою АС шарнірно пов'язаний ролик Е, що впирається зсередини в нерухомий кулачок 1.

Для побудови профілю кулачка намічається ряд рівновідстоячих положень важеля ОА і необхідні положення важеля ОВ, які знаходяться з умови, що їм відповідають однакові шляхи ланцюга. Потім визначається положення центра ролика – точки D ( $D_1, \dots, D_5$ ), з яких проводяться засічки радіусом  $r_p$ . Профіль кулачка огинає ці засічки зовні.

На рис. 4.66 зображений зубчато–кулачковий механізм, що призначений для отримання заданої залежності між кутами повороту ведучого і веденого валів.

Від зубчатого колеса, що рівномірно обертається 1 рух через колеса 2, 3 передається веденому колесу 4. На валу коліс 2, 3, шарнірно з'єднаному з водилом Н, жорстко укріплено кулачок F, що спирається на ролик G.

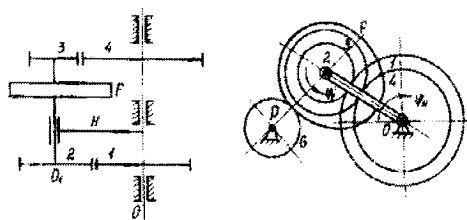


Рис. 4.66. Зубчато–кулачковий механізм

Кулачок примушує повертатися водило.

За формулою Віліса кути повороту водила  $\varphi_H$  будуть:

$$\frac{\varphi_1 - \varphi_H}{\varphi_4 - \varphi_H} = \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1} = k; \quad \varphi_H = \frac{\varphi_1 - k \varphi_4}{1 - k}$$

Кути повороту кулачка F (коліс 2, 8) відносно водила:

$$\frac{\varphi_F - \varphi_H}{\varphi_1 - \varphi_H} = -\frac{z_1}{z_2} = -k_1; \quad \varphi'_F = \varphi_F - \varphi_H = -k_1(\varphi_1 - \varphi_H)$$

Теоретичний профіль кулачка проходить через центр ролика – точку Р. Початкове положення точок О, О<sub>1</sub>, Р показано на рис. 4.67.

Для побудови профілю, повертаємо систему навколо точки О на кут  $-\varphi_H$ , точка О<sub>1</sub> займе початкове положення, а точка Р перейде в О<sub>1</sub>. Потім повертаємо систему навколо точки О<sub>1</sub> на кут  $-\varphi'_F$ , точка О<sub>1</sub> займе положення R. Точки R лежать на теоретичному профілі кулачка. Провівши з його точок засічки радіусом ролика і побудувавши до них огинаючу, отримаємо реальний профіль.

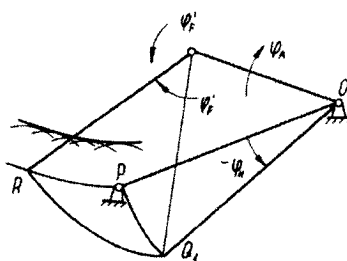


Рис. 4.67. Теоретичний профіль кулачка

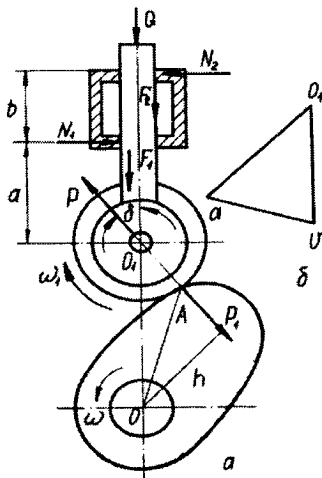


Рис. 4.68. Кулачковий механізм з поступально рухомих роликовим штовхачем

Для кулачкового механізму з поступально рухомих роликовим штовхачем (рис. 4.68, а) визначимо зусилля  $P$ , з яким кулачок діє на стержень. Сила опору  $Q$ , прикладена до стержня (вона враховує силу інерції штовхача). Враховуємо сили тертя між стержнем і направляючою втулкою. Тертям кочення між кулачком і роликом та тертям на осі ролика нехтуємо.

Сила  $P$  направлена по нормалі до профіля кулачка, тобто під кутом  $\delta$  до осі стержня. Тому стержень перекошується в направляючих. Нормальні реакції та сили тертя в точках контакту позначено  $N_1, N_2, F_1, F_2$ . Оскільки суми проєкцій сил на осі  $x, y$  і сума моментів сил відносно осі  $O_1$  дорівнюють нулю, отримаємо:

$$N_1 - N_2 - P \sin \delta = 0; P \cos \delta - Q - F_1 - F_2 = 0;$$

$$N_2(a+b) - N_1 a + F_1 \frac{d}{2} - F_2 \frac{d}{2} = 0.$$

З цих рівнянь знаходимо:

$$N_2 = \frac{Q \sin \delta \left( a - f \frac{d}{2} \right)}{Ab}; N_1 = \frac{Q \sin \delta \left( a + b - f \frac{d}{2} \right)}{Ab}; P = \frac{Q}{A},$$

де

$$A = \cos \delta - \frac{f}{b} \sin \delta (2a + b - fd).$$

Для уникнення заклинювання стержня у втулці необхідно, щоб

$$A > 0 \text{ або } \operatorname{tg} \delta < \frac{b}{f(2a + b - fd)}.$$

На кулачок діє сила  $\bar{P}_1 = -\bar{P}$ . Враховуючи тертя в опорі кулачка і вважаючи, що опора навантажена тільки силою  $P_1$ , обчислюємо крутний момент на кулачку

$$M_{\text{кр}} = Ph + M_{\text{тр}} = P(h + rf_1),$$

де  $r$  – радіус кулачкового вала,  $f_1$  – коефіцієнт тертя в опорі.

Тертя кочення і тертя на осі ролика можна врахувати приблизно так. Будуємо план швидкостей для даного положення механізму (рис. 4.68, б). Швидкість точки контакту кулачка з роликом  $v_a = OA \cdot \omega$  ( $OA$ ).

Швидкість центра ролика  $\bar{v}_{a_1} = \bar{v}_a + \bar{v}_{a_1 a}$ . Вектор  $\bar{v}_{a_1 a} \perp O_1 A$ , кутова

швидкість ролика  $\omega_1 = \frac{\bar{v}_{a_1 a}}{R}$ , де  $R$  – радіус ролика. Оскільки:

$$\frac{v_a}{\bar{v}_{a_1 a}} = \frac{OA \cdot \omega}{R \omega_1} = \frac{(va)}{a O_1},$$

де  $(va)$  і  $(a O_1)$  – відрізки на плані швидкостей, то:

$$\omega_1 = \omega \frac{OA (a O_1)}{R (va)}.$$

Потужність тертя обчислюємо виходячи з тисків, знайдених без врахування тертя. Цю потужність прирівнюємо до потужності додаткового моменту  $\Delta M$ , прикладеного до кулачка

$$\Delta M \omega = P \delta_1 (\omega_1 + \omega) + P f_2 \rho \omega_1.$$

Тут  $\delta_1$  – параметр тертя кочення;  $f_2$  – коефіцієнт тертя на осі ролика;  $\rho$  – радіус осі.

Підставляючи значення  $\omega_1$ , отримуємо:

$$\Delta M = P \left[ \delta_1 + (\delta_1 + f_2 \rho) \frac{OA (a O_1)}{R (va)} \right].$$

Дослідимо кулачковий механізм з тарілчастим штовхачем (рис. 4.69, а).

З боку кулачка на стержень діє сила  $P$ , перпендикулярна до площини опорної тарілки, і сила тертя  $F = Pf$ , що направлена протилежно швидкості тарілки відносно кулачка (відрізок  $aa_1$  на плані швидкостей, рис. 4.69, б). Прийнято припущення, що стержень перекосяться проти годинникової стрілки, тоді він притиснеться до напрямної в точках  $B, C$ . Тут на нього діють реакції  $N_1, F_1 = fN_1, N_2, F_2 = fN_2$  (коефіцієнти тертя у втулці і на кулачку вважаються однаковими).

Рівняння руху такі:

$$P - Q - fN_1 - fN_2 = 0;$$

$$N_2 - N_1 - Pf = 0;$$

$$Qc + N_1 a - N_2 (a + b) + N_1 f \left( c - \frac{d}{2} \right) + N_2 f \left( c + \frac{d}{2} \right) = 0.$$

Звідки

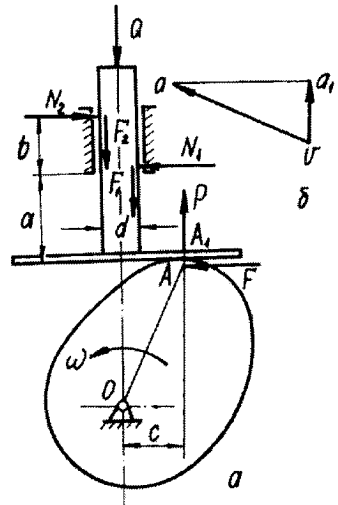


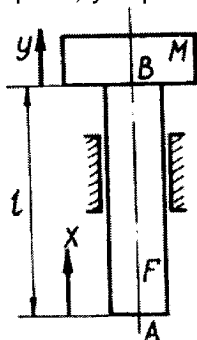
Рис. 4.69. Кулачковий механізм з тарілчастим штовхачем

$$P = \frac{Qb}{b - f(2c + df^2 - 2af - bf)}; N_1 = \frac{P - Q - Pf^2}{2f}; N_2 = \frac{P - Q + Pf^2}{2b}.$$

Із припущення, що перекошування штовхача вирівняється якщо  $N_1 > 0$ , отримаємо

$$P > \frac{Q}{1 - f^2}.$$

*Вплив пружності стержня.* Профілювання кулачка звичайно проводять, виходячи із заданого руху центра ролика – точки  $A$  (рис. 4.70). Оскільки жорсткість стержня велика, переміщення точок  $B, A$  практично однакове, однак їх прискорення можуть значно відрізнятись. Визначимо через  $x, y$  переміщення точок  $A, B$ , через  $c$  – жорсткість стержня (для



стержня постійного перерізу  $c = \frac{EF}{l}$ , де  $E$  – модуль пружності,  $F$  – переріз,  $l$  – довжина стержня).

Рівняння руху маси  $M$ , що знаходиться в кінці стержня за відсутності навантаження буде:

$$M\ddot{y} = c(x - y) \quad (4.80)$$

або

$$\ddot{y} + k^2 y = k^2 x; \quad k^2 = \frac{c}{M}.$$

У початковий момент  $t = 0$

$$y = 0; \quad \frac{dy}{dt} = 0. \quad (4.81)$$

Рівняння (4.80) не враховує маси самого стержня. Його розв'язок при початкових умовах (4.81) наступне:

$$y = k \int_0^t x(\tau) \sin k(t - \tau) d\tau. \quad (4.82)$$

Функція  $x(t)$ , що визначає рух точки  $A$ , задана.

Швидкість та прискорення точки  $B$

$$v_B = \frac{dy}{dt} = k^2 \int_0^t x(\tau) \cos k(t - \tau) d\tau;$$

$$\omega_B = k^2 x(t) - k^3 \int_0^t x(\tau) \sin k(t - \tau) d\tau.$$

Визначимо рух точки  $B$ , вважаючи рух точки  $A$  рівноприскореним:

$$x = \frac{1}{2} \alpha t^2.$$

Величину  $y$  можна знайти за формулою (4.82), але простіше розв'язати рівняння (4.80), підставивши в його значення  $x$ :

$$\ddot{y} + k^2 y = k^2 \frac{w}{2} t^2.$$

Розв'язок цього рівняння при початкових умовах (4.81) наступне:

$$y = \frac{wt^2}{2} - \frac{w}{k^2} (1 - \cos kt).$$

Прискорення точки B

$$w_B = \frac{d^2 y}{dt^2} = w - w \cos kt.$$

Різниця переміщень точок A, B

$$\Delta = x - y = \frac{w}{k^2} (1 - \cos kt).$$

При великій жорсткості стержня, а отже, при великому значенні  $k^2$ ,  $\Delta$  вельми мале (при  $c \rightarrow \infty \Delta \rightarrow 0$ ), однак прискорення точок A, B помітно відрізняються одне від одного:

$$w_A = w = \text{const}; \quad w_{B\text{max}} = 2w; \quad w_{B\text{min}} = 0.$$

На рис. 4.71 зображено графік  $w_B(t)$ .

Припускаючи, що прискорення точки A змінюється згідно із законом косинуса:

$w_A = w \cos \frac{\pi t}{\tau}$  ( $0 \leq t \leq \tau$ ). Тоді шлях точки A

$$x = \frac{w \tau^2}{\pi^2} \left( 1 - \cos \frac{\pi t}{\tau} \right).$$

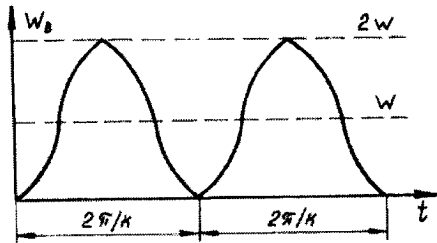


Рис. 4.71. Графік  $w_B(t)$

Підставляючи значення x в формулу (4.80), отримуємо

$$\ddot{y} + k^2 y = \frac{k^2 w t^2}{\pi^2} \left( 1 - \cos \frac{\pi t}{\tau} \right).$$

Розв'язок за початкових умов (4.81) наступне:

$$y = \frac{w \tau^2}{\pi^2} \left( 1 - \cos \frac{\pi t}{\tau} \right) - \frac{w \tau^2}{k^2 \tau^2 - \pi^2} \left( \cos \frac{\pi t}{\tau} - \cos kt \right).$$

Прискорення точки B

$$w_B = w \cos \frac{\pi t}{\tau} - \frac{w \tau^2}{k^2 \tau^2 - \pi^2} \left( k^2 \cos kt - \frac{\pi^2}{\tau^2} \cos \frac{\pi t}{\tau} \right).$$

Очевидно, і в цьому випадку величина  $\Delta = x - y$  при великих  $k^2$  незначна, але прискорення відрізняються сильно. При значних величинах  $k^2$

$$w = w \cos \frac{\pi t}{\tau}; \quad w_{B\text{max}} \approx 2w.$$



*Приклад.* Визначити закон руху  $s(t)$  штовхача кулачкового механізму двигуна, щоб величина часу – перетину  $J = \int_0^T s(t) dt$ , де  $T$  – заданий час підйому штовхача, була максимальною.

Додаткові умови: швидкість на початку і кінці підйому дорівнює нулю, величина підйому  $h$ , прискорення повинно задовольняти умовам

$$-w_0 \leq w(t) \leq kw_0,$$

де  $w_0, k$  – задані позитивні величини.

$$\text{Оскільки швидкість } v(t) = \int_0^t w(\tau) d\tau$$

$$s(t) = \int_0^t w(\tau)(t - \tau) d\tau; J = \frac{1}{2} \int_0^T w(\tau)(T - \tau)^2 d\tau.$$

Тому

$$v(T) = \int_0^T w(\tau) d\tau; s(T) = \int_0^T w(\tau)(T - \tau) d\tau = - \int_0^T \tau w(\tau) d\tau = h$$

та

$$J = \frac{1}{2} T^2 \int_0^T w(\tau) d\tau - T \int_0^T \tau w(\tau) d\tau + \frac{1}{2} \int_0^T \tau^2 w(\tau) d\tau = Th + \frac{1}{2} \int_0^T \tau^2 w(\tau) d\tau.$$

Оскільки величина  $Th$  відома, задача сформулюється так: підібрати функцію  $w(\tau)$ , щоб значення  $\int_0^T \tau^2 w(\tau) d\tau$  було максимальним при дотриманні умов

$$\int_0^T w(\tau) d\tau = 0; \int_0^T \tau w(\tau) d\tau = -h.$$

Крім того, ставляться умови монотонного зростання швидкості від нуля до максимуму і монотонного спадання від максимуму до нуля при обмеженнях, накладених на прискорення. Визначивши час прискореного підйому через  $t_1$ , а уповільненого – через  $t_2 - t_1$  ( $t_1 < T$ , оскільки в кінці підйому можливий вистій), запишемо ці умови у вигляді:

$$w(t) = \begin{cases} w_1(t) & 0 \leq w_1(t) \leq kw_0 & 0 \leq t < t_1 \\ w_2(t) & -w_0 \leq w_2(t) \leq 0 & t < t \leq t_2 \\ 0 & & t_2 \leq t \leq T. \end{cases}$$

Величини  $t_1, t_2$  і функції  $w_1(\tau), w_2(\tau)$  підлягають визначенню.

Функція  $w^*(\tau)$ , що дає максимум  $\int_0^T \tau^2 w(\tau) d\tau$  та задовольняє всім попереднім умовам і має на відрізку  $(0, T)$  одну зміну знака, така:

$$w^*(t) = \begin{cases} kw_0 & 0 \leq t < t_1 \\ -w_0 & t < t \leq t_2 \\ 0 & t_2 \leq t \leq T. \end{cases}$$

Величини  $t_1, t_2$  знаходимо із таких умов:

$$\int_0^{t_1} w(\tau) d\tau = kw_0 t_1 - w_0(t_2 - t_1) = 0;$$

$$\int_0^{t_1} \tau w(\tau) d\tau = \frac{kw_0}{2} t_1^2 - \frac{w_0}{2} (t_2^2 - t_1^2) = -h.$$

Звідки

$$t_1 = \sqrt{\frac{2h}{w_0 k(k+1)}}; \quad t_2 = \sqrt{\frac{2h(k+1)}{w_0 k}}$$

(очевидно, рішення придатне при  $t_2 < T$ ).

Отже, штовхач  $t_1$  секунд рухається з прискоренням  $w_0 k$  та  $(t_2 - t_1)$  секунд – зі сповільненням  $w_0$ .

#### Питання для самоперевірки

1. Яка умова зв'язку використовується для синтезу дволанкового розімкненого кінематичного ланцюга?
2. Які умови зв'язку замкнутого шарнірного чотириланковика?
3. Що таке куліса?
4. Які типи планетарних механізмів існують?
5. Яка методика визначення профілю кулачка?
6. Що таке хвильова передача?

#### 5.1. Загальні відомості про датчики

Механотронні модулі руху представляють собою інформаційні системи різного ступеня складності, об'єднуючи у собі прийом, обробку та перетворення інформації, що характеризує положення вихідної ланки виконавчого механізму, пов'язаного з робочим органом, який взаємодіє з об'єктом керування (регулювання).

Автоматичні контрольні операції в рамках виконання технологічного процесу можуть здійснюватися як самостійно, так і спільно з процесами обробки, збирання та іншими операціями. У зв'язку з цим контрольні-вимірвальні операції та засоби вимірювання можна класифікувати наступним чином:

- прилади активного контролю;
- контрольні-сортувальні автомати;
- налагоджувальні вимірвальні системи;
- системи контролю і управління параметрами технологічних процесів і операцій;
- вимірвальні пристрої контролю положення виконавчих органів і вузлів.

Основним елементом вимірвальних пристроїв, приладів і систем є вимірвальний перетворювач, що сприймає значення вимірюваної величини і перетворює його в сигнал вимірвальної інформації, зручний для подальшої обробки і зберігання. Конструктивну сукупність одного або декількох вимірвальних перетворювачів, котрі виробляють вихідний сигнал, зручний для дистанційного передавання, зберігання та використання у системах керування та має нормовані метрологічні характеристики називають **давачем (датчиком)**.

Датчики відносяться до одних із важливих елементів систем робота. За допомогою датчиків контролювана або регульована величина перетворюється в сигнал, у залежності від зміни якого і протікає весь процес регулювання. Найбільше поширення одержали датчики з електричним вихідним сигналом. Крім електричних, поширення одержали механічні, гідравлічні та пневматичні датчики.

Вхідним сигналом датчиків можуть бути різні фізичні величини: механічне переміщення, швидкість, сила, температура, тиск, витрата, вологість тощо. В залежності від виду вхідного сигналу розрізняють датчики переміщення, швидкості, сили, температури та інші.

В загальному випадку датчики промислових роботів можна поділити за трьома основними класифікаційними ознаками: тип сенсора, радіус дії та спосіб формування електричного сигналу.

За типом сенсора датчики поділяють на: *кінестетичні* (рухові), *локаційні*, *візуальні* та *тактильні*. Кінестетичні датчики формують інформаційний масив даних про узагальнені координати та сили, тобто про стан, відносні переміщення та зусилля на окремих робочих органах. Локаційні датчики призначені для визначення та вимірювання фізичних параметрів середовища. Візуальні датчики забезпечують отримання інформації про геометричні та фізичні характеристики зовнішнього середовища на основі аналізу її освітленості в оптичному діапазоні, інфрачервоному та рентгенівському випромінюванні. Тактильні датчики дозволяють визначити характер контакту з об'єктами зовнішнього середовища.

Залежно від радіуса дії розрізняють *контактні* датчики, датчики *ближньої* та *дальньої* дії.

За способом формування електричного вихідного сигналу електричні датчики поділяються на *параметричні* (пасивні) і *генераторні* (активні). У параметричних давачах зміна вхідного сигналу викликає відповідну зміну якого-небудь параметра електричного кола (активного опору, індуктивності, ємності). Генераторні датчики є джерелами електричної енергії, що залежить від вхідного сигналу.

Також прийнята класифікація електричних датчиків в залежності від принципу дії чи методу, використовуваного при перетворенні вхідного сигналу в електричний вихідний сигнал. В засобах автоматичного контролю таких фізичних величин, як зусилля, тиск, швидкість, лінійний розмір та інші, широке застосування знайшли потенціометричні, тензометричні, електромагнітні, п'єзоелектричні, ємнісні, термоелектричні, струнні, фотоелектричні, електроконтактні та ультразвукові принципи і перетворювачі, що володіють достатнім діапазоном і необхідною точністю вимірювання.

За характером зміни вихідного сигналу розрізняють датчики неперервного (аналогового) і дискретного типу.

Незалежно від значення і типу до всіх датчиків пред'являються визначені технічні вимоги. Основними з них є надійність, точність, чутливість, швидкодія, мінімальні габарити та маса.

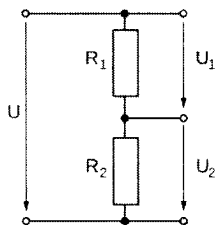
Датчики розрізняють також за діапазоном зміни вхідного сигналу. Наприклад, одні електричні датчики температури призначені для виміру температури від 0 до 100 °С, а інші – від 0 до 1600 °С. Дуже важливо, щоб діапазон зміни вихідного сигналу був при цьому однаковий (уніфікований) для різних приладів.

Уніфікація вихідних сигналів датчиків дозволяє використовувати загальні підсилювальні та виконавчі елементи для найрізноманітніших систем автоматики. Уніфікація вихідних сигналів датчиків проведена шляхом створення Державної системи промислових приладів і засобів автоматизації, що прискорює процес проектування і виготовлення

систем автоматики, підвищує технологічність конструкцій, спрощує комплектацію, монтаж і експлуатацію автоматичних систем.

При виборі типу давача, що використовується в роботі, також необхідно вирішити питання читання і обробки сигналу, який надходить. Багато датчиків відносяться до датчиків резистивного типу, що означає, що їх опір змінюється в залежності від кількості енергії, яка надходить. Якщо такий давач є частиною подільника напруги, то амплітуда вихідного сигналу виявиться пропорційною кількості енергії, що надходить через подільник.

Найпростіший *резистивний подільник напруги* представляє собою два послідовно ввімкнених резистора, які підключено до джерела напруги (рис. 5.1). Оскільки резистори з'єднані послідовно, то струм через них буде однаковий відповідно до першого правила Кірхгофа. Падіння напруги на кожному резисторі відповідно до закону Ома буде пропорційне опорів (струм, як було встановлено раніше, однаковий):



$$U_1 = \frac{R_1}{R_2} U_2;$$

$$U_2 = \frac{R_2}{R_1 + R_2} U,$$

Рис. 5.1. Схема найпростішого подільника напруги

де  $U_1, U_2$  – напруга (В) відповідно на резисторах  $R_1$  та  $R_2$ ;  $U$  – напруга живлення, В;  $R_1, R_2$  – опір, Ом.

Якщо функціонування робота передбачає визначення дійсних значень інтенсивності надходження енергії, тоді необхідно використовувати аналого-цифровий перетворювач (АЦП). АЦП вимірює вхідний електричний сигнал та видає відповідний йому двійковий код. Для функціонування і перетворення даних АЦП в його основі застосовують мікроконтролер або цифрову схему. У деяких випадках замість АЦП, достатньо використання компаратора. Компаратор порівнює два сигнали електричної напруги, один з яких називається опорним і встановлюється за бажанням, а інший видається датчиком (через дільник напруги). Вихід компаратора має два рівні – високий і низький. Високий рівень відповідає +5 В, низький рівень – 0 В. Вихідний сигнал компаратора залежить від співвідношення рівнів напруги на його двох входах. Можливі три стани компаратора: напруга датчика менше опорної напруги, дорівнює опорній напрузі або перевершує її.

Найпростішим *компаратором* є диференціальний підсилювач. *Диференційний підсилювач* – це електронний підсилювач з двома входами, вихідний сигнал якого дорівнює різниці вхідних напруг, помножений на константу. Застосовується у випадках, коли необхідно виділити невелику різницю напруги із значної синфазної складової.

Вхідний каскад компаратора повинен витримувати широкий діапазон вхідної напруги між інвертуючим і неінвертуючим входами, аж до розмаху напруги живлення, та швидко відновлюватися при зміні знаку цієї напруги. Вихідний каскад компаратора виконується сумісним по логічним рівням та струмам із конкретним типом входів логічних схем. Компаратори часто обладнують зворотним зв'язком, що дозволяє уникнути швидких небажаних перемикань стану виходу, обумовленого шумами у вхідному сигналі, при повільній зміні вхідного сигналу.

На рис. 5.2. зображено схему компаратора L339N, що представляє схему із чотирьох компараторів напруги та використовується для перетворення аналогових сигналів з датчиків в заданий опорний сигнал.

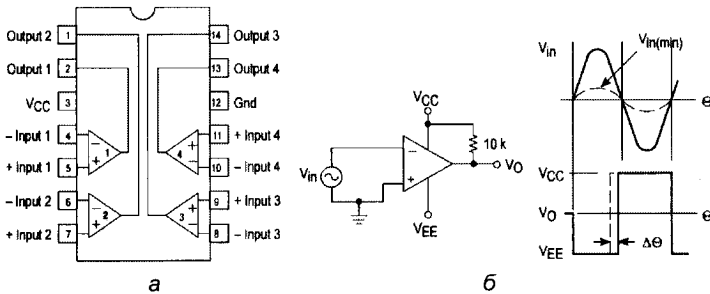


Рис. 5.2. Компаратор L339N: а – загальна схема; б – варіант підключення та графіки залежності вихідного сигналу (прямокутний) від вхідного (синусоїдальний)

Для підсилення слабких сигналів із датчиків, у вимірювальних схемах застосовують підсилювачі. На рис. 5.3. запропоновано схему операційного підсилювача INA125. INA125 може мати однополярне живлення 2,7V...36V або біполярне – +/-1,35V... +/-18V, має внутрішнє джерело опорної напруги (1,24; 2,5; 5; 10V). Така схема вдало застосовується для датчиків із мостовою схемою ввімкнення, тобто для тензодатчиків, датчиків тиску, для побудови вимірювальних схем термпар, вимірювальних трансформаторів, гідрофонів тощо.

Коефіцієнт підсилення даної схеми (див. рис. 5.3):

$$G = 4 + \frac{60k\Omega}{R_G},$$

де  $R_G$  – опір резистора налаштування, Ом.

Величина напруги на виході з підсилювача, В

$$U_0 = (U_{IN}^+ - U_{IN}^-)G,$$

$U_{IN}^+, U_{IN}^-$  – вхідні величина напруги з датчиків, В.

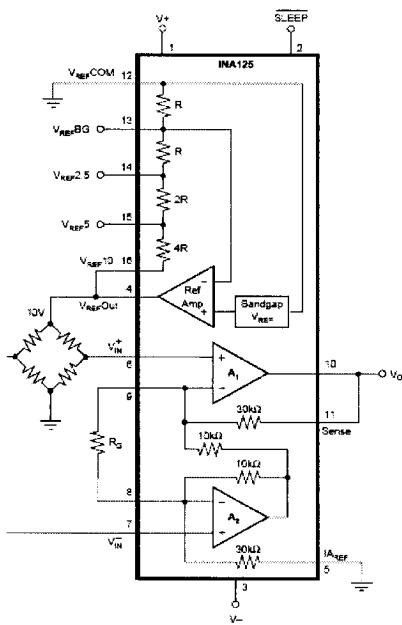


Рис. 5.3. Операційний підсилювач INA125

До основних параметрів АЦП відносять: кількість розрядів, максимальна частота дискретизації, вагове значення шуму. При цьому під кількістю розрядів розуміють відразу два значення: власне розрядність АЦП та ефективне (дійсне) число розрядів.

Число розрядів АЦП визначено її конструкцією. Від нього залежить скільки біт інформації буде у визначеному параметрі, що вказує на ціну поділки АЦП, яка буде встановлена в заданому діапазоні напруги.

Якщо розрядність АЦП дорівнює  $P$ , а діапазон напруги, що вимірюється становить від  $A_{min}$  до  $A_{max}$  вольт, тоді дискретизація (точність) вимірювання буде визначатися із наступної залежності,  $B$ :

$$B = \frac{A_{max} - A_{min}}{2^P}$$

Дана залежність визначає мінімальне значення напруги, яке здатне розрізнити АЦП, а це означає, що сумарний шум (перешкода) всієї аналогової частини між джерелом сигналу і входом АЦП не повинен перевершувати дане значення.

Частота дискретизації АЦП визначає кількість разів в секунду перетворення сигналу з аналогового в числовий. Причому під перетворенням розуміється повний цикл вибірки-зберігання із перенесенням результату перетворення у вихідний реєстр та передачі його на максимально можливий для конкретного АЦП швидкості.

## 5.2. Тензометричні датчики

Тензометричні датчики призначені для виміру деформацій і механічних напружень в конструкціях машин, механізмів, роботів та технологічного обладнання. Вони також можуть використовуватися для виміру інших механічних величин (тиску, вібрації, прискорення тощо), які попередньо перетворюються в деформацію.

Робота тензодатчика заснована на зміні активного опору матеріалу при його механічній деформації. В якості матеріалу тензодатчиків використовуються провідники (у виді дроту, фольги або плівки) і напівпровідники. Тензодатчики відносяться до параметричних датчиків, оскільки у них вихідний сигнал формується за рахунок зміни активного опору, тому їх ще називають тензорезисторами.

Будову найбільш розповсюдженого **дротового тензорезистора** показано на рис. 5.4. На смугу тонкого міцного паперу наклеєно тонкий дріт, що укладено зигзагоподібно. До кінців дроту за допомогою пайки чи зварювання приєднані виводи з мідної фольги, за допомогою яких датчик підключений у вимірювальне коло. Зверху дріт також захищено від зовнішніх впливів тонким папером.

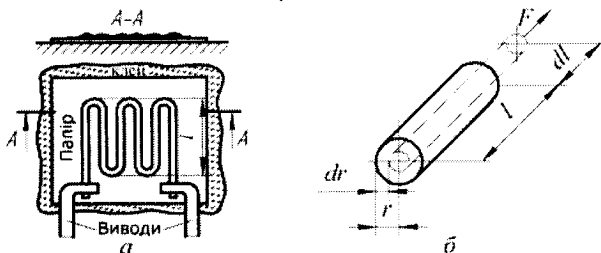


Рис. 5.4. Дротовий тензометричний датчик (а) і переріз проводу (б)

Тензорезистор приклеюють до випробовуваної деталі, завдяки чому деформацію деталі сприймають дротові ґрати. Довжина деталі, займана дротом, називається вимірювальною базою датчика  $l$ .

Чутливість тензорезистора визначається коефіцієнтом відносної тензочутливості:

$$S = \frac{\Delta R}{R} \frac{R}{\Delta l} = E \frac{\Delta R}{R \sigma}, \quad (5.1)$$

де  $\Delta R, \Delta l$  – приріст опору та довжини;  $R, l$  – опір та довжина провідника;  $\sigma$  – механічне напруження в матеріалі;  $E$  – модуль пружності.

Серійні тензорезистори мають опір від 30 Ом до 3 кОм при типових значеннях 120 Ом, 200 Ом, 350 Ом та 1 кОм.

Для того щоб одержати найбільшу зміну опору датчика, його треба розташувати в напрямку дії деформуючого зусилля (стиск чи розтяг), тобто напрямок вимірювальної бази повинний збігатися з віссю, по якій спрямоване зусилля. Якщо ж напрямок бази і зусилля взаємно перпендикулярні, то деформація і зміна опору дуже малі. Якщо розташувати декілька датчиків під кутом один до одного, то можна визначити не тільки величину деформації, але і напрямок прикладених до деталі зусиль.



При виборі вимірювальної схеми для тензодатчиків необхідно враховувати дві обставини. По-перше, дровоті тензодатчики мають малі відносні зміни опору. Для збільшення чутливості застосовують мостові схеми з двома або чотирма однаковими датчиками, що наклеюються на випробовувану деталь таким чином, щоб датчик, який увімкнено в одне плече моста, працював на стиск, а датчик, увімкнений у суміжне плече моста, працював на розтяг. По-друге, необхідно приймати міри для компенсації температурної похибки.

Зміна активного опору дроту тензорезистора відбувається по двох причинах: по-перше, змінюються геометричні розміри дроту (довжина  $l$ , перетин  $s$ ); по-друге, при деформації змінюється питомий опір  $\rho$  матеріалу дроту:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta L}{L} + 2 \frac{\Delta d}{d} = \frac{\Delta \rho}{\rho} + (1 + 2\mu) \frac{\Delta L}{L}, \quad (5.2)$$

де  $\mu = \frac{\Delta d}{d} / \frac{\Delta L}{L}$  – коефіцієнт Пуассона, що характеризує зміну розмірів дроту при розтягу (для металів  $\mu = 0,24 \dots 0,5$ );  $R = \rho l / s$  – активний опір дроту.

Таким чином, реальні метали змінюють свій об'єм, а, отже, вони піддаються внутрішньоструктурним змінам: очевидно міняється щільність матеріалу і його питомий опір.

Варто мати на увазі, що деформація не є єдиною причиною зміни опору тензорезистора. Опір змінюється і в залежності від температури. Це явище використовується в термоопорах. Очевидно, для зменшення температурної похибки тензодатчика його матеріал повинен мати високу чутливість  $S$  за малого температурного коефіцієнту розширення і малому значенні термо-е.р.с при контактi з мідними сполучними дротами.

Вимірювання за допомогою тензодатчиків вимагає реєстрації дуже малих змін опору. Наприклад, відносна зміна опору, що викликана відносним розтягуванням на 0,0005 при тензорезистивному коефіцієнті, рівному 2, складе 0,1%, що для тензодавача опором 120 Ом еквівалентно зміні опору всього лише на 0,12 Ом. Щоб вимірювати настільки малу зміну опору тензорезистор вмикають за мостовою схемою (міст Уїтстона, рис. 5.5, б).

Вихідна напруга вимірювального моста (рис. 5.2, б) дорівнює:

$$U_0 = \left[ \frac{R_3}{R_3 + R_4} - \frac{R_2}{R_1 + R_2} \right] U. \quad (5.3)$$

Загальноприйнятого стандарту для живлення моста не існує. Типовими є напруги 3В та 10В. Струм через тензодатчики зазвичай становить від 2 мА до 30 мА для датчиків з опором від 1 кОм до 120 Ом. Напруга живлення моста має бути по можливості великою, щоб

збільшити відношення сигналу до шуму, і в той же час досить малою, щоб мінімізувати похибку, викликану нагрівом датчика.

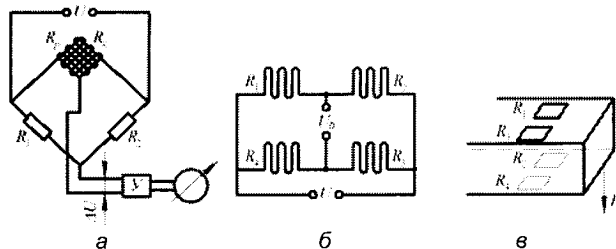


Рис. 5.5. Схеми вмикання тензорезисторів: а – мостова схема з компенсацією температурної похибки; б – мостова схема вмикнення тензодатчиків підвищеної чутливості (міст Уїтстона); в – місця кріплення тензодатчиків

Для перевірки правильності калібрування вимірювальної схеми використовують резистор з відомим (каліброваним) значенням опору, яким шунтують тензодатчик. Показання вимірювальної системи повинні відповідати розрахунковим значенням, відповідно до цього опору.

Для виготовлення тензорезисторів застосовують константан (45% Ni, 55% Cu), платину та її сплави, ніхром (80% Ni, 20% Cr), манганін (84% Cu, 12% Mn, 4% Ni), нікель та ін. Окрім цього, тензорезистори можуть виготовляти із напівпровідників, тензочутливість яких у багато разів більша тензочутливості металів і залежить від домішок та температури.

**Фольгові** тензодатчики виготовляють методом фотохімічного травлення. Решітки такого датчика виконуються з різних сплавів (срібло, мідь з нікелем та інші згідно табл. 5.1), що забезпечує достатню чутливість і в той же час має надійне зчеплення (адгезію) з ізоляційною основою, на якій виконується датчик.

Таблиця 5.1

#### Матеріали фольгових тензометричних датчиків

Матеріал	Хімічний склад	Питомий опір $\rho$ , Ом·м	Коефіцієнт тензочутливості
Срібло	100%Ag	$1,65 \cdot 10^{-8}$	2,4...2,9
Платина	100%Pt	$11 \cdot 10^{-8}$	4,1...6,1
Мідь	100%Cu	$1,75 \cdot 10^{-8}$	2,2...2,6
Константан	60%Cu+40%Ni	$52 \cdot 10^{-8}$	1,9...2,1
Ніхром	80%Ni+20%Cr	$110 \cdot 10^{-8}$	2,1...2,3
Манганін	84%Cu+12%Mn+46%Ni	$45 \cdot 10^{-8}$	1,9
Нікель	99,5%Ni	$8 \cdot 10^{-8}$	-12,6
Хромель	65%Ni+25%Fe+10%Cr	$110 \cdot 10^{-8}$	2,5
Платино-іридій	80%Pt+20%Ir	$36 \cdot 10^{-8}$	6,0
Платино-родій	90%Pt+10%Rh	$23 \cdot 10^{-8}$	4,8

Фольгові датчики мають товщину провідного покриття 3...15 мкм. Опір фольгових датчиків знаходиться в межах від 30 до 300 Ом. На рис. 5.6 показано різні типи фольгових тензодатчиків.



Рис. 5.6. Фольгові тензодатчики для виміру: а – лінійних переміщень; б – деформацій в двох взаємно перпендикулярних напрямках; в – тиску

**Плівкові** тензодатчики виготовляють шляхом напилювання шарів германія, телуру, вісмуту чи сульфїду свинцю на еластичну ізоляційну підставку з слюди чи кварцу. На відміну від дротових, фольгові й плівкові тензодатчики мають решітки не круглого, а прямокутного перерізу з дуже великим відношенням ширини до висоти.

У порівнянні з дротовими вони мають ряд переваг. Завдяки великій площі зіткнення струмопровідних смужок датчика з деталлю забезпечуються гарні умови тепловіддачі. Це дозволяє в декілька разів підвищити щільність струму фольгових датчиків і в десятки разів – щільність струму плівкових датчиків (до  $10^3$  А/мм<sup>2</sup>). Завдяки великому відношенню периметра перетину плоскої смуги до площі її перетину поліпшується сприйнятливість до деформації і точність її виміру. Чутливість плівкових датчиків досягає 50. Завдяки збільшеному перетину кінців фольгових і плівкових решіток збільшується надійність пайки (чи приварювання) виводів датчика.

У зв'язку з невеликим значенням сигналу від тензодатчиків в багатьох випадках доцільно застосовувати фільтр, що послабляє перешкоди з частотою 50 Гц.

Для виміру механічних зусиль і напружень використовуються і **вугільні** датчики. Їхня робота заснована на залежності активного опору вугільних (чи графітових) контактів від сили контактного стиску.

Будову вугільного датчика показано на рис. 5.7. Вугільні диски 3 затискуються між притискним гвинтом 6 і упором 5, що сприймає вимірюване зусилля  $F$  (рис. 5.7, б). Тиск на вугільні диски 3 передається через металеві диски 1, ізоляційні прокладки 4 і мідні прокладки 2, що мають виводи для ввімкнення давача у вимірювальну схему.

Виконуються вугільні тензометричні датчики (рис. 5.7, в) у вигляді стрижнів 1 діаметром близько 1 мм з мідними виводами. На контрольовану деталь наклеюють смужку ізоляційного паперу 2, а до паперу приклеюють стрижень. При деформації деталі стрижень також деформується. Відбувається зміна щільності контакту, між частками

вугілля, а, отже, опір датчика змінюється: при стиску – зменшується, при розтягу – збільшується.

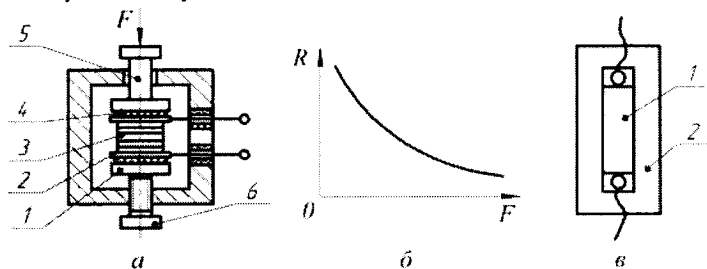


Рис. 5.7. Будова вугільного тензодатчика (а) і датчика тензолітового типу (б)

Для виміру пружних деформацій використовуються вугільні датчики тензолітового типу. Виготовляються вони з вугільного (графітового) порошку чи сажі, змішаної з ізолюючим лаком (бакеліт чи шелак). Така маса називається тензолітом.

Опір вугільного та тензолітового датчиків змінюється за наступною залежністю:

$$R = R_0 + \frac{k}{F}, \quad (5.4)$$

де  $R_0$  – опір контактів, Ом;  $F$  – сила стискання, Н;  $k$  – постійний коефіцієнт, Ом·Н.

У напівпровідникових тензодатчиках використовуються кристалічні напівпровідникові матеріали. Принцип роботи їх такий же, як і в дротових тензодатчиках – зміна активного опору через механічну деформацію самого провідника і зміни питомого опору. Проте якщо в металевих провідниках головним є зміна розмірів (коефіцієнт  $\mu$  у рівнянні), то в металевих напівпровідниках головним є зміна питомого опору.

Найбільш помітний тензоефект у таких напівпровідниках, як германій Ge, кремній Si, з'єднання індію In, галію Ga. Чутливість напівпровідникового тензодавача залежить від орієнтування дії сил (кристалографічного напрямку). Найбільше поширення отримали германієві та кремнієві тензодатчики, причому останні здатні працювати при високих температурах (до 540 °С) і великих механічних навантаженнях.

**Датчики вигину** є пасивними елементами резистивного типу, опір яких збільшується при вигині або скручуванні (рис. 5.8). Такі датчики використовуються в спеціальних системах віртуальної реальності для визначення положення пальців, і можуть бути легко пристосовані для потреб робототехніки. Такий датчик вигину може представляти собою вид щупальця та попереджати робота про наявність перешкоди.

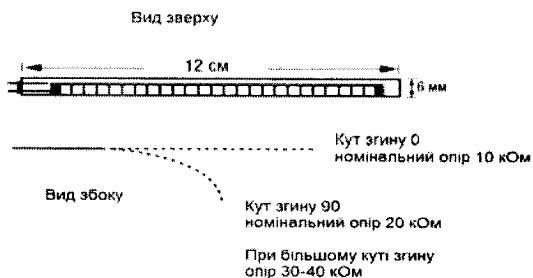


Рис. 5.8. Датчик вигину

### 5.3. П'єзоелектричні датчики

П'єзоелектричні датчики застосовуються для виміру тиску, сили, прискорення. На рис. 5.9 показано пристрій п'єзоелектричного датчика тиску з двома кварцовими пластинами. Вимірюваний тиск діє на мембрану 1, що представляє собою дно корпусу датчика. Кварцові пластини 2 затиснуті між металевими прокладками 3. Середня прокладка 3 з'єднана з виводом 4, що проходить через екрановану втулку 5 з ізоляційного матеріалу. Кришка 6 з'єднується з корпусом і через кульку 7 передає тиск пластинам, завдяки чому вимірюваний тиск розподіляється по поверхні кварцових пластин більш рівномірно. Кварцові пластини звичайно розташовані таким чином, що у вимірювальну схему подається негативний потенціал. Позитивний потенціал подається на корпус датчика. Для зменшення витоку зарядів необхідна дуже якісна ізоляція. З цією же метою поверхня кварцових пластин ретельно полірують. Використання двох (а іноді і більше) пластин підвищує вихідну електрорушійну силу, оскільки вихідні сигнали пластин складаються.

На рис. 5.10 показаний п'єзоелектричний датчик прискорення, що використовується у вібровимірювальній апаратурі.

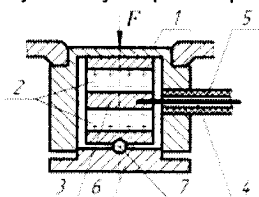


Рис. 5.9. Датчик тиску

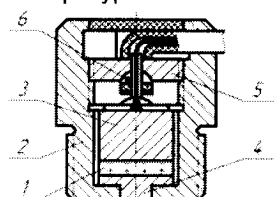


Рис. 5.10. Датчик прискорення

П'єзоелемент 1 з титанату барію розташований у корпусі приладу 2 між інерційною масою 3 і під'ятником 4. Для збільшення сили, що діє на п'єзоелемент при прискореннях, інерційна маса має відносно великі

розміри і виготовлена з вольфраму. Пакет з інерційної маси 3, п'єзоелемента 1 і під'ятники 4 притиснутий до підстави корпусу гайкою 5 через сферичну п'яту 6, ізоляційну прокладку, пружинну шайбу і контактну пластину. Вивід сигналу виконаний за допомогою спеціального антивібраційного кабелю.

Робота п'єзоелектричного датчика заснована на фізичному явищі, що називається п'єзоелектричним ефектом. Цей ефект виявляється в деяких кристалах у виді появи на їхніх гранях електричних зарядів різних знаків при стиску кристала у визначеному напрямку. У залежності від значення сили стиску (чи розтягу) змінюється кількість зарядів, а отже, і різниця потенціалів між гранями. П'єзоелектричні датчики відносяться до датчиків генераторного типу.

Поява зарядів на гранях у залежності від стиску називається прямим п'єзоелектром. Існує і зворотний п'єзоелектром: при подачі напруги на грані кристала змінюються його розміри (він стискується чи розтискається). Зворотний п'єзоелектром (поряд з магнітострикційним) знайшов застосування в ультразвукових генераторах.

П'єзоелектричні датчики використовуються лише для виміру динамічних процесів, коли під дією змінних сил заряди на гранях увесь час заповнюються, тобто для виміру тисків, вібрацій, прискорень.

П'єзоелектричний модуль кварцу порівняно невисокий, проте його головна перевага – низька вартість. Кварц – це один з найпоширеніших мінералів, який має велику механічну міцність, хороші ізоляційні властивості, незначну залежність параметрів від температури.

Найбільш яскраво п'єзоелектричний ефект виражений у кристалах сегнетової солі: при одній і тій же силі з'являється в тисячу разів більша кількість електрики, ніж у кварцу, однак ці заряди досить швидко стікають через малий питомий опір. Властивості сегнетової солі змінюються в залежності від температури та вологості. П'єзоелементи із сегнетової солі застосовуються для виміру швидкозмінних сил і тисків при малій вологості та малому діапазоні зміни температури навколишнього середовища.

Титанат барію має велике значення п'єзоелектричного модуля (на два порядки вище, ніж у кварцу), високу механічну міцність і незалежність параметрів від зміни вологості. Основним його недоліком є старіння згодом він втрачає свої властивості.

#### **5.4. Потенціометричні датчики**

Потенціометричні датчики (потенціометри) призначені для перетворення механічного переміщення в електричний сигнал. Основною частиною датчика є реостат, опір якого змінюється при

переміщенні движка, що ковзає по провіднику (схема включення потенціометричного датчика показана на рис. 5.11).

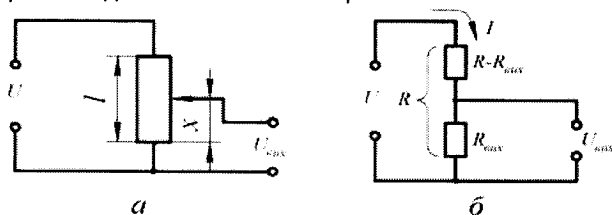


Рис. 5.11. Схема включення потенціометричного датчика

Напруга живлення подається на всю обмотку реостата через нерухомі виводи цієї обмотки. Вихідна напруга, пропорційна переміщенню движка, знімається з одного з нерухомих виводів і з рухомого движка. Така схема включення в електротехніці називається потенціометричною або схемою дільника напруги.

Якщо опір всієї обмотки датчика позначити через  $R$ , а опір частини цієї обмотки, з якої знімається вихідна напруга, через  $R_{\text{вих}}$ , то потенціометрична схема ввімкнення датчика може бути представлена як послідовне з'єднання резисторів з опором  $R_{\text{вих}}$  і  $(R - R_{\text{вих}})$  (рис. 5.11, б). Струм через обмотку датчика  $I = U / R$ , а прикладена напруга розподіляється між послідовно з'єднаними резисторами:

$$U = IR_{\text{вих}} + I(R - R_{\text{вих}}).$$

Якщо опір обмотки рівномірно розподілити по довжині  $l$ , а переміщення движка позначити через  $X$ , то вихідна напруга давача

$$U_{\text{вих}} = IR_{\text{вих}} = U_x / l.$$

Таким чином, вихідний сигнал датчика пропорційний переміщенню движка. Для забезпечення надійного контакту між движком і обмоткою варто мати досить велику силу притиснення движка.

В автоматичних приладах для виміру різних неелектричних величин движок датчика з'єднується з чутливим елементом, що перетворює контрольовану величину в переміщення. Зусилля, що розвивається чуттєвими елементами (мембранами, біметалічними пластинами, поплавцями тощо), невелике. Тому не можна сильно притискати движок до обмотки. Наявність ковзного контакту знижує надійність потенціометричного датчика і є його основним недоліком. Для живлення датчика може бути використана як напруга постійного струму, так і напруга змінного струму невисокої частоти.

Вхідним сигналом датчика може бути не тільки лінійне, але і кутове переміщення. В залежності від закону зміни опору обмотки розрізняють лінійні та функціональні потенціометричні датчики.

Конструктивно потенціометр складається із каркаса 1, на який намотана в один шар обмотка 2 з тонкого дроту. По витках обмотки ковзає движок (щітка) 3, що механічно зв'язаний з об'єктом, переміщення якого треба виміряти (рис. 5.12).

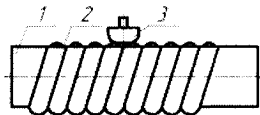


Рис. 5.12. Потенціометричний датчик: 1 – каркас; 2 – обмотка; 3 – щітка

Обмотка виконана з ізольованого дроту, а доріжка, по якій ковзає движок, попередньо очищений від ізоляції.

Каркас може бути плоским або циліндричним. Матеріалом каркаса може бути ізолятор (текстоліт, гетинакс, пластмаса, кераміка) чи метал, покритий шаром ізоляції. Металеві каркаси завдяки кращій теплопровідності дозволяють отримати більшу потужність електричного сигналу на виході датчика.

Для обмотки потенціометричного датчика найчастіше застосовують дріт з манганіну, константану й інших провідних матеріалів, що мають малий температурний коефіцієнт опору (табл. 5.2). При великих зусиллях притиснення движка використовують дріт діаметром 0,1...0,3 мм, при малих зусиллях притиснення дріт зі сплавів, до складу яких входять платина, срібло, рубідій, осмії та інші. Діаметр дроту  $d$  таких точних датчиків вибирається в межах 0,03...0,01 мм. Дріт намотується на каркас з деяким натягом. Товщину каркаса не рекомендується брати менше  $4d$ , а радіус заокруглення на кутах каркаса – менш  $2d$ . Ширина доріжки складає звичайно  $(2...3)d$ .

Таблиця 5.2

### Матеріали потенціометричних датчиків

Матеріал дроту	Питомий опір при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , Ом·мм <sup>2</sup> /м	Температурний коефіцієнт опору $\alpha$ , 1/ $^{\circ}\text{C}$
Константан	0,49	$(3...4) \cdot 10^{-6}$
Манганіт	0,42	$6 \cdot 10^{-6}$
Ніхром	1,08	$(15...20) \cdot 10^{-5}$
Вольфрам	0,056	$464 \cdot 10^{-5}$
Платино-іридієвий плав	0,23	$-111 \cdot 10^{-5}$

При  $d = 0,1...0,3$  мм движок потенціометра виконується у виді пластинчастих щіток зі срібла, срібла з паладієм чи (рідше) фосфористої бронзи. Контактне зусилля при цьому приймається рівним 0,05...0,1 Н, що забезпечує силу тертя не більш  $3 \cdot 10^{-2}$  Н. Для точних датчиків при  $d < 0,1$  мм движок робиться зі сплавів платини з іридієм, берилієм чи сріблом у вигляді двох-п'яти тонких рівнобіжних дротів. Контактне зусилля при цьому приймається рівним  $10^{-3}...10^{-2}$  Н, тобто іноді воно досягає 20 мг на окремий контакт.



Основною характеристикою потенціометричного датчика є залежність вихідної напруги  $U_{вих}$  від переміщення  $x$ . За рівномірного намотування ця залежність лінійна тільки на холостому ході, тобто за відсутності опору навантаження, підключеного до вихідних затисків датчика. У реальних умовах до цих затисків підключаються електричні прилади, вхідний опір яких є опором навантаження для давача.

Для аналізу впливу опору навантаження  $R_H$  на основну характеристику давача, повний опір обмотки якого  $R$ , введемо поняття коефіцієнта навантаження  $\beta = R_H / R$  та  $\alpha = x / l$ . Вихідна напруга давача

$$U_{вих} = \frac{U_{\alpha}}{1 + \alpha(1 - \alpha) / \beta}$$

На рис. 5.13 зображено залежність  $U_{вих} / U = f(\alpha)$ , де  $U$  – напруга живлення датчика, для різних значень  $\beta$ . Зі зменшенням опору навантаження характеристика датчика стає нелінійною і зростає похибка перетворення. Відношення переміщення движка  $x$  до довжини намотування  $l$  позначається  $\alpha = x / l$ . Якщо датчик не навантажений, то опір навантаження  $R_H = \infty$  і  $\beta = \infty$ , то вихідна напруга лінійно зростає при зміні  $\alpha$  від 0 до 1. Графічно ця залежність зображується прямою лінією. При наявності опору навантаження  $R_H$ , порівняного з опором обмотки  $R$ , ця залежність відрізняється від лінійної, оскільки частина струму, що проходить через датчик, відгалужується у навантаження.

Важливою характеристикою якості потенціометра є плавність зміни вихідної напруги. При переміщенні движка по обмотці потенціометра відбувається стрибкоподібна зміна опору, що приводить до стрибкоподібної зміни вихідної напруги (рис. 5.14).

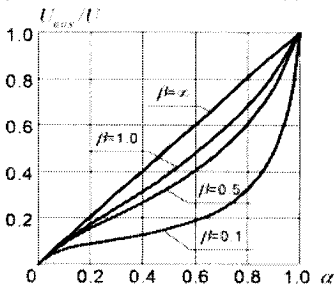


Рис. 5.13. Залежність  $U_{вих} / U = f(\alpha)$

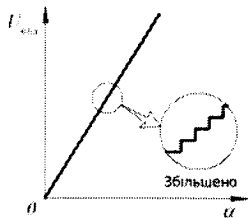


Рис. 5.14. Залежність  $U_{вих} = f(\alpha)$

Вихідна напруга реверсивних датчиків змінює знак (полярність) при зміні знака вхідного сигналу. У системах автоматичного

регулювання звичайно вимагаються саме реверсивні (чи двотактні) датчики.

У схемі на рис. 5.15, а використовується потенціометр із нерухомим виводом від середньої точки намотування. Вихідна напруга знімається з движка і середньої точки. При переході движка через середню точку, вихідна напруга змінює свій знак (при живленні змінним струмом фаза змінюється на  $180^\circ$ , а постійним струмом – полярність змінюється на протилежну).

У слідкувальних системах, широко використовується мостова схема включення потенціометрів (рис. 5.15, б). Потенціометр П1 зв'язаний із вхідною віссю слідкувальної системи, і є задаючим. Потенціометр П2 має механічний зв'язок з виконавчим пристроєм. Вихідна напруга (чи струм навантаження) визначається різницею в положенні движків потенціометрів П1 і П2, тобто відповідає сигналу похибки слідкувальної системи. Знак сигналу похибки залежить від того, більший чи менший кут повороту виконавчого вала в порівнянні з кутом повороту вхідного вала.

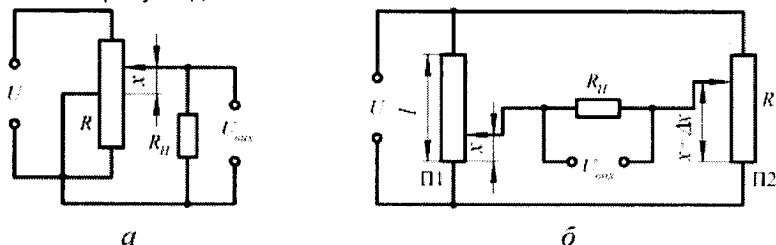


Рис. 5.15. Схема реверсивного потенціометричного датчика (а), мостова схема (б)

## 5.5. Ультразвукові датчики

Робота ультразвукових датчиків заснована на взаємодії ультразвукових коливань з вимірюваним середовищем. До ультразвукового відносяться механічні коливання, що відбуваються з частотою більше 20 000 Гц, тобто вище верхньої межі звукових коливань, сприйманих людським вухом. Поширення ультразвукових коливань у твердих, рідких і газоподібних середовищах залежить від властивостей середовища. Наприклад, швидкість поширення цих коливань для різних газів знаходиться в межах від 200 до 1300 м/с, для рідин – від 1100 до 2000, для твердих матеріалів – від 1500 до 8000 м/с.

Різні коефіцієнти відображення ультразвукових хвиль на межі розділу різних середовищ, різні і звукопоглинальна здатність різних середовищ. Тому в ультразвукових давачах інформація про різні неелектричні величини виходить завдяки виміру параметрів

ультразвукових коливань: часу їхнього поширення, загасання амплітуди цих коливань, фазового зрушення цих коливань.

Ультразвукові методи виміру відносяться до електричних методів через те, що порушення ультразвукових коливань і прийом цих коливань виконуються електричним способом.

Звичайно для цього використовують п'єзоелементи і магнітострикційні перетворювачі. П'єзоелектричні датчики перетворюють тиск в електричний сигнал, що є прямим п'єзоелементом, який використовується в приймачах ультразвукового випромінювання. Для порушення ультразвукових коливань використовується зворотний п'єзоелект.

Магнітострикційні випромінювачі ультразвуку використовують явище деформації феромагнітів у перемінному магнітному полі.

Пояснимо роботу ультразвукового датчика на прикладі ехолота – приладу для виміру глибини моря (рис. 5.16).

При подачі змінної напруги на п'єзоелемент 1 збуджуються ультразвукові коливання, спрямовані вертикально вниз. Відбитий ультразвуковий імпульс сприймається п'єзоелементом 2. Електричний прилад 3 вимірює час  $t$ , що посилається і прийнятими імпульсами. Глибина моря пропорційна цьому часу і швидкості поширення звуку у воді  $H = v \cdot t / 2$ .

Шкала приладу градується безпосередньо в метрах. Аналогічно діє ультразвуковий локатор, що визначає відстань до перешкоди на шляху корабля в горизонтальному напрямку.

Ультразвукові коливання мають енергію значно більшу, ніж звукові, оскільки енергія пропорційна квадрату частоти. Крім того, порівняно просто здійснюється спрямоване випромінювання ультразвуку.

За допомогою ультразвукових датчиків виявляють дефекти в металевих деталях: тріщини у виробках, порожнини у виливках тощо. Крім того, ультразвукові датчики використовуються в приладах для виміру витрати, рівня і тиску.

В ультразвукових електричних датчиках найбільше поширення отримали магнітострикційні і п'єзоелектричні випромінювачі, збуджувані за допомогою напівпровідникових і електронних генераторів, що виробляють змінну напругу з частотою більш 10 кГц. Поширене імпульсне збудження ультразвукових випромінювачів.

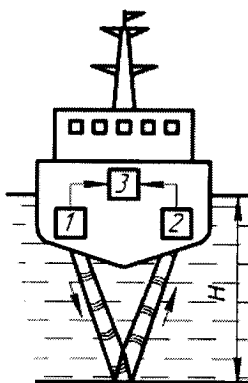


Рис. 5.16. Принцип роботи ультразвукового датчика

Магніострикційний випромінювач стрижневого типу (рис. 5.17, а) представляє собою набір тонких пластин з феромагнітного матеріалу, на який намотана обмотка збудження. Найчастіше в магніострикційних випромінювачах використовується нікель і його сплави (інвар і монель), а також ферити. Форма пластини показана на рис. 5.17, б.

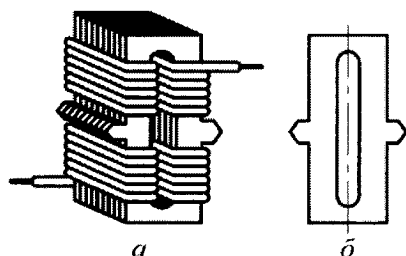


Рис. 5.17. Магніострикційний випромінювач (а), форма його пластин (б)

Якщо стрижень з феромагнітного матеріалу знаходиться в змінному магнітному полі, то він буде попеременно стискуватися і розтискатися, тобто деформуватися. Оскільки знак деформації не залежить від напрямку поля, то частота коливання деформації буде в два рази більше частоти перемінного збуджуючого поля. Для одержання великих механічних

деформацій використовують постійне підмагнічування стрижня, щоб працювати на найбільш крутій ділянці кривої.

Магніострикційні випромінювачі працюють в умовах резонансу, коли частота збуджуючого поля збігається з частотою власних пружних коливань стрижня, що визначається за формулою

$$f = \frac{1}{2l} \sqrt{\frac{E}{\rho}},$$

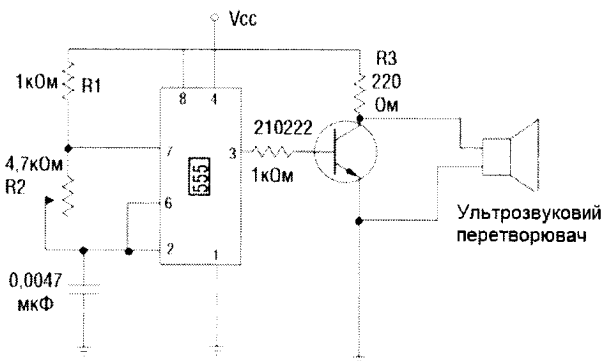
де  $l$  – довжина стрижня;  $E$  – модуль пружності;  $\rho$  – щільність матеріалу.

Для нікелевого стрижня довжиною  $l = 100$  мм частота власних коливань складає 24,3 кГц, амплітуда досягає приблизно 1 мкм. Найвища частота, на якій ще вдається збудити досить інтенсивні коливання, складає 60 кГц, що відповідає довжині 40 мм. Крім основної частоти в стрижні можна збудити і коливання на вищих гармоніках (при відповідному кріпленні стрижня), але з меншою амплітудою.

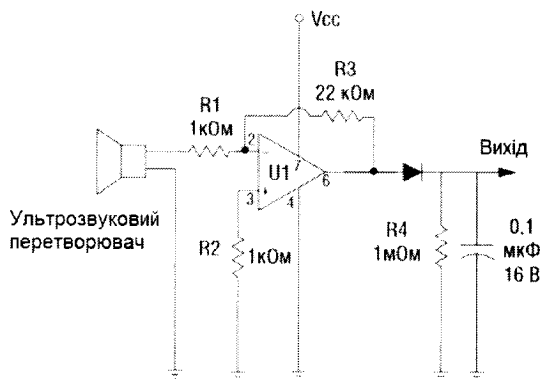
У п'єзоелектричному випромінювачі ультразвукових коливань використовується пластина кварцу, до якої прикладено змінну напругу  $U_x$ , що створює електричне поле в напрямку електричної осі. При напругах до 2,5 кВ зберігається пряма пропорційність між величиною деформації і напругою. При великих напругах деформація збільшується не настільки швидко і при  $U = 25$  кВ виявляється на 30% меншою. Амплітуда коливань досягає максимуму при рівності частоти прикладеної напруги і частоти власних коливань пластини.

У порівнянні з магніострикційними п'єзоелектричні випромінювачі забезпечують значно більшу (на 1-2 порядки) частоту ультразвукових коливань.

На рис. 5.18 зображена функціональна схема ультразвукового пристрою робота. Передавач (рис. 5.18, а) посилає сигнал 40 кГц в ультразвуковий перетворювач (випромінювач). Інший перетворювач (приймач) (рис. 5.18, б) розташовано поруч із випромінювачем передавача. У разі наближення до перешкоди, сигнал 40 кГц відбивається і потрапляє в приймач, що викликає підвищення амплітуди його вихідної напруги. Коли напруга перевищить граничне значення, компаратор перемкнеться в інший стан, сигналізуючи про наявність перешкоди.



а



б

Рис. 5.18. Електрична схема ультразвукового передавача (а) та приймача (б)

Для генерації електричних імпульсів в схемі передавача застосовують генератор 555 із резистором R2 4,7 кОм.

Ефективна відстань до перешкоди для даного пристрою складає 10...12 см.

Співвідношення між енергіями відбитих і падаючих коливань називається коефіцієнтом відображення. Цей коефіцієнт дуже великий

для середовищ, що істотно відрізняються за щільністю і швидкістю поширення звуку. Наприклад, коефіцієнт відображення на межі вода – сталь складає 88, а на межі вода – трансформаторна олія він дорівнює 0,6.

## 5.6. Фотоелектричні датчики

Фотоелектричні датчики реагують на зміну освітленості. Як правило, фотоелектричний давач складається із джерела і приймача світлового потоку (ПСП). Джерелом світлового потоку може бути сам об'єкт виміру чи спеціальний освітлювач (наприклад, у вигляді звичайної лампи розжарювання).

По світловому потоку, що виходить від розпеченого чи розплавленого металу, фотоелектричний пірометр автоматично може виміряти температуру (у даному випадку джерелом світлового потоку є сам об'єкт виміру, рис. 5.19, а). Однак частіше використовуються лампи розжарювання, що створюють постійний світловий потік, а його зміна відбувається під впливом переміщення шторки (рис. 5.19, б), проходження світла через контрольоване середовище (рис. 5.19, в), під впливом властивостей контрольованого об'єкта, від якого відбивається світловий потік (рис. 5.1, г).

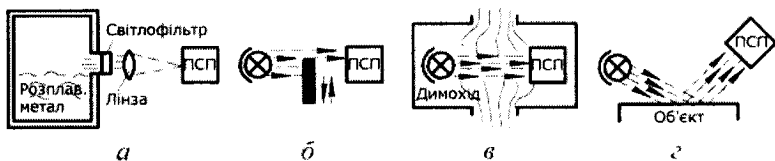


Рис. 5.19. Варіанти зміни світлового потоку

Відповідно до цих можливих варіантів зміни світлового потоку за допомогою фотоелектричних датчиків можна вимірювати переміщення і підраховувати число предметів, визначати рівень, прозорість, задимленість, колір різних матеріалів, оцінювати якість обробленої поверхні (блиск, шорсткість, фарбування). Фотоелектричні датчики використовують в оптико-електронних перетворювачах різних величин. За допомогою фотоелектричних датчиків здійснюється і так званий «технічний зір».

У приймачах світлового потоку фотоелектричних датчиків використовується фотоэффект. Під фотоэффектом розуміють зміну властивостей матеріалу при зміні його освітленості. Розрізняють зовнішній, внутрішній і вентильний фотоэффект.

**Зовнішній фотоэффект** полягає в тому, що під впливом потоку випромінювання електрони вилітають з катода електронної лампи і струм емісії залежить від освітленості катода.

**Внутрішній фотоелект** виявляється в тім, що активний опір напівпровідникового матеріалу залежить від його освітленості.

При **вентильному фотоелекті** між шарами освітленого провідника і неосвітленого напівпровідника, розділених тонким ізоляційним шаром, виникає електрорушійна сила, що залежить від освітленості.

При зовнішньому фотоелекті носії струму виходять за межі матеріалу, при внутрішньому – залишаються усередині напівпровідника. Вентильний фотоелект, строго говорячи, теж є внутрішнім фотоелектом.

Усі фотоелектричні датчики є селективними (вибірковими), тобто їхня чутливість залежить від частоти світлового випромінювання. Іншими словами, ці датчики реагують на визначений колір: червоний, зелений, синій чи інший, включаючи і невидиму частину спектра (інфрачервоне й ультрафіолетове випромінювання).

Діапазон довжин хвиль видимого світла  $\lambda = 0,38 \dots 0,78$  мкм. Більш короткі хвилі відносяться до ультрафіолетового діапазону, більш довгі – до інфрачервоного.

До приймачів випромінювання на основі зовнішнього фотоелекта відносяться електровакуумні чи газонаповнені фотоелементи, фотоелектронні помножувачі і передавальні електронно-променеві трубки.

До приймачів випромінювання на основі внутрішнього фотоелекта відносяться фоторезистори, фотодіоди і фототріоди.

На рис. 5.20 наведено схему включення **вакуумного фотоелемента**. Анод  $A$  та катод  $K$  фотоелемента знаходяться в скляному балоні, з якого відкачано повітря. Коли світловий потік падає на катод, покритий активним шаром, електрони отримують енергію, що дозволяє їм вилетіти з катода. Це явище називається фотоелектронною емісією. Під дією джерела живлення з електрорушійною силою  $E$  між катодом і анодом створюється електричне поле, що і змушує електрони переміщуватися від катода до анода.

В електричному ланцюзі створюється електричний струм, який називають фотострумом. Коли дія світла припиняється, струм у фотоелементі і зовнішньому електричному колі зникає.

Залежність фотоструму від світлового потоку називається світловою характеристикою. Ця характеристика при постійних значеннях  $E$  та  $R$  практично лінійна. Фотоелемент характеризується

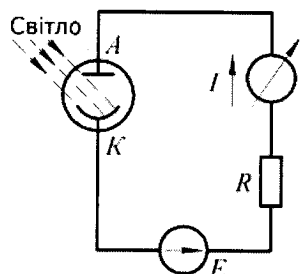


Рис. 5.20. Схема включення вакуумного фотоелемента

також чутливістю, що дорівнює відношенню фотоструму (у мікроамперах) до світлового потоку (у люменах).

У газонаповнених фотоелементах завдяки іонізації молекул газу, що заповнює балон, фотострум збільшується. Тому чутливість газонаповнених фотоелементів більше, ніж у вакуумних. Однак світлова характеристика вакуумного фотоелемента більш стабільна, менш залежна від коливань напруги живлення, ніж у газонаповнених елементів. Тому для цілей автоматичного виміру частіше застосовуються вакуумні фотоелементи.

**Фотоелектронні помножувачі (ФЕП)** на відміну від фотоелементів мають додаткові електроди. Завдяки вторинній емісії електронів з цих електродів чутливість ФЕП в багато разів перевищує чутливість фотоелементів. Однак, для ФЕП потрібна і значно більша напруга живлення.

**Фоторезистор** складається зі світлочутливого шару напівпровідника товщиною біля мікрметра, нанесеного на скляну чи кварцеву пластинку. Струмознімальні електроди виконані із застосуванням дорогіших металів. При внутрішньому фотоефекті під дією світлового потоку в напівпровіднику з'являються додаткові вільні електрони, завдяки чому збільшується електропровідність, а опір фоторезистора зменшується.

Промисловістю випускаються фоторезистори типів СФ, ФР, ФС різних модифікацій (рис. 5.21). У них використовуються напівпровідникові матеріали: сірчистий кадмій, сірчистий свинець, германій, індій тощо.

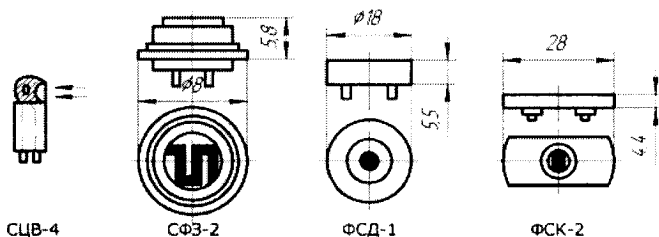


Рис. 5.21. Зовнішній вигляд фоторезисторів

До недоліків фоторезисторів варто віднести їх інерційність. Вона полягає в тім, що при освітленні фоторезистора фотострум не відразу досягає свого кінцевого значення, а при припиненні освітлення струм знижується до первинного значення також не миттєво, лише після закінчення визначеного часу. Постійна часу фоторезисторів складає десятки і соті долі секунди. Ще один недолік фоторезисторів – залежність опору від температури.

На рис. 5.22 приведена основна електрична схема вимикача. У міру наростання освітленості опір фоторезистора падає. Відповідно,



підвищується напруга на резисторі  $R1$  і на виводі 2 компаратора. Коли напруга перевищить напругу на виводі 3, ввімкнеться двигун  $M$ . Поріг спрацьовування регулюється змінним резистором  $R1$  4,7 кОм.

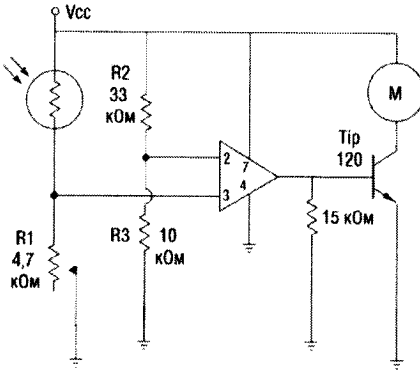


Рис. 5.22. Вимикач на базі фоторезистора

**Фотодіодами** називають напівпровідникові прилади, що засновані на внутрішньому фотоелекті та які використовують односторонню провідність р-п – переходу. Розрізняють два режими роботи фотодіодів: фотогальванічний та фотодіодний.

У фотогальванічному режимі не потрібне джерело живлення, оскільки при освітленні р-п – переходу з'являється електрорушійна сила, під дією якої виникає струм у зовнішньому колі. У

цьому режимі фотодіод безпосередньо перетворює енергію світла в електричну енергію. При освітленості в  $8 \cdot 10^3$  лк фото- електрорушійна сила складає близько 0,1 В.

У фотодіодному режимі до фотодіода прикладається напруга зворотної полярності, тобто така, при якій звичайний діод не проводить би струм. При освітленні фотодіода (його р-п-переходу) зворотний струм різко збільшується, фотодіод починає проводити струм у зворотному напрямку.

Промисловістю випускаються фотодіоди типу ФД різних модифікацій (рис. 5.23). В якості матеріалу чутливого шару використовуються германій, кремній, селеній.

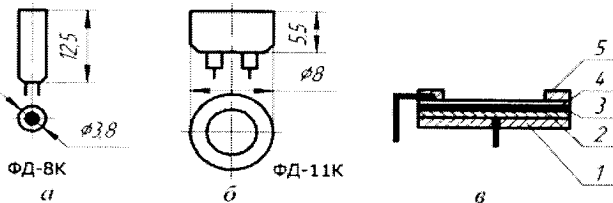


Рис. 5.23. Зовнішній вигляд фотодіодів (а, б) та їх будова (в)

На металеву пластинку 1 наноситься шар напівпровідника 2, поверх якого осаджується напівпрозора плівка золота 3. Між золотою плівкою і напівпровідником створюється замикаючий шар. Поверх плівки 3 накладається захисний шар прозорого лаку 4. Із зовнішнім

колом фотодіод з'єднується за допомогою виводів, одним із яких є контактне металеве кільце 5.

При замиканні фотодіода на опір навантаження по зовнішньому колі потече струм, що залежить від світлового потоку. Такий режим роботи фотодіода називається фотогальванічним. У цьому режимі фотодіод безпосередньо перетворює енергію світла в електроенергію. Чутливість фотодіода до сумарного світлового потоку при короткому замиканні селенових фотоелементів досить велика і складає 0,5 мА на 1 лм. При збільшенні зовнішнього опору в колі фотодіода його чутливість падає. Інерційність фотодіодів приблизно на порядок менша, ніж у фоторезисторів. Фотодіоди частіше використовуються не для цілей автоматичного виміру, а в схемах фотореле. Для цих же цілей використовуються і фототранзистори, що сполучають властивості фотодіода і підсилювального транзистора.

**Фотореле** складається з освітлювача, що створює світловий потік, і приймача випромінювання (фотоелемента, фоторезистора, фотодіода або фототранзистора). Приймач випромінювання включений у коло обмотки електромеханічного реле (або безпосередньо частіше через підсилювач). При попаданні світлового потоку на приймач стрибком змінюється фотострум і спрацьовує реле, здійснюючи необхідні перемикання в схемі керування яким-небудь пристроєм.

За допомогою фотодатчиків здійснюється зчитування дискретної інформації з перфострічки. Інформація на такій стрічці записана за допомогою отворів, що пробиваються у визначених місцях. Наявність отвору означає цифру 1, а відсутність отвору – цифру 0 у двійковому коді. Кожному розряду в двійковій формі числення відповідає місце розташування отворів на перфострічці. Перфострічка прокручується між освітлювальною лампою і декількома фотодатчиками (рис. 5.24, а), кількість яких відповідає числу розрядів, що зчитуються. Для таких цілей можуть використовуватися спеціальні напівпровідникові прилади, що поєднують в одній конструкції кілька фотодатчиків.

Лінійку фотодіодів використовують для виміру розмірів деталі, переміщеної на конвеєрі. Деталь перекриває світловий потік (рис. 5.24, б) і затемнює таку кількість фотодіодів, що відповідає висоті деталі.

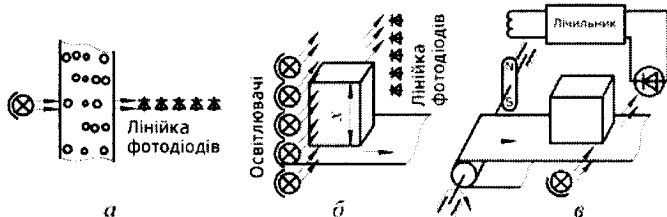


Рис. 5.24. Приклади застосування фотоелектричних датчиків

Вимір довжини переміщеної деталі може виконуватися і по сигналу одного фотодатчика (рис. 5.24, в). Деталь, перетинаючи переднім краєм світловий бар'єр, дає сигнал на підрахунок числа імпульсів. Коли фотодатчик знову висвітлюється, підрахунок імпульсів закінчується. По зафіксованій лічильником кількості імпульсів визначається довжина предмета, що рухається.

Фотоелектричний датчик для перетворення кута повороту в цифровий код зображено на рис. 5.25.

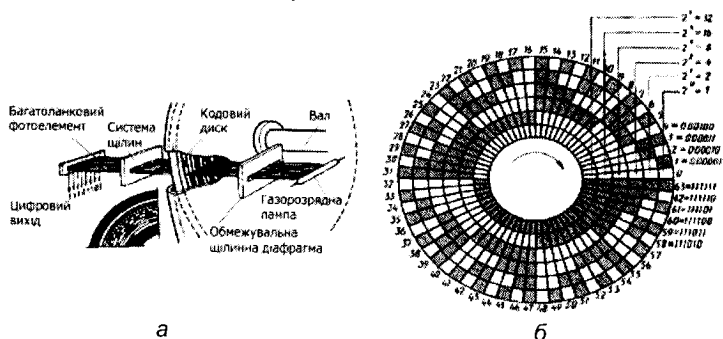


Рис. 5.25. Застосування фотодатчиків для перетворення кута повороту в цифровий код

Освітлювач направляє світловий потік через прозорий диск, на який фотохімічним способом нанесена кодова шкала з прозорими і непрозорими ділянками. З іншої сторони диска розташовані фотоприймачі, кількість яких дорівнює числу розрядів двійкового числа. На рис. 5.25, б показано кодовий диск із шістьма розрядами. Самий старший розряд розташований ближче всього до центра диска.

Прозора ділянка означає двійкову цифру «1», непрозора – двійкову цифру «0». Якщо у всіх розрядах «0», то це двійковий код числа 0. Якщо у всіх розрядах «1», то це двійковий код десятикового числа 63 ( $111111_2 = 63_{10}$ ). Наявність вихідного сигналу з фотоприймача приймається за «1», відсутність – за «0». Такий пристрій називається аналого-цифровим перетворювачем чи кодовим датчиком.

Для виміру обертового моменту, застосовуються **фотоелектричні торзіометри**. Перед дротовими тензометрами вони мають ту перевагу, що не мають потребу в струмознімальному пристрої. Вони забезпечують безконтактне знімання сигналу з обертового валу. Принцип дії фотоелектричного торзіометра показано на рис. 5.26. На випробовуваному валу 1 закріплено два диски 2, що мають прорізи (вікна) у радіальному напрямку. Ці диски обертаються разом з валом. Під дією моменту навантаження, вал скручується і

диски зміщуються один відносно одного на кут, пропорційний моменту і відстані між дисками.

На нерухомій частині торзіометра розташовано джерело світла 3 (лампа розжарювання) та два фотоприймача 4. Лампа розміщена посередині між дисками, а фотоприймачі розташовані з обох сторін дисків. При відсутності обертового моменту, прорізи правого і лівого дисків знаходяться на одній осі і світловий потік одночасно попадає на обидва фотоприймачі. Отже, у цьому випадку фотоструми обох приймачів будуть збігатися по фазі. При збільшенні обертового моменту, диски зміщуються один відносно одного і освітлення фотоприймачів буде відбуватися не одночасно, а зі зміщенням у часі. Тому фотоструми приймачів 4 виявляться зміщеними по фазі. Кількість прорізів на кожному диску і відстань між ними звичайно вибирають так, щоб при максимальному обертовому моменті, фазове зміщення між фотострумами складало  $180^\circ$ . Вимірювальне коло приладу здійснює вимір фазового зміщення між струмами, чи вимір часу між імпульсами фотострумів.

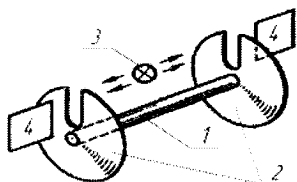


Рис. 5.26. Фотоелектричний торзіометр

Для високоточних вимірів малих переміщень використовують фотоелектричні датчики, у яких між джерелом світла і фотоприймачем містяться диски чи лінійки з прозорого матеріалу з нанесеними на них непрозорих штрихів. В даний час відомі лінійки, що мають до тисячі штрихів на 1 мм довжини. Тому навіть при малому переміщенні лінійки виникає значна зміна сигналу фотоприймача. Ще більш високу чутливість можна отримати з використанням двох лінійок, штрихи однієї з яких виконані з невеликим нахилом.

В усіх розглянутих вище прикладах сам фотострум не впливав на точність чи вимір перетворення. Фотоприймачі працювали не в аналоговому, а в дискретному режимі. Такий режим дозволяє мати більш прості конструкції і схеми приладів, тому що не потрібно забезпечувати високу стабільність світлового потоку і напруги живлення. Однак, фотоелектричні датчики використовуються й в аналоговому режимі, коли саме за значенням фотоструму визначається вимірювана неелектрична величина. При вимірі високих температур (більш  $1000^\circ\text{C}$ ) широке поширення отримали **пірометри**, що використовують променисту енергію тіл, температура яких вимірюється. За допомогою фотоелектричних датчиків побудовані ярікстні пірометри і колірні пірометри.

Фотоелектричний **ярікстний пірометр** заснований на використанні залежності між струмом  $I$  фотоелемента і температурою  $T$  джерела

випромінювання, що засвітлює фотоелемент. Ця залежність має вид

$I = aT^n$ , де коефіцієнт  $a$  залежить від чутливості фотоелемента, а  $n$  – від

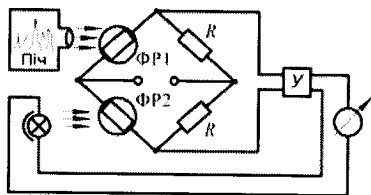


Рис. 5.27. Мостова схема включення яркісного пірометра

його спектральної характеристики. Коефіцієнт  $n$  досягає 10...12 і може бути збільшений підбором відповідних світлофільтрів. При використанні як фотоприймачі фоторезисторів їх включають у мостову схему (рис. 5.27).

На фоторезистор ФР1 падає світловий потік від контрольованого об'єкта. На фоторезистор ФР2 падає світловий потік від лампочки розжарювання. При порушенні балансу моста напруга з його вимірювальної діагоналі подається на підсилювач, що живить лампу розжарювання і змінює її розжарення таким чином, щоб зменшити розбаланс моста.

Амперметр у колі лампи розжарювання може бути проградуирований в одиницях температури. Градування проводиться за показниками зразкового пірометра.

В основу роботи фотоелектричних кольоровісних пірометрів покладене наступне фізичне явище, назване законом зсуву. При нагріванні тіло випромінює світловий потік, де присутні різні кольори, тобто маються електромагнітні коливання з різними довжинами хвиль. Однак кожній температурі відповідає визначена довжина хвилі, на якій інтенсивність випромінювання максимальна. У **кольоровісних пірометрах** визначається відношення інтенсивностей випромінювання даного тіла в променях двох заздалегідь обраних довжин хвиль. Це відношення для кожної температури буде різним, воно однозначно визначає температуру тіла.

Становить інтерес використання фотоелектричного датчика у вимірнику вологості (**психрометрі**). Вологість можна визначити по так званій «точці роси». Відомо, що водяна пара, наявна у газі, починає конденсуватися (осаджуватися у виді роси) при визначеній температурі, що залежить від вологості.

Для визначення початку осадження роси і служить фотодатчик. Промінь освітлювача падає на маленьке дзеркальце і відбивається на фотоприймач. Поверхня дзеркальця може прохолоджуватися і нагріватися системою терморегулювання, що включається по сигналу фотодатчика. Якщо температура дзеркала знижується до точки роси, то туман, що з'являється на поверхні дзеркала, зменшує світловий потік, що падає на фотоприймач, і фотострум різко зменшується. Спрацьовує реле, що вмикає нагрівач дзеркала. Через деякий час температура дзеркала підвищиться, туман на ньому зникне, фотострум різко зросте і

спрацює реле, що вмикає охолоджувач дзеркала. Таким чином, температура дзеркальця буде безупинно коливатися щодо точки роси. Вимірюючи її за допомогою терморезистора або термопари, можна визначити вологість.

Застосовуються фотоелектричні датчики і для визначення задимленості та загазованості при промислових викидах в атмосферу, що дуже важливо для охорони навколишнього середовища і здоров'я людей.

Фотоелектричні колориметри, блескомери, нефелометри дозволяють об'єктивно оцінити якість виготовлення й обробки різних виробів за їхнім кольором, поліруванням і прозорістю відповідно.

### 5.7. Ємнісні датчики

Робота ємнісних датчиків полягає в перетворенні вимірюваної величини в ємнісний опір. Тому ємнісні датчики відносяться до параметричних.

Принцип роботи ємнісних датчиків заснований на залежності ємності конденсатора від розмірів обкладок, відстані між ними, діелектричної проникності середовища між обкладками.

Ємність конденсатора, що має дві плоскі обкладки, визначається

$$C = \epsilon \epsilon_0 s / d,$$

де  $\epsilon$  – відносна діелектрична проникність середовища між обкладками;  $\epsilon_0$  – діелектрична постійна ( $\epsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12}$  Ф/м);  $s$  – площа обкладок;  $d$  – відстань між обкладками.

Звідси випливає, що зміна ємності конденсатора може відбуватися через зміну кожної з трьох величин:  $d$ ,  $s$ ,  $\epsilon$ . Найбільше поширення отримали ємнісні датчики, що вимірюють лінійні переміщення. На рис. 5.28 показано схему ємнісного датчика лінійного переміщення (а) і залежність ємності датчика від вхідного сигналу – переміщення  $x$  (б).

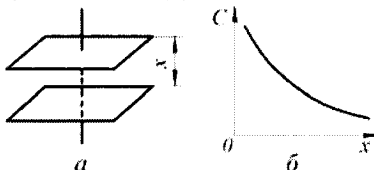


Рис. 5.28. Схема датчика (а) і залежність (б)

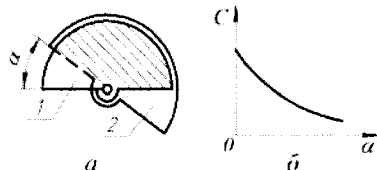


Рис. 5.29. Схема датчика (а) і залежність (б)

На рис. 5.29 показано схему ємнісного датчика кутового переміщення (а) і залежність ємності датчика від вхідного сигналу – кута повороту  $\alpha$  (б). У цьому датчику ємність змінюється через зміну

площі взаємного перекриття двох обкладок – пластин 1 і 2. Одна з пластин 1 нерухома, інша 2 – може повертатися на осі відносно пластини 1. При повороті пластини 2 змінюється активна площа між пластинами 1 і 2 (див рис. 5.29, а позначено штрихуванням).

Ємнісні датчики використовуються в колах змінного струму. Ємнісний опір обернено пропорційний частоті живлення. При малій частоті живлення ємнісний опір настільки великий, що зміна струму в колі з ємнісним датчиком дуже важко зафіксувати навіть високочутливим приладом. Застосування ємнісних датчиків є кращим при живленні підвищеною частотою (400 Гц і більше).

У ємнісному датчику тиску (рис. 5.30) однією з обкладок конденсатора є плоска кругла мембрана 1, що сприймає тиск  $P$ . Інша обкладка 2 давача нерухома і має такий же радіус  $R$ , що і мембрана 1. Між обкладками конденсатора є початковий повітряний проміжок  $d_{\text{пов}}$ . Під впливом вимірюваного тиску  $P$  мембрана прогинається, причому найбільше переміщення має центр мембрани.

Диференціальний ємнісний давач (рис. 5.31) представляє собою плоский конденсатор з металевою обкладкою 1, на котру діє вимірювана сила  $F$ . Обкладка 1 закріплена на пружній підвісці 6 і під дією сили  $F$  переміщується паралельно сама собі. Дві нерухомі обкладки 2 і 3 ізолювані від корпусу спеціальними прокладками 4 і 5. За відсутності сили  $F$  обкладка 1 займає симетричне положення щодо нерухомих обкладок 2 і 3. При цьому ємність конденсатора, утвореного пластинами 1 та 2, дорівнює ємності конденсатора, утвореного пластинами 1 і 3. Під впливом вимірюваної сили  $F$ , що переборює протидія пружної підвіски 6, обкладка 1 переміщується і ємності верхнього і нижнього конденсаторів отримують збільшення різних знаків.

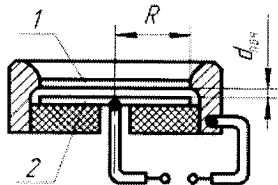


Рис. 5.30. Ємнісний датчик тиску

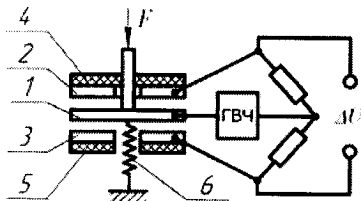


Рис. 5.31. Диференціальний ємнісний датчик

На рис. 5.32 зображено ємнісний датчик з циліндричними обкладками, що застосовується для виміру рівня струмонепровідних рідин або сипучих тіл. Однією обкладкою може служити металевий бак чи резервуар із внутрішнім радіусом  $r_1$  друга обкладка виконана у вигляді металевого стрижня або циліндра із зовнішнім радіусом  $r_2$ . Якщо резервуар заповнений до рівня  $x$  рідиною з діелектричною

проникністю, то ємність датчика можна представити як ємність двох паралельно з'єднаних конденсаторів.

Ємнісний датчик (рис. 5.33) для виміру товщини матеріалу з діелектрика (наприклад, ізоляційної стрічки) складається із нерухомих пластин конденсатора 1 між якими протягується за допомогою роликів 2 контрольований матеріал 3. Чим менше різниця між  $d$  і  $D$ , чим більше діелектрична проникність матеріалу  $\epsilon$ , тим вище чутливість. Підвищити чутливість виміру за допомогою ємнісних датчиків можна за рахунок вибору відповідної вимірювальної схеми.

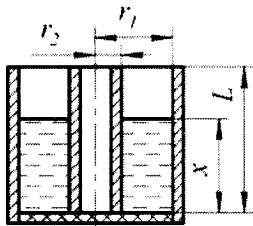


Рис. 5.32. Ємнісний датчик виміру рівня струмонепровідних рідин (сипучих тіл)

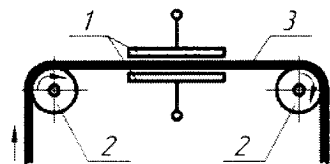


Рис. 5.33. Ємнісний датчик виміру товщини матеріалу з діелектрика

## 5.8. Датчики Холла та магнітоопори

*Ефект Холла* – це фізичне явище, що полягає в наступному. Розглянемо пластинку із провідного матеріалу, уздовж якого проходить струм  $I$ . Якщо перпендикулярно площині пластинки і напрямку струму діє магнітне поле напруженістю  $H$ , то в пластині виникає електрорушійна сила, пропорційна  $I$  і  $H$ .

$$E = K \cdot I \cdot H,$$

де  $K = k_x / d$  – коефіцієнт, що залежить від матеріалу і товщини пластини  $d$ ;  $k_x$  – постійна Холла.

Напрямок цієї електрорушійної сили, що називається ЕРС Холла, перпендикулярний струму і полю, тобто її можна заміряти між бічними поздовжніми гранями пластини (рис. 5.34) за допомогою електровимірювального приладу.

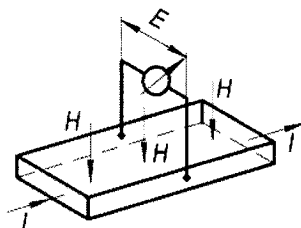


Рис. 5.34. Ефект Холла

Причина появи ЕРС Холла в тому, що на заряди, котрі рухаються, у магнітному полі, діє сила Лоренца. Струм в пластині – це і є упорядкований рух зарядів (в металі – електронів). Під дією магнітного поля вони зміщуються перпендикулярно напрямку свого руху і поблизу однієї поздовжньої грані виникає надлишок зарядів, а поблизу



іншої – недолік. У звичайних провідникових матеріалах ЕРС Холла дуже мала, що пояснюється малою швидкістю (точніше – рухливістю) носіїв струму через їхню велику концентрацію. В чистих напівпровідниках забезпечується висока рухливість носіїв струму, тому постійна Холла для чистих напівпровідників у багато разів більше, ніж для металів.

*Ефект магнітоопору* – це інше фізичне явище, що полягає в зміні опору провідних тіл у магнітному полі. Пояснюється це тим, що в присутності магнітного поля на носії струму діє сила Лоренца, що змінює траєкторію їхнього руху. Якби не було магнітного поля, то під дією прикладеного до провідного тіла напруги носії струму переміщувалися б по найкоротшому напрямку. Зміна траєкторії під дією магнітного поля завжди подовжує шлях носіїв струму, що виявляється як збільшення опору.

У сильних поперечних магнітних полях деякі речовини можуть мати відносно збільшення опору  $\alpha = \Delta R / R$  у десятки разів.

Найчастіше величина  $\alpha$  зв'язана з напруженістю магнітного поля  $H$  квадратичною залежністю

$$\alpha = kH^2,$$

де  $k$  – коефіцієнт, що залежить від матеріалу і розмірів.

Ефекти Холла та магнітоопору використовуються в датчиках, за допомогою яких можуть бути вимірювані різні електричні та магнітні величини. Крім того, вони можуть використовуватися для математичної обробки електричних сигналів: додавання, множення, розподілу, піднесення до квадрату і знаходження кореня; для різних перетворень електричних сигналів.

Використання датчиків Холла для цілей автоматичного виміру буде раціональним у тому випадку, якщо вони мають досить високу чутливість і мало піддані впливу температури.

Чутливість давача Холла залежить від постійної Холла, що, у свою чергу, визначається рухливістю носіїв струму – електронів. Найбільше значення постійної Холла в матеріалі  $\text{InSb}$ , але воно сильно залежить від температури. Для германію постійна Холла в десятки разів менше, але він має значно більший питомий опір. З германія можна робити датчики з опором у кілька кілоом. Ще великим питомим опором володіє кремній, але його важче очистити від домішок.

Для розміщення у вузьких зазорах дуже зручні плівкові датчики Холла. Для їхнього виготовлення використовується метод випару у вакуумі вихідної речовини з наступним осадженням на підкладку зі слюди. Товщина плівкових датчиків складає 10...30 мкм, що в сотні разів менше, ніж у кристалічних датчиків.

Матеріалом для плівкових датчиків служать з'єднання ртуті: селенід ртуті  $\text{HgSe}$  і телурид ртуті  $\text{HgTe}$ . Чим тонше плівка, тим менша постійна Холла.

Основне застосування датчики Холла та датчики магнітоопору знаходять для виміру магнітних полів. Вони застосовуються в дуже широкому діапазоні напруженості магнітного поля: від 1 до  $10^9$  А/м. З їхньою допомогою можна визначити криві намагнічування магнітних матеріалів, розподіл магнітних полів в електричних машинах і електромагнітних пристроях. При вимірах у сильних магнітних полях ( $H > 10^7$  А/м) ЕРС Холла складає десятки вольтів і може бути вимірювана вольтметром з великим внутрішнім опором за допомогою компенсаційної схеми.

Регулювання чутливості виробляється зміною напруги, що живить датчик. Для збільшення вихідного сигналу використовують послідовне з'єднання декількох датчиків Холла. При вимірах у середніх магнітних полях ( $10^3$  А/м  $< H < 10^7$  А/м) потрібно посилення вихідної напруги датчика. При вимірах у слабких магнітних полях ( $H < 10^5$  А/м) використовують так називані концентратори магнітного поля. У якості таких концентраторів використовують круглі довгі стрижні з вузьким зазором між ними, куди і міститься датчик. Стрижні виготовляють з матеріалів з високою магнітною проникністю найчастіше з пермалоя. При довжині стрижнів у 1 м, діаметрі 5 мм і зазорі в 0,3 мм можна отримати коефіцієнт підсилення магнітного поля в 1500 разів. Датчики Холла з концентраторами магнітного поля здатні відчувати напруженість магнітного поля в 0,1 А/м. З їхньою допомогою можна досліджувати навіть дуже слабке магнітне поле Землі. У середньому і слабкому магнітному полях датчики Холла дуже чутливі до коливань температури і мають потребу в стабільному живленні і складних вимірювальних схемах.

#### **Питання для самоперевірки**

1. Які типи датчиків застосовують в роботах?
2. Яка будова тензодатчика?
3. Який принцип роботи потенціометра?
4. Наведіть схему сенсора на основі фоторезистора?
5. Яка будова ємкісного датчика?
6. Який принцип роботи датчика Хола?

### **6.1. Класифікація приводів та особливості їх застосування**

Силове обладнання робота приводять у рух передавальні механізми, робоче і ходове устаткування. Приводи промислових роботів в значній мірі визначають динамічні характеристики – прискорення, швидкість руху робочого органу, точність позиціонування та ін. Від типу та конструкції приводу залежать експлуатаційні показники, габаритні розміри, споживання енергії, рівень шуму, можливість експлуатації роботів в різних середовищах.

Тип приводу визначається характером виконуваних роботом процесів. Так, приводи з постійною або регульованою швидкістю руху застосовуються в роботах із цикловим керуванням. Регульовані та слідкувальні приводи використовуються в роботах із програмним керуванням. До приводів роботів із контурним керуванням пред'являються вимоги по забезпеченню номінального крутного моменту, як при малій частоті обертання, так і в стані спокою.

Приводи роботів класифікують за наступними ознаками: за кількістю двигунів; наявністю та типом передавальних пристроїв; типом двигуна.

За видом використовуваної енергії приводи поділяють на гідравлічні, пневматичні, електромеханічні та комбіновані. Частка роботів із гідравлічним приводом складає 43,4%, пневматичним – 43,3%, електричним – 13,3%.

Вибір типу приводу є частиною загальної задачі розробки і проектування промислових роботів і залежить від багатьох факторів, зокрема, таких як:

- характер навантаження на робочий орган робота та його проміжні ланки;
- необхідні лінійні і кутові переміщення, швидкості, закони руху робочого органу;
- кількість точок і точність позиціонування або точність відтворення траєкторії руху;
- умови експлуатації промислових роботів і, перш за все, характеристики навколишнього середовища: вогненебезпечність, вибухонебезпечність, рівень забруднення тощо.

Приводи всіх типів при використанні їх в промислових роботах мають специфічні особливості:

- сучасні промислові роботи мають велику кількість ступенів вільності (рухомості), кожний з яких забезпечується своїм виконавчим двигуном;

- для виконання загальної конкретної технологічної задачі необхідно забезпечити групове керування виконавчими приводами, тобто привід з позицій управління повинен розглядатися як багатовимірна система;
- широка зміна діапазону навантажень на привід з переважанням інерційних навантажень;
- потрібна висока точність виконавчого органу маніпулятора при позиціонуванні та добра якість перехідного процесу;
- потрібні великі ресурси роботи при значних динамічних навантаженнях і без регламентної експлуатації, тобто, висока надійність;
- привід повинен допускати тривалу роботу в загальмованому режимі.

## **6.2. Пневматичний привід**

Пневматичний привід широко застосовується в промислових роботах з цикловим програмним керуванням. Згідно статистичних даних, близько 40% промислових роботів обладнано пневматичним приводом. Промислові роботи із пневматичним приводом зазвичай мають вантажопідйомність до 200 Н.

Переваги пневматичного приводу:

- простота і надійність конструкції;
- висока швидкість вихідної ланки приводу (при лінійному переміщенні до 1м/с, при обертанні – до 60 об/с);
- застосування стислого повітря у якості робочого тіла – екологічно чистого робочого тіла;
- можливість використання заводської пневматичної мережі 0,5...0,6 МПа;
- висока точність позиціонування по точках, що визначені жорсткими механічними упорами;
- можливість працювати в агресивному, вогненебезпечному та вибухонебезпечному середовищах;

Недоліки пневматичного приводу:

- невисока точність позиціонування, якщо не використовуються механічні упори;
- порівняльно низька вихідна потужність;
- велика кількість нелінійних елементів, як в системі управління, так і в пневматичному двигуні;
- нестабільність швидкості вихідної ланки при зміні навантаження;
- необхідність демпфування руху вихідної ланки приводу в кінці ходу для запобігання ударів.

Пневматичні виконавчі механізми – це пристрої, що перетворюють енергію стислого газу, найчастіше, повітря в енергію переміщення вихідної механічної ланки приводу. В загальному пневматичний привід складається з двигуна, розподільного пристрою і регулятора швидкості. У пневмоприводах промислових роботів, в основному, використовують поршневі виконавчі механізми – пневмоциліндри, оскільки вони конструктивно прості, надійні та забезпечують значне робоче зусилля. Виконавчі механізми виконуються як у вигляді пневмоциліндрів односторонньої і двосторонньої дії, неповноповоротних пневмодвигунів різних типів, реверсивних пневмомоторів, так і мембранних камер.

Двигун поступальної дії – пневмоциліндр, складається із гільзи (труби), поршня та штока. Поршень та взаємозв'язаний з ним шток рухаються унаслідок тиску стислого повітря. Напрямок руху залежить від того, в яку з порожнин циліндра подається повітря.

Поворотні двигуни з обмеженим кутом повороту складаються із нерухомого корпусу кільцеподібної форми із внутрішньою розділовою перегородкою і рухомою лопаткою, що закріплена на валу. Подача стислого повітря в одну з порожнин приводить в рух лопать, а разом з нею і вал двигуна.

Розподільний пристрій виконується з електромагнітним приводом, управляючі сигнали на які поступають від пристрою управління робота або виробляються за допомогою елемента гнучкої трубки сервоклапана. Регулювання швидкості приводу в заданих межах здійснюється шляхом стабілізації витрати повітря за допомогою дроселя зі зворотним клапаном. Стисле повітря, що подається від компресора, заздалегідь проходить очищення від вологи і сторонніх частинок, а потім змішується із змащувальним маслом (2...4 краплі на 1 м<sup>3</sup> повітря). Заданий для приводу робота тиск повітря забезпечується за допомогою редуктора.

Керування пневмоприводом в більшості випадків циклічне, або, як його ще називають, позиційне по упорах. При цьому привід виконує рух відразу від початкової позиції в кінцеву, положення якої зафіксоване механічним упором, встановлюваним на штоку пневмоциліндра або валу двигуна. При русі упор зустрічає перешкоду – демпфер, який і остаточно гасить енергію руху. Демпфери виконують гідравлічними і пружинними. Гальмування здійснюють також за допомогою реверсу, шляхом зміни напрямку подачі повітря.

На рис. 6.1 зображено розрахункову схему пневматичного приводу з пневмоциліндром двосторонньої дії, де поршень циліндра показано в момент руху вправо. Положення поршня відзначається поточною координатою  $x$ , яка відраховується від умовного нуля;

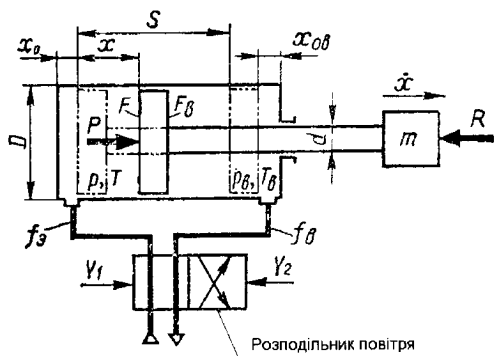


Рис. 6.1. Схема пневматичного циліндра двосторонньої дії

циліндрі зі сторони робочої порожнини;  $V_{P.T.}$  – розрахунковий об’єм повітропроводу на ділянці від робочої порожнини до розподільника повітря.

Розглянемо випадок, коли поршень під дією повітря, що надходить зліва, рухається вправо зі швидкістю  $\dot{x} = \frac{dx}{dt}$  (миттєве

значення), долаючи силу опору  $R$ . Величина  $R$  включає в себе силу тертя (приймається у межах 10% від розвиненого зусилля), корисне навантаження, вагу рухомих частин, що враховується у випадку, якщо пневмоциліндр розташовано вертикально або під деяким кутом до горизонту. Кожному моменту руху відповідає певний стан повітря в порожнинах циліндра, що характеризується такими параметрами, як тиск  $p$ , температура  $T$  і питома вага  $\gamma$ . Робоча порожнина під час руху з’єднана з джерелом живлення через повітропровід з ефективною площею перерізу  $f_3$ , а порожнина вихлопу – з атмосферою через вихлопний повітропровід з ефективною площею перерізу  $f_B$ . На схемі (рис. 6.1) також показано: діаметр поршня  $D$ ; діаметр штока  $d$ ; хід  $S$  та сигнали перемикання розподільника повітря  $Y_1$  і  $Y_2$ .

Процес руху поршня описується системою диференціальних рівнянь, яка складається із рівняння руху поршня та двох рівнянь, які характеризують зміну тисків в порожнинах:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_L F - p_B F_B - R; \quad (6.1)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k}{x + x_0} \left[ \frac{f_3 K p_M \varphi(\sigma) \sqrt{J T_M}}{F} - p \frac{dx}{dt} \right]; \quad (6.2)$$

$x_0$  – початкова координата поршня, яка характеризує мінімальний об’єм робочої порожнини у вихідному положенні поршня, причому з урахуванням розрахункового об’єму:

$$x_0 = \frac{V_0 + V_{P.T.}}{F},$$

де  $F$  – ефективна площа поршня порожнини нагнітання;  $V_0$  – об’єм простору

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{k}{S - x + x_{0B}} \left[ p_B \frac{dx}{dt} - \frac{f_B K p_B \varphi(\sigma) \sqrt{J T_B}}{F_B} \right], \quad (6.3)$$

де  $K = \sqrt{\frac{2k}{k-1}}$ ;  $p_M$  – тиск живлення, Па;  $p_B$  – тиск вихлопу, Па;  $\varphi(\sigma)$  – функція витрат;  $T_M$  – температура повітря на вході, К;  $S$  – хід поршня, м;  $k = 1,41$ ;  $F_B$  – ефективна площа поршня порожнини вихлопу, м<sup>2</sup>.

Ці рівняння не враховують теплообмін із навколишнім середовищем, а також втрати та перетікання повітря з порожнин.

**Пневмодвигуни механотронних модулів руху.** Мехатронний модуль руху (ММР) – це конструктивно і функціонально самостійний механізм, що включає механічну (гідравлічну, пневматичну) та електротехнічну частини, який можна використати індивідуально і в різних комбінаціях з іншими модулями. ММР входять до складу роботизованих систем та є найпростішою структурною частиною з приводом для робота.

Залежно від способу розміщення сенсорних елементів (датчиків переміщення вихідної ланки) виконавчі пристрої механотронних модулів руху (ММР), якими є пневмодвигуни поступального та обертального руху, можна об'єднати у такі групи:

- пневмодвигуни з перенастроюваними навісними датчиками;
- пневмодвигуни з перенастроюваними вбудованими датчиками;
- пневмодвигуни з навісними стаціонарними датчиками;
- пневмодвигуни з вбудованими стаціонарними датчиками;
- пневмодвигуни із зовнішніми датчиками.

Розрізняють двохпозиційні та багатопозиційні пневмодвигуни.

Пневмодвигуни можуть бути нерегульовані для виконання дискретного лінійного та кутового переміщення механізмів промислових роботів та регульовані для механізмів, які потребують на різних режимах роботи визначене переміщення виконавчої ланки.

Пневмодвигуни працюють на стиснутому повітрі з температурою 0...60 °С та ступенем очищення до 10-го класу забруднення за ГОСТ 17433-80.

У пневмоциліндрах *однобічної дії* тиск повітря діє на поршень тільки в одному напрямку, у інший бік поршень зі штоком пересувається під дією зовнішніх сил або вбудованої зворотної пружини. Пневмоприводи зі зворотною пружиною звичайно використовують для реалізації невеликих переміщень вихідної ланки –  $(0,8...0,5)D$ , де  $D$  – діаметр циліндра (поршня). Це пояснюється тим, що вбудована пружина, стискаючись, значно знижує корисне зусилля, яке розвиває поршень. Розвинуте зусилля пневмоциліндрами *однобічної дії* (Н):

$$R_H = p_H \frac{\pi D^2}{4} - R, \quad (6.4)$$

де  $D$  - діаметр поршня, м<sup>2</sup>.

У пневмоциліндрах двобічної дії пересування поршня зі штоком під дією стисненого повітря відбувається у двох протилежних напрямках, тобто за прямого та зворотного ходу. Вони виготовляються з ходом поршня від декількох міліметрів до декількох метрів. Діаметри та ходи поршнів стандартних циліндрів лімітують розмірами стандартних рядів за стандартами ГОСТ 6540-68, DIN ISO 6431, ISO 6432, ISO 21287 та VDMA 24562 (VDMA – Спілка німецьких машинобудівних підприємств; DIN – Німецький інститут стандартизації). Зусилля на штоку таких пневмоциліндрів (зусилля втягування, Н) при подачі повітря до штокової порожнини менше, ніж при живленні поршневої порожнини (на величину другого доданку) і може бути розраховане за допомогою виразу

$$R_{ц} = p_{д} \frac{\pi D^2}{4} - p_{ш} \frac{\pi d_{ш}^2}{4} - R, \quad (6.5)$$

де  $d_{ш}$  – діаметр штоку, м.

Вітчизняними та міжнародними стандартами передбачається також виготовлення циліндрів з різними видами кріплення на технологічному обладнанні. Циліндри з нерегульованим ходом поршня зазвичай закріплюють за допомогою провущин, одна з яких насаджена на різьбовий кінець штока, а інша виконана спільно із задньою кришкою. Циліндр із регульованим ходом поршня закріплюють за допомогою хомутів в будь-якому місці гладкої поверхні. Робоче положення циліндрів в просторі довільне. У випадку, якщо діаметр пневмоциліндра обмежений через нестачу місця для його розміщення, використовують тандем-циліндри, які можуть нараховувати два чи декілька послідовно з'єднаних між собою циліндрів, що передають зусилля на один шток.

Відмінністю групи *пневмодвигунів з перенастроюваними навісними датчиками* є відсутність необхідності здійснювати будь-які зміни у конструкції, пов'язані зі встановленням датчиків. До цієї групи входять круглі пневмоциліндри (рис. 6.2), пневмоциліндри зі стяжними шпильками та поздовжніми ребрами на зовнішній твірній круглого корпусу (гільзи), що забезпечують поступальне лінійне переміщення вихідної ланки (штоку), а також неповноповоротні (напівобертові) пневмодвигуни з обертальним рухом вихідного валу (рис. 6.3).

Датчики монтуються на циліндрах за допомогою спеціальних монтажних комплектів, тому конструкція циліндрів не змінюється, що при використанні стандартних циліндрів дуже важливо.

Недоліком навісного способу монтажу датчиків на стандартні пневмоциліндри є доступність датчиків для несанкціонованого зовнішнього впливу, що може спричинити їх механічне пошкодження або зсув відносно встановлюваних поверхонь, який приводить до зміни



розмірів, що налаштовуються, та перешкод у роботі технологічної системи. Збільшення кількості типорозмірів датчиків вимагає відповідного числа монтажних наборів та елементів для їх встановлення на пневмодвигунах, а їх розміщення викликає зростання масо-габаритних параметрів циліндрів.



Рис. 6.2. Круглі пневмоциліндри типу DSNU



Рис. 6.3. Напівобертові пневмодвигуни типу DSR/DSRL

На відміну від пневмодвигунів з перенастроюваними навісними датчиками, у *пневмодвигунів із вбудованими датчиками* конструктивне виконання гільзи (корпусу) і кришок передбачає наявність спеціальних конструктивних елементів (профільних пазів, отворів, приливів, ребер тощо), адаптованих за формою та розмірами до конкретного типу датчика. Відсутність спеціальних монтажних наборів та елементів суттєво знижує масо-габаритні параметри, вартість, покращує дизайн циліндрів. Розміщення датчиків, як правило, у напівзакритих ложементах, підвищує ступінь їх захищеності від несанкціонованого зовнішнього механічного впливу, спрощує налаштування та переналаштування на потрібні параметри спрацьовування, допомагає покращенню техніко-економічних показників MMP, у складі яких використовуються пневмодвигуни.

Характерною особливістю *пневмодвигунів зі стаціонарними навісними датчиками* полягає у наявності спеціальних конструктивних елементів, які забезпечують кінематичний (механічний) зв'язок вихідної ланки (валу, штоку) зі стаціонарно закріпленими безпосередньо на них датчиками положення (кутового або лінійного). Застосовані датчики виконують контроль положення вихідної ланки в усьому діапазоні робочих ходів конкретного типу пневмодвигуна. До їх числа відносяться чверть-обертові пневмодвигуни запірно-регулювальної арматури типу Sorar DRD/DRE (рис. 6.4, а).

На відміну від пневмодвигунів зі стаціонарними навісними датчиками, *пневмодвигуни з вбудованими датчиками*

характеризуються значно меншими масо-габаритними параметрами, а тому простіше вбудовуються до основного технологічного обладнання. Вони також мають меншу протяжність комунікацій (електричних і пневматичних), і, як наслідок, меншу енергоємність. Вбудовані датчики краще захищені від зовнішньої несанкціонованої механічної дії. Відсутність проміжних елементів силового (механічного) зв'язку між вихідними ланками (штоком або кареткою) та вхідними (чутливими) елементами датчика допомагає отримати велику точність відпрацювання заданих лінійних або кутових координат та більшої швидкодії. До числа пневмодвигунів зі вбудованими датчиками безперервної дії входять штокові, безштокові і неповноповоротні пневмодвигуни (рис. 6.4, б).



Рис. 6.4. Пневмодвигуни типу DRD/DRE (а) та DSM (б)

*Шлангові пневмодвигуни* або пневматичні м'язи є однобічними пневмоприводами, здатними виконувати функції пневматичної пружини (мембранна система, що скорочується, тобто шланг, який скорочується під тиском). Основна ідея полягає в комбінуванні гнучкого шланга, непроникного для газу та вологи, і вбудованих складових жорстких волокон ромбовидної форми (структури волокон), що створює тривимірну ґратчасту структуру. Як і у випадку з іншими елементами, що піддаються напруженню, принцип конструкції характеризується тим, що елемент сприймає тільки нормальне напруження, рівномірно розподілене по всій площі перерізу. Це полегшує конструювання приводу, що має високу навантажувальну здатність при мінімумі використовуваного матеріалу.

Показані на рис. 6.5, а шлангові пневмодвигуни типу MAS складаються з центрального пружного шлангового елемента та двох кінцевих приєднувальних елементів. Пружний шланговий елемент представляє собою гумову оболонку, армовану високоміцними волокнами, утворюючими тривимірну сітчасту структуру з ромбовидним рисунком. Відношення його сили до маси близько 400:1.

Пневмом'язом можна отримати робочий хід до 25% від номінальної довжини. Розвинуте шланговими пневмодвигунами тягнуче зусилля у 10 разів перевищує зусилля, котре можуть розвивати поршневі пневмодвигуни того ж діаметра. Вони характеризуються відсутністю рухомих механічних частин, що потребують спеціальних напрямних, плавністю спрацьовування та рівномірністю пересування на малих швидкостях, повним роз'єднанням робочого та навколишнього середовищ, тобто стисненого та атмосферного повітря або оточуючого

їх газу, ідеально відповідають роботі у запиленому та забрудненому промислового середовищі, мають міцну конструкцію і добру динаміку.

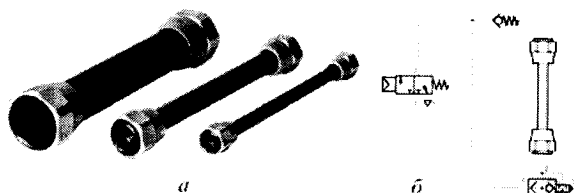


Рис. 6.5. Шлангові пневмодвигуни типу MAS (пневмом'язи): зовнішній вигляд (а), схема підключення (б)

На відміну від м'яза, «жорсткий» пневматичний циліндр розвиває однакове зусилля впродовж всього робочого ходу, через що і вимагається демпфування поршня наприкінці ходу, щоб його швидкість не знижувалася при ударі по упору.

Не рекомендується тривале використання стандартного матеріалу при температурі вище  $+60^{\circ}\text{C}$ , оскільки це призводитиме до передчасного старіння гумового еластичного матеріалу. Однак, пневматичний м'яз може короткочасно (декілька секунд) працювати при температурі вище  $+60^{\circ}\text{C}$ . У випадку динамічного використання пневматичний м'яз може працювати при температурах нижче  $+5^{\circ}\text{C}$ , оскільки він нагрівається після декількох циклів роботи, коли в нього подається і випускається стиснене повітря. Однак, якщо пневматичний м'яз піддається статичному навантаженню, то через вимоги більшої кількості енергії для розширення більш жорсткої мембрани, будуть досягнуті сили меншої величини, ніж сили, в межах рекомендованого діапазону температур.

*Переваги пневмом'язів перед поршневыми циліндрами:*

- при однаковому діаметрі значно вище (початкове) максимальне зусилля та значно менше відношення маси до цього зусилля;
- можливість операцій з високою динамікою, високе прискорення; непроникний, герметично ущільнений;
- відмінний опір навколишньому середовищу;
- можливість зменшення ціни в залежності від порівняних продуктів; легкість виготовлення приводу будь-якої довжини;
- легке позиціонування за допомогою регулювання тиску, а також можливість отримувати проміжні позиції;
- знижене споживання стисненого повітря у багатьох випадках застосування та рівномірний рух під навантаженням;
- може працювати на повітрі та воді; не потребує змащення.

*Недоліки пневмом'язів перед поршневыми циліндрами:*

- значно більша загальна довжина для забезпечення необхідного ходу та максимальне зусилля зводиться до нуля в залежності від ходу, однак, це також може бути перевагою (при застосуванні);
- обмежений напрямок навантаження;
- неможлива функція двосторонньої дії;
- старіння гумового матеріалу;
- уразливий для гострокутних зовнішніх деталей і зварювальних бризок;
- ризик формування аневризмів і тріщин при перевантаженні.

При правильній конфігурації пневмом'яза його робоча частота становить 3 Гц, що не погіршує його довговічності. Для досягнення якісних характеристик при циклічній роботі під великим навантаженням пневмом'яз повинен бути спроектований так, щоб, по-перше, його ступінь стиснення не перевищував 10%, а по-друге, для швидкої циркуляції повітря він повинен бути забезпечений отворами підведення і відведення повітря з обох кінців. Інакше в результаті постійного тиску і об'єму повітря всередині пневмом'яз буде перегріватися.

Термін служби залежить від навантаження, що складається з термічного навантаження, зміни деформації та додаткового навантаження. Термічний компонент навантаження можна зменшити за допомогою спеціального наддуву обох кінців пневматичного м'яза, що в результаті істотно збільшить термін експлуатації.

**Дискретні пневмоприводи.** Дискретні пневмоприводи можуть займати лише задані положення в просторі, зазвичай два. Залежно від виду автоматичного керування дискретні пневмоприводи можна класифікувати як пневмоприводи з керуванням: за координатою положення робочого органу (поршня або штоку); за тиском у робочій порожнині пневмоциліндра; за часом вистою поршня виконавчого органу.

У першому випадку перехід елементів приводу від одного стану до іншого здійснюється після подачі сигналу про виконання попередньої операції, у результаті якої робочий орган (шток) зайняв певне положення, причому це реалізується шляхом підвищення тиску керування  $p_{кер}$ .

Типовий привід з таким типом керування показано на рис. 6.6, а. Поршень 1 пересувається у гільзі циліндра 2 (1.0) під дією стисненого повітря з тиском  $p_{вх,р}$ , що надходить до поршневої та штокової порожнин з пневмомагістралі крізь розподільвач 6 (1.1). У кінці ходу кулачок 3, закріплений на штоці, натискає на важіль одного з кінцевих вимикачів 5 (1.2) або 4 (1.3). У положенні, зображеному на рисунку, поршень переміщується праворуч, перемикаючи вимикач 5 (1.2), і коли він займе те положення, яке показане штриховою лінією, кінцевий вимикач 4 (1.3) перемкнеться. Сигнал у вигляді тиску повітря  $p_{кер}$

передається від вимикача 4 (1.3) на вхід розподільвача, у результаті чого його золотник 7 пересувається праворуч і стиснене повітря з магістралі крізь той же розподільвач 1.1 (у даному випадку 4/2-розподільвач, тобто чотирьохканальний, двохпозиційний) направляєється до правої порожнини циліндра 2, пересуваючи поршень 1 ліворуч. У кінці зворотного ходу кулачок 3 натискає на вимикач 5 (1.2), розподільвач перемикається, переміщуючи золотник ліворуч і цикл повторюється.

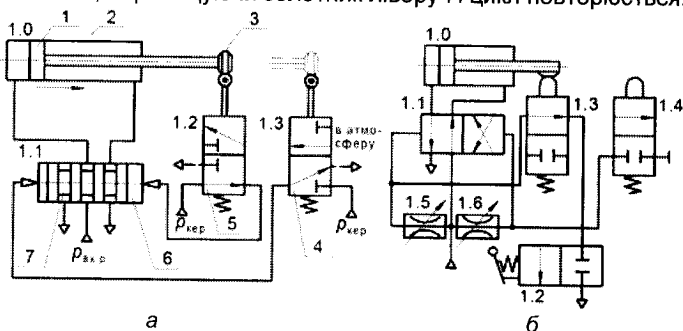


Рис. 6.6. Поршневий пневмопривід двобічної дії, керований за положенням шляхом підвищення (а) та зниження (б) тиску керування

Пневмопривід, показаний на рис. 6.6, б відрізняється від попереднього тим, що керування головним розподільником здійснюється не завдяки підвищенню тиску керування, що викликає пересування золотника, а шляхом його зниження. Порожнини головного 5/2-розподільника 1.1 сполучені крізь регульовані дроселі 1.5 і 1.6 з лінією живлення. Пуск системи здійснюється пневматичним тумблером 1.2. Ліва порожнина розподільника сполучується з атмосферою, у результаті чого розподільник перемикається, тобто його золотник займає положення ліворуч. Стиснене повітря з магістралі надходить до лівої порожнини виконавчого пристрою (пневмоциліндра) 1.0, переміщуючи поршень праворуч. У кінці ходу кулачок на штоці поршня перемикає кінцевий вимикач 1.4 (виконавчий 2/2-розподільник), у результаті чого права порожнина головного розподільника сполучується з атмосферою і його золотник переходить до положення праворуч. Розподільник знову перемикається, поршень повертається до початкового стану, спрацьовує вимикач 1.3 і процес повторюється.

Керування з контролем за тиском (рис. 6.7, а) застосовується у тих випадках, коли потрібно отримати певне зусилля, розвинуте приводом у кінці ходу поршня пневмоциліндра, наприклад, у затискних пристроях, при виконанні операцій пресування, клеймування, склеювання, у транспортних пристроях для натягування стрічки.

Порожнини керування клапанів різниці тисків 1.3 і 1.4 сполучені з обома порожнинами пневмоциліндра 1.0. Як тільки тиск у штоковій

порожнині циліндра досягає потрібної величини, сигнал від клапана 1.3 при ввімкненому пусковому тумблері 1.2 подається на 4/2-розподільник 1.1, що перемикається. Стиснене повітря з магістралі тепер надходить до поршневої порожнини пневмоциліндра. За відповідного тиску у ній вмикається клапан 1.4, у результаті чого розподільник 1.1 повертається до початкового положення.

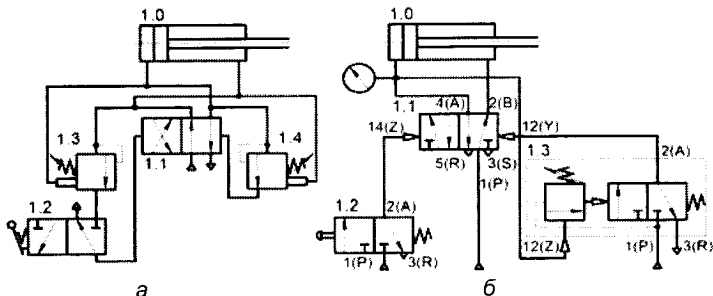


Рис. 6.7. Пневмоприводи двобічної дії, керовані за тиском клапанами різниці тисків (а) і клапаном послідовності (б)

Керування з контролем за тиском, наприклад, у поршневій порожнині, може здійснюватися за допомогою клапана послідовності (рис. 6.7, б), що діє за тим же принципом, що й запобіжний клапан. Сигнал на виконання наступного кроку (втягування штоку) надходить тільки після того, як тиск у поршневій порожнині досягає заданого значення.

При натисканні на кнопку 1.2 повітря надходить по каналу керування 14(Z) до 5/2-розподільника 1.1 і пересуває його золотник праворуч, сполучаючи канал живлення 1(P) з виходом 4(A), у результаті чого повітря подається до поршневої порожнини циліндра 1.0. Одночасно повітря надходить каналом керування 12(Z) до клапана послідовності 1.3. Як тільки тиск у цьому каналі досягає заданого значення, відбувається спрацювання клапана різниці тиску. Потім відкривається пілотний клапан і подане на вхід 1(P) клапана послідовності стиснене повітря надходить крізь вихід клапана 2(A) до каналу керування 12(Y) розподільника. Він, у свою чергу, перемикається у положення, що забезпечує сполучення його каналу 1(P) з виходом 2(B) і проходження повітря до штокової порожнини.

У схемах з керуванням за часом сигнали на перемикання розподільників надходять з певною затримкою. Вистоювання поршня робочого пневмоциліндра у кінці ходу може забезпечуватися за використанням схеми пневмоприводу, показаної на рис. 6.8, а. При натисканні на кнопку 1.2 стиснене повітря з магістралі надходить на вхід головного 3/2-розподільника 1.1 і перемикає його, внаслідок чого поршнева порожнина циліндра 1.0 сполучається з магістраллю

живлення і поршень пересувається праворуч. При цьому стиснене повітря з магістралі крізь регульований дросель 1.3 надходить на вхід 2/2-розподільвача 1.4. Упродовж цього процесу поршень залишається у крайньому правому положенні. Після перемикавання розподільника 1.4 порожнина керування головного розподільника 1.1 сполучається з атмосферою та його золотник під дією пружини повертається до початкового положення. Час вистоювання поршня у крайньому положенні визначається часом заповнення порожнини 2/2-розподільника 1.4 крізь регульований дросель 1.3.

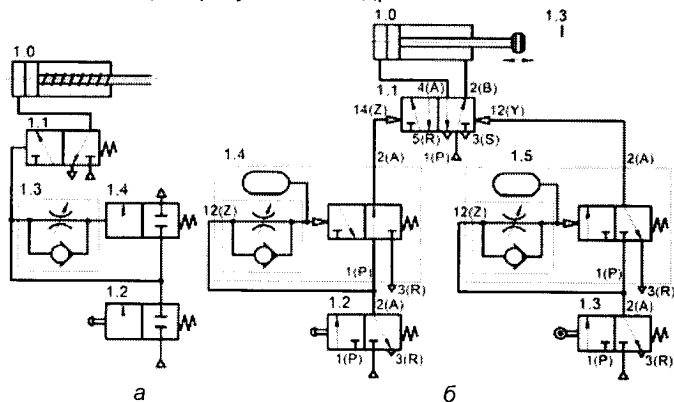


Рис. 6.8. Пневмоприводи одnobічної (а) та двобічної (б) дії, керовані за терміном вистоювання поршня

Використані у схемі на рис. 6.8, а пневматичні елементи, що забезпечують затримку за часом (регульований дросель зі зворотним клапаном і 2/2-розподільник – відсічний клапан) можуть об'єднуватися у єдиний блок з відповідними елементами властивостями, тобто утворюють комбінований пневматичний елемент, до яких відноситься клапан затримки.

На рис. 6.8, б приведено схему приводу на базі пневмоциліндра двобічної дії 1.0, 5/2-розподільника з пневматичним керуванням і двох клапанів затримки – нормально-відкритого 1.4 та нормально-закритого 1.5. Час затримки відповідає моменту досягнення певного рівня тиску у порожнині. При натисканні на кнопку 1.2 пневматичний сигнал проходить через клапан 1.4 і перемикає розподільник 1.1, чим забезпечує подачу повітря до поршневої порожнини та висування штоку циліндра. Клапан налаштований за часом 0,5 секунди, чого вистачає для надходження стартового сигналу на вхід 14(Z) розподільвача 1.1, але після 0,5 секунд клапан затримки 1.4, на вхід 10(Z) якого також надходить стартовий сигнал від кнопки 1.2. вимикається та знімає сигнал зі входу 14(Z). Але золотник

розподільника 1.1 залишається у положенні, яке відповідає висунутому штоку циліндра 1.0.

У крайньому висунутому положенні шток натискає на кінцевий вимикач 1.3, який передає пневматичний сигнал на вхід 12(Z) нормально-закритого клапана затримки часу 1.5. Після закінчення встановленого часу, що визначається налаштуванням дроселя, який входить до складу клапана, на його виході 2(A) з'являється сигнал, що надходить на вхід 12(Y) розподільника 1.1. Він перемикається до початкового положення, оскільки на його протилежному вході 14(Z) сигналу вже немає. Шток втягується. Новий цикл можна буде починати, якщо кнопку 1.2 відпущено, у результаті чого, сигнал на виході 10(Z) клапана затримки часу 1.4 зникає і клапан 1.4 повернеться до початкового положення, підготувавши лінію для подачі нового сигналу на вхід 14(Z) розподільника 1.1.

Основним недоліком пневмосистем керування, що обмежує їх широке застосування у сучасних автоматизованих виробництвах, є низька швидкість спрацьовування, що негативно впливає на продуктивність. Крім того, необхідно враховувати підвищену витрату стисненого повітря, що є неодмінним наслідком їх застосування. Тому елементи керування мають розташовуватися якнайближче до джерела енергії, що, у свою чергу, ускладнює реалізацію дистанційного керування.

**Дискретний пневмопривід з електромагнітним і електропневматичним керуванням.** Пневмоприводам з пневматичною системою керування властивий недолік, який полягає у недостатньо високій швидкості передачі керуючих сигналів. Його можна усунути застосуванням прямого і непрямого електромагнітного та електропневматичного (пілотного) керування розподільювачами.

На рис. 6.9, а показано схему керованого за положенням пневмоприводу на основі циліндра однобічної дії 1.0 і 3/2-розподільника 1.1 з однобічним прямим електромагнітним керуванням.

Осердя електромагніту, що входить до складу розподільника, механічно сполучене із запірним елементом (клапаном) і безпосередньо відкриває або закриває отвір для подачі робочого тиску до циліндра при увімкненні або вимкненні живлення котушки електромагніту Y1 за командами кінцевих (шляхових) вимикачів S1 і S2. Повернення осердя з клапаном до початкового положення забезпечується пружиною електромагніту розподільювача. Керування приводом здійснюється пристроєм керування (ПК). За такого виконання пересування золотника розподільника не залежить від тиску у трубопроводі або швидкості потоку повітря, тобто його відкривання чи закривання може здійснюватися за будь-якого тиску у межах робочого діапазону.



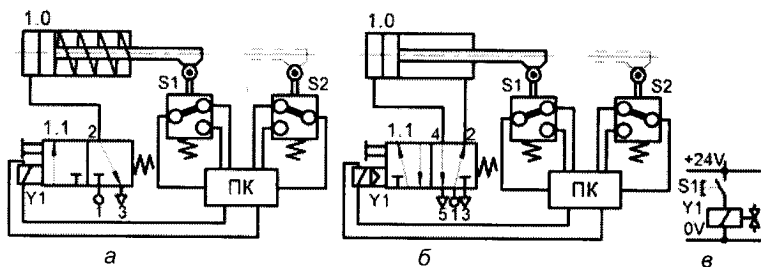


Рис. 6.9. Пневмоприводи з прямим електромагнітним (а) та прямим електропневматичним (б) керуванням за положенням і схема підключення котушки електромагніту (в)

Електропневматичне (пілотне) керування пневмоприводом за положенням на основі циліндра двобічної дії за допомогою 5/2-розподільника одnobічного керування, обладнаного пілотним (керуючим) клапаном ілюструється схемою на рис. 6.9, б. Коли на котушку Y1 електромагніту розподільювача подано напругу керування, його осердя (якір), втягуючись всередину котушки, відкриває механічно пов'язаний з ним пілотний клапан, даючи доступ стисненому повітрю з робочим тиском до керуючої порожнини розподільника, спричиняючи тим самим переміщення (перемикання) його золотника. Повернення золотника до початкового положення здійснюється пружиною розподільювача при знеструмленні котушки електромагніту за командою одного з кінцевих вимикачів.

Використані в описаних схемах пневмоприводів розподільники з одnobічним електромагнітним чи електропневматичним керуванням та пружинним поверненням до початкового положення, називають моностабільними і вони не мають властивості пам'яті. Такого роду пневмоприводи рекомендують застосовувати у тих випадках, коли немає необхідності у високій швидкості пересування поршня циліндра та його розміри невеликі. Розподільник також має невеликі розміри та прохідний переріз, а зусилля для його перемикання мале і може забезпечуватися пружинними механічними елементами.

У цих випадках споживаний котушкою електромагніту струм малий, ймовірність підгоряння чи оплавлення контактів кінцевих вимикачів S1, S2 вельми незначні, що дає можливість безпосередньо підключати котушку Y1 до джерела живлення за схемою, наведеною на рис. 6.9, в.

Великі діаметри пневмоциліндрів і великі ходи та швидкості поршня потребують підвищеного тиску магістралі, а тому застосування розподільників зі збільшеною площею прохідного перерізу, та з електромагнітами підвищеної потужності. Як правило, досягнення потрібної потужності відбувається завдяки збільшенню габаритів

катушок електромагнітів, що приводить до підвищення витрати електроенергії. Для запобігання цього у пневмоприводах використовують непряме електропневматичне (пілотне) керування за допомогою розподільників, обладнаних пілотними клапанами. За непрямого пілотного керування розміри електромагнітів можуть бути мінімальними. З електричної точки зору таке керування має дві переваги: зменшуються витрати енергії та виділення тепла. З точки зору пневматики їх перевага ще й у тому, що електричний сигнал надходить на електромагніт, який перемикає якір-затвор пілотного клапана, сигнал з якого у вигляді тиску повітря вже діє на золотник розподільника.

Непряме керування застосовується й у випадку дистанційного керування пневмосистемою. Як правило, контакти шляхових перемикачів розвантажуються завдяки використанню проміжних реле, часто виконуючих функції підсилювачів сигналів.

Схема пневмоприводу з непрямым електропневматичним керуванням на основі пневмоциліндра 1.0 двобічної дії та 5/2-пілотного бістабільного розподільника представлено на рис. 6.10.

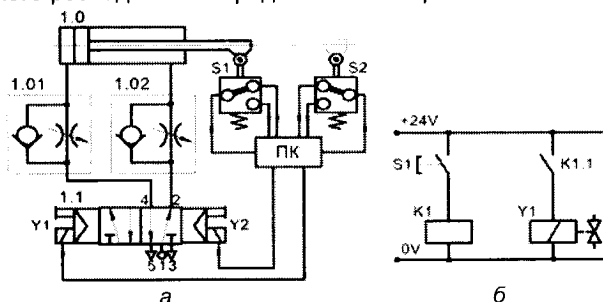


Рис. 6.10. Пневмопривід двобічної дії з непрямым електропневматичним керуванням за положенням (а) та схема підключення електромагнітів розподільника (б)

При взаємодії кулачка на штоку з кінцевим вимикачем, наприклад, S1, струм подається на обмотку проміжного реле K1, що входить до складу ПК, контакти котрого K1.1 замикаючись, пропускають струм до обмотки електромагніту Y1.

У такий же послідовності й за такою ж схемою відбувається живлення електромагніту Y2 після взаємодії кулачка з S2. Сигнали, що керують такими розподільниками, можуть бути дуже короткочасними. Пневмосистеми з таким типом керування найкращі у тих випадках, коли можливе вимикання електроживлення та виникнення аварійних ситуацій. Бістабільні розподільники, на відміну від моностабільних, завжди залишаються у поточному робочому положенні та їх

перемикання можливе тільки за подачі керуючого сигналу на другий електромагніт.

На відміну від пневмоприводів з електропневматичним керуванням за положенням на основі двопозиційних розподільників (5/2-розподільники) приводи на основі трипозиційних розподільників (5/3-розподільники) (рис. 6.11) характеризуються такими можливостями:

- у нейтральному положенні, коли усі лінії перекрито, можна здійснити короточасну зупинку поршня циліндра двобічної дії у будь-якому проміжному положенні між кінцевими шляховими датчиками S1 і S3, що забезпечується за командами від встановленого відповідним чином шляхового датчика S2 (таких датчиків може бути декілька);
- у нейтральному положенні, коли усі виходи сполучено з вихлопом, поршень циліндра двобічної дії може пересуватися без опору, створеного тиском стисненого повітря;
- у нейтральному положенні, коли усі виходи сполучено із живленням, поршень циліндра двобічної дії знаходиться під протитиском.

Нейтральне положення розподільника 1.1, показане на рис. 6.11, забезпечують пружинами, розташованими з обох боків золотника, за відсутності живлення на електромагнітах Y1 і Y2.

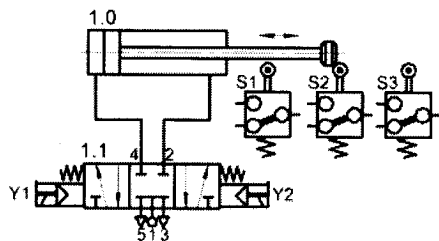


Рис. 6.11. Пневмопривід двобічної дії на основі трипозиційного розподільника з непрямым електропневматичним керуванням

Керування за тиском можна реалізувати за схемою, наведеною на рис. 6.12, а. При натисканні на кнопку S1 (рис. 6.12, б) струм надходить на обмотки реле K1 і відповідно електромагніту Y1 5/2-розподільника з двобічним

плотним керуванням, який перемикається змушуючи висуватися шток циліндра двобічної дії. Тиск, що подається до поршневої порожнини, одночасно надходить до реле тиску B1. Коли шток досягає свого кінцевого положення спрацьовує геркон B2, а потім, після підвищення тиску у поршневій порожнині до заданого значення, вмикається реле B1. Контакти B1 і B2, приєднані послідовно, замикаються, пропускаючи струм до обмотки реле K2, що замикає ланцюг подачі струму на Y2, після чого розподільник повертається до початкового положення, а шток втягується.

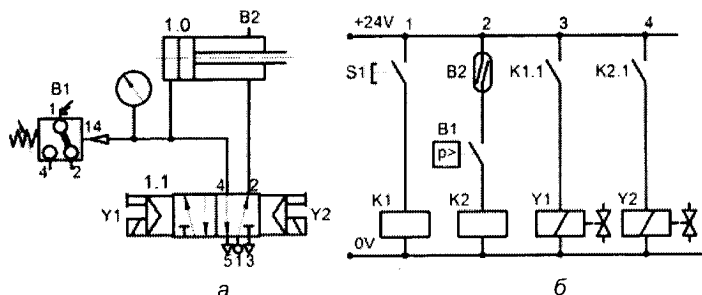


Рис. 6.12. Пневмопривід двобічної дії з непрямим електропневматичним керуванням за тиском

Сигнали на електромагнітах  $Y1$  і  $Y2$  можуть бути дуже короткочасними, але для спрацьовування розподільника вистачає короткого імпульсу. Якщо тиск, що надходить до налаштованого реле  $B1$ , не досягає заданого значення або шток на своєму шляху зустрічає перешкоду, яка заважає йому повністю висунутися до спрацьовування  $B2$ , поршень не втягнеться.

Тимчасову затримку штоку у висунутому стані можна забезпечити за допомогою реле, яке керує подачею напруги живлення на котушки бістабільного розподільника (рис. 6.13, а). У початковому положенні поршень з кільцевим магнітом втягнутий, а контакти  $S1$  замкнено. При натисканні на кнопку  $S3$  (рис. 6.13, б) подається живлення на реле  $K1$ , контакт  $K1.1$  якого замикає ланцюг 3 подачі струму на електромагніт  $Y1$  розподільника 1.1. Розподільник перемикається у положення, за якого вхід 1 сполучається з виходом 4 і стиснене повітря надходить до поршневої порожнини циліндра 1.0, висуваючи таким чином шток. При досягненні поршнем з кільцевим електромагнітом шляхового (герконного) вимикача  $S2$  забезпечують подачу струму на котушку  $K2$  реле, наприклад, із затримкою за часом по передньому фронту (тобто, із затримкою спрацьовування). При закінченні затримки замикається контакт  $K2.1$ , що живить другий електромагніт  $Y2$ , який переводить розподільнич до початкового положення, коли шток буде втягнуто.

На рис. 6.14, а подано схему комутації моностабільного 5/2-розподільника до складу якої входять геркон  $S1$ , кнопка  $S3$ , блокувальний контакт КІЛ реле  $K1$ , а послідовно йому у ланцюг 1 вводять контакт  $K2.1$  із затримкою (рис. 6.14, б). Коли шток у втягнутому положенні забезпечує замкнений стан  $S1$ , натисканням на кнопку  $S3$  живиться реле  $K1$ , яке самоблокується контактом КІЛ. Струм надходить на  $Y1$ , розподільник перемикається, шток висувається до спрацьовування  $S2$ . Далі цикл роботи повторюється. Світлові індикатори  $L1$  і  $L2$  дублюють спрацьовування  $S1$  і  $S2$ .

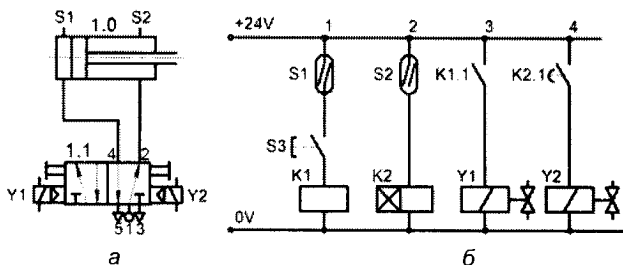


Рис. 6.13. Пневмопривід двобічної дії на основі бістабільного розподільника з непрямим електропневматичним керуванням за часом

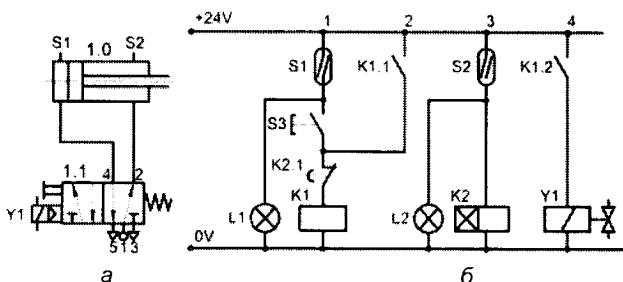


Рис. 6.14. Пневмопривід двобічної дії на основі моностабільного розподільника з непрямим електропневматичним керуванням за часом

**Слідкувальні пневмоприводи.** За необхідності забезпечення контрольованого руху робочого органу та позиціонування з потрібною точністю у будь-якому проміжному положенні у межах заданого діапазону переміщення застосовують слідкувальні пневматичні приводи (СПП).

СПП поділяються на цифрові (ЦСПП) (безперервні, дискретні) та імпульсні (ІСПП). ЦСПП характеризуються наявністю в них елементів, які здійснюють квантування сигналів за часом і рівнем. Якщо має місце квантування сигналів лише за часом, то такий привід є **імпульсним**, для якого характерна амплітудноімпульсна модуляція сигналів.

Принцип дії СПП полягає у безперервному порівнянні вхідного керуючого сигналу з переміщенням вихідної ланки виконавчого пневмодвигуна механотронного модуля руху або механічно з ним пов'язаного робочого органу технологічного обладнання та у регулюванні потоку робочого середовища (стисненого повітря) пропорційно величині розузгодження зазначених параметрів. СПП працюють у відповідності до встановленої для них програми. Така програма передбачає виявлення відхилень регульованої величини від керуючої дії і, як наслідок, дії на об'єкт регулювання, з метою зведення виниклого відхилення до нуля.

Таким чином, СПП представляє собою замкнену активну динамічну систему, яка керує пересуванням об'єкта регулювання. При цьому регульована величина з тим чи іншим ступенем точності відтворює прикладену до системи керуючу дію. Дану функціональну властивість СПП можна виразити такою залежністю

$$y = k_x \cdot x, \quad (6.6)$$

де  $y$  – переміщення вихідної ланки приводу;  $k_x$  – передаточний коефіцієнт приводу;  $x$  – вхідна керуюча дія.

Структура сучасних дискретних СПП багато у чому визначається типом датчика зворотного зв'язку (ДЗЗ) та місцем його розташування. При використанні навісних або вбудованих у пневмодвигуні стаціонарних аналогових ДЗЗ структура СПП має вигляд, що показано на рис. 6.15, а. У тих випадках, коли цифрові ДЗЗ не вбудовані до пневмодвигуна, а розміщені на об'єктах регулювання, тобто зовнішні ДЗЗ, структура СПП набуває такого вигляду, який представлено на рис. 6.15, б.

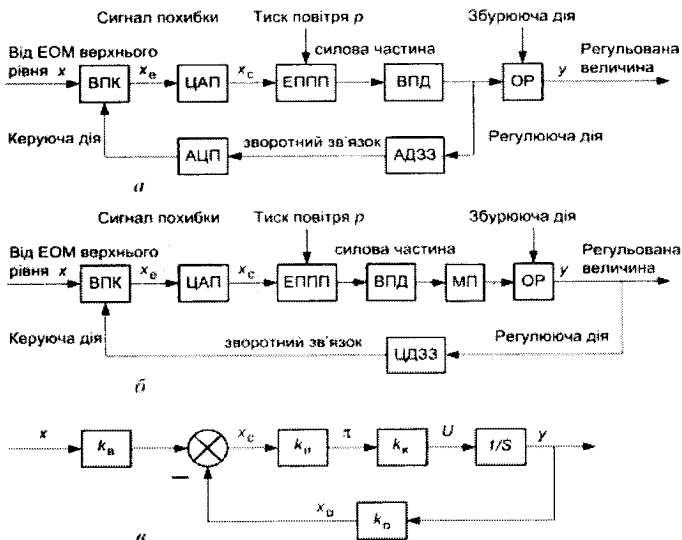


Рис. 6.15. Структурні схеми дискретних СПП зі вбудованими навісними або вбудованими стаціонарними аналоговими ДЗЗ (а), із зовнішніми цифровими ДЗЗ (б) та спрощена математична модель СПП (в)

В існуючих структурах дискретних СПП можна виділити ряд основних пристроїв, наділених певними функціями.

У вільно програмованому контролері (ВПК), виконуючому функції вимірювального пристрою, порівнюються поточні значення регульованої величини (координати або тиску) з керуючою запрограмованою дією та на основі цього порівняння формується

сигнал похибки – первинний сигнал керування. У ВПК інформація про поточне значення регульованої величини надходить каналом зворотного зв'язку. Ця інформація формується за допомогою аналогових або цифрових ДЗЗ.

При використанні у каналі зворотного зв'язку аналогових ДЗЗ (наприклад, потенціометрів лінійного або кутового переміщення), необхідно застосовувати перетворювач аналогового сигналу у цифровий, зручний для ВПК, а також перетворювач цифрового сигналу похибки від ВПК у відповідну напругу постійного або змінного струму, яким є цифро-аналоговий перетворювач (ЦАП). Як правило, ЦАП мають у своєму складі підсилювачі потужності, призначені для підсилення сигналу похибки до значення, зручного для керування електропневматичними підсилювачами потужності (ЕППП).

При використанні цифрових ДЗЗ (рис. 6.15, б) потреба у АЦП відсутня, а інформація від них у цифровому вигляді надходить безпосередньо до ВПК.

Регулююча дія (наприклад, зусилля на штоку виконавчого пневмодвигуна), що безпосередньо прикладена до об'єкту регулювання (ОР), створюється за допомогою силової частини (СЧ) слідкувального пневмоприводу, яка складається з електропневматичного підсилювача потужності, виконавчого пневмодвигуна (ВПД) та механічної передачі (МП). Остання може входити до складу СПП, коли ДЗЗ вбудовано не до ВПД, а до об'єкту регулювання. Це характерно для випадків побудови СПП на базі безштокових ВПД з магнітним зв'язком або пневмом'язів.

Електропневматичний підсилювач потужності призначений для керування потоком енергії (стиснене повітря під тиском  $p$ ), що надходить від джерела енергії – компресора (ресивера). У схемах пневмоприводу підсилювачами потужності є дросельні або струменеві пропорційні розподільники повітря з електромагнітним керуванням, які також є й перетворювачами електромагнітної енергії керуючого сигналу (сигнал похибки) в енергію стисненого повітря.

Основний вплив на роботу СПП здійснюють, як правило, зовнішні збурюючі дії (наприклад, сили різання при операціях механообробки, внутрішні збурення у вигляді випадкових перешкод, які містяться у сигналах (фон випрямних пристроїв, витоки робочого тіла тощо), моментних збурень, що з'являються за наявності кінематичних похибок напрямних, гальмівних механізмів тощо).

При розв'язуванні задачі аналізу динаміки та синтезу СПП з потрібними показниками якості (точність, запас стійкості, швидкість тощо) необхідно записати рівняння основних елементів СПП, і у першу чергу рівняння його силової частини, яка включає до себе пневморозподільвачі, керуючі потоком енергії стисненого повітря, яке надходить від джерела енергії, та виконавчий пневмодвигун.

Принцип дії СПП доцільно розглядати на найпростішій математичній моделі. За постійного зовнішнього навантаження та сталого руху вихідної ланки основні процеси порівняння сигналів і регулювання потоку робочого середовища у СПП можна спрощено представити рівняннями:

$$x_c = k_B \cdot x - k_o \cdot y; \quad (6.7)$$

$$Q = k_n \cdot x_c; \quad (6.8)$$

$$V = k_k \cdot Q; \quad (6.9)$$

$$y = (1/S) \cdot V, \quad (6.10)$$

де  $x_c$  – результуючий сигнал операції порівняння;  $k_B$  і  $k_o$  – передавальні коефіцієнти вхідного пристрою та зворотного зв'язку;  $Q$  – потік (витрата) робочого середовища крізь електропневматичний підсилювач потужності;  $k_n$  – коефіцієнт пропорційності електропневматичного підсилювача потужності;  $V$  – швидкість руху вихідної ланки;  $k_k$  – коефіцієнт робочої камери об'ємного виконавчого пневмодвигуна;  $1/S$  – оператор інтегрування.

Рівняння (6.7) відображає дію порівнювального пристрою. Керуючий сигнал  $x$  порівнюється з вихідним переміщенням  $y$  з урахуванням передаточних коефіцієнтів. Величина  $x_c$  відображає зсув золотника дросельного механізму розподілу (ДМР) у складі електропневматичного підсилювача потужності від середнього положення відносно колекторної втулки, тобто відносно отвору для підведення стисненого повітря. Рівняння (6.8) описує регулювання потоку робочого середовища.

Для дроселюючих електропневматичних підсилювачів потужності рівняння витрати повітря крізь дроселюючу щілину, рівняння сил на вихідній ланці та залежність площі дроселюючої щілини від зсуву золотника можна представити у такому вигляді:

$$\begin{cases} Q = \mu f \sqrt{(2/\rho)(p_n - p_d)}; \\ H_d = q_d (p_d - \sigma_d p_n) \eta_{д.м}; \\ f = Q d_3 \psi_n x_c, \end{cases} \quad (6.11)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати (для золотникових пристроїв  $\mu = 0,6 \dots 0,8$ );  $\rho$  – щільність повітря;  $p_n$  – тиск у напірній порожнині компресора;  $p_d$  – тиск у напірній порожнині пневмодвигуна;  $d_3$  – діаметр золотника ДМР;  $\psi_n$  – коефіцієнт використання периметра золотника;  $H_d$  – зовнішнє статичне навантаження на вихідній ланці пневмодвигуна;  $q_d$  – питомий робочий об'єм пневмодвигуна;  $\eta_{д.м} = 0,8 \dots 0,85$  – механічний ККД пневмодвигуна;  $\sigma_d$  – співвідношення ефективних площ робочих порожнин пневмодвигуна (у безштокових  $\sigma_d = 1$ ).



Спільний розв'язок рівнянь (6.11) та приведення до вигляду рівняння (6.8) дає можливість отримати у даному окремому випадку розгорнутий вираз для коефіцієнта пропорційності дроселюючого електропневматичного підсилювача потужності:

$$k_n = \mu \pi d_3 \Psi_n \sqrt{(2/\rho) \left[ (1 - \sigma_d) p_n - H_d / (q_d \eta_{д.м}) \right]} \quad (6.12)$$

Питомий робочий об'єм пневмодвигуна

$$q_d = \delta W_c / \delta y, \quad (6.13)$$

де  $\delta W_c$  – елементарний об'єм порожнини пневмодвигуна;  $\delta y$  – елементарне переміщення вихідної ланки об'ємного пневмодвигуна.

Рівняння зв'язку швидкості вихідної ланки з потоком повітря до робочої порожнини пневмодвигуна має вигляд:

$$v = \eta_{д.о} Q / q_d. \quad (6.14)$$

де  $\eta_{д.о}$  – об'ємний ККД пневмодвигуна.

Як наслідок, представлений у рівнянні (6.9) коефіцієнт робочої порожнини пневмодвигуна у розглянутому окремому випадку буде дорівнювати

$$k_k = \eta_{д.о} / q_d. \quad (6.15)$$

Об'ємний ККД пневмодвигуна:

$$\eta_{д.о} = Q_{д.н} / Q_d, \quad (6.16)$$

де  $Q_{д.н}$  – ідеальна витрата об'ємного пневмодвигуна;  $Q_d$  – дійсна витрата пневмодвигуна.

Номінальне значення об'ємного коефіцієнта для пневмоциліндрів  $\eta_{д.о} = 0,8 \dots 0,85$ .

Спрощена математична модель (6.7)...(6.10) слідкувального пневмоприводу представлена у вигляді структурної схеми на рис. 6.15, в.

Коефіцієнт підсилення контуру регулювання дорівнює добутку передаточних коефіцієнтів послідовно розташованих ланок:

$$k_v = k_n \cdot k_k \cdot k_o. \quad (6.17)$$

Величину  $k_v$  називають **добротністю** СПП за швидкістю, яка безпосередньо впливає на похибку слідкування.

З рівнянь (6.7)...(6.10), враховуючи (6.17), отримаємо:

$$y = k_x \cdot x - v / k_v,$$

де  $k_x = k_b / k_o$  – передавальний коефіцієнт СПП.

При сталому русі вихідної ланки СПП зі швидкістю  $v$  завжди існує **швидкісна** похибка слідкування:

$$\Delta y = v / k_v. \quad (6.18)$$

Для зниження швидкісної похибки слідування необхідно збільшувати добротність  $k_v$  контуру.

Спільна властивість усіх типів СПП з дросельним керуванням – це взаємозв'язок похибки слідування  $\Delta y$  при сталому русі від зсуву  $x_c$  запірно-регулюючого елемента (золотника або крана) відносно розподільчально-колекторного елемента у ДМР.

Використовуючи спільне рівняння слідувального приводу при сталому русі вихідної ланки:

$$y = k_x \cdot x - \Delta y, \quad (6.19)$$

стосовно СПП з електромагнітним керуванням справедливі такі рівняння:

$$\begin{aligned} y &= k_{c.p} \cdot y_d; & x_o &= k_{o.c} \cdot y_d; & x_c &= (k_{v.e} \cdot x - x_o) k_{e.b}; \\ x_y &= k_{e.p} \cdot x_c; & x_c &= k_{y.m} \cdot x_y, \end{aligned} \quad (6.20)$$

де  $k_{c.p}$  і  $k_{o.c}$  – передаточні коефіцієнти силової механічної передачі та зворотного зв'язку;  $k_{v.e}$  і  $k_{e.b}$  – передаточні коефіцієнти вхідного сумарного підсилювача та підсилювача напруги електричного блоку;  $k_{e.p}$  – передаточний коефіцієнт електромеханічного перетворювача, що входить до складу підсилювача потужності (ЕППП);  $k_{y.m}$  – передаточний коефіцієнт підсилювача потужності.

З наведених рівнянь отримаємо формулу для визначення спільного передаточного коефіцієнта СПП

$$k_x = k_{v.e} \cdot k_{c.p} / k_{o.c}; \quad \Delta y_d = \left[ k_{c.p} / (k_{o.c} \cdot k_{e.b} \cdot k_{e.p} \cdot k_{y.m}) \right] x_c. \quad (6.21)$$

Аналіз залежностей у рівнянні (6.21) показує, яким чином можна забезпечити потрібний передаточний коефіцієнт  $k_x$  та припустиму похибку  $\Delta y$  при сталому русі вихідної ланки.

**Компоновка слідувальних пневмоприводів.** Структура типового СПП характеризується наявністю двох основних частин – виконавчої (силової) і керуючої (електронної), пов'язаних між собою електропневматичним підсилювачем потужності, яким є пропорційний пневморозподільвач.

Основними компонентами силової або виконавчої частин СПП (рис. 6.16) є пневмодвигуни поступального руху (типів DGPL і DNCM) зі стаціонарними навісними датчиками. Це можуть бути також пневмодвигуни (тип DGPIIL) зі стаціонарними вбудованими датчиками безперервної дії, а також виконавчі пневмодвигуни обертowego руху (тип DSMI) зі вбудованими стаціонарними датчиками з аналогічними функціями.

Просторове розташування виконавчих пневмодвигунів СПП суттєво впливає на точність відпрацювання заданих координат пересування їх вихідних ланок. Аналіз графіків залежності точності позиціонування, яка забезпечується пневмодвигуном з різними типами датчиків зворотного зв'язку, від величини переміщення їх вихідної

ланки (рис. 6.17) показує, що найбільшу точність позиціонування (повторюваність) забезпечують горизонтально розташовані виконавчі пневмодвигуни, які обладнані цифровими датчиками зворотного зв'язку, а найменшу – вертикально розташовані пневмодвигуни з аналоговим датчиками зворотного зв'язку.

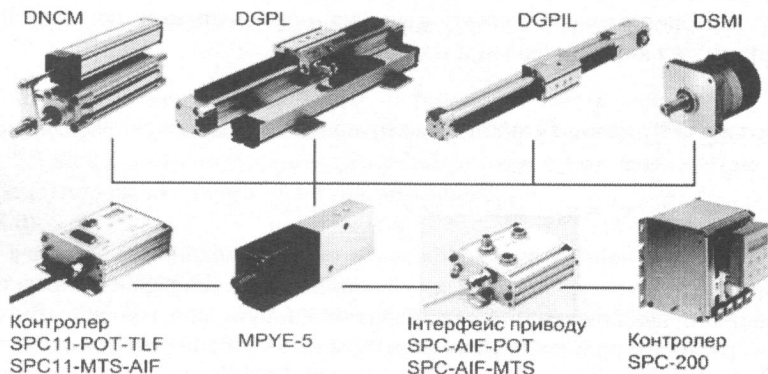


Рис. 6.16. Основні елементи СПП з цифровою системою керування

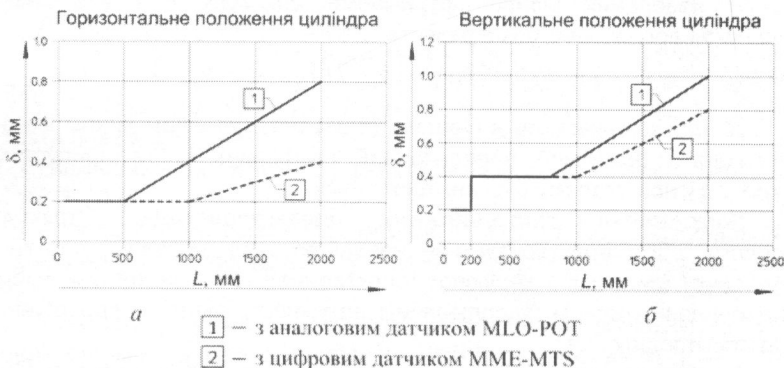


Рис. 6.17. Залежність точності позиціонування  $\delta$  від наданої величини переміщення / вихідної ланки пневмодвигуна при горизонтальному (а) та вертикальному (б) розташуванні

На рис. 6.18 показано компоновку слідкувального пневмоприводу.

Компоновка СПП на базі безштокового пневмодвигуна із вбудованим стаціонарним датчиком показано на рис. 6.19.

Порівняння типових схемних рішень пневмоприводів з пневматичною, електромагнітною та електропневматичною (пілотною) системами керування дозволяє виділити деякі недоліки пневмоприводів з пневматичним керуванням. У них, окрім елементів підготовки повітря,

число керуючих елементів, які використовують стиснене повітря, і як наслідок, довжина та об'єм пневмокомунікацій, значно більше, ніж при використанні електромагнітних або електропневматичних систем.

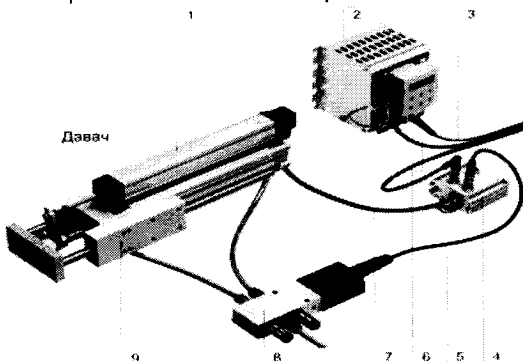


Рис. 6.18. Слідкувальний пневмопривід на базі пневмоциліндра типу DNCM: 1 – штоковий пневмодвигун типу DNCM з навісним аналоговим (потенціометричним) датчиком; 2 – осьовий контролер SPC-200; 3 – з'єднувальний кабель для зв'язку з керуючою ЕОМ вищого рівня; 4 – осьовий інтерфейсний модуль SPC-AIF; 5 – з'єднувальний кабель RMPYE-AIF; 6 – з'єднувальний кабель для зв'язку SPC-200 з осьовими інтерфейсними модулями; 7 – з'єднувальний кабель для зв'язку датчика пневмодвигуна з осьовим інтерфейсним модулем 4; 8 – пропорційний пневморозподілювач типу МРУЕ; 9 – напрямна кочення типу FENG-KF для пневмодвигуна типу DNCM.

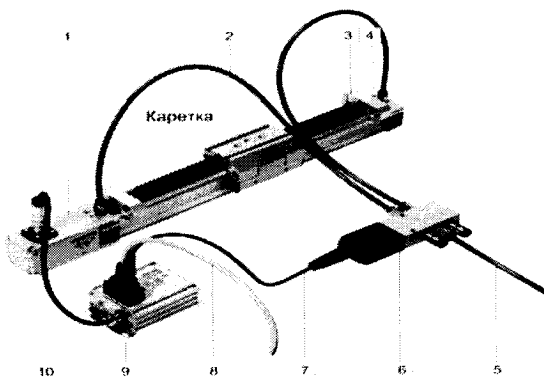


Рис. 6.19. Слідкувальний пневмопривід на базі пневмоциліндра типу DGPIL: 1 – безштоковий пневмодвигун типу DGPIL зі вбудованим цифровим (магнітострикційним) датчиком зворотного зв'язку; 2 – пневмошланги однакової довжини; 3 – упор для каретки пневмодвигуна; 4 – штиковий пневморознімач QS; 5 – пневмошланг для підведення повітря до пневморозподілювача; 6 – пропорційний 5/3-пневморозподілювач типу МРУЕ; 7 – з'єднувальний кабель типу КМРУЕ; 8 – з'єднувальний кабель живлення контролера; 9 – контролер позиціонування SPC11 або SPC11-ASI; 10 – з'єднувальний кабель для зв'язку контролера SPC11 з датчиком зворотного зв'язку пневмодвигуна 1.

Це негативно відображається на витратних характеристиках приводу, а тому й на вартісних показниках.

### 6.3. Гідравлічний привід

Гідропривід відрізняється високою енергоємністю, швидкодією, малою інерційністю, можливістю реалізації автоматичного керування і регулювання швидкості виконавчих органів.

До недоліків гідроприводів відносяться: можливий витік робочої рідини при обривах шлангів і нещільності з'єднань, необхідність підтримки температури робочої рідини при відносно широкому діапазоні. Проте при потужності 500...1000 Вт і вище вони мають кращі малогабаритні характеристики, що і забезпечує їм широке застосування для важких і надважких робіт. Ця обставина є важливою при монтажі великогабаритних залізобетонних конструкцій, що мають масу 8,1 т і більше.

Прийнято розрізняти гідродвигуни за ступенем обмеження ходу. Гідродвигуни із обмеженим ходом називають гідроциліндрами, а із необмеженим – гідромоторами.

Прикладом застосування гідромоторів і гідроциліндрів є гідравлічна система робота (рис. 6.20). З гідравлічною станцією система з'єднана двома гнучкими маслопроводами. Управління гідродвигунами здійснюється за допомогою золотників і клапанів (сервоклапанів). Сервоклапани пов'язані з електронним блоком системи управління роботом. Таке керування гідродвигунами із застосуванням сервоклапанів і золотників називають також керуванням за допомогою електрогідравлічних підсилювачів.

Гідравлічна станція забезпечена пластинчастим регульованим насосом. У ній змонтовані повітряний охолоджувач (радіатор з вентилятором), масляний фільтр і повітряний фільтр, встановлено контрольна апаратура (манометр) і електромагнітний розподільник, який розвантажує систему від тиску під час вмикання насоса.

Гідравлічна система маніпулятора складається з трьох основних блоків: 1) блоку редукування тиску з 7 до 3 МПа (робочий тиск гідродвигуна із поворотно-ротаційним рухом); 2) блоку приводу і управління гідроциліндрами зі зворотно-поступальним рухом; 3) блоку приводу і управління гідродвигуном зі зворотно-обертальним рухом.

На рис. 6.21 зображено типову схему гідроприводу робота, яка складається із: гідророзподільника 1; манометра 2; гідроаккумулятора 3; регульованого дроселя 4; гідробака 5; зливного трубопроводу 6; забірнього трубопроводу 7; електродвигуна 8; гідронасоса 9; запобіжного клапана 10; фільтра 11; гідродвигуна (гідроциліндра) 12.

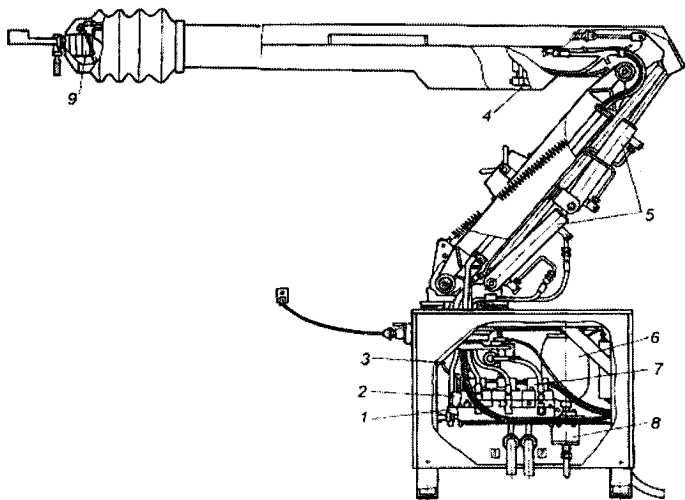


Рис. 6.20. Гідралічна система робота

Процес руху поршня описується наступною системою диференціальних рівнянь:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = P - R - T; \quad (6.22)$$

$$Q_1 = F_1 \frac{dx}{dt} + \frac{(W_{01} + F_1 x) dp_p}{E \frac{dt}}; \quad (6.23)$$

$$Q_2 = F_2 \frac{dx}{dt} - \frac{(W_{02} + F_2 x) dp_c}{E \frac{dt}}; \quad (6.24)$$

$$Q_{1op} = \mu f_{op} \sqrt{\frac{2(p_n - p_p)}{\rho}}; \quad (6.25)$$

$$Q_{2op} = \mu f_{op} \sqrt{\frac{2(p_c - p_{s1})}{\rho}}, \quad (6.26)$$

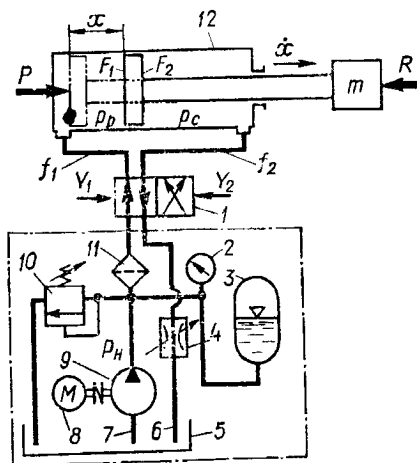


Рис. 6.21. Схема гідралічного циліндра двосторонньої дії з насосно-акумуляторною станцією

де  $P = p_p F_1 - p_c F_2$  – сила, яка створюється гідроциліндром, Н;  $p_p$  – робочий тиск в поршневі камері гідроциліндра, Па;  $p_c$  – тиск в штоковій камері, Па;  $F_1$  та  $F_2$  – ефективні площі поршня відповідно в поршневій та штоковій порожнинах, м<sup>2</sup>;  $x$  – хід поршня, м;  $R$  – зовнішнє навантаження на шток, Н;  $T$  – загальний опір від тертя в елементах гідроциліндра, Н;  $\rho$  – густина робочої рідини,

кг/м<sup>3</sup>;  $p_{зл}$  – тиск в зливній магістралі, Па;  $\mu$  – коефіцієнт витрат розподільника;  $f_{\partial p}$  – площа прохідного перерізу дросельної щілини в гідророзподільнику, м<sup>2</sup>;  $E$  – коефіцієнт жорсткості рідини;  $p_n$  – тиск живлення, Па;  $W_{01}$  та  $W_{02}$  – початкові об'єми відповідно поршневої та штокової порожнин гідроциліндра, м<sup>3</sup>;  $Q_{1зл}$  та  $Q_{2зл}$  – витрати робочої рідини через золотниковий розподільник, м<sup>3</sup>/с;  $Q_1$  та  $Q_2$  – витрати рідини, що надходять до гідроциліндра, м<sup>3</sup>/с.

**Слідкувальні гідроприводи.** Гідравлічним слідкувальним приводам (системам) властиві такі ознаки як наявність керованого джерела енергії та існування зворотного зв'язку. Принцип дії слідкувальної системи заснований на тому, що зміна положення вхідної ланки (входу) призводить до розузгодження системи, а викликана ним дія виконавчого двигуна усуває розузгодження, повертаючи вихідну ланку до положення вхідної. Це узгодження відносного положення вхідної (ведучої) і вихідної (веденої) ланок забезпечується синхронним зв'язком між ними, що виконано у вигляді слідкувальної системи зі зворотним зв'язком, в якому дійсне значення вихідної величини порівнюється зі значенням вхідного сигналу, тобто з бажаним значенням вихідної величини; дійсне значення передається за допомогою зворотного зв'язку, а в суматорі розраховується різниця, що подається на вхід системи, причому від величини розузгодження залежить швидкість виходу виконавчого двигуна в робоче положення. Таким чином, зміні положення задаючого пристрою відповідає, з визначеним ступенем точності, зміна положення вузла робота, що приводиться в рух виконавчим двигуном. Різницю між вхідною і вихідною величинами (положеннями вхідної й вихідної ланок) зазвичай називають помилкою, або похибкою системи.

Для підсилення малопотужних вхідних сигналів застосовують різні підсилювачі, котрі збільшують потужність цих сигналів за рахунок використання енергії стороннього джерела. З цієї точки зору розрізняють системи прямої дії, в яких переміщення ведучої (керуючої) ланки чи органа (золотника або іншого розподільника) здійснюється безпосередньо за рахунок енергії задаючого пристрою, що подає командні сигнали, і системи непрямої дії, в яких енергія для переміщення керуючого органу береться від проміжної ланки – підсилювача потужності, на котрий впливає задаючий пристрій. Перші застосовуються переважно в механізмах ручного, а інші – автоматичного управління.

Вхідною ланкою, чи входом, в системах управління машиною є орган управління, за допомогою якого створюється початкове переміщення, за яким «слідкує» вихідна ланка, чи вихід слідкувального пристрою. В ручних системах органом управління зазвичай буває педаль, важіль, ручка, маховичок; незалежним змінним параметром є

кут їх повороту або шлях переміщення. Якщо слідкувальний пристрій включається в автоматичну систему, то органом управління може бути відцентровий регулятор, датчики температури або тиску, чи будь-який інший регулюючий пристрій.

*До основних переваг* гідравлічних слідкувальних приводів (систем) відносяться малі габарити і вага, а також висока швидкодія (швидкість реакції системи на командний імпульс), обумовлена головним чином малою інерцією рухомих частин і високою силовою напруженістю. Так, наприклад, вага і об'єм гідравлічних агрегатів складають 15...20% відповідних параметрів електричних агрегатів однакової потужності.

*До переваг* гідравлічних слідкувальних систем також відносяться безступінчастість регулювання швидкості руху на виході, можливість здійснення високого ступеня редукції, а також плавність і стійкість руху, простота запобігання від перевантажень, простота забезпечення надійного демпфування автоколивань, більший термін служби, простота виготовлення і експлуатації тощо.

Гідравлічні двигуни ротативної дії мають значно високе відношення крутного моменту на виході до моменту інерції ротора в порівнянні з електричними двигунами однакової потужності, в яких цей параметр обумовлений порівняно великою вагою обертових частин і порівняно малим його використанням. Завдяки тому, що гідравлічні агрегати мають меншу інерцію, ніж електричні, вони вигідно відрізняються від останніх високою швидкістю спрацювання.

Проте, в деяких випадках доцільно застосовувати комбіновані електрогідравлічні слідкувальні приводи, в котрих використовуються позитивні сторони електричної (простота автоматизації, швидкість передачі командного імпульсу тощо) і гідравлічної систем. Так, наприклад, застосування електрики для приводу розподільних пристроїв дозволило провести розміщення останніх в зручному для цього місці, зокрема, електричний привід насоса дозволяє розташувати насос безпосередньо біля споживача.

Залежно від способу регулювання швидкості руху (частоти обертання) виконавчого механізму слідкувальні об'ємні гідроприводи бувають із дросельним, об'ємним та дискретним регулюванням швидкості руху.

У гідроприводах із дросельним регулюванням швидкості руху основним регулятором є дросель, що змінює витрати рідини. Функції дроселів виконує чотирищільний золотник (розподільник) з нульовим чи негативним перекриттям, що встановлює від керуючого сигналу одночасно однакові дросельні щілини як на вході, так і на виході з виконавчого механізму приводу. Дросель на вході у виконавчий механізм (рис. 6.22) встановлюється у гідроприводах, у яких на виконавчий механізм діє статична сила (крутний момент) опору,



спрямована в один бік. Дросель на виході із виконавчого механізму (рис. 6.23) встановлюється в гідроприводах, на виконавчий механізм яких діє знакозмінна статична сила (крутний момент) опору. Дросель на вході і виході з виконавчого механізму (рис. 6.24) встановлюється в гідроприводах, на виконавчі механізми яких діють різні за величиною знакозмінні та інерційні навантаження опору.

Дискретні приводи дозволяють вирішувати задачі позиціонування робочих органів роботів з необхідною точністю. Завдяки дискретному способу керування такими приводами можливе їхнє безпосереднє стикування з цифровими керуючими пристроями, до яких відносяться мікропроцесори та бортові компютери. Дискретні гідро- та пневмоприводи відрізняються від слідувальних приводів простотою конструкції і меншою чутливістю до чистоти робочого середовища, зміні рівня керуючого сигналу і коливанням тиску джерела потужності.

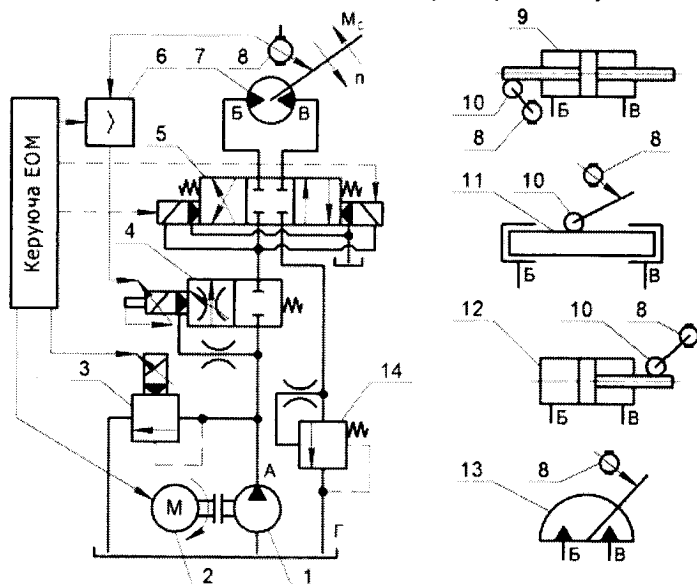


Рис. 6.22. Функціональна схема слідувального гідроприводу із дроселем, встановленим на вході у виконавчий механізм приводу: 1 – насос з нерегульованим робочим об'ємом; 2 – асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором; 3 – запобіжний клапан із пропорційним електричним управлінням; 4 – регульований дросель з пропорційним електричним управлінням; 5 – гідророзподільник з електрогідрравлічним управлінням; 6 – підсилювач (суматор); 7 – гідромотор з нерегульованим робочим об'ємом; 8 – тахогенератор; 9 – гідроциліндр із двобічним розташуванням штоків (двоштоковий); 10 – передавальний механізм; 11 – перетворювач прямолінійного руху в поворотний; 12 – гідроциліндр з одностороннім розташуванням штока (одноштоковий); 13 – поворотний гідромотор; 14 – гідроклапан тиску

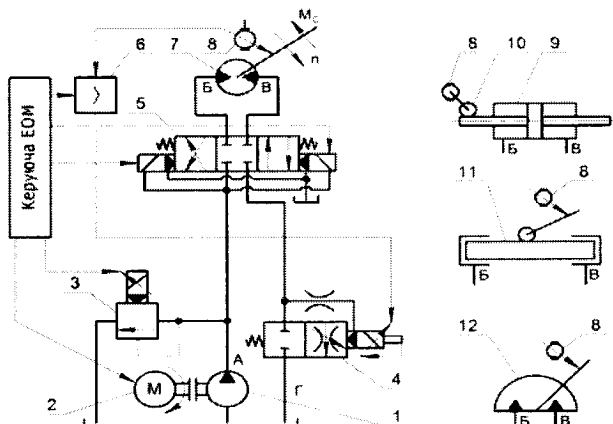


Рис. 6.23. Функціональна схема слідкувального гідроприводу із дроселем, встановленим на виході із виконавчого механізму: 1 – насос з нерегульованим робочим об'ємом; 2 – приводний електродвигун; 3 – запобіжний клапан із пропорційним електричним управлінням; 4 – дроселюючий розподільник; 5 – розподільник з електричним управлінням чи електрогідропідсилювач потужності; 6 – підсилювач (суматор); 7 – гідромотор з нерегульованим робочим об'ємом; 8 – тахогенератор; 9 – гідроциліндр із двобічним розташуванням штоків; 10 – передавальний механізм; 11 – перетворювач прямолінійного руху в поворотний; 12 – поворотний гідромотор

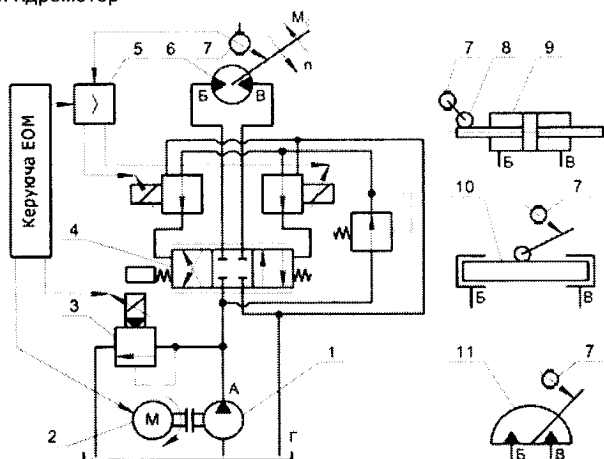


Рис. 6.24. Функціональна схема слідкувального гідроприводу із дроселями, встановленими на вході і на виході із виконавчого механізму: 1 – насос з нерегульованим робочим об'ємом; 2 – привідний електродвигун; 3 – запобіжний клапан із пропорційним електричним управлінням; 4 – дроселюючий розподільник; 5 – підсилювач (суматор); 6 – гідромотор з нерегульованим робочим об'ємом; 7 – тахогенератор; 8 – передавальний механізм; 9 – гідроциліндр із двобічним розташуванням штоків; 10 – перетворювач прямолінійного руху в поворотний; 11 – поворотний гідромотор

У гідроприводах з об'ємним регулюванням швидкості зміна швидкості руху (частоти обертання) виконавчого механізму приводу здійснюється за рахунок зміни робочого об'єму насоса (рис. 6.25), робочого об'єму гідромотора або робочих об'ємів насоса і гідромотора (при двозонному регулюванні).

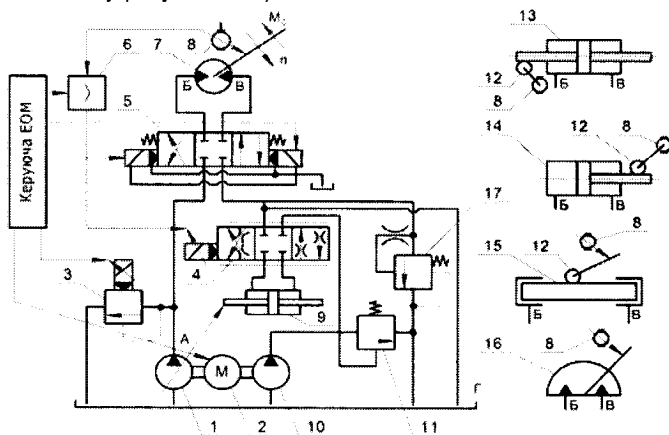


Рис. 6.25. Функціональна схема слідкувального гідроприводу з об'ємним регулюванням швидкості руху виконавчого механізму: 1 – насос з регульованим робочим об'ємом; 2 – приводний електродвигун; 3 – запобіжний клапан із пропорційним електричним управлінням; 4 – дроселюючий розподільник із пропорційним електричним управлінням або електрогідропідсилювач потужності; 5 – гідророзподільник з електрогідравлічним управлінням; 6 – підсилювач (суматор); 7 – гідромотор з нерегульованим робочим об'ємом; 8 – тахогенератор; 9 – гідромеханічний пристрій (гідроциліндр); 10 – допоміжний насос низького тиску; 11 – запобіжний клапан; 12 – передавальний механізм; 13 – гідроциліндр із двобічним розташуванням штоків; 14 – гідроциліндр з однібічним розташуванням штока; 15 – перетворювач прямолінійного руху у поворотний; 16 – поворотний гідромотор; 17 – гідроклапан тиску

Особливостями конструкцій слідкувальних гідроприводів є, поперше, застосування регуляторів та іншої апаратури з пропорційним електричним управлінням, а по-друге, наявність зворотних зв'язків. Крім цього, для забезпечення динамічної стійкості слідкувального електрогідравлічного приводу використовуються електричні та гідромеханічні коригувальні пристрої. Зворотні зв'язки можуть бути електричні, гідромеханічні або комбіновані, що складаються з електричних і гідромеханічних елементів.

Слідкувальні гідроприводи із дросельним і об'ємним регулюванням швидкості руху можуть мати головний зворотний зв'язок:

- за положенням і додаткові зворотні зв'язки, що застосовуються в наступних випадках:

- за швидкістю, якщо у складі статичного зусилля (крутного моменту) опору мається істотна за величиною складова, що залежить від швидкості руху виконавчого механізму;
- за прискоренням, якщо на виконавчий механізм приводу діють значні за величиною знакозмінні навантаження опору;
- за «динамічним тиском», що представляє першу похідну за тиском, якщо на виконавчий механізм діють значні за величиною інерційні навантаження опору.

Залежно від конкретних вимог, пропонованих до якості роботи слідкувального гідроприводу, застосовуються головний і відповідні додаткові зворотні зв'язки.

Слідкувальні гідроприводи мають або відкриту систему циркуляції робочої рідини, або замкнуту систему циркуляції. Гідроприводи з відкритою системою циркуляції застосовуються, в основному, у стаціонарних машинах. Замкнута циркуляція робочої рідини використовується в гідроприводах транспортних систем роботів. У гідроприводах, що забезпечують двозонне регулювання, застосовують замкнуту систему циркуляції робочої рідини. Гідроприводи з відкритою системою циркуляції робочої рідини забезпечують гарну фільтрацію і низький температурний режим робочої рідини, що обумовлює використання недорогих мастил нафтового походження. Однак, такі гідроприводи мають більшу вагу внаслідок значної ємності бака, що дорівнює трихвилинній продуктивності встановленого насоса.

Об'ємне регулювання швидкості руху здійснюється із застосуванням системи управління робочим об'ємом насоса (перша зона регулювання), робочим об'ємом гідромотора (друга зона регулювання), або робочим об'ємом як насоса так і гідромотора (двозонне регулювання).

У гідросхемах, зображених на рис. 6.22...6.25, розглядається гідроапаратура, що виконує функції дросельного пристрою і гідроапаратура тиску (запобіжний клапан і гідроклапан тиску). Кожен з гідроапаратів призначений для виконання тільки визначеної функції. Відповідне підключення гідроапарата в сполученні з іншими гідроапаратами дозволяє створити ділянки гідросхеми з необхідною технологією роботи приводу. У зв'язку з цим в початковій стадії проектування здійснюється розробка принципової гідравлічної схеми приводу на основі циклограми технологічного процесу роботи машини і вимог до експлуатації приводу.

#### **6.4. Електрогідравлічний привід**

Електрогідравлічний привід – найбільш поширений привід промислових роботів. Відповідно до раніше прийнятої класифікації

пристрої управління промислових робіт поділяють на циклові, позиційні і контурні. Ця класифікація накладає суттєві особливості на принцип роботи і конструкцію будь-якого приводу, в тому числі і електрогідрравлічного. Складність електрогідрравлічного приводу зростає від циклового типу до контурного.

**Електрогідрравлічний привід позиційного типу.** Гідросхема приводу промислового робота для позиційного керування за трьома координатами (рис. 6.26) забезпечує зворотно-поступальний рух поршня 5 циліндра за кожною із координат та зупинку в будь-якому положенні. Електродвигун 2 призводить до руху насос 10, що засмоктує рідину з бака 12 по трубопроводу 1 та нагнітає її під тиском через фільтр 7 в електрогідрравлічні перетворювачі 6. Тиск в гідросистемі регулюється запобіжним клапаном 11 та контролюється манометром 9. Якщо тиск рідини в клапані 11 перевищить допустимий, то рідина буде проходити через клапан назад в бак 12.

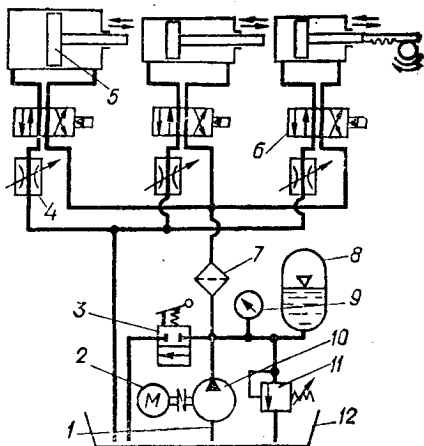


Рис. 6.26. Гідросистема привода промислового робота з керуванням за трьома координатами

До магістралі, що веде до електрогідрравлічних перетворювачів, підключено гідроаккумулятор 8, який дозволяє отримати необхідний режим гідросистеми за одночасної роботи декількох гідродвигунів. У гідросистемі передбачено спеціальний кран 3, який дозволяє зупинити її роботу. У такому випадку робоча рідина вільно зливається в бак. Дросель 4 представляє собою регульований гідравлічний опір, за допомогою якого

можна змінити кількість рідини, що проходить до гідроциліндра в одиницю часу, і, отже, швидкість руху поршня. У багатокоординатній системі такий дросель потрібно встановлювати на кожній координаті.

Слід зазначити, що промисловий робот з електрогідрравлічним приводом позиційного типу буде працювати точно за умови, що привід обладнано зворотним зв'язком за положенням. Як датчик зворотного зв'язку можна використовувати кодовий датч, що дозволяє отримати точність позиціювання  $\pm (0,5 \dots 1,0)$  мм.

**Електрогідрравлічний кроковий привід** відрізняється від раніше описаного тим, що в якості керівної ланки в ньому використовується

кроковий електродвигун, який з'єднано із гідропідсилувачем моментів. В якості крокового двигуна застосовують серійний шестифазний кроковий двигун ШД-5Д1, що працює із гідропідсилувачем моментів Г18 (рис. 6.27). Оскільки привід такої конструкції за своїм принципом роботи відноситься до дискретного, то будується він за розімкнутою схемою, без датчика зворотного зв'язку. З цього випливає, що вся конструкція приводу простіше, ніж конструкція приводу, побудованого за замкнутою схемою, з датчиком зворотного зв'язку.

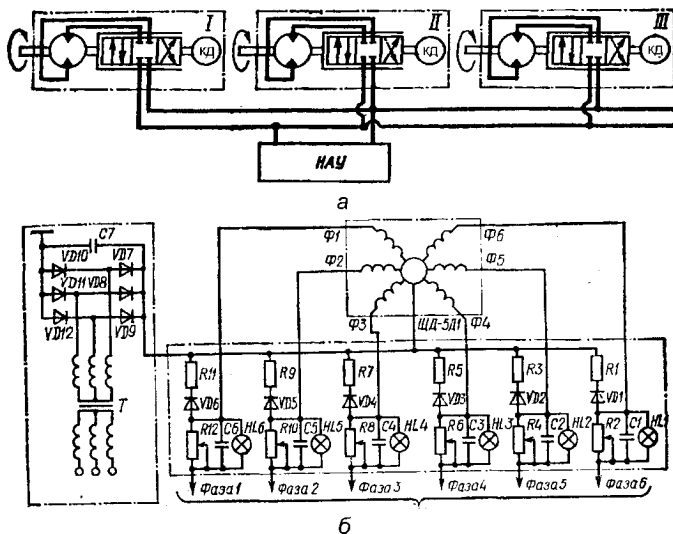


Рис. 6.27. Спрощена схема електрогідравлічного крокового приводу (а) та принципова схема живлення двигуна ШД-5Д1 (б)

Номинальна робота двигуна забезпечується ввімкненням послідовно в кожну його фазу (рис. 6.27) додаткового форсованого резистора  $R_2, R_4, R_6, R_8, R_{10}, R_{12}$  опір 16 Ом, шунтуванням паперовим конденсатором  $C_1...C_6$  ємністю 20 мкФ. При цьому напруга джерела постійного струму, що живить двигун, становить 48 В. Необхідність збільшувати опір фазової обмотки, що призводить до збільшення втрат потужності, обумовлена значною її індуктивністю. Комутація фаз здійснюється шляхом створення імпульсів напруги прямокутної форми. Струм у фазовій обмотці при цьому наростає поступово з постійною часу

$$\tau = \frac{L_{\phi}}{R_{\phi} + R_{д}}$$

де  $L_{\phi}$  – індуктивність фазової обмотки;  $R_{\phi}$  – опір фазової обмотки;  $R_{д}$  – додатковий опір форсованого резистора.

Таким чином, введення додаткового опору дозволяє знизити постійну часу на півтора порядки і тим самим підвищити робочу частоту двигуна.

Сплески напруги в перехідному процесі під час вмикання струму фази можуть призвести до пробую комутуючих транзисторів, тому паралельно фазовій обмотці передбачають демпфуючий ланцюг, що складається з резистора ( $R1, R3, R5, R7, R9, R11$ ) і діода ( $VD1...VD6$ ).

Форсовані та демпфуючі ланцюги, силові транзисторні ключі та джерело живлення фаз складають силову частину керування кроковими двигунами. Джерелом живлення слугує випрямляч, що зібраний за шестифазовою схемою і складається з понижуючого трансформатора  $T$ , кремнієвих вентилів  $VD7...VD12$  типу ВЛ-50 та згладжувального конденсатора  $C7$ . Випрямляч розрахований на струм 42 А при напрузі 48 В. Для контролю струмів в фазах крокових двигунів паралельно форсованим резисторам ввімкнено індикаторні лампи  $HL1...HL6$ .

Електрогідравлічний сервопривід як пристрій перетворення електричного сигналу на механічне переміщення може бути застосований практично у будь-якій системі, де керування здійснюється за електричними сигналами, незалежно від схеми і конструкції керованого ним приводу та кінематичної схеми системи керування.

В залежності від характеру електричного керуючого сигналу електрогідравлічні сервоприводи поділяють на сервоприводи з неперервним керуванням і сервоприводи з дискретним керуванням.

**Електрогідравлічний слідувальний привід (ЕГСП) з неперервним керуванням.** Приводи, що забезпечують неперервну зміну своїх вихідних параметрів при зміні вхідного керуючого сигналу, на цей час отримали широке застосування у системах керування робочими органами. Вони відрізняються простотою і надійністю конструкції, а їх характеристики, до яких належать точність і швидкодія, цілком задовольняють вимогам, що ставляться до систем керування. Блок-схему ЕГСП з неперервним керуванням наведено на рис. 6.28.

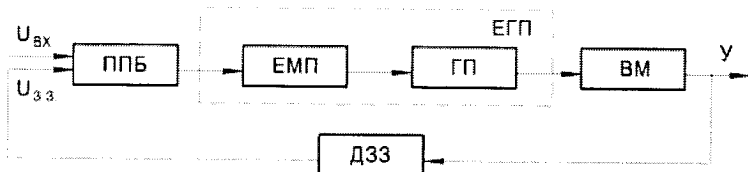


Рис. 6.28. Блок-схема електрогідравлічного слідувального приводу з неперервним керуванням:  $U_{вх}$  – вхідний електричний керуючий сигнал;  $U_{зз}$  – сигнал, що надходить з датчика зворотного зв'язку; ППБ – підсилювально-підсумовуючий блок; ЕМП – електромеханічний перетворювач; ГП – гідропідсилювач; ЕГП – електрогідравлічний підсилювач; ВМ – виконавчий механізм; ДЗЗ – датчик зворотного зв'язку;  $y$  – переміщення вихідної ланки приводу

Робота такого приводу здійснюється наступним чином. На вхід ППБ від бортового обчислювача або від датчика, що перетворює механічний керуючий сигнал, поданий машиністом, на електричний, надходить сигнал неузгодженості у вигляді напруги  $U_{\Sigma}$ , що визначається як різниця вхідного сигналу  $U_{ex}$  і сигналу датчика зворотного зв'язку  $U_{з.з.}$ . Схема ППБ визначається характером вхідного керуючого сигналу. Найбільше поширення отримали ППБ, побудовані на основі підсилювачів постійного струму. Сигнал неузгодженості  $U_{\Sigma}$  посилюється за напругою і потужністю в електронному підсилювачі ППБ і перетворюється на регулюючий сигнал, який у вигляді струму керування і, надходить в обмотки керування ЕМП. З відомих схем і конструкцій ЕМП в електрогідравлічних приводах найчастіше застосовують поляризовані, так звані сухі ЕМП.

У ЕМП електричний сигнал перетворюється на переміщення заслінки гідравлічного підсилювача сопло-заслінка 3. Зміщення заслінки від нейтрального положення призводить до виникнення перепаду тиску у діагоналі гідравлічного містка ГП і до відповідного цьому перепаду переміщення плунжера золотникового розподільника 5. У цьому випадку положення плунжера золотникового розподільника визначиться з умови рівності сил від дії перепаду тиску на торцях плунжера і сумарного впливу центрувальних пружин золотникового розподільника. Основне посилення керуючого сигналу за потужністю відбувається у золотниковому розподільнику за рахунок енергії гідроживлення, яка підводиться до приводу. При переміщенні плунжера золотникового розподільника від нейтрального положення утворюється щілина, через яку рідина з лінії нагнітання надходить а одну з камер ВМ; одночасно інша камера ВМ через відповідну дросельну щілину золотникового розподільника з'єднується зі зливом. Тиск у камері ВМ, з'єднаній через дросельну щілину золотникового розподільника з лінією нагнітання, буде підвищуватися, а тиск у камері, з'єднаній зі зливом, – знижуватися. Виникає перепад тиску на поршні ВМ, який, долаючи навантаження, буде переміщувати шток 6, що є вихідною ланкою приводу.

Таким чином, відбувається перетворення енергії потоку рідини, що надходить у порожнини ВМ, на механічну енергію руху вихідної ланки приводу. Загалом, внаслідок послідовного перетворення і посилення сигналу неузгодженості  $U_{\Sigma}$  швидкість руху вихідної ланки приводу буде прямо пропорційна величині цього сигналу, а напрям руху відповідатиме його знаку.

Якби у схемі приводу був відсутній зворотний зв'язок за положенням вихідної ланки, то шток ВМ переміщувався б з постійною швидкістю, пропорційною вхідному керуючому сигналу  $U_{ex}$ . За наявності зворотного зв'язку з переміщенням вихідної ланки приводу напруга  $U_{з.з.}$ ,



що знімається з потенціометра ДЗЗ, буде зростати, а сигнал неузгодженості  $U_{\Sigma} = U_{\text{вх}} - U_{3,3}$  – зменшуватися. Отже, почне зменшуватися сила струму, що подається на обмотки ЕМП. Якір ЕМП і заслінка підсилювача сопло-заслінка почнуть повертатися до нейтрального положення, що приведе до зменшення перепаду тиску на торцях плунжера золотникового розподільника 5, а плунжер, під дією центрувальних пружин, почне повертатися до нейтрального положення. Прохідні перерізи дросельних щілин золотникового розподільника зменшаться, що, відповідно, приведе до зменшення кількості робочої рідини, яка надходить у порожнини ВМ. Швидкість переміщення вихідного штока приводу також зменшиться.

При  $U_{3,3} = U_{\text{вх}}$  сила струму у керуючих обмотках ЕМП буде дорівнювати нулю, а заслінка підсилювача сопло-заслінка і плунжер золотникового розподільника займуть свої нейтральні положення. Подача робочої рідини у порожнини ВМ припиниться і вихідна ланка приводу зупиниться в положенні, що відповідає величині керуючого сигналу  $U_{\text{вх}}$ .

Таким чином, вихідна ланка приводу відслідковує керуючі сигнали, які надходять на вхід ППБ. Аналогічним чином здійснюється робота приводу при знятті з входу ППБ керуючого сигналу  $U_{\text{вх}}$ , відпрацьованого приводом раніше. За цієї умови вихідна ланка приводу повернеться до свого початкового положення.

Схеми, конструктивне виконання і параметри виконавчих механізмів електрогідролічних слідувальних приводів надзвичайно різноманітні й визначаються конкретними умовами функціонування приводу в системі керування. Найбільше поширення як виконавчі механізми отримали гідроциліндри зворотно-поступальної дії.

Як ДЗЗ використовуються безконтактні індукційні датчики, що мають підвищену надійність. У деяких випадках застосовують потенціометричні датчики постійного струму зі спеціальним покриттям робочої поверхні, яке дозволяє забезпечити необхідний ресурс датчика.

**Електрогідролічний слідувальний привід з дискретним керуванням.** У порівнянні з неперервним (аналоговим) дискретний спосіб керування електрогідролічним приводом має ряд переваг, до яких належить:

- відносна простота з'єднання з цифровою ПЕОМ, що виробляє дискретний керуючий сигнал;
- відносна стабільність характеристик приводу при зміні температури навколишнього середовища у широкому діапазоні;
- виключення активних відмов приводу, при яких робочі органи відхиляється у крайнє положення;
- порівняно висока перешкодозахищеність приводу, оскільки електронні

- елементи керування такого приводу працюють у ключовому режимі;
- знижена чутливість розподільних елементів приводу до чистоти робочої рідини;
- можливість спрощення схеми приводу за рахунок виключення зворотного зв'язку за положенням вихідної ланки або використання однокаскадних ГП.

Крім того, спрощується технологія виготовлення такого приводу, оскільки до нього не ставлять спеціальних вимог до лінійності характеристик електромагнітних елементів керування, внаслідок чого з'являється можливість знизити вимоги до точності виготовлення золотникових пар.

До електрогідравлічних приводів з дискретним керуванням належать приводи з релейним і з широтно-імпульсним керуванням.

**Електрогідравлічні приводи з релейним керуванням.** У приводах з релейним керуванням електромагнітні елементи працюють у релейному режимі в залежності від знаку керуючого сигналу. Під час роботи розподільні елементи ГП відхиляються в одне з крайніх положень, а величина витрати рідини у порожнини ВМ визначається величиною зони насичення за витратою вихідного каскаду ГП.

На рис. 6.29 показано одну із схем приводу з релейним керуванням. До складу ЕГП приводу входять електромагнітні крани 2, відкриття та закриття яких відбувається за сигналами від релейного підсилювача 1. В залежності від знаку керуючого сигналу один з кранів з'єднує одну з торцевих порожнин золотника 3 з лінією нагнітання, а інший кран – протилежну торцеві порожнину золотника зі зливом. Під дією перепаду тиску золотник переміщується в одне з крайніх положень, забезпечуючи стабільну витрату рідини у відповідну порожнину гідроциліндра 6. Швидкість переміщення вихідної ланки такого приводу визначається кількістю і тривалістю керуючих імпульсів, що генеруються релейним підсилювачем 1, а напрям переміщення – знаком керуючих імпульсів.

Істотними недоліками приводів з релейним керуванням є низька якість статичних і динамічних характеристик, а також обмежений ресурс, зумовлений високою циклічністю. У зв'язку з цим, незважаючи на простоту конструкції, так приводи мають обмежене застосування. Вони використовуються переважно в системах керування періодичної дії за умови відсутності жорстких вимог до точності.

**Електрогідравлічні приводи з широтно-імпульсним керуванням.** Характерною особливістю таких приводів є наявність в підсилювально-підсумовуючому блоці широтно-імпульсного модулятора, що формує дискретний сигнал керування  $U_x(t)$  з постійною несучою частотою (з постійним періодом  $T$ ) (рис. 6.30, 6.31).

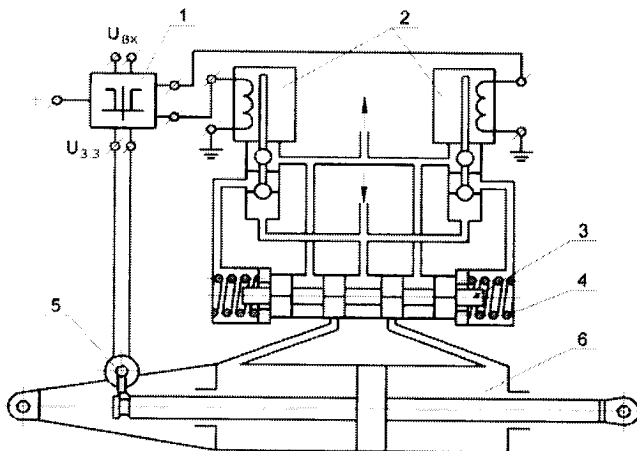


Рис. 6.29. Конструктивна схема електрогідравлічного слідкувального приводу з релейним керуванням: 1 – релейний підсилювач; 2 – електромагнітний кран; 3 – золотник; 4 – центральна пружина; 5 – датчик зворотного зв'язку; 6 – гідроциліндр

Амплітуда і скважність (відношення тривалості імпульсу  $t$  до періоду  $T$ ) у цього сигналу визначається величиною неузгодженості  $U_{\Sigma} = U_{\text{вх}} - U_{3.3}$ .

Існуючі електрогідравлічні приводи з широтно-імпульсним керуванням можна класифікувати за двома ознаками:

1) за характером імпульсів на виході широтно-імпульсного модулятора (приводи, що працюють з різнополярними імпульсами, і приводи, що працюють з імпульсами однополярними);

2) за параметром, що визначає імпульсний режим роботи приводу (приводи з широтно-імпульсним керуванням за положенням, за швидкістю і за прискоренням вихідної ланки).

У електрогідравлічних приводах з широтно-імпульсним керуванням за положенням вихідної ланки частота перемикання імпульсів, швидкість і максимальне переміщення вихідної ланки вибираються таким чином, щоб остання встигала переміщуватися між крайніми положеннями при зміні скважності імпульсів у необхідному діапазоні (рис. 6.32, а). Отже, у такому приводі дискретний режим роботи поширюється на всі елементи, тобто траєкторії руху заслінки, золотника і вихідного штока мають дискретний, імпульсний характер. Такий привод може бути використаний лише в тих випадках, коли об'єкт регулювання або керування, внаслідок своєї інерційності і демпфуючих властивостей, буде реагувати на середнє значення відхилення вихідної ланки приводу за період  $T$ .



Рис. 6.30. Типові режими широтно-імпульсної модуляції (ШІМ): а – ШІМ з різнополярними імпульсами; б – ШІМ з однополярними імпульсами

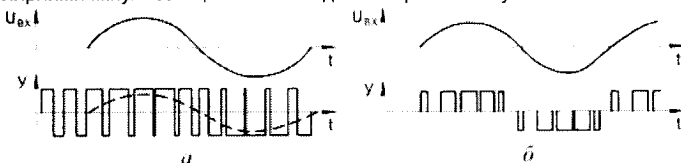


Рис. 6.31. Траєкторія руху вихідного штока  $y(t)$  електрогідравлічного слідувального приводу з широтно-імпульсним керуванням за положенням вихідної ланки: а – ШІМ з різнополярними імпульсами; б – ШІМ з однополярними імпульсами

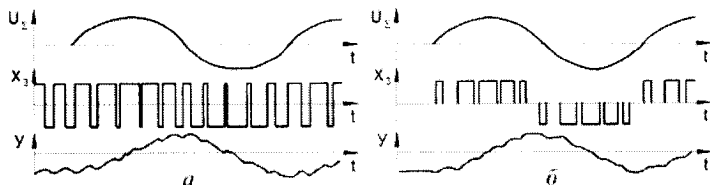


Рис. 6.32. Траєкторія руху розподільного золотника  $x_3(t)$  і вихідного штока  $y(t)$  електрогідравлічного слідувального приводу з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки: а – ШІМ з різнополярними імпульсами; б – ШІМ з однополярними імпульсами

Найбільш доцільно, щоб привід з широтно-імпульсним керуванням за положенням вихідної ланки працював з однополярними імпульсами (рис. 6.32, б), оскільки у цьому випадку значно зменшуються споживана потужність приводу і необхідна швидкість переміщення його вихідної ланки.

Широтно-імпульсне керування за положенням вихідної ланки можна здійснювати, подаючи на вхід звичайного електрогідравлічного приводу з неперервним керуванням імпульси напруги певної частоти і амплітуди.

У електрогідравлічних приводах з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки дискретний режим роботи поширюється тільки до елемента, регулюючого швидкість вихідної ланки, тобто до розподільного золотника ЕГП. Для роботи ЕГСП з різнополярними імпульсами застосовують вільноплаваючий розподільний золотник, без центрувальних пружин під торцями. У

цьому випадку при нульовому сигналі неузгодженості, коли скважність у імпульсів напруги, які надходять до ЕМП, дорівнює 0,5, золотник переміщується між упорами з однаковими паузами. При появі сигналу неузгодженості скважність імпульсів змінюється і, відповідно, час знаходження золотника в одному з крайніх положень збільшується, а час знаходження його в іншому крайньому положенні зменшується (рис. 6.32, а). Внаслідок цього, шток ВМ почне переміщуватися зі швидкістю, середнє значення якої буде пропорційним величині сигналу неузгодженості.

Умова нормальної роботи приводу з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки полягає в тому, що золотник повинен встигати переміщуватися між крайніми положеннями за половину періоду перемикання імпульсів.

Недоліком приводу з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки, працюючого з різнополярними імпульсами, є коливання штока з частотою перемикання імпульсів, а також підвищена величина витоків робочої рідини за відсутності сигналу неузгодженості внаслідок переміщень золотника між упорами.

У приводі з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки, що працює з однополярними імпульсами, необхідно забезпечити центрування золотника при нульовому сигналі неузгодженості. Для цього в ЕГП приводу використовують спеціальні центрувальні пружини.

Імпульсний рух золотника у такому приводі відбувається тільки між нейтральним і одним з крайніх положень (рис. 6.32, б). У цьому випадку шток ВМ приводу буде переміщуватися у відповідному напрямі з швидкістю, пропорційною величині сигналу неузгодженості.

У електрогідравлічних приводах з широтно-імпульсним керуванням за прискоренням вихідної ланки дискретний режим роботи поширюється до елемента, регулюючого прискорення вихідної ланки. Таким елементом є заслінка ЕМП, величина переміщення якої визначає при вільноплаваючому золотнику швидкість його переміщення і, отже, прискорення вихідного штока. Відмінність приводу з широтно-імпульсним керуванням за прискоренням вихідної ланки від приводу з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки полягає в тому, що частота перемикання імпульсів, параметри гідропідсилювача сопло-заслінка і відстань між упорами розподільного золотника вибираються таким чином, щоб за відсутності сигналу неузгодженості золотник коливався навколо нейтрального положення, не досягаючи упорів. У цьому випадку при зміні скважності керуючих імпульсів змінюється вже не середнє відкриття золотника, а середня швидкість його руху, тобто на золотнику відбувається інтегрування (рис. 6.33).

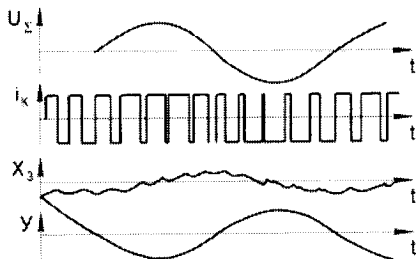


Рис. 6.33. Траекторія руху розподільного золотника  $x_з(t)$  і вихідного штока  $y(t)$  електрогідравлічного слідкувального приводу з широтно-імпульсним керуванням за прискоренням вихідної ланки при реалізації ШІМ з різнополярними імпульсами

Таким чином, структурна схема приводу з широтно-імпульсним керуванням за прискоренням вихідної ланки буде мати послідовне з'єднання двох інтегруючих ланок. Щоб такий слідкувальний привід був стійким, в ланцюг зворотного зв'язку за положенням вихідної ланки необхідно ввести фазовипереджаючу ланку або передбачити зворотний зв'язок за швидкістю вихідного штока.

Приводи з широтно-імпульсним керуванням за прискоренням вихідної ланки, що працюють з однополярними імпульсами, не мають переваг в порівнянні з приводами з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки.

До недоліків приводів з широтно-імпульсним керуванням за прискоренням вихідної ланки слід віднести обов'язкову наявність фазовипереджаючого ланцюжка або зворотного зв'язку за швидкістю, але такий ланцюжок не забезпечує чітке диференціювання у всьому діапазоні робочих частот, має значний коефіцієнт затухання і, крім того, дещо знижує надійність приводу. Застосування зворотного зв'язку за швидкістю з датчиком швидкості збільшує масу і габарити приводу, а також знижує його надійність.

В цілому електрогідравлічні слідкувальні приводи з широтно-імпульсним керуванням мають гірші, в порівнянні з приводами з неперервним керуванням, статичні та динамічні характеристики, підвищені непродуктивні витрати робочої рідини за відсутності керуючого сигналу і обмежений ресурс.

## 6.5. Електричний привід

Електропривод сучасного промислового робота є комплексом приводів, кожен з яких керує окремим ступенем рухомості. Найбільш поширена функціональна схема електроприводу промислового робота зображена на рис. 6.34.

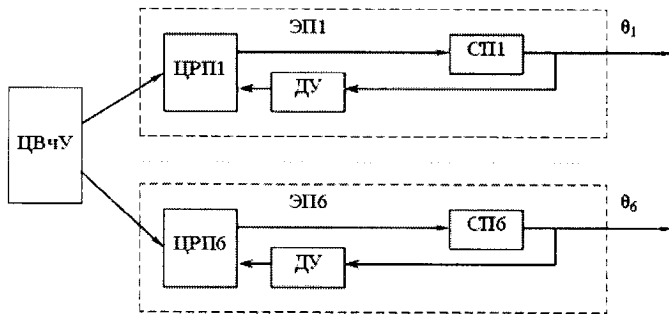


Рис. 6.34. Функціональна схема керування електромеханічного робота моделі HdS05/06.

Дана схема має шість ступенів рухомості, які позначені на схемі як  $\theta_1 \dots \theta_6$ . Всі шість електроприводів ( $ЕП1 \dots ЕП6$ ) керуються від загального центрального обчислювального пристрою (ЦВЧУ) системи програмного управління (СПУ). Центральний обчислювальний пристрій видає сигнали на цифрові регулятори положення (ЦРП1...ЦРП6) окремих приводів. Цифрові регулятори положення керують сервоприводами (СП1...СП6) відповідно до сигналів ЦВЧУ і датчиків кута (ДУ), наприклад, кодових датчиків кута з фотоелектричним перетворенням.

Одним з найбільш складних та відповідальних елементів в електроприводі промислового робота є сервопривід (СП) (рис. 6.35).

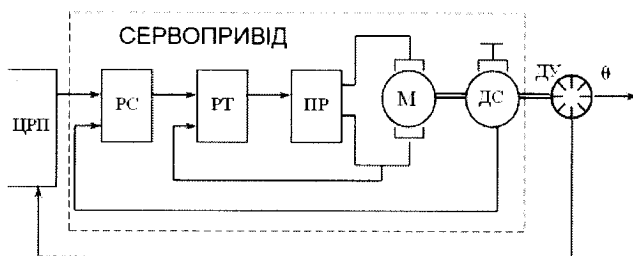


Рис. 6.35. Функціональна схема сервоприводу

Дана схема представляє собою аналогово-цифрову систему автоматичного керування, в якій поєднуються переваги комбінованої аналогової системи, що працює за принципом триконтурної системи регулювання, з достоїнствами цифрової системи (висока точність і зручність програмування).

Перший контур утворений двигуном (М) з перетворювачем (ІР) і регулятором струму (РТ). У другий контур входять датчик швидкості (ДС) і регулятор швидкості (РС). До складу третього контуру додатково входять датчик кута (ДУ) і цифровий регулятор положення (ЦРП).

В якості регуляторів швидкості і струму в перетворювачах найчастіше використовуються аналогові, а останнім часом – і цифрові, операційні підсилювачі за допомогою яких легко реалізується практично будь-який необхідний закон керування. Датчик швидкості також може бути як аналоговим, так і цифровим.

У ряді випадків застосування датчика швидкості не потрібно, тому що сигнал про зміну швидкості може бути обчислений в цифровому регуляторі положення (ЦРП) шляхом диференціювання сигналу з датчика кута (ДУ).

Таким чином аналіз функціональних схем, наведених на рис. 6.34 та 6.35, показує, що незалежно від конкретної схеми, електропривод промислового робота складається з наступних елементів: виконавчого елемента (двигуна); перетворювача; регуляторів струму, швидкості та кута; датчиків зворотного зв'язку по струму, швидкості та кута.

За ступенем керованості електропривод може бути:

- *нерегульований* – для приведення в рух виконавчого органу робочої машини з однією робочою швидкістю. Параметри приводу можуть змінювати в результаті впливів пристрою керування;
- *регульований* – для відтворення змінної або постійної швидкості руху виконавчого органу машини. Параметри приводу можуть змінюватися в результаті впливів пристрою керування;
- *програмно-керований* – керований відповідно до заданої програми;
- *слідкувальний* – автоматично відтворює переміщення виконавчого органу робочої машини із заданою точністю відповідно до довільно змінних сигналів;
- *адаптивний* – автоматично обирає структуру або параметри системи управління при зміні умов роботи машини для досягнення оптимальної за обраними критеріями режиму.

Відповідно до передаточного пристрою, електроприводи класифікують на:

- *редукторні* – електродвигун передає обертальний рух до робочого органу через редуктор;
- *безредукторні* – передача руху від електродвигуна здійснюється безпосередньо робочому органу або через передавальний пристрій, що не має редуктора.

За рівнем автоматизації розрізняють наступні електроприводи:

- *неавтоматизовані* з ручним керуванням;
- *автоматизовані*, керовані автоматичним регулюванням параметрів;
- *автоматичні*, в яких керуючий вплив виробляється автоматичним пристроєм без участі оператора.

В якості привідних двигунів можуть використовуватися крокові електродвигуни, електродвигуни постійного та змінного струмів.



*Крокові* двигуни використовуються для приводу механізмів пересування, переміщення, управління рульовим механізмом і позиціонування. Унікальність крокових двигунів в тому, що ними можна керувати за допомогою цифрових пристроїв. Такі двигуни можуть здійснювати повороти на точно заданий кут, що робить крокові двигуни ідеальними для задач лінійного та кругового позиціонування.

Живлення крокового двигуна здійснюється серією електричних імпульсів, які подаються на обмотки двигуна. Кожен імпульс, поданий на обмотки, повертає ротор на строго заданий кут. Не існує єдиної величини кроку для крокових двигунів. Випускаються пристрої з різними кутами повороту на один крок (імпульс). Номінальна величина такого кроку залежить від характеру застосування двигуна. Величини кутів повороту обов'язково зазначені в специфікації пристрою. Можна знайти крокові двигуни з кутами повороту від часток градуса (наприклад,  $0,72^\circ$ ) до десятків градусів (наприклад,  $22,5^\circ$ ).

На рис. 6.36 показано схему керування кроковим двигуном. Використовується двигун із шістьма виходами (так званий однополярний кроковий двигун). Умовно схему керування кроковим двигуном (електродвигуном) можна розділити на логічну систему низького рівня та силову частину (драйвер двигуна). На рис. 6.36 логічна частина низького рівня U1 представляє собою керований напругою таймер серії 555, який в режимі генерації видає прямокутні тактові імпульси на вихід 3. Силова частина U2 виконана на основі мікросхеми типу UCN5804, яка є контролером крокового двигуна. Тактові імпульси, що надходять на вхід 11 драйвера UCN5804, повертають ротор крокового двигуна, причому кожному імпульсу відповідає один крок повороту. Підвищення частоти тактових імпульсів призводить до збільшення швидкості обертання крокового двигуна.

У даній схемі простим таймером серії 555 генеруються тактові імпульси, проте такі імпульси можна генерувати за допомогою мікроконтролера або світлочутливого нейрона. Перемикачем SW1 змінюється діапазон тактових імпульсів, а перемикачем SW2 можна змінювати напрям обертання ротора двигуна.

*Сервопривід (серва)* – це пристрій в системах автоматичного регулювання або дистанційного керування, що за рахунок енергії допоміжного джерела здійснює механічне переміщення регулюючого органу відповідно до отримуваних від системи керування сигналів. Електричний сервопривід складається із двигуна постійного струму, редуктора та системи зворотного зв'язку контролю положення на основі датчика (зазвичай потенціометра). Подібні системи використовуються для контролю положення органів управління в радіокерованих системах. Вал такого двигуна може обертатися або утримуватися на кутах не менше  $90^\circ$  від середнього положення.

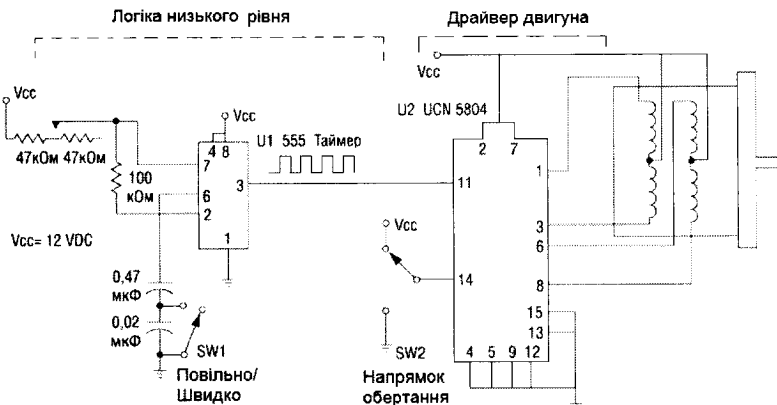


Рис. 6.36. Схема керування кроковим двигуном

Для управління сервоприводом можна також застосовувати імпульсні схеми на основі мікроконтролерів. На рис. 6.37 показано використання здвоєного таймера типу 556 для управління низьковольтним сервоприводом. Схема 556 має два незалежних таймера, а саму серву під'єднано безпосередньо до контролера тільки тому, що в даній схемі напруга та струм живлення електродвигуна не перевищують допустимих значень даних параметрів для контролера. Для кращого розуміння роботи схеми на рис. 6.38 зображено схему де використані два окремих таймера серії 555. Перший таймер знаходиться в режимі генерації та видає негативні прямокутні імпульси тривалістю 1 мс з частотою 55 Гц. Цей таймер з'єднаний з іншим таймером серії 555, ввімкненим за схемою одновібратора. При появі негативного імпульсу на виводі 1 одновібратор генерує позитивний імпульс на виводі 5. Ширину вихідного позитивного імпульсу можна змінювати, використовуючи потенціометр 10 кОм. Залежно від типу використовуваного серводвигуна необхідно буде підбирати величини опорів  $R1$  і  $R2$  на рис 6.37.

Для забезпечення руху та переміщення конструкцій роботів застосовують також двигуни постійного струму. Для більшості таких двигунів характерні висока частота обертання ротора та невеликий крутний момент, тому в більшості випадків такі електродвигуни обладнують додатково редукторами з великими передавальними відношеннями.

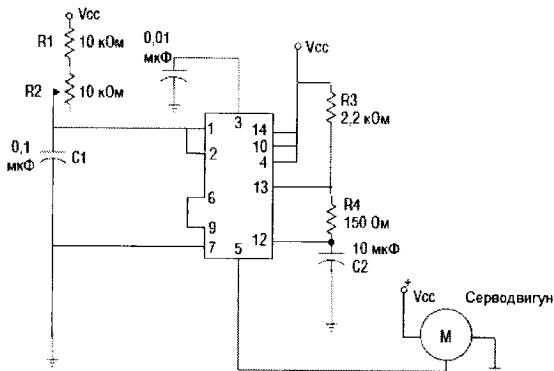


Рис. 6.37. Керування серводвигуном за допомогою мікросхеми 556

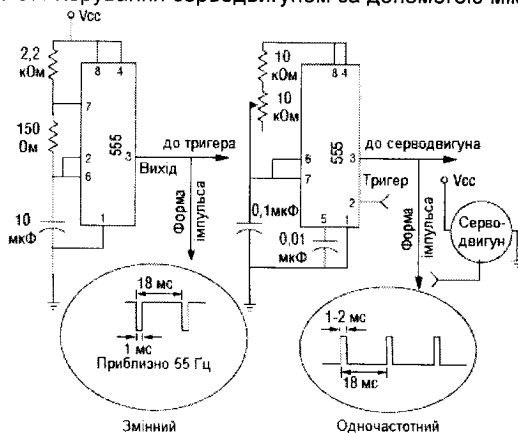


Рис. 6.38. Керування серводвигуном за допомогою мікросхеми 555

Двигуни постійного струму, які конструктивно об'єднані з редуктором, називаються двигунами з редукторною головкою.

При конструюванні робота бажано застосовувати прості схеми вмикання та вимикання двигуна. Крім того, необхідна схема реверсу напрямку обертання двигуна. Таким вимогам задовольняє мостова схема керування.

Мостова схема, яка складається з чотирьох транзисторів (польові або біполярні NPN транзистори), що використовуються в режимі вимикачів, зображена на рис. 6.39. Коли ключі SW1 і SW4 закрито, двигун обертається в одному напрямку. Коли закрито ключі SW2 і SW3, двигун обертається в протилежному напрямку.

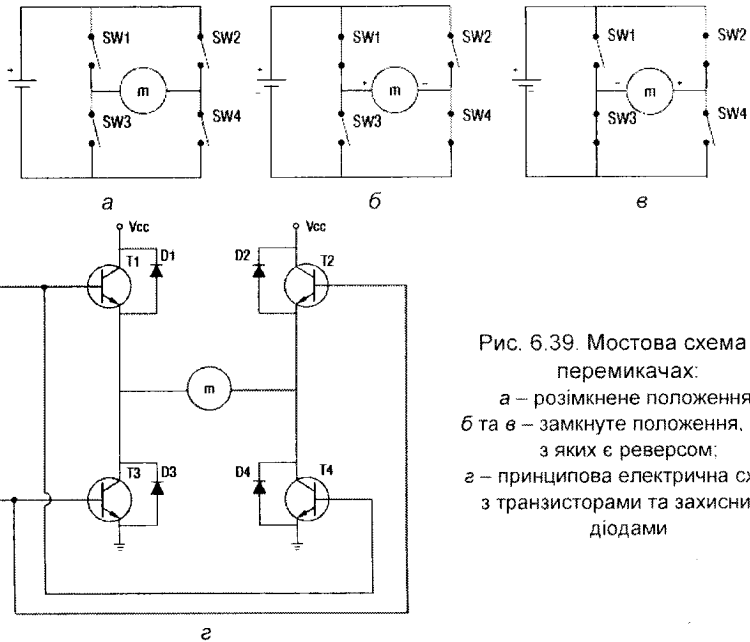


Рис. 6.39. Мостова схема на перемикачах:  
 а – розімкнене положення;  
 б та в – замкнуте положення, одне з яких є реверсом;  
 г – принципова електрична схема з транзисторами та захисними діодами

Тиристорні перетворювачі широко застосовуються як потужні підсилювачі в електроприводах з двигунами постійного струму, є керованими випрямлячами, вихідна напруга яких в широких межах пропорційна вхідному керуючому сигналу постійного струму. Основний елемент будь-якого тиристорного перетворювача – тиристор. Це потужний напівпровідниковий керований вентиль, в якому за допомогою імпульсу струму  $U_y$ , що подається на керуючий електрод, можна змінювати момент початку проходження через нього струму за умови подачі напруги  $E_c$  (рис. 6.40). Змінюючи цей момент можна змінювати середнє значення випрямленого струму  $i_n$  в навантаженні  $R_n$ . Струм через тиристор може протікати не тільки при подачі керуючого імпульсу, але і без нього – при досить високій напрузі живлення, яка називається напругою перемикання.

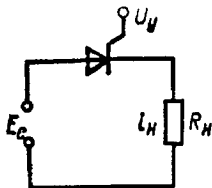


Рис. 6.40. Схема ввімкнення тиристора

Тиристори характеризуються рядом параметрів, головні з яких наступні: номінальний струм – середнє значення випрямленого струму; номінальна напруга – максимально допустима напруга, яке тривало прикладається до тиристору в прямому і зворотному напрямках; струм

керування – найменший постійний струм в ланцюзі керування, що забезпечує відкриття тиристора.

Тиристри серії ПТЛ (тиристор лавинний) випускаються на струми 100, 150 і 200 А при прямому падінні напруги на ньому близько 1 В і при робочій (зворотній) нарузі 300...1000 В. При цьому струм відмикання становить 0,15...1,3 А, що відповідає нарузі відмикання 0,3...0,8 В.

Розглянемо схему тиристорного перетворювача ТПЗР (рис. 6.41), яка складається з двох груп вентилів (V1...V3 і V4...V6), що утворюють трифазні керовані випрямлячі, які можуть працювати як інвертори. Вентилі ввімкнено послідовно з дроселями L1 і L2, що працюють на один двигун, який підключено між середньою точкою А дроселів і загальною точкою В вторинної обмотки трифазного трансформатора.

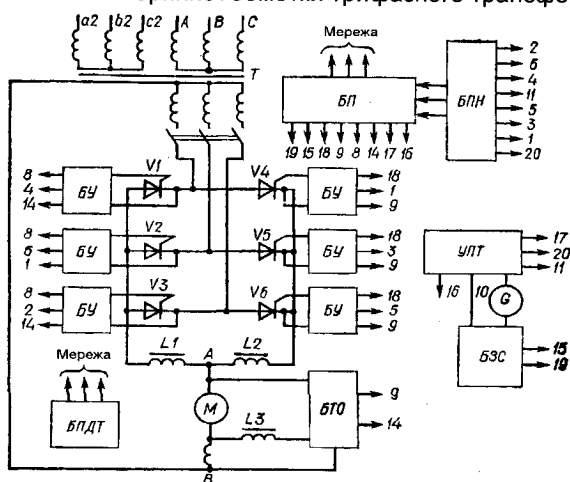


Рис. 6.41. Схема тиристорного перетворювача ТПЗР:

БУ – блок управління; БПН – блок пилкоподібних напруг; УПТ – підсилювач постійного струму; БТО – блок обмеження струму; БЗС – блок завдання швидкості; БП – блок живлення; БПДТ – блок живлення обмоток збудження двигунів і тахогенератора

При невеликому відкритті вентилів обох випрямлячів через дроселі йде зрівняльний постійний струм 2...4 А. Змінна складова цього струму обмежується дроселями. При збільшенні відкриття вентилів однієї групи і одночасному зменшенні відкриття іншої (за рахунок керуючого сигналу) на виході тиристорного перетворювача між точками Л і В виникає напруга внаслідок різниці напруги випрямлячів. Двигун починає обертатися в ту чи іншу сторону в залежності від того, у якого з випрямлячів напруга більше. Якщо при сталій швидкості двигуна знизити керуючий сигнал на вході, то одна з груп вентилів (в залежності від напрямку обертання двигуна в цей момент) переходить в

інверторний режим внаслідок того, що ЕРС двигуна більша від випрямленої напруги. При цьому напрямок струму, що проходить через двигун, змінюється і він починає гальмуватися до швидкості, що відповідає заданій для нового значення керуючого сигналу.

В даний час розроблено декілька схем тиристорних перетворювачів, які забезпечують управління різними двигунами. Керуючий сигнал, що подається на схему тиристорного перетворювача, дорівнює  $\pm 10$  В.

### **Питання для самоперевірки**

1. Які типи приводу застосовуються для маніпуляторів?
2. Які переваги пневмоприводу?
3. Які переваги гідроприводу?
4. Які типи електроприводу роботів бувають?
5. Що таке слідкувальний пневматичний привід? Чим він визначається?
6. Поясніть принцип дії слідкувального пневмоприводу
7. Що таке слідкувальний гідравлічний привід?
8. Що таке добротність слідкувального приводу?

## Глава 7

### КЕРУВАННЯ РОБОТАМИ

---

#### 7.1. Системи керування промисловими роботами та їх основні технічні характеристики

Керування роботами здійснює пристрій керування, який у сукупності із сенсорною та виконавчими системами утворює систему автоматичного керування робота. Крім того, через пристрій керування роботом може керувати людина-оператор.

В роботах застосовують три способи керування – програмне, адаптивне та інтелектуальне. Практично тільки програмне керування знайшло застосування в чистому вигляді, хоча і до нього можуть додавати елементи адаптації. В цілому ж всі ці три способи керування застосовуються комплексно. Адаптивне керування зазвичай будується на базі програмного як наступний рівень керування. Інтелектуальне керування в свою чергу реалізується як надбудова над першими двома рівнями. Назви систем керування конкретних роботів зазвичай визначаються основним використаним в них способом керування. За ступенем участі людини-оператора в процесі керування розрізняють системи: *автоматичного; автоматизованого; ручного* керування.

За типом контролю керованих змінних розрізняють системи керування з контролем положення, швидкості та зусилля (моменту). Ці способи керування застосовують в комбінації або різні способи за різними координатами, або з послідовним переходом від одного до іншого, або, нарешті, у вигляді функціональної залежності керованої змінної (наприклад, керування за силою, величина якої задається як функція від положення).

У процесі керування маніпулятором оператор накопичує досвід, завдяки якому для багатьох порівняно простих рухів ним виробляються стійкі стереотипи, що враховують геометричні, кінематичні та динамічні властивості маніпулятора. Система зворотного зв'язку дозволяє оператору коригувати рухи захвату з об'єктом, що маніпулюється, і надавати оптимальну траєкторію його руху.

У циклових системах керування команди циклу формуються набором чисел, а геометрична інформація – положенням упорів або вимикачів, крім того, перебудова циклу може також здійснюватися комутатором, шляхом перестановки штекерів в певні гнізда панелі комутації і застосуванням перфострічки, шляхом установки її в читувальний пристрій.

При числовому керуванні вся інформація заноситься у вигляді чисел на магнітний диск або інший носій. При використанні датчиків

зворотного зв'язку аналогового типу потенціометрів і силових датчиків дані системи обладнуються вхідними блоками аналого-цифрового перетворення.

Аналогові системи керування в значній мірі ідентичні цикловим. Інформація в них задається і зберігається у вигляді потенціалів. Як комплектуючі вироби використовуються вимірювальні та операційні підсилювачі постійного струму.

Порівнюючи вказані системи, необхідно відзначити, що системи числового програмного керування найбільшою мірою використовують функціональні можливості роботів, здійснюючи контроль маніпулювання і параметрів зовнішнього середовища з обробкою та передачею їх значень на пристрої відображення інформації.

За об'ємом інформації і управляючою програмою розрізняють жорсткопрограмовані і адаптивні системи керування. У перших системах управляюча програма містить об'єм інформації, незмінний і некоректований ні в процесі функціонування робота, ні при зміні параметрів зовнішнього середовища. У адаптивних системах не обов'язкове однофазове введення повної інформації по технологічному процесу і про зовнішнє середовище. Ці системи допускають введення додаткової інформації під час виконання роботом технологічного процесу, що полегшує програмування і зменшує об'єм пам'яті системи керування.

Програмування робота здійснюється одним з методів: навчанням, розрахунком програми керування або самонавчанням. Управляюча програма при використуванні методу навчання формується в режимі діалогу системи програмного керування з оператором. Останній за допомогою ручного пульта забезпечує послідовне виконання (відробіток) роботом технологічних операцій і занесення отриманої інформації в пристрій пам'яті.

Розрахунок програми керування виконується завчасно або на обчислювальному комп'ютері, або в самій системі програмного керування за допомогою бортового процесора по вказівках оператора.

Метод самонавчання передбачає формування програми керування системою сприйняття зовнішнього середовища. Отримана інформація аналізується, заноситься в пам'ять і видається у вигляді команд.

Керування роботом в загальному вигляді включає: програмування операцій технологічного процесу, запам'ятовування програми, її відтворення і відпрацювання. Під програмуванням розуміють сукупність дій по складанню, введенню і налагодженню керуючої програми робота.

Запам'ятовування програми є способом її збереження в пристрої пам'яті на заданий період часу. Об'ємом пам'яті визначаються всі дії робота. Вона складається з оперативної і зовнішньої пам'яті. Об'єм



оперативної пам'яті запам'ятовувального пристрою – це найбільша кількість інформації керуючої програми, що використовується для керування роботом. Об'єм зовнішнього запам'ятовувального пристрою – це максимальна кількість інформації, яка може зберігатися протягом заданого часу на носії програми.

Відтворення програми – це процес читання інформації з пам'яті пристрою пам'яті і передачі на виконання механізмам робота. Читання інформації може виконуватись або у визначеній і наперед обумовленій послідовності, або зі зміною порядку читання інформації. Перший спосіб застосовується для простих робіт, другий – для універсальних, що враховують зміни зовнішніх умов.

Відпрацювання програми включає досягнення необхідних параметрів переміщення механізмів маніпуляторів і обслуговуваного устаткування. До таких параметрів відносяться: швидкість, прискорення, положення механізму в просторі, час зупинок та ін. Для оцінки і підтримки тимчасових, просторових і швидкісних параметрів застосовуються різні лічильники часу, слідкуючі контури, датчики зворотного зв'язку, зокрема: таймери, потенціометри, тахогенератори та ін.

До основних технічних характеристик систем керування роботів відносяться:

- тип системи програмного керування і вживаного приводу;
- метод програмування і об'єм пам'яті;
- вид енергоносія;
- конструктивне виконання і програмне забезпечення та ін.

Вважається, що для простих по функціональних можливостях робіт технічно необхідне циклове програмування. Для робіт з складнішими виробничими задачами економічно ефективніше контурне програмне керування (процеси фарбування та зварювання). Аналогічно розв'язується питання і з вибором типу приводу.

Для засобів роботизації, що використовуються в будівельному виробництві найприйнятнішим програмуванням вважається метод навчання безпосередньо у робота-маніпулятора.

Об'єм пам'яті, як вже наголошувалося, визначає не тільки функціональні можливості системи керування, але і характер та складність маніпуляцій роботизованого засобу. При цьому враховується спосіб представлення інформації: циклові, числові і інші системи керування. Так, для значного числа циклових систем керування об'єм пам'яті характеризується числом команд керування роботом, а для числових систем позиційного і контурного керування – найбільшим числом кадрів постійного формату. При постійному форматі кадру забезпечується вся повнота інформації, необхідна для відробітку кадру керуючої програми. До складу інформації входять:

необхідні просторові положення ланок маніпулятора; послідовність руху і паузи.

Вид енергоносія характеризує придатність системи до умов експлуатації. Так, при використанні пристрою у вибухонебезпечному середовищі технічно доцільне застосування струменевих систем керування, виготовлених з використанням елементів пневмоніки, для керування пневматичними роботами.

## 7.2. Блок-схеми системи керування маніпулятором

Структурна схема більшості роботів, що жорстко програмуються, може бути подана блок-схемою (рис. 7.1), яка має виконавчі механізми привода, пульт керування, перетворювач, датчики положення і «блок пам'яті».

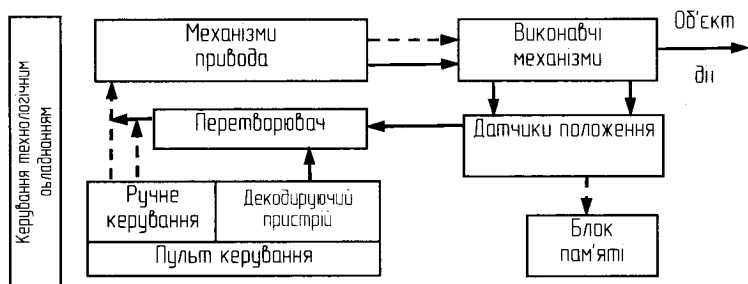


Рис. 7.1. Блок-схема керування роботом

Для виконання цілеспрямованих дій робот повинен мати програму, записану на програмоносії у певному коді, або, як кажуть, робот має бути «навчений». Введення програми здійснюється оператором, для чого він перемикає пульт на ручне керування і послідовно виконує весь цикл дій. При цьому датчики положення (зворотного зв'язку) передають сигнали у «пам'ять» робота, де виконується запис їх у вигляді програми. Після введення програми в блок керування пульт керування переводиться на робочий (автоматичний) режим роботи.

Усі відомі маніпулятори мають або ручне керування, або автоматичне. Однією з важливих вимог до систем ручного керування маніпулятором є можливість його «відчутливості», тобто контроль зусиль на виконавчому органі, як у прямому напрямі (від оператора) – зусилля, що створюється виконавчим органом, так і в зворотному – зусилля, що створюється зовнішніми навантаженнями на виконавчий орган.

Для дистанційного керування кожним «ступенем вільності» виконавчих органів маніпулятора застосовуються силові слідкуючі

системи, основною відмінністю яких від звичайних слідкуючих систем є властивість відображення на задаючому органі зусилля, що розвивається виконавчим органом. При цьому розрізняють два принципово різних види силових слідкувальних систем: системи з пасивним відображенням зусилля і системи з активним відображенням зусилля – обернені слідкувальні системи.

Системи з пасивним відображенням зусилля дозволяють оператору відчувати зусилля, що розвиваються виконавчим органом лише в процесі зміни положення органу керування. При цьому зворотний зв'язок не виявляє ніякої дії на положення органу керування. Імітація властивості руки людини досить неповна. Незважаючи на зазначені недоліки, ці системи в зв'язку з простотою структури можуть застосовуватися в копіювальних маніпуляторах.

Обернені слідкуючі системи забезпечують найповнішу імітацію властивостей руки людини і мають одночасно властивості активного відображення зусилля і оберненості з точки зору слідкування за положенням органу керування, тобто вона є двосторонньою, оскільки її слідкуючий привід передає рух у двох напрямках. На рис. 7.2 показано блок-схему оберненої слідкуючої системи. Оператор прикладає до органів керування момент  $M_{oi}$ , який перетворюється в керуючу дію  $\alpha_{oi}$ . Будова відображення зусилля вимірює момент  $M_{ni}$  на виході приводу виконавчого механізму і впливає на органи керування моментом  $M_{ni}^i$  під дією якого величина переміщення ланок останніх приводиться у відповідність з переміщенням керуючого органу.

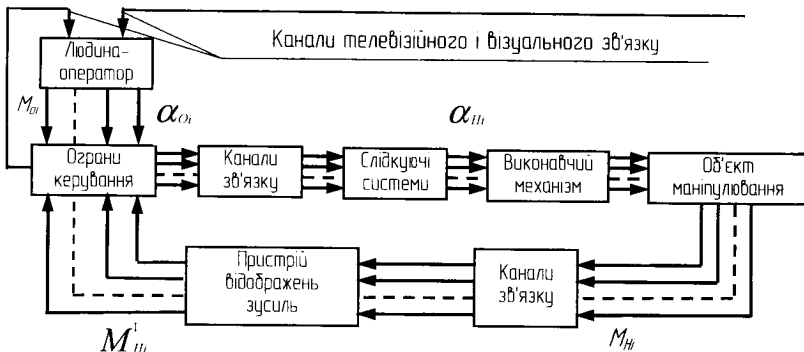


Рис. 7.2. Блок-схема оберненої слідкувальної системи

Системи автоматичного керування маніпуляторами в принципі не відрізняються від систем керування промисловими роботами, тобто вони ґрунтуються на застосуванні програм та комп'ютерів і мають два основних режими роботи: режим навчання і робочий режим. На рис. 7.3

показано блок-схему маніпулятора з програмовим керуванням. Маніпулятор складається з виконавчого механізму, датчиків положення ланок і обчислювальної машини. В режимі навчання оператор за допомогою додаткової навчальної системи проводить виконавчий механізм маніпулятора через потрібну послідовність робочих рухів. При цьому записана програма робочих рухів виконавчого органу вводить у запам'ятовуючий пристрій (на блок-схемі ключ 1 замкнутий, ключі 2, 3 розімкнуті). Для переходу на робочий (автоматичний) режим досить ключі 2, 3 замкнути, а ключ 1 розімкнути, після чого маніпулятор працює відповідно до введеної у запам'ятовуючий пристрій програми. Темп роботи маніпулятора регулюється керуючим пристроєм. Щоб досягти мінімуму помилок у відпрацьованих програмах, в системі керування передбачено найпростіший обчислювальний пристрій, що дозволяє вводити корекцію в темп роботи маніпулятора.

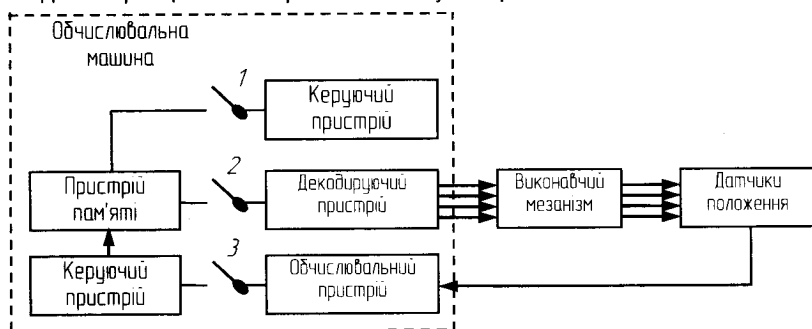


Рис. 7.3. Блок-схема програмованого керування маніпулятором

### 7.3. Структура системи цифрового керування приводом для однокоординатного об'єкту регулювання

Слідуючі приводи створюються, як правило, на основі керувальних ЕОМ та є цифровими слідкувальними приводами (ЦСПП), які характеризуються наявністю двох основних частин: цифрової та безперервної (рис. 7.4).

Основним елементом цифрової частини ЦСПП є керуюча ЕОМ, у якості якої широко використовуються вільно програмовані контролери (ВПК), орієнтовані на розв'язування конкретної технологічної задачі та поділені на класичні ВПК (PLC) та промислові (IPC).

Керуюча ЕОМ (КЕОМ) призначена для перетворення інформації про бажаний та поточний стан об'єкту регулювання до регулюючої дії, що подається до безперервної частини та забезпечує досягнення мети керування. Вона також служить для безпосереднього керування у режимі реального часу аналоговими виконавчими пристроями ЦСПП,

наприклад, пневморозподільниками, які є одночасно перетворювачами енергії та підсилувачами потужності.

Керуюча ЕОМ працює циклічно, підпорядковуючись синхронним сигналам таймера, які подаються через рівні проміжки часу. Таким чином, у ЦСПП відбувається квантування сигналів за часом і вони можуть бути віднесені до класу імпульсних систем.

КЕОМ представляють собою дискретно діючі пристрої, що реалізують деяку систему алгоритмів цифрового керування.

Вказані алгоритми характеризують потрібне перетворення інформації внаслідок виконання арифметичних та логічних операцій з числами, за допомогою чого координуються дані про змінні стани та дії, прикладені до елементів СПП. Завдяки цьому функції керування, котрі в аналоговому СПП забезпечуються за допомогою безперервних коректувальних пристроїв, відтворюються у ЦСПП програмно. Реалізація алгоритмів керування забезпечується двома взаємопов'язаними компонентами – апаратним і програмним забезпеченням КЕОМ. Важливим елементом є таймер, необхідний для синхронізації за часом усіх процесів, що відбуваються у ЦСПП, та реалізації цифрового керування за реальним часом.

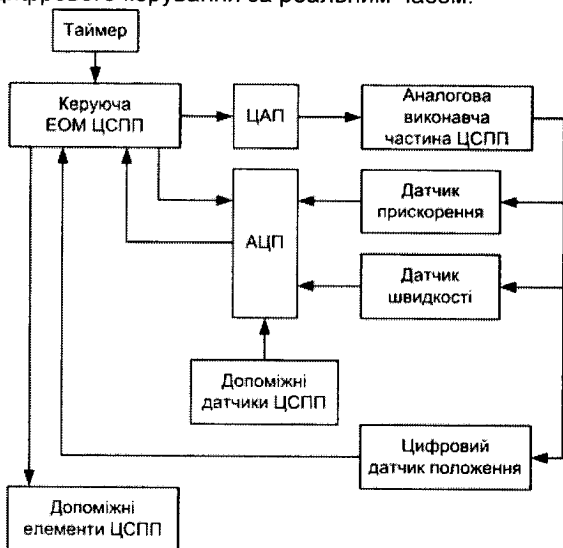


Рис. 7.4. Структура ЦСПП однокоординатного об'єкту регулювання

Використання КЕОМ у складі ЦСПП дає низку переваг у порівнянні із застосуванням аналогових засобів регулювання. Цифрова система керування приводом, якій властива значна функціональна гнучкість, забезпечує отримання ЦСПП, здатного працювати у декількох режимах. Перемикання режимів та зміна структури і значень

параметрів програмно реалізованих пристроїв може здійснюватися у широких межах за незмінного складу апаратних засобів ЦСПП.

Завдяки мінімізації кількості зовнішніх з'єднань сучасні керуючі мікрокомп'ютери мають більш високу надійність у порівнянні з системами, виконаними на інших елементах. Їх розміри та маса значно менші, ніж параметри керуючих аналогових пристроїв, а застосування їх замість аналогових більш економічно виправдано, тому що вони безперервно дешевшають.

Для ЦСПП характерне використання багаторозрядних цифрових датчиків, що мають високу розрізняльну здатність.

ЦСПП складається з основних і допоміжних елементів. Її основними елементами є попередній підсилювач з послідовним коректувальним пристроєм, підсилювач потужності, виконавчий двигун, механічна передача (за наявності), об'єкт регулювання та аналогові датчики сигналів зворотних зв'язків за положенням об'єкту регулювання, швидкості та прискорення вихідної ланки ВПД. До допоміжних елементів, з якими взаємодіє КЕОМ, можуть відноситися датчики температури робочого та навколишнього середовища, реле вмикання та вимкнення живлення, зовнішні перемикачі, які використовуються для задавання режиму роботи ЦСПП при його налаштуванні, світлодіодні дисплеї, на які виводиться оперативна інформація про стан апаратури ЦСПП тощо.

Оскільки ЦСПП представляє собою динамічну систему, утворену взаємодіючими один з одним цифровими та аналоговими елементами, велике значення має організація з'єднань КЕОМ з безперервною частиною ЦСПП, яка здійснюється за допомогою аналого-цифрових (АЦП) та цифро-аналогових (ЦАП) перетворювачів. Для введення до КЕОМ безперервних сигналів використовуються, як правило, багатоканальні АЦП, а для виведення сигналів керування на безперервні виконавчі елементи – ЦАП.

У випадку використання у ЦСПП аналогового ДЗЗ (наприклад, потенціометричного), він підключається до КЕОМ також через АЦП.

Імпульсні або кодові ДЗЗ, які відносяться до пристроїв дискретного типу, не потребують застосування АЦП. Їх вихідні дискретні сигнали можуть безпосередньо вводитися до КЕОМ та ефективно нею оброблятися. Але через недостатню швидкість КЕОМ, імпульсні датчики часто потребують спеціальних пристроїв попередньої обробки їх сигналів для апаратного підрахунку імпульсів та обчислення коду положення.

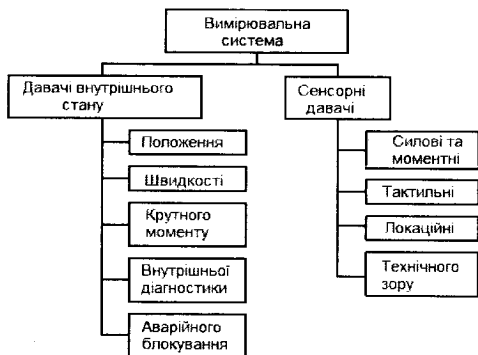


Рис. 7.5. Структура інформаційної системи робота

При синтезі системи збору інформації для робота необхідно виділити її тактичні рівні внутрішньої та зовнішньої обробки інформації, що значно прискорює відпрацювання заданих функцій робота. На рис. 7.5 представлено загальну структурну схему будови системи збору даних для робота.

#### 7.4. Структура системи цифрового керування слідувальними приводами багатокоординатного об'єкту регулювання

При створенні ЦСПП доводиться враховувати той факт, що численні об'єкти регулювання є багатокоординатними і для керування ними потрібні декілька ЦСПП, що входять до одного комплексу, структура якого виявляється більш складною і може налічувати декілька КЕОМ.

В залежності від кількості КЕОМ та характеру взаємодії апаратури ЦСПП з ЕОМ верхнього рівня керування розрізняють структури ЦСПП з централізованим та децентралізованим керуванням.

У системах з централізованим керуванням функції керування ЦСПП комплексу, у тому числі обчислення розузгоджень та формування сигналів, що подаються до підсилювачів потужності, забезпечує єдина КЕОМ, що включена до контурів керування усіх ЦСПП, які входять до комплексу. Така КЕОМ, розв'язуючи задачу координації рухів об'єкту регулювання та являючись КЕОМ верхнього рівня керування, працює у режимі розділення часу, по чергово обслуговуючи окремі ЦСПП комплексу.

За децентралізованого керування ЦСПП система має декілька КЕОМ та ієрархічну структуру. Кожний ЦСПП містить у контурі керування локальну КЕОМ, яка здійснює прийом керуючої дії від КЕОМ верхнього рівня, обчислення розузгодження, формування сигналу керування підсилювачем потужності та інші операції. Локальні КЕОМ передають до КЕОМ верхнього рівня інформацію про стан об'єкту регулювання, необхідну для узгодженого керування ЦСПП комплексу.

Локальні КЕОМ або мікроконтролери містять усі необхідні обчислювальні та інтерфейси і компоненти.

Вибір принципу керування групою (комплексом) ЦСПП заснований на врахуванні наступних міркувань.

При централізованому керуванні одна КЕОМ виконує функції керування усіма ЦСПП комплексу, тому обчислювальне навантаження на неї значно більше, ніж на локальну КЕОМ, призначену для керування одним ЦСПП. Це приводить до зниження максимальної реалізованої частоти квантування за часом і може вимагати спрощення алгоритмів заради забезпечення процесів регулювання у режимі реального часу.

Реалізація принципу децентралізованого керування забезпечує розпаралелювання обчислень і тому дозволяє підвищити частоту квантування або ускладнити за необхідності алгоритми, що позитивно впливає на якість кожного ЦСПП та усієї системи керування рухом багатокоординатного об'єкту регулювання. Ця обставина часто є вирішальною, тому сучасні ЦСПП, як правило, обладнуються локальними КЕОМ (вільно програмованими контролерами). Але зі зростанням числа КЕОМ зростає вартість системи, ускладнюється організація процесів обміну даними та знижується надійність через збільшення кількості зв'язків між елементами системи. Для керування складним багатокоординатним динамічним об'єктом звичайно необхідно враховувати інформацію про всі його координати в одному алгоритмі. У цьому випадку використання єдиної КЕОМ, яка дає більшу гнучкість програмного керування, є переважним, хоча вимоги до її продуктивності можуть виявитися надмірно високими.

Компромісним варіантом структури керування ЦСПП, якому властиве прийнятне сполучення надійності, вартості та продуктивності, може служити структура з комбінацією принципів централізованого та децентралізованого керування, представлена на рис. 7.6. У цьому випадку КЕОМ верхнього рівня розв'язує тільки задачі формування керуючих дій у відповідності з концепцією децентралізованого керування і пов'язана з високопродуктивними контролерами груп ЦСПП, які обслуговують декілька ЦСПП. Як правило, контролер групи ЦСПП взаємодіє з декількома локальними контролерами, кожний з яких входить до складу відповідного ЦСПП і може містити, у свою чергу, один або декілька процесорів.



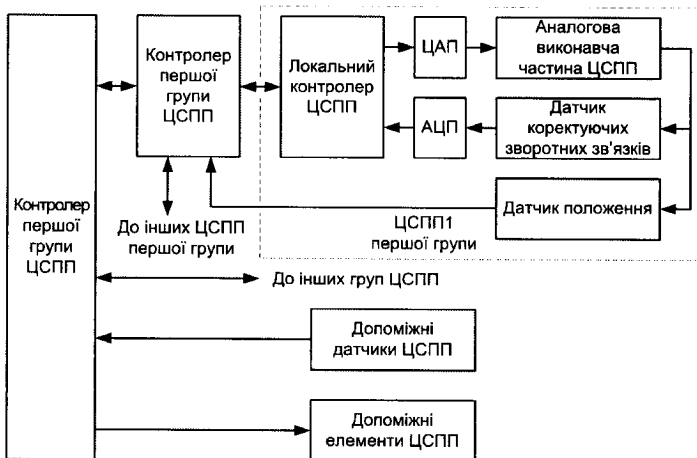


Рис. 7.6. Структура ЦСПП для багатокоординатного об'єкту регулювання

Отже, має місце каскадне ввімкнення керуючих цифрових пристроїв. Датчики головних зворотних зв'язків звичайно підключаються до контролерів груп, що реалізують функції регулювання положення для усіх пов'язаних з ними ЦСПП та забезпечують по відношенню до них централізоване керування. Здійснити керування декількома ЦСПП від одного контролера дозволяє висока продуктивність сучасних цифрових сигнальних процесорів.

### Питання для самоперевірки

1. Які способи керування роботами бувають?
2. В чому полягає суть програмного керування?
3. Які переваги програмного керування?
4. Що означає циклове керування?
5. Яка структура системи цифрового слідкувального керування для однокоординатного об'єкта?
6. Яка структура системи цифрового слідкувального керування для багатокоординатного об'єкта?

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Юревич Е. И.* Основы робототехники. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985, – 271 с.
2. *Спину Г. А.* Промышленные роботы. Конструирование и применение: Учеб. пособие. – К.: Выща школа, 1991, – 311 с.
3. *Юревич Е. И.* ЦНИИ РТК. История создания и развития. – Санкт-Петербург, СПбГТУ, 1999, – 250 с.
4. *Юревич Е. И.* Основы робототехники. – 2-е изд., – БХВ-Петербург, 2005, – 203 с.
5. *Козырев Ю. Г.* Промышленные роботы: Справ. – 2-е изд., - М.: Машиностроение, 1988, – 392 с.
6. *Фролов К. В., Воробьев Е. И.* Механика промышленных роботов. В трех книгах. Книга 2. Основы конструирования. – М.: Выща школа, 1988, – 367 с.
7. *Фролов К. В., Воробьев Е. И.* Механика промышленных роботов. В трех книгах. Книга 3. Основы конструирования. – М.: Выща школа, 1988, – 304 с.
8. *Кореняко А. С.* Теория механизмов и машин. – К.: Выща школа, 1976, – 444 с.
9. *Артоболевский И. И.* Теория механизмов и машин. Учебник для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988, – 640 с.
10. *Хмара Л. А., Стефанов И. А., Уваров Е. П.* Роботизация строительных процессов. Луганск, Глобус. 2002, – 408 с.
11. *Боренштейн Ю. П.* Исполнительные механизмы захватывающих устройств. Л.:, 1982, – 280 с.
12. *Саркисян Ю. Л.* Кинематический синтез пространственных стержневых механизмов // Кинематика, динамика и точность механизмов М.:, 1984, – 298 с.
13. *Агейкин Д. И., Костина Е. Н., Кузнецов Н. Н.* Датчики контроля и регулирования. Справочные материалы. – 2-е изд. М.: Машиностроение, 1965, – 928 с.
14. *Пелевін Л. Є., Балака М. М., Аржаєв Г. О.* Мехатронні системи гідропневмоавтоматики. – К.: Аграр Медіа Груп, 2014. – 192 с.
15. *Пелевін Л. Є., Міщук Д. О., Рашківський В. П., Горбатюк Є. В., Аржаєв Г. О., Красніков В. Ф.* Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика. – КНУБА, МОНУ. Київ, 2015. – 340 с.
16. *Дж. Ловин.* Создаем робота-андроида своими руками. М.: ДМК-пресс, 2007, - 312 с.

Навчальне видання

**Пелевін** Леонід Євгенович  
**Почка** Костянтин Іванович  
**Гаркавенко** Олександр Миколайович  
**Міщук** Дмитро Олександрович  
**Русан** Ігор Володимирович

## **СИНТЕЗ РОБОТОТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ В МАШИНОБУДУВАННІ**

Підручник

Підписано до друку 25.03.2016 р.  
Формат 60x84/16 Папір офсетний  
Ум.-друк. арк. 18.72. Наклад 300 прим. Зам № 2503/16

Видавець: ТОВ "НВП "Інтерсервіс",  
Київ, вул. Бориспільська, 9,  
Свідоцтво: серія ДК №3534 від 24.07.2009 р.

Виготовлювач: СПД Андрієвська Л.В.  
м. Київ, вул. Бориспільська, 9,  
Свідоцтво: серія В03 №919546 від 19.09.2004 р.



### **Пелевін Леонід Євгенійович**

Завідувач кафедри будівельних машин ім. Ю. О. Ветрова Київського національного університету будівництва і архітектури, кандидат технічних наук, професор, дійсний член Академії будівництва України, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, премії Академії будівництва України ім. М. С. Буднікова. Автор понад 600 наукових, методичних праць та довідників, серед яких 32 підручників та навчальних посібників, 5 монографій, більше 200 авторських свідоцтв на винаходи і патентів України.



### **Почка Костянтин Іванович**

Завідувач кафедри основ професійного навчання Київського національного університету будівництва і архітектури, кандидат технічних наук, доцент, член-кореспондент Академії будівництва України. Автор 180 наукових та методичних праць, серед яких 4 навчальних посібника, 1 монографія, 36 патентів України на винаходи та корисні моделі.



### **Гаркавенко Олександр Миколайович**

Доцент кафедри основ професійного навчання Київського національного університету будівництва і архітектури, дійсний член Академії будівництва України. Автор понад 120 наукових, методичних праць та довідників, серед яких 23 підручників та навчальних посібників, 2 монографії, 30 авторських свідоцтв на винаходи та патентів України.



### **Мішук Дмитро Олександрович**

Доцент кафедри будівельних машин ім. Ю. О. Ветрова Київського національного університету будівництва і архітектури, кандидат технічних наук, член-кореспондент Академії будівництва України. Автор 59 наукових та методичних праць, серед яких 1 монографія, 1 підручник, 14 патентів України на винаходи та корисні моделі.



### **Русан Ігор Володимирович**

Доцент кафедри будівельних машин ім. Ю. О. Ветрова Київського національного університету будівництва і архітектури, кандидат технічних наук, дійсний член Академії будівництва України. Автор понад 70 наукових, методичних праць та довідників, серед яких 9 підручників та навчальних посібників, 11 авторських свідоцтв на винаходи та патентів України.