

**ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»**

**ДЕТАЛІ МЕХАТРОННИХ МОДУЛІВ, РОБОТІВ ТА ЇХ
КОНСТРУЮВАННЯ**

**курс лекцій з навчальної дисципліни
«Деталі мехатронних модулів,
роботів та їх конструювання»**

**Частина 1. Загальні дані про роботів та розрахунок та
конструювання простих механічних систем промислових
роботів**

Запоріжжя 2024



УДК 681.5(072)
Дет 38

Рекомендовано Науково-методичною радою
ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ
ПОЛІТЕХНІКА»
(протокол №8 від 12.07.2024 р)

Укладач
Цимбал Б. М., доктор наук з державного управління, доцент.

Рецензенти:

Погребняк А. – доктор технічних наук, доцент, професор кафедри туризму та готельно-ресторанної справи Університету митної справи та фінансів.

Дет 38 Деталі мехатронних модулів, роботів та їх конструювання : курс лекцій з дисципліни «Деталі мехатронних модулів, роботів та їх конструювання». Частина 1. Загальні дані про роботів та розрахунок та конструювання простих механічних систем промислових роботів / уклад. Б. М. Цимбал. Запоріжжя : ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА», 2024. 141 с.

В курсі лекцій розглянуто загальні відомості про роботи, питання розрахунку та конструювання їх механічних систем: схватів, маніпуляторів, деталей та ланок механізмів. Сформульовано вимоги до інформаційно-вимірювальних, приводних та керуючих систем роботів, надано методики розрахунку та вибору елементів та механізмів цих систем, наведено їх типові структури та компоновання. Коротко представлена технологія виготовлення деталей та механізмів роботів.

УДК 681.5(072)

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	5
ТЕМА 1. ВСТУП В КОНСТРУЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МЕХАТРОНИЧНИХ МОДУЛІВ ТА РОБОТІВ	7
1.1 Структура та складові елементи промислового робота.....	7
1.2 Класифікація ПР.....	13
1.3 Механічні системи ПР.....	14
Контрольні запитання до теми 1.....	18
Використана література.....	19
ТЕМА 2. ЗАГАЛЬНІ ДАНІ ПРО ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ	20
2.1 Приводи промислових роботів.....	20
2.2 Пристрої керування промислових роботів.....	24
2.3 Інформаційно-вимірювальні пристрої роботів.....	25
Контрольні запитання до теми 2.....	30
Використана література.....	31
ТЕМА 3. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ КОНСТРУЮВАННЯ ВУЗЛІВ ТА ДЕТАЛЕЙ РОБОТІВ	32
3.1 Принципи конструювання роботів.....	32
3.2 Машинне проектування деталей ПР.....	44
Контрольні запитання до теми 3.....	46
Використана література.....	47
ТЕМА 4. МЕТОДИ ЗНИЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ МЕХАНІЧНИХ КОЛИВАНЬ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ	48
4.1 Загальні питання методів зниження інтенсивності механічних коливань ПР.....	48
4.2 Віброзахист та віброізоляція.....	49
4.3 Введення додаткових сигналів у закони управління приводами ПР.....	52
Контрольні запитання до теми 4.....	54
Використана література.....	55
ТЕМА 5. ЗАХВАТНІ ПРИСТРОЇ	56
5.1 Основні види захватних пристроїв.....	56
5.2 Кінематика зв'язку захоплююче пристрій – об'єкт.....	59
5.3 Конструкції ЗП.....	60
5.4 Універсальні ЗП.....	68
Контрольні запитання до теми 5.....	78
Використана література.....	79
ТЕМА 6. РОЗРАХУНОК ЗП	80
6.1 Розрахунок ЗП, які підтримують.....	80
6.2 Розрахунок схоплюючих ЗП.....	86
Контрольні запитання до теми 6.....	102
Використана література.....	103



ТЕМА 7. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ.....	104
7.1 Розрахунок циліндричних зубчастих передач	104
7.2 Хвильові зубчасті передачі	110
Контрольні запитання до теми 7.....	116
Використана література.....	116
ТЕМА 8. ГВИНТОВІ МЕХАНІЗМИ	118
8.1 Передачі гвинт – гайка	118
8.2 Проєктування гвинтових передач	125
Контрольні запитання до теми 8.....	138
Використана література.....	139

ВСТУП

Курс лекцій з дисципліни "Деталі мехатронних модулів, роботів та їх конструювання" є надзвичайно актуальним і важливим аспектом інженерингової освіти в сучасному світі. Він не лише віддзеркалює технологічний прогрес у галузі гірництва та металургії, але й розвиває теоретичні та практичні навички, необхідні для вирішення викликів цієї індустрії. Він сприяє формуванню у здобувачів вищої освіти основних понять про загальні методи розрахунків і проектування нового надійного, конкурентноспроможного і економічного машинобудівного обладнання. Курс призначений для набуття здобувачами вищої освіти вміння аналізувати та обирати технічні та програмні засоби для задач проектування і розрахунків деталей мехатронних модулів та роботів.

Особливістю даного курсу лекцій є підготовка фахівців до комплексного вирішення завдань при проектуванні деталей і вузлів мехатронних модулів, роботів та їх конструювання з використанням сучасного програмного та апаратного забезпечення.

Набуті навички дозволять виконати дослідження в рамках виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи з використанням сучасних методів обґрунтування прийнятих рішень.

Даний курс лекцій допоможе у формуванні необхідних компетенцій щодо організації та проведення досліджень і дозволить приймати обґрунтовані рішення.

В якості основних результатів навчання очікуються:

- Здійснювати інженерні розрахунки для вирішення складних задач і практичних проблем у галузевому машинобудуванні.
- Відшуковувати потрібну наукову і технічну інформацію в доступних джерелах, зокрема, іноземною мовою, аналізувати і оцінювати її.
- Розробляти деталі та вузли машин із застосуванням систем автоматизованого проектування.

Відповідності програмних результатів вивчення дисципліни компетентностям та програмним результатам, визначеним освітніми програмами, для яких ця дисципліна є обов'язковою (таблиця 1).

Таблиця 1 – Таблиця відповідності програмних результатів вивчення дисципліни компетентностям та програмним результатам, визначеним освітніми програмами, для яких ця дисципліна є обов'язковою

ОПП	Компетентності	ПРН
Мехатроніка у гірничо-металургійному комплексі (спеціальність 133 Галузеве маши-	ФК1. Здатність застосувати типові аналітичні методи та комп'ютерні програмні засоби для розв'язування інженерних завдань галузевого ма-	4 Здійснювати інженерні розрахунки для вирішення складних задач і практичних проблем у галузевому машинобудуванні.



ОПП	Компетентності	ПРН
нобудування	шинобудування, ефективні кількісні методи математики, фізики, інженерних наук, а також відповідне комп'ютерне програмне забезпечення для розв'язування інженерних задач галузевого машинобудування. ФК11. Здатність проєктувати мехатронні системи, засоби інформаційно-вимірювальної техніки та описувати принцип їх роботи.	6 Відшукувати потрібну наукову і технічну інформацію в доступних джерелах, зокрема, іноземною мовою, аналізувати і оцінювати її. 14 Розробляти деталі та вузли машин із застосуванням систем автоматизованого проєктування.

В курсі лекцій розглянуто загальні відомості про роботи, питання розрахунку та конструювання їх механічних систем: схватів, маніпуляторів, деталей та ланок механізмів. Сформульовано вимоги до інформаційно-вимірювальних, приводних та керуючих систем роботів, надано методики розрахунку та вибору елементів та механізмів цих систем, наведено їх типові структури та компонування. Коротко представлена технологія виготовлення деталей та механізмів роботів.



ТЕМА 1

ВСТУП В КОНСТРУЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МЕХАТРОННИХ МОДУЛІВ ТА РОБОТІВ

Метою вивчення теми є ознайомлення зі структурою та складовими елементами промислового робота, класифікація промислових роботів та аналіз механічних систем промислових роботів.

Завдання вивчення теми збігаються з переліком питань для розгляду, що наведений нижче.

Перелік питань до розгляду

- 1.1 Структура та складові елементи промислового робота
- 1.2 Класифікація ПР
- 1.3 Механічні системи ПР

1.1 Структура та складові елементи промислового робота

Характерна риса сучасного етапу науково-технічного прогресу – комплексна автоматизація виробництва на основі впровадження промислових роботів (ПР) і гнучких виробничих систем (ГВС). Завдяки науково-технічному прогресу в таких галузях, як автоматика, радіоелектроніка, обчислювальна техніка, інформатика, з'явилася можливість розглядати проблему комплексної автоматизації виробничих процесів по-новому — як створення інтегрованих систем, що об'єднують в одне ціле все виробництво . проєктування виробів та технологій до виготовлення продукції та її доставки споживачеві.

Ця тенденція веде до появи високоавтоматизованих цехів і заводів-автоматів, головні особливості яких – широке застосування обчислювальної техніки практично у всіх ланках виробництва, високий рівень автоматизації технологічного обладнання на базі числового програмного управління, усунення ручної праці за рахунок застосування роботи техніки.

Традиційна «жорстка» автоматизація виробничих процесів, сьогодні не задовольняє зростанням потреб суспільства. Застосування спеціалізованого автоматичного обладнання забезпечує тривалий, стабільний випуск продукції строго певного виду і економічно виправдано тільки в умовах масового та великосерійного виробництва, на частку якого припадає 25 % загального обсягу випуску промислової продукції.

Застосування промислових роботів і технологічного обладнання з чисельним програмним управлінням (ЧПУ) дозволяє оперативно перебудовуватися з однієї виконуваної операції на іншу, дає унікальну можливість комплексну автоматизацію дрібносерійного і серійного виробництва, що характеризується великим обсягом і широкою номенклатурою продукції, що випускається.



Сімейство сучасних ПР багато образно за своїм призначенням та зовнішнім виглядом. Однак їх загальною характерною ознакою є наявність одного або кількох маніпуляторів – механічних пристроїв, які в певній мірі відтворюють рухи руки людини, хоча й не обов'язково мають антропоморфну конструкцію.

Слово «робот» придумав відомий чеський письменник Карел Чапек і використав у своїй соціально-фантастичній п'єсі «R.U.R» («Россумські універсальні роботи»), опублікованій у 1920 р. Так були названі механічні робітники, призначені для заміни людей на важкі фізичні роботи. Термін утворений від чеських слів *robot* – важка підневільна праця, панщина та *rob* – раб. З легкої руки К. Чапека це слово узвичаїлося. Сторінками романів забродили людиноподібні роботи.

Американський вчений і письменник, майстер наукової фантастики А. Азимов, мабуть, першим зобразив іншоплюбного, корисного робота і придумав слово «роботикс» (робототехніка). У оповіданні «Мандрівник», опублікованому в 1942 р. у збірці «Вражаюча наукова фантастика», він сформулював три знамениті закони робототехніки:

1. Робот не повинен завдавати шкоди людині або своєю бездіяльністю дозволяти, щоб людині було завдано шкоди.
2. Робот повинен виконувати накази, що віддаються людиною, за винятком тих випадків, коли вони призводять до порушення першого закону.
3. Робот повинен захищати себе, якщо це не порушує першого чи другого закону.

Слід зазначити, що у XVII... XVIII ст. умільці створювали «механічних людей», здатних виконувати прості рухи, відтворювати гру на музичних інструментах, писати і малювати.

До попередників сучасних промислових роботів належать різного роду пристрої для маніпулювання на відстані об'єктами, безпосередній контакт з якими небезпечний або неможливий для людини. Такі маніпулятори з дистанційним управлінням були створені в 1940... 1950 гг. і використовувалися в атомних дослідженнях, а потім в атомній промисловості.

У 1954 р. Дж. Дівол запатентував у США конструкцію універсальної допоміжної машини, яка вважається першим промисловим роботом. На початку 60-х років фірма «Юнімейшн» розпочала виробництво ПР «Юнімейт», а фірма «АМФ Версатран» — ПР «Версатран». Тоді ж виник термін «промисловий робот».

Інші країни приступили до виробництва ПР, в основному за ліцензіями США, дещо пізніше: Великобританія - в 1967 р., Японія і Швеція - в 1968, ФРН - в 1971, Франція - в 1972, Італія - в 1973. За даними П. Скотта, в 1984 р. парк ПР у розвинених капіталістичних країнах налічував: Японія - 16 500 шт., США - 8000, ФРН - 4800, Швеція - 1900, Італія - 1800, Великобританія – 1, Франція - 1500 шт.



Структура робота, що взаємодіє з навколишнім середовищем (НС) та людиною-оператором, спрощено може бути проілюстрована схемою рис. 1.1. Як видно зі схеми, у загальному випадку робот складається з чотирьох систем: виконавчої (рухової), керуючої (інтелектуальної), інформаційно-вимірювальної (сенсорної) та системи зв'язку (мови). До навколишнього середовища промислового робота належать, наприклад, технологічне обладнання, об'єкти маніпулювання, перешкоди в його робочій зоні та ін.

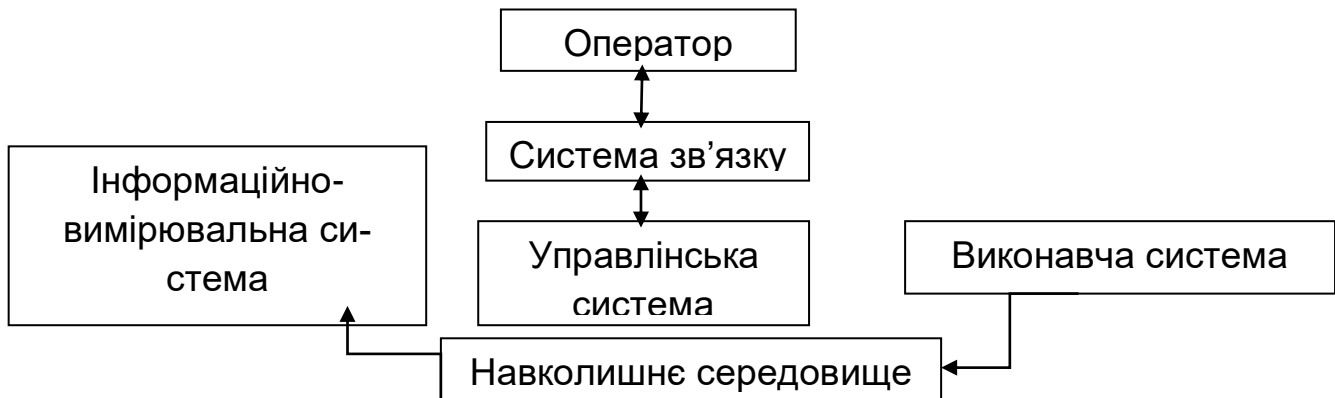


Рисунок 1.1 – Узагальнена структура робота

Виконавча, або рухова, система (ВС) призначена для обробки керуючих сигналів, що формуються керуючою системою. Тим самим забезпечується можливість мети спрямованого впливу робота на навколишнє середовище. Виконавча система визначає динамічні властивості робота, зокрема його здатність здійснювати різноманітні рухи. Як виконавчі системи застосовуються механічні маніпулятори, пристрої пересування, електромагнітні та пневматичні маніпулюючі пристрої.

Інформаційно-вимірювальна, або сенсорна, система (ІВС) служить для сприйняття та перетворення інформації про стан зовнішнього середовища, результати впливу на неї виконавчої системи та стан самого робота відповідно до потреб управління системою. Як елементи сенсорної системи використовуються телевізійні та оптико-електронні пристрої, лазерні та ультразвукові далекоміри, тактильні, силомоментні, контактні та індуктивні датчики, різноманітні датчики положення та швидкості, акселерометри та ін.

Керуюча, або інтелектуальна, система (КС) виконує наступні функції: виробляє закон управління виконавчої влади на основі сигналів зворотного зв'язку від інформаційно-вимірювальної системи; організує спілкування робота з людиною-оператором заданою мовою; планує дії робота та приймає цілеспрямовані рішення. Адаптаційні можливості та інтелектуальні здібності робота залежать головним чином від алгоритмічного та програмного забезпечення його керуючої системи. Керуючі системи роботів створюються на базі ЕОМ або мікропроцесорів, що мають широкий



набір вхідних (аналого-цифрових) і вихідних (цифроаналогових) перетворювачів і каналів зв'язку.

Система зв'язку (СЗ), або мова робота, служить для обміну інформацією між роботом, людиною-оператором, іншими роботами та різними функціональними пристроями (у тому числі технологічним обладнанням) з метою передачі завдань роботу, здійснення діалогу між людиною та роботом, контролю над функціонуванням робота, діагностики несправностей, регламентної перевірки систем робота тощо.

Інформація від людини надходить зазвичай через пристрій введення або пульт управління шляхом натискання людиною кнопки або клавіші, переміщення рукоятки і т. п. Останнім часом все ширше застосовується мовленнєве спілкування (мовленнєві управління), а також введення інформації за допомогою біопотенціалів (біоуправління). Інформація від робота до людини надходить, як правило, у формі світлових та звукових сигналів та передається за допомогою табло, цифрових індикаторів, дисплеїв, телебачення, синтезаторів мови тощо.

Залежно від призначення та розв'язуваних завдань роботи можуть бути поділені на два великі класи: виробничі та дослідницькі.

Виробничі роботи призначені для виконання фізичної роботи (важкої, монотонної, шкідливої та небезпечної), а також окремих видів трудомістких, напружених і стомлювальних розумових робіт (проєктування, інформаційне забезпечення, управління). Для цього класу робіт характерна наявність автоматичних рухових пристроїв. Відповідно до конкретних областей застосування виробничі роботи поділяються на промислові, транспортні, будівельні, сільськогосподарські, побутові та ін.

Промислові роботи, що отримали в даний час переважний розвиток, служать для автоматизації основних та допоміжних технологічних операцій у різних галузях промисловості: машинобудування та приладобудуванні, гірничодобувній, нафтохімічній, металургійній, атомній та ін., при нанесенні покриттів та оздобленні поверхонь, при автоматизації транспортних та складських робіт, процесів контролю та вимірювань.

Дослідницькі роботи призначені для пошуку, збору, переробки та передачі інформації про досліджувані об'єкти. Такі об'єкти можуть перебувати у важкодоступних або небезпечних для людини середовищах – космічному просторі, океанських глибинах, надрах Землі, екстремальних лабораторних умовах, зонах обслуговування термоядерних енергетичних установок і т.п., роботи для радіоактивних зон, екстремальних, лабораторних умов та ін.

У нас в країні в даний час по промисловій робототехніці розроблено і діє ряд основних стандартів. *Промисловий робот (ПР)* – це автоматична машина, стаціонарна або пересувна, що складається з виконавчого пристрою у вигляді маніпулятора, що має кілька ступенів рухливості, і перепрограмованого пристрою програмного управління для виконання у виробничому процесі рухових та керуючих функцій.



Маніпулятор – керований пристрій для виконання рухових функцій, аналогічних функції руки людини при переміщенні об'єктів у просторі, оснащене робочим органом .

Робочий орган ПР – складова частина його виконавчого устрою для безпосереднього виконання технологічних операцій та (або) допоміжних переходів. Прикладами робочого органу можуть бути складальний інструмент , зварювальні кліщі, фарбувальний пістолет, захватний пристрій.

Пристрій управління ПР – складова частина робота для формування та видачі керуючих впливів виконавчого пристрою відповідно до керуючої програми. *Перепрограмованість пристрою управління (або робота)* – це властивість робота замінювати програму автоматично або за допомогою людини-оператора. До перепрограмування відноситься зміна послідовності та (або) значень переміщень за ступенями рухливості та керуючих функцій за допомогою засобів керування на пульті пристрою керування.

Таким чином, з функціональної точки зору промисловий робот складається з виконавчого пристрою (власне маніпулятора) та пристрою керування.

Конструктивне виконання сучасних ПР різноманітне і диктується об'єктивними (призначення, вид технологічного обладнання, характер технологічного процесу, технічні вимоги тощо) і суб'єктивними (кваліфікація та смак конструктора, можливості розробника та його традиції, наявність та рівень комплектуючих виробів тощо) факторами. Тим не менш до теперішнього часу склалися досить певні структура і склад промислових роботів, їх технічні характеристики і своєрідний зовнішній вигляд.

Складові елементи промислового робота з конструктивної погляду представлені на схемі рис. 1.2.

Виконавчий пристрій ПР містить один або кілька механічних маніпуляторів, а також у загальному випадку пристрій пересування. Сам маніпулятор складається з опорних (несучих) конструкцій, маніпуляційної системи (МС), робочих органів, приводів кінематичних пар з поступальними або обертальними переміщеннями маніпуляційної системи, приводів пристроїв пересування та робочих органів.

Опорні конструкції служать для розміщення всіх пристроїв і агрегатів ПР, а також для забезпечення необхідної міцності та жорсткості маніпуляторів. Опорні конструкції виконуються у вигляді основ, корпусів, стійок, рам, візків, порталів тощо.

Маніпуляційна система призначена для перенесення та орієнтації робочого органу або об'єкта маніпулювання в заданій точці робочої зони і є багатоланковим просторовим механізмом із розімкненим кінематичним ланцюгом. Маніпуляційна система визначає форму та обсяг робочої зони ПР, а також характер рухів робочого органу.



Приводи кінематичних пар маніпуляційної системи та робочого органу маніпулятора призначені для перетворення енергії, що підводиться в механічний рух виконавчих ланок маніпулятора відповідно до командних сигналів, що надходять від системи управління ПР. У загальному вигляді приводи містять викорнювальні двигуни (електричні, гідравлічні, пневматичні), передавальні механізми, пристрої управління кожним приводом та джерела енергії.

Пристрій пересування служить для переміщення маніпулятора або робота в цілому в необхідне місце робочого простору і конструктивно складається з ходової частини та приводних пристроїв.

Пристрій управління ПР складається з власне системи управління робота, інформаційно-вимірювальної системи з пристроями зворотного зв'язку та системи зв'язку.

Система управління ПР безпосередньо формує і видає керуючі сигнали і складається з пульта управління, що запам'ятовує і обчислювальних пристроїв, а також блоків управління технологічним обладнанням (і, можливо, приводами).

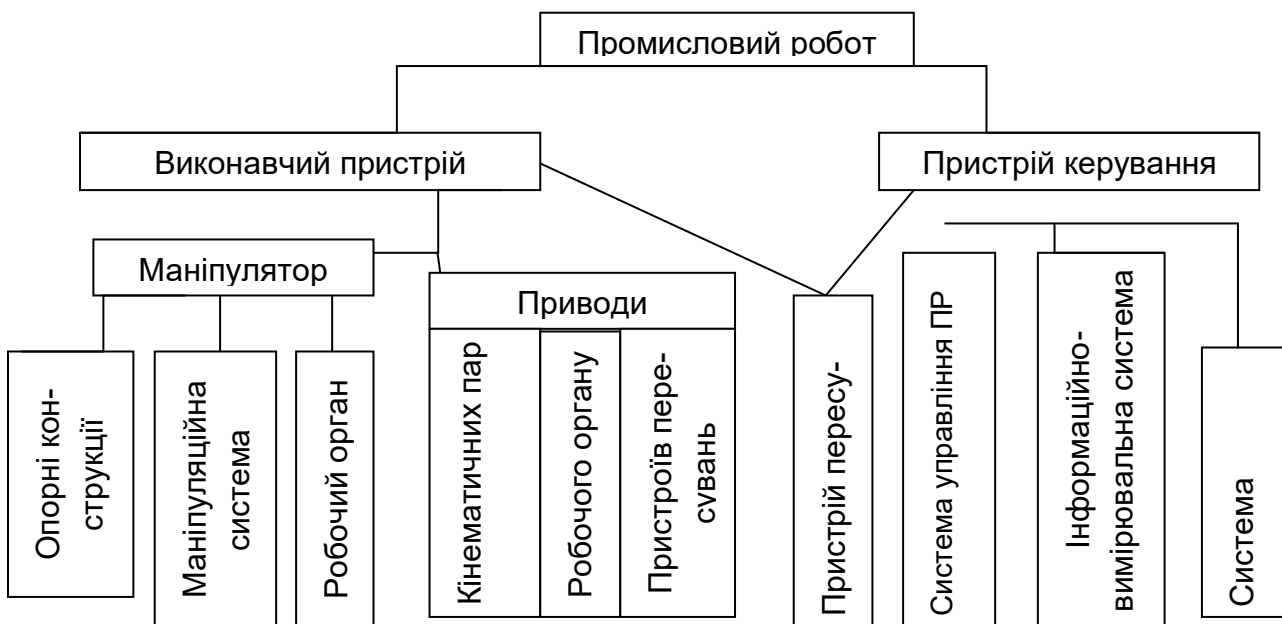


Рисунок 1.2 – Складові елементи промислового робота

Інформаційно-вимірювальна система конструктивно входить до складу пристрою управління ПР і призначена для збору та первинної обробки інформації про стан елементів і механізмів ПР, а також зовнішнього середовища. Ця інформація подається в системі управління ПР. Інформаційно-вимірювальна система включає датчики і пристрої зворотного зв'язку, пристрої порівняння сигналів та ін.

Система зв'язку забезпечує обмін інформацією між ПР, оператором, іншими роботами та технологічним обладнанням.



1.2 Класифікація ПР

Всі промислові роботи незалежно від їх конкретного призначення (зварювальні, фарбувальні, складальні, завантажувально-розвантажувальні тощо) за ознакою спеціалізації діляться на універсальні, спеціалізовані та спеціальні.

Універсальні ПР призначені для виконання різних технологічних операцій і можуть працювати з різними групами моделей технологічного обладнання.

Спеціалізовані ПР мають більш вузьке призначення і призначені для виконання технологічних операцій одного виду, можуть працювати з певною групою моделей технологічного обладнання.

По виду виконуваних технологічних операцій ПР діляться на основні, що здійснюють основні технологічні операції, і допоміжні, що виконують допоміжні технологічні операції з обслуговування технологічного обладнання. Основні роботи відносяться до основного технологічного обладнання, а допоміжні – до засобів автоматизації.

Для більш детальної класифікації використовуються наступні ознаки: вантажопідйомність; число ступенів рухливості; можливість пересування; спосіб встановлення на робочому місці; вид системи координат; вид керування; Метод програмування.

За вантажопідйомністю ПР підрозділяють на такі групи:

- надлегкі – номінальна вантажопідйомність до 1 кг;
- легкі понад 1 до 10 кг;
- середні понад 10 до 200 кг;
- важкі понад 200 до 1000 кг;
- надважкі понад 1000 кг.

За кількістю ступенів рухливості ПР поділяють на:

- роботи з двома ступенями рухливості;
- з трьома;
- з чотирма;
- зі ступенями рухливості більше чотирьох.

По можливості пересування ПР поділяють на стаціонарні та рухомі.

За способом встановлення на робочому місці ПР поділяють на підлогові, підвісні та вбудовані.

За видом систем координат ПР поділяють на роботи, що працюють у:

- прямокутній декартовій системи координат;
- циліндричній системи координат ;
- сферичній системі координат;
- кутовій (ангулярній) системі координат;
- інших системах координат.

За видом приводу ПР поділяють на:

- роботи з електромеханічними приводами;

- роботи з гідравлічними приводами;
- з пневматичними;
- з комбінованими.

За видом управління ПР поділяють на групи та підгрупи:

Підгрупа

- з цикловим управлінням;
- з позиційним управлінням, крім циклового управління;
- з контурним керуванням;
- з позиційним керуванням.
- з контурним керуванням.

За способом програмування ПР поділяють на роботи, що програмуються навчанням, і роботи, що програмуються аналітично.

1.3 Механічні системи ПР

Структурну основу будь-якої машини, зокрема й ПР, утворюють механізми. *Механізм* являє собою сукупність рухомо з'єднаних твердих тіл (ланок), що здійснюють під дією прикладених сил певні доцільні рухи.

Основним структурним елементом механізму є кінематична пара. Під кінематичною парою розуміють з'єднання двох сполучних ланок, що допускають їх відносний рух. Усі кінематичні пари в залежності від числа обмежень, що накладаються на рух однієї ланки пари щодо іншої (умов зв'язку), діляться на 5 класів (від I до V). У конструкціях механізмів роботів зазвичай використовуються кінематичні пари V класу, частіше – обертальні та поступальні, рідше – гвинтові.

Система ланок, з'єднаних між собою кінематичними парами, називається кінематичним ланцюгом. Кінематичні ланцюги бувають замкнуті і розімкнені. Якщо кожна ланка кінематичного ланцюга входить не менше ніж у дві кінематичні пари, то ланцюг замкнутий. Ланцюг називається розімкнутим, якщо в ній є ланка, що входить лише в одну кінематичну пару.

Оскільки вільне тверде тіло має 6 ступенів свободи, загальна кількість ступенів свободи кінематичного ланцюга з k ланок до з'єднання їх у кінематичні пари дорівнює $6k$.

Якщо одна з ланок нерухома, то число ступенів свободи, або рухомості, кінематичного ланцюга:

$$N = 6n - \sum_{i=1}^5 ip_i \quad (1.1)$$

де p_i – число пар аналізованого кінематичного ланцюга; i — номер класу; $n = k - 1$ – число рухомих ланок.

Формула (1.1) визначає число узагальнених координат механізму. Однак застосування її правомірне лише у випадку, коли на рух усіх ла-



нок, що входять до складу механізму, не накладено будь-яких додаткових умов, наприклад, геометричного характеру.

У ПР механічною системою є маніпулятор, що представляє собою просторовий механізм з розімкненим кінематичним ланцюгом. У розімкненому ланцюзі число ступенів рухомості механізму дорівнює сумі ступенів рухливості всіх складових кінематичних пар.

Кінематично механізм маніпулятора складається з трьох основних пристроїв: для позиціонування руки, орієнтації деталі та утримання деталі (досхочу). Відповідно загальна кількість ступенів рухливості маніпулятора складається з числа ступенів рухливості пристроїв для позиціонування та орієнтації деталі.

Збільшення числа ступенів рухливості маніпулятора понад шість надає йому цінну властивість маневреності, під якою розуміють число ступенів рухливості механізму при закріпленому робочому органі. Наявність надлишкових ступенів рухливості дозволяє вибирати найбільш зручний варіант руху, наприклад, при маніпулюванні в присутності перешкод. Однак слід мати на увазі, що збільшення числа керованих координат пов'язане зі значним ускладненням всієї конструкції ПР і неминуче призводить до підвищення його вартості та зниження точності виконання дії.

Незамкнений кінематичний ланцюг і велика кількість ступенів рухливості дозволяють вивести робочий орган ПР у будь-яку точку зони обслуговування – простору, в якому робочий орган виконує свої функції відповідно до призначення промислового робота та встановлених значень його характеристик.

На рухи маніпулятора суттєві обмеження накладають на наявність сторонніх предметів у його зоні обслуговування та апріорну вимогу руху робочого органу по заданій траєкторії. Наведена нижче класифікація можливих рухів робочого органу ПР ілюструється рис. 1.3.

Клас руху робочого органу та обмеження, що накладаються на рухи робочого органу в його зоні обслуговування:

- I обмежень немає (рис. 1.3, а);
- II є нерухомий сторонній об'єкт, який потрібно обійти довільним чином (рис. 1,3, б);
- III робочий орган повинен рухатися по заданій плоскій або просторовій кривій (рис. 1.3, в);
- IV є сторонній об'єкт, а рух необхідний здійснювати за заданою траєкторією (рис. 1.3, г)

Ідеальна форма зони обслуговування - сфера. Однак фактично в зоні обслуговування руху робочого органу перешкоджають деякі структурні та конструктивні обмеження в кінематичних парах, габаритні розміри, характеристики приводів тощо.

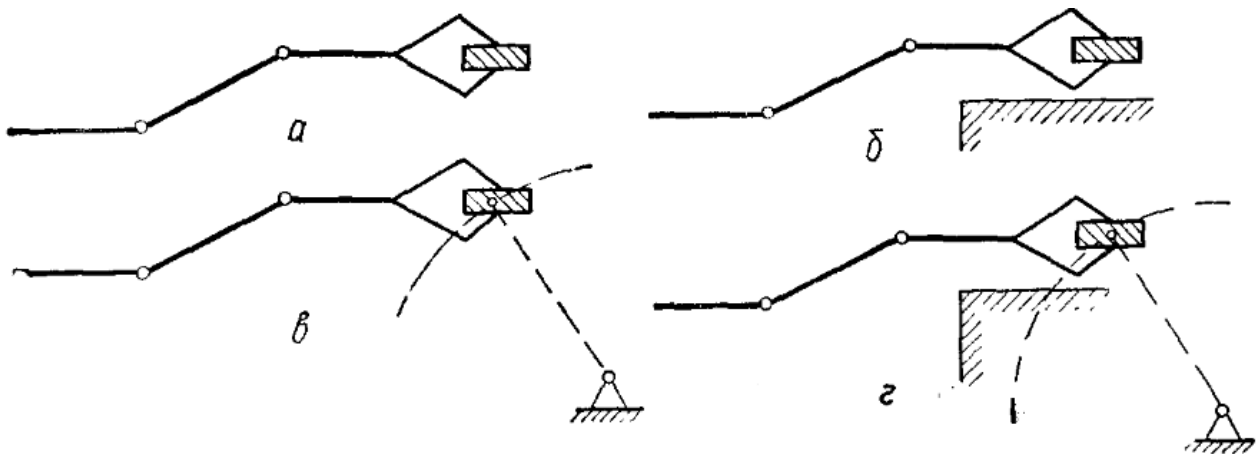


Рисунок 1.3 – Обмеження, що накладаються на рух робочого органу ПР в його зоні обслуговування

Кожній точці робочої зони маніпулятора відповідає деякий тілесний кут ψ , всередині якого робочий орган можливо підвести до точки. Кут ψ називають кутом сервісу, а відношення $\psi/4\pi = 0$ – коефіцієнт сервісу в даній точці. Значення цього коефіцієнта може змінюватися в межах від 0 для точок на межі робочої зони до 1 для точок так званої зони повного (100 %) сервісу, у яких робочий орган здійснює повний сферичний рух.

Повним коефіцієнтом сервісу маніпулятора називають середнє значення коефіцієнта сервісу в робочому обсязі V :

$$\bar{\theta} = \frac{1}{V} \int_V \theta dV.$$

Слід враховувати, що не всякий розімкнений ланцюг, що містить три (або більше) кінематичні пари V класу, забезпечує об'ємні рухи кінцевої точки. Такий рух здійснюється механізмами, кінематичні схеми яких задовольняють хоча б одній з наступних умов:

- 1) є дві обертальні пари, осі яких непаралельні;
- 2) є дві обертальні пари з паралельними осями і поступальна пара, ось якою перпендикулярна до осей обертальних пар;
- 3) є дві поступальні пари з непаралельними осями та обертальна, вісь якої не перпендикулярна до площини, утвореної напрямками осей поступальних пар, або поступальна, вісь якої непаралельна тієї ж площині.

Як же забезпечуються в конструкції ПР такі важливі механічні характеристики, як швидкість руху і сила впливу на зовнішнє середовище? Взагалі кажучи, значення цих показників залежать від потужності приводу. Однак через розімкненість кінематичної схеми маніпулятора значна частина потужності приводу витрачається на подолання статичних і динамічних навантажень від сил тяжкості та інерції ланок маніпулятора.

Існують два варіанти компоновочних схем ПР:



1) силові двигуни встановлюються на рухомих ланках («суглобах») руки робота;

2) двигуни встановлюються в загальному силовому блоці і зв'язуються з ланками руки кінематичними передачами. У першому випадку неминуче збільшуються переміщувані маси і габаритні розміри руки, у другому — габаритні розміри і маса руки менше, краще маневреність, але ускладнюються алгоритми управління.

Прагнення зменшити енергоємність робота призвело до появи ще однієї групи функціональних механізмів.

Основне їх призначення – повністю або частково позбавити двигуни від статичних навантажень, обумовлених масою рухливих ланок, і динамічних навантажень, викликаних їх інерційністю. У кращих зразках роботів маса маніпулятора в 10...15 разів перевищує масу вантажу, що піднімається. Тому ефективний засіб зниження потужності двигунів – урівноваження маси руки за допомогою противаг, що встановлюються на ланках руки, або врівноваження пристроїв, як правило, закріплених на підставі. За наявності таких механізмів потужність витрачається тільки на корисну роботу (перенесення вантажу), подолання сил тертя та сил інерції при розгоні та гальмуванні ланок руки.

Враховуючи, що режими розгону і гальмування складають майже весь цикл роботи ПР, доцільно на етапі гальмування акумулювати механічну енергію в спеціальних пристроях (пружинних рекуператорах енергії), а на етапі розгону видавати її в систему, залишаючи за двигуном лише функції підкачування енергії для компенсації втрат на тертя та здійснення корисної роботи.

Щоб вирішити питання про можливість та спосіб застосування ПР для автоматизації конкретного технологічного процесу, необхідно знати наступні **основні характеристики робота**:

- *функціональні* – число, вид та взаємне розташування ступенів по рухомості; число та діапазони установок точок позиціювання за кожним ступенем рухливості; форма, розміри та розташування зони обслуговування; число та вид програм та команд у програмі; число, вид і характеристики каналів зв'язку систем управління із зовнішнім обладнанням; вантажопідйомність; можливі технологічні зусилля на робочих органах; діапазони швидкостей та прискорень робочих органів та точність їх завдання; адаптація робота або його схватів до похибок розташування, форми та маси об'єктів маніпулювання;

- *конструктивні* – спосіб встановлення; форма, розміри та розташування робочого простору (тобто простору, в якому може знаходитися виконавчий пристрій при функціонуванні ПР); вид і діапазон регулювання взаємного розташування ступенів рухливості; систематичні похибки позиціювання; випадкові статичні та динамічні погрішності; максимальні прискорення при розгоні та гальмуванні; податливість маніпулятора; власні частоти та коефіцієнти згасання; габаритні розміри; маса і т. д.;



- експлуатаційні – показники надійності та ремонтпридатності; час переналагодження на нові об'єкти маніпулювання або режими роботи; споживана потужність та джерела живлення ; вибухо- та пожежобезпечність; вартість та ін.

Звичайно, такий поділ характеристик ПР на групи умовний. При розробці конструкції робота зручніше враховувати більш детальні градації характеристик: компанувально-геометричні, точнісні, швидкодії та динаміки, силові, міцнісні, жорсткісні тощо.

Контрольні запитання до теми 1

1. Що включає структура робота, що взаємодіє з навколишнім середовищем та людиною-оператором?
2. Які системи включає узагальнена структура робота?
3. Що належить до навколишнього середовища промислового робота?
4. Які основні складові елементи промислового робота з конструктивної точки зору?
5. Що входить до виконавчого пристрою промислового робота?
6. Які функції виконують опорні конструкції маніпулятора?
7. З чого складається маніпуляційна система промислового робота?
8. Для чого призначені приводи кінематичних пар маніпуляційної системи?
9. Які види двигунів можуть використовуватись у приводах промислових роботів?
10. Що включає пристрій пересування промислового робота?
11. Які функції виконує система управління промисловим роботом?
12. Що входить до складу системи управління промисловим роботом?
13. Які країни почали виробництво промислових роботів у 60-х роках?
14. Які тенденції характерні для сучасного етапу науково-технічного прогресу у виробництві?
15. Що призвело до можливості створення інтегрованих систем у виробництві?
16. Як вплинула числова програмна технологія на автоматизацію виробничих процесів?
17. Що не задовольняє зростаючі потреби суспільства у традиційній «жорсткій» автоматизації?
18. Які типи механічних маніпуляторів можуть входити до виконавчого пристрою промислового робота?
19. Що забезпечують опорні конструкції у маніпуляторі?



20. Як визначається форма та обсяг робочої зони промислового робота?
21. Що включає інформаційно-вимірювальна система промислового робота?
22. Які блоки входять до складу системи управління технологічним обладнанням робота?
23. Як здійснюється перепрограмування промислового робота?
24. Які фактори впливають на конструктивне виконання сучасних промислових роботів?
25. Які основні технічні характеристики промислових роботів сформувалися до теперішнього часу?

Використана література

1. Кошевий О. П., Григор'єва Л. О., Левківський Д. В. Опір матеріалів в лекціях і задачах: навчальний посібник. Київ : КНУБА; Кам'янець-Подільський : ТОВ «Друкарня «Рута», 2019. 340 с.
2. Григор'єва Л. О., Левківський Д. В., Кошевий О. П. Опір матеріалів з основами теорії пружності : курс лекцій. Київ : Видавництво Ліра-К, 2021. 270 с.
3. Ельперін І. В., Пупена О. М., Сідлецький В. М., Швед С. М. Автоматизація виробничих процесів. Вид. 2-ге, переробл. Київ : Ліра-К, 2021. 378 с.
4. Гнусов Ю. В., Тулупов В. В., Пересічанський В. М. Метрологія та вимірювання : навчальний посібник. Харків : Харк. нац. ун-т внутр. справ, 2019. 125 с. URL: <http://surl.li/uqvza>.
5. Лавренова Д. Л. Основи метрології та електричних вимірювань : навч. посіб. для студ. спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка». 2-ге видання, переробл. та допов. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 133 с. URL: <http://surl.li/uqvzh>.
6. Основи мехатроніки : навч. посіб. / О. М. Артюх та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 372 с. URL: <http://surl.li/uqvzb>.
7. Хорольський В. П., Коренець Ю. М., МЕХАТРОНІКА (мехатроніка та інтелектуальна автоматика) : навчальний посібник. Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2023. 342 с. URL: <http://surl.li/uqvzj>.
8. Поздєєв В. О., Січко В. М. Математичне моделювання фізичних процесів : навчальний посібник (для дистанційної форми навчання). Миколаїв : СПД Румянцева, 2021. 134 с. URL: <http://surl.li/uqvzl>.
9. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 275 с. URL: <http://surl.li/uqvzm>.

ТЕМА 2

ЗАГАЛЬНІ ДАНІ ПРО ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ

Метою вивчення теми є ознайомлення з загальними даними про елементи системи керування промислових роботів, а саме приводами, пристроями керування та інформаційно-вимірювальними пристроями роботів.

Завдання вивчення теми збігаються з переліком питань для розгляду, що наведений нижче.

Перелік питань до розгляду

- 2.1 Приводи промислових роботів
- 2.2 Пристрої керування промислових роботів
- 2.3 Інформаційно-вимірювальні пристрої роботів

2.1 Приводи промислових роботів

У виконавчих пристроях промислових роботів застосовуються механічні, електричні, пневматичні, гідравлічні та комбіновані приводи. Питома вага різних типів приводів у загальному обсязі ПР, що випускаються, характеризують такі дані.

Широко поширений (37 %) гідравлічний привід, який забезпечує високу вантажопідйомність ПР, можливість управління в широкому діапазоні швидкостей і прискорень при відносно невисоких експлуатаційних витратах.

Максимальні транспортні швидкості дозволяє розвинути пневматичний привід (47 %), найбільш поширений у моделях ПР, що мають обмежену вантажопідйомність і використовуються на операціях перевантаження об'єктів і обслуговування високопродуктивного ковальсько-пресового і штампувального обладнання.

В останні роки все ширше застосовуються електричні приводи (понад 14 %), особливо у зв'язку з розробкою високомоментних, високооборотних електродвигунів, лінійних двигунів і значним поширенням так званих розвантажених конструкцій ПР.

Механічні приводи (2 %) використовують головним чином у моделях ПР з обмеженою вантажопідйомністю при досить великій швидкодії маніпулювання об'єктами і коли потрібне часте переналагодження.

Зрештою, успішний розвиток вібраційної техніки дозволяє все частіше звертатися до неї за необхідності створення високоточних лінійних та кутових позиціонерів. Хороші енергетичні показники вібродвигунів (незначне споживання енергії, достатня питома потужність), точнісні характеристики, можливість дискретного управління за відносно стійких дина-



мічних характеристик обумовлюють перспективність їх застосування в робототехніці.

Дамо коротку порівняльну оцінку гідравлічним, пневматичним та електричним приводам.

Широке використання гідравлічних приводів у робототехніці пояснюється рядом їх переваг:

- висока швидкодія;
- використання як робочого тіла стисливої рідини, що дозволяє отримати високу стабільність швидкості вихідної ланки при зміні навантаження в широкому діапазоні, високі точність позиціонування і частоту реверсування руху;
- безступінчастість регулювання швидкості вихідної ланки;
- високі коефіцієнти посилення за потужністю (понад 1000) та ККД при різних способах регулювання;
- мала відносна маса гідромашин;
- відсутність додаткових кінематичних ланцюгів між вихідною ланкою приводу та робочим органом роботи;
- великий досвід розробки та експлуатації гідроприводів у різних галузях техніки;
- широка номенклатура елементів гідроприводів, що випускаються вітчизняною промисловістю.

Основні недоліки гідравлічних приводів, у тому числі і приводів, що застосовуються в робототехнічних пристроях:

- використання рідини в якості робочого тіла вимагає створення спеціальних насосних установок. Для забезпечення мобільності та автономності роботів насосні установки повинні встановлюватися безпосередньо в роботі, що різко збільшує масу його конструкції;
- використання робочої рідини в основному на нафтовій основі виключає можливість застосування роботів з таким приводом у пожежо- та вибухонебезпечному середовищі. Крім того, наявність парів рідини на нафтовій основі щільністю 5 г/м^3 є небезпечною для здоров'я;
- ресурс робочої рідини обмежений, тому потрібна часта зміна всього об'єму рідини, який у насосній установці досить значний. Це призводить до збільшення вартості обслуговування;
- вартість елементів даного приводу вище вартості елементів пневматичного та електричного приводів;
- межа робочих температур рідини приводу $150 \text{ }^\circ\text{C}$, тому експлуатація його в середовищі з підвищеною температурою неможлива. Крім того, зі зміною температури рідини в процесі роботи змінюються і її властивості, а отже, і швидкість вихідної ланки.

Промислові роботи з пневматичними приводами мають вантажопідйомність у середньому до 20 кг (при потужності 60...800 Вт) для одного ступеня рухомості. Основні переваги пневматичних приводів при використанні їх у промислових роботах:



- простота та надійність конструкції;
- висока швидкість вихідної ланки (при лінійному переміщенні – до 1000 мм/с, при обертанні – до 60 об/хв.),
- використання як робочого тіла стисненого повітря;
- можливість використання стисненого повітря із заводської пневмомережі з тиском 0,5...0,6 МПа;
- просте циклове управління – позиціювання – проводиться за допомогою перенастроюваних упорів;
- висока точність позиціювання по точках, що визначаються жорсткими упорами;
- можливість роботи в агресивному та пожежонебезпечному середовищі;
- відсутність проміжних передаточних ланок між вихідною ланкою приводу та робочим органом робота;
- високий ККД (до 0,8);
- мала відносна маса конструкції приводу на одиницю потужності, що розвивається;
- простота конструювання елементів пневмоприводу;
- низька вартість як конструкції приводу, так і робота, невисокі матеріальні витрати на обслуговування;
- мала чутливість до ударних навантажень і вібрацій;
- можливість використання стисненого повітря як середовища для передачі команд управління та побудови схем автоматики на базі пневмоелементів.

До недоліків пневматичного приводу слід віднести:

- нестабільність швидкості вихідної ланки при зміні навантаження внаслідок стисливості робочого тіла при малих та середніх тисках;
- обмеженість числа точок позиціювання (найчастіше дві) у приводах з цикловим управлінням; збільшення числа точок позиціювання вимагає використання спеціальних конструкцій пристроїв, що позиціонують;
- необхідність демпфування руху вихідної ланки приводу в кінці ходу, оскільки при великих швидкостях руху вихідної ланки при підході до упорів можливі сильні удари робочого органу робота по упорах;
- наявність шуму під час роботи приводу.

Аналіз тенденцій розвитку вітчизняної та зарубіжної робототехніки показує, що в останні роки в промислових роботах все ширше використовуються електроприводи. Вони не застосовуються тільки в роботах, призначених для роботи у вибухонебезпечних середовищах і для роботи з машинами, оснащеними гідросистемами (з міркувань уніфікації).

Електроприводи нових серій оснащені високомоментними двигунами постійного струму, асинхронними двигунами, безколекторними двигунами постійного струму та силовими кроковими двигунами. Вони забез-



печують підвищену максимальну швидкість у великому діапазоні моментів, мають підвищені масогабаритні характеристики.

Особливості електроприводів: розширений (до 0,05 Н·м) діапазон малих моментів; підвищена (до 15×10^3 об/хв) максимальна частота обертання; зменшена інерція двигунів; можливість вбудовування в двигуни електромагнітних гальм і різних датчиків, а також механічних та хвильових передач.

Основні переваги електроприводів;

- компактна конструкція двигунів;
- висока швидкодія;
- рівномірність обертання;
- високий крутний момент на максимальній швидкості;
- висока надійність (ступінь захисту IP54);
- висока точність (за рахунок застосування цифрової вимірювальної системи з високоточним імпульсним датчиком);
- низькі рівні шуму та вібрації;
- експлуатація без перевірки та обслуговування (використання безколекторних двигунів);
- взаємозамінність двигунів;
- компактна конструкція перетворювачів;
- доступність електричної енергії.

До недоліків електроприводів можна віднести:

- наявність щіток у колекторах двигуна постійного струму;
- обмеженість використання у вибухонебезпечних середовищах;
- більшу залежність швидкості вихідної ланки від навантаження, що призводить до необхідності створення додаткових контурів регулювання води;
- наявність додаткового кінематичного ланцюга між електродвигуном і робочим органом робота.

У тих випадках, коли виконавчий механізм відповідної ланки маніпуляційної системи ПР використовується для здійснення руху, що має стабільний, циклічний характер, застосовуються механічні приводні пристрої зворотно-поступальної або ротаційної дії з програмоносіями, виконаними у вигляді профільованих кулачків або барабанів. Принцип дії таких пристроїв заснований на перетворенні обертального руху кулачків або барабана зі складною профільованою поверхнею у зворотно-поступальний або кривошипно-обертальний рух передавальних ланок і далі вихідних ланок маніпуляційної системи ПР, що забезпечує необхідне передаточне відношення та необхідний характер переміщення.

Обмежені можливості переналадження шляхом зміни програмоносіїв (кулачків і барабанів) різко звужують область практичного застосування механічних приводних пристроїв у робототехніці.

Особливості конструкції та застосування основних систем приводів ПР (пневматичних, гідравлічних, електромеханічних, вібраційних).

2.2 Пристрої управління ПР

Пристрій управління ПР здійснює автоматичне управління його маніпуляторами та пристроєм пересування, утворюючи в сукупності з ними як об'єктами управління систему автоматичного управління робота. Крім того, пристрій управління ПР часто використовують для управління технологічним обладнанням, що працює спільно з ПР.

Відповідно до назви поколінь роботів розрізняють такі пристрої управління ПР:

- програмні (I покоління ПР), які здійснюють управління виконавчим пристроєм за заздалегідь введеною і незмінною, що залишається, в процесі реалізації керуючої програми;
- адаптивні (II покоління ПР), що реалізують управління виконавчим пристроєм у функції від контрольованих параметрів стану зовнішнього середовища і робота з автоматичною зміною керуючої програми;
- інтелектуальні, або інтегральні (III покоління ПР), у яких адаптивні властивості розвинені та доповнені здатністю планувати поведінку робота залежно від поставленої задачі, критеріїв якості, власного стану та стану зовнішнього середовища.

За способом управління розрізняють пристрої:

- циклового управління – коли керований рух робочого органу ПР визначається тільки положенням початкової та кінцевої точок, що задаються за допомогою колійних пристроїв релейного типу та (або) часо-встановлюючих елементів, або механічних упорів;
- позиційного управління – коли керований рух робочого органу ПР відбувається за заданими точками позиціювання без контролю траєкторії – руху між ними;
- контурного управління – коли керований рух робочого органу ПР відбувається по заданій траєкторії з встановленим розподілом у часі значень швидкості.

За наявності зворотного зв'язку пристрої управління можуть бути замкненими і розімкненими.

За типом використовуваних сигналів пристрої управління ПР поділяються на аналогові, цифрові та цифро-аналогові.

Пристрої управління можуть бути індивідуальними, що входять до складу одного робота, або груповими, що керують кількома роботами. Конструктивно індивідуальні пристрої управління виконуються або окремо від механічної частини робота, або в спільному з ним корпусі (рідше).

Більшість ПР мають електронні пристрої управління, виконані на мікроелектронній елементній базі із застосуванням мікропроцесорів, мікро- і міні-ЕОМ. Однак існують і неелектричні пристрої управління ПР, найчастіше реалізовані на принципах пневмоніки і призначені, як правило, для застосування в особливих вибухо- і пожежонебезпечних умовах.



Назвемо деякі пристрої управління ПР і розшифруємо значення букв і цифр, що входять до їх найменування.

УЦМ-663: У – уніфіковане; Ц – циклове; М – модульне; 6 – шести-координатне; 6 – можна керувати всіма шістьма координатами одночасно; 3 – цифра, що пояснює вихід на привід циклового пристрою. УЦМ-663 призначено для управління маніпулятором ПР з позиціюванням за упорами та відповідним технологічним обладнанням.

УПМ-772: У – універсальне; П – позиційне; М – модульне; 7 – семи-координатне; 7 – можна керувати всіма сімома координатами одночасно; 2 – з виходом на замкнуту систему приводу з двигуном постійного струму. Якщо в кінці стоїть цифра 1, це означає, що пристрій призначений для керування розімкненим кроковим приводом. Якщо другою буде буква "К", наприклад, УКМ-772, це означає, що цей пристрій контурного типу.

Слід зазначити, що при розробці, виготовленні та застосуванні пристроїв керування ПР повинні виконуватися всі вимоги, що пред'являються до будь-яких пристроїв керування технологічними процесами та обладнанням, як, наприклад, до пристроїв керування металорізальними верстатами з числовим програмним керуванням. Це стосується надійності, швидкодії, обсягу пам'яті, елементної бази, вартості і т. д.

2.3 Інформаційно-вимірювальні пристрої роботів

Можливість швидкого і точного вимірювання параметрів довкілля, необхідних для виконання технологічних операцій, дозволяє знизити витрати на автоматизацію виробництва і підвищити якість продукції, що випускається.

Роботи з адаптивним управлінням, що мають у своєму складі мікроЕОМ і оснащені інформаційними системами відчуття, мають більшу ефективність у порівнянні з програмними роботами. Найбільш перспективними областями впровадження відчутних роботів у промисловості є: механічне складання, електродугове та газове зварювання, кисневе різання, абразивне зачищення та шліфування, забарвлення розпиленням, встановлення та знімання деталей з конвеєра, сортування виробів.

Інформаційно-вимірювальні пристрої (ІВП) промислових роботів діляться на сенсорні пристрої, що виявляють геометричні, хімічні та інші властивості об'єктів.

За функціональним призначенням інформаційно-вимірювальні пристрої ПР можна розділити на дві групи:

- 1) пристрої відчуття, що забезпечують робот зовнішньою інформацією про параметри виконуваної або контрольованої технологічної операції;
- 2) пристрої внутрішньої інформації про стан вузлів і підсистем самого маніпулятора та реалізацію необхідних параметрів руху (датчики стану).



Пристрої як першої, так і другої групи в ряді випадків можуть використовуватися для отримання інформації, збір якої зазвичай здійснюється датчиками інших інформаційних систем. Наприклад, використовуючи тільки дані про моменти в шарнірах маніпулятора, виміряних за допомогою датчиків стану, можна оцінити масу вантажу, затисненого захватним пристроєм, або визначити значення і напрямки зовнішніх сил, що впливають на нього, для вимірювання яких на маніпуляторах зазвичай встановлюють силомоментні датчики.

Сенсорні пристрої робота здатні сприймати інформацію на різних відстанях від її джерела. За цією ознакою сенсорні пристрої діляться на пристрої надблизького, близького, далекого і наддальнього (поза робочою зоною) дії.

Сенсорні пристрої надблизької дії використовують для відчуття схватів та інших частин маніпуляторів, а також корпусу робота. Вони дозволяють фіксувати їх контакт з об'єктами зовнішнього середовища (тактильні датчики), вимірювати зусилля, що виникають у місці взаємодії (силометричні датчики), фіксувати прослизання об'єктів.

Сенсорні пристрої близької дії забезпечують одержання необхідної інформації безконтактним способом у безпосередній близькості від робота. До таких пристроїв належать локаційні сенсори захоплення, неконтактні бампери, різні далекоміри близької дії, вимірювачі щільності ґрунту тощо. Безконтактні вимірювальні пристрої технічно складніші контактних, але дозволяють роботу виконати завдання з більшою швидкістю, завчасно отримувати інформацію про найближчих об'єктів та відповідним чином коригувати свої дії.

Сенсорні пристрої далекої дії видають інформацію про довкілля в обсязі всієї робочої зони робота.

Сенсорні пристрої наддальньої дії застосовують головним чином в рухомих роботах. До них відносяться різні навігаційні прилади, оптичні, радіотехнічні, телевізійні, а також інерційні системи.

У безконтактних сенсорних пристроях ПР для отримання і передачі необхідної інформації можуть використовуватися спеціальні сигнали, що випромінюються ними (оптичні, радіотехнічні, радіаційні і т.п.) або природні випромінювання середовища та окремих її об'єктів. Залежно від цього розрізняють активні та пасивні сенсорні пристрої. В активних сенсорних пристроях обов'язкові передавальні пристрої, що випромінюють первинний сигнал, і приймальні пристрої, що реєструють прямий сигнал, що пройшов через середу, або вторинний сигнал, відбитий від об'єктів середовища. Пасивні системи мають тільки прийомний пристрій, а випромінювачем є самі об'єкти довкілля. Тому такі пристрої технічно простіше і дешевші, але менш універсальні.

Основні вимоги до ІВП промислових роботів, що встановлюються безпосередньо на маніпуляторі:

- малі габаритні розміри та маса конструкції;



- можливість розміщення в механізмах ступенів рухливості на захватному пристрої та інших частинах маніпуляторів;
- висока надійність і перешкодна стійкість, можливість експлуатації в умовах інтенсивних електромагнітних полів, коливань напруги та частоти живлення;
- стійкість до механічних та температурних впливів;
- простота регулювання, обслуговування або заміни в умовах обмеженої площі зони обслуговування;
- низька вартість.

Таблиця 2.1 – Сенсорні пристрої, що застосовуються в різних технологічних операціях

Операція	Сенсорні пристрої
Пошук об'єкта в робочому просторі	Телевізійні, ультразвукові датчики; лазерні далекоміри
Пошук об'єкта при скануванні простору маніпулятором	Контактні датчики на основі мікроперемикачів; струменеві, ультразвукові датчики
Визначення орієнтації об'єкта в просторі	Лазерні далекоміри; телевізійні, локаційні, ультразвукові, силомоментні, контактні датчики; датчики положень; тактильні матриці
Контроль наявності об'єкта у схваті	Контактні, струменеві, локаційні, ультразвукові датчики; силові датчики спільно з датчиками положень
Визначення орієнтації об'єкта всередині схвату	Контактні, струменеві, локаційні, ультразвукові датчики; тактильні матриці
Розпізнавання об'єктів та їх форми	Телевізійні датчики; лазерні далекоміри; контактні датчики у поєднанні з датчиками положень; тактильні матриці; датчики положень
Контроль наявності переміщення об'єкта щодо схвату Захоплення легкодеформованого, крихкого об'єкта	Датчики переміщень; тактильні матриці



Продовження таблиці 2.1

1	2
Надійне утримання об'єктів за наявності динамічних обурювальних впливів	Датчики моментів, зусиль, переміщень; поєднання; тактильні матриці
Визначення можливості переміщення (транспортування) захопленого об'єкта, у тому числі й визначення можливості його підйому	Датчики переміщень, моментів, зусиль; їх поєднання
Виконання різних виробничих операцій, у тому числі щільна упаковка, установка валу в отвір, контроль різьбового з'єднання тощо.	Телевізійні, контактні, струменеві датчики; датчики моментів і посилення
Автоматичне управління рухом уздовж невідомої попередньої траєкторії, в тому числі управління рухом зварювального робота, пересувних транспортних роботів, самонавчання ПР	Телевізійні, індуктивні, світлолокаційні, електромагнітні датчики; датчики моментів
Визначення положення об'єкта щодо технологічного обладнання	Контактні, струменеві, індуктивні, локаційні датчики; датчики зусиль та моментів
Визначення параметрів швидкості та прискорення робочих органів	Датчики швидкості, прискорення
Визначення зусиль і прискорень на виконавчих та робочих органах	Датчики силомоментного відчуття
Визначення температурних параметрів об'єкта	Датчики температури



Таблиця 2.2. Види датчиків, які застосовуються в різних технологічних процесах та операціях

Технологічний процес	Операції	Датчик
Складання деталей	Розпізнавання предмету	Телекамера; матриця зі струминними, ультразвуковими датчиками та фотоелементами.
	Введення валу в отвір та пошук отвору	Електромеханічний, пружно-механічний
	Затискач деталі	Пружинний (механічний, пневматичний), п'єзоелектричний
Лиття	Орієнтація деталі та схвату	Електромагнітний, механічний
	Контроль складу формувальної суміші	Оптичний, ультразвуковий
	Контроль температури розливу металу	Терморезисторний
	Визначення маси	Механічний
	Вимірювання геометричних розмірів виливки	Матриці з фото- та ультразвуковими датчиками
Зварювання	Визначення: відстані до поверхні, наявності деталі дефектів у зварному шві кромки	Струменевий, оптичний, ультразвуковий, електромагнітний Токовихревий, ультразвуковий Токовихревий, струминний
Ковально-пресове	Визначення геометричної форми	Волоконна оптика, матриці з фото-, струминними та ультразвуковими датчиками



Продовження таблиці 2.2

1	2	3
	Завантаження та розвантаж преса	Кінцевий вимикач, струйний
	Визначення: маси предмета затискного зусилля схвату орієнтації деталі центру тяжкості предмету, центру координат	Механічний Пневматична подушка Струменевий Телекамера

У табл. 2.1 вказані сенсорні пристрої, а в табл. 2.2 – датчики, що застосовуються в різних технологічних процесах та операціях.

Контрольні запитання до теми 2

1. Які типи приводів застосовуються у виконавчих пристроях промислових роботів?
2. Який привід забезпечує високу вантажопідйомність промислових роботів?
3. Який тип приводу найпоширеніший у моделях з обмеженою вантажопідйомністю?
4. Які переваги гідравлічних приводів у робототехніці?
5. Які основні недоліки гідравлічних приводів у робототехнічних пристроях?
6. Які переваги пневматичних приводів при використанні у промислових роботах?
7. Які основні недоліки пневматичного приводу?
8. Чому в останні роки все ширше застосовуються електричні приводи?
9. Які особливості конструкції та застосування електроприводів?
10. Які основні недоліки електроприводів?
11. У яких випадках використовуються механічні приводні пристрої зворотно-поступальної або ротаційної дії?
12. Які основні переваги використання вібродвигунів у робототехніці?
13. Які існують типи пристроїв керування промисловими роботами за способом управління?
14. Що таке пристрої циклового управління?



15. Які пристрої відносяться до інтелектуальних пристроїв керування промисловими роботами?
16. Які основні функції пристрою управління промисловим роботом?
17. Чим відрізняються індивідуальні пристрої управління від групових?
18. Які типи сигналів використовуються у пристроях управління промисловими роботами?
19. Які основні переваги електронних пристроїв управління на мікроелектронній елементній базі?
20. Які особливості неелектричних пристроїв управління промисловими роботами?
21. Що означають букви та цифри у найменуванні пристрою управління УЦМ-663?
22. Що означають букви та цифри у найменуванні пристрою управління УПМ-772?
23. Які пристрої управління застосовуються для роботи у вибухонебезпечних умовах?
24. Яка роль мікропроцесорів у пристроях управління промисловими роботами?
25. Які існують методи забезпечення зворотного зв'язку у пристроях управління промисловими роботами?

Використана література

1. Григор'єва Л. О., Левківський Д. В., Кошевий О. П. Опір матеріалів з основами теорії пружності : курс лекцій. Київ : Видавництво Ліра-К, 2021. 270 с.
2. Лавренова Д. Л. Основи метрології та електричних вимірювань : навч. посіб. для студ. спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка». 2-ге видання, переробл. та допов. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 133 с. URL: <http://surl.li/uqvzh>.
3. Основи мехатроніки : навч. посіб. / О. М. Артюх та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 372 с. URL: <http://surl.li/uqvzb>.
4. Хорольський В. П., Коренець Ю. М., МЕХАТРОНІКА (мехатроніка та інтелектуальна автоматика) : навчальний посібник. Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2023. 342 с. URL: <http://surl.li/uqvzj>.
5. Поздєєв В. О., Січко В. М. Математичне моделювання фізичних процесів : навчальний посібник (для дистанційної форми навчання). Миколаїв : СПД Румянцева, 2021. 134 с. URL: <http://surl.li/uqvzl>.
6. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 275 с. URL: <http://surl.li/uqvzm>.

ТЕМА 3

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ КОНСТРУЮВАННЯ ВУЗЛІВ ТА ДЕТАЛЕЙ РОБОТІВ

Метою вивчення теми є ознайомлення з загальними питаннями конструювання вузлів та деталей роботів, основними принципами та комп'ютерним проєктуванням деталей роботів.

Завдання вивчення теми збігаються з переліком питань для розгляду, що наведений нижче.

Перелік питань до розгляду

- 3.1 Принципи конструювання роботів
- 3.2 Комп'ютерне проєктування деталей ПР

3.1. Принципи конструювання роботів

Як відомо, для переміщення тіла в просторі та його довільної орієнтації механізм повинен мати не менше 6 ступенів рухливості: 3 – для здійснення транспортних (переносних) рухів і 3 – для орієнтуючих рухів. Сказане ілюструється можливостями руки людини (рис. 3.1, а), яка від передпліччя до фаланг кисті має 22 ступеня рухливості, що обумовлює універсальні здібності людини при виконанні ним виробничих функцій. Однак, як впливає з рис. 3.1, а, вся сукупність переміщень кінематичних ланок руки людини зводиться до транспортних (переносних) рухів x , y і 2 в декартовій системі координат, а також орієнтуючим рухам α_x , α_y , α_z щодо відповідних координат. Тому еквівалентом руки людини може служити механізм (рис. 3.1, б), здатний виконувати ту ж сукупність рухів і є промисловим роботом з шістьма основними x , y , z , α_x , α_y , α_z і однієї додаткової (забезпечує рух губок захватного пристрою) ступенями рухливості.

Кінематична структура ПР та їх рухові можливості визначаються видом і послідовністю розташування кінематичних пар. У свою чергу, характер рухів робочих органів ПР при виконанні допоміжних і технологічних операцій і переходів диктується виробничими умовами. Розрізняють глобальні, регіональні та локальні рухи.

Глобальні (міжопераційні) рухи – це переміщення ПР на відстані, що перевищують розміри самого робота, при обслуговуванні технологічних об'єктів (ліній). Від можливості здійснювати глобальні рухи залежить мобільність робота, і реалізації робот забезпечується рухливою підставою (інакше робот є стаціонарним).

Регіональні рухи — це переміщення робочих органів ПР у межах його зони обслуговування. Конфігурація та розміри цієї зони визначаються геометричними параметрами ланок руки робота. Таким чином, регіональні рухи відносяться до внутрішньоопераційних.

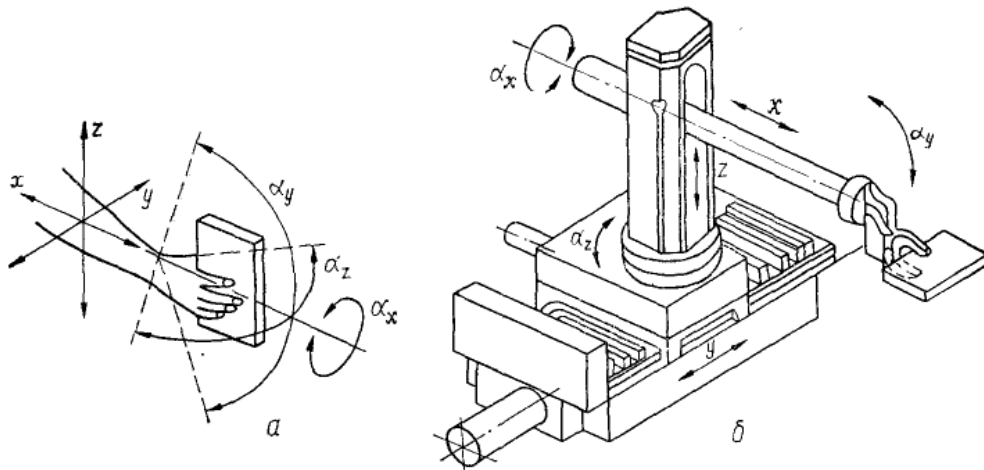


Рисунок 3.1 – Ступені рухомості руки людини (а) та антропоморфного механізму (б)

До *локальних рухів* робочих органів ПР прийнято відносити переміщення на відстані, що не перевищують їх розмірів. Це головним чином орієнтовні рухи кисті при виконанні технологічних операцій.

Як орієнтуючі, так і транспортуючі рухи повинні виконуватися з високою точністю сукупної участі всіх ланок кінематичної структури ПР. Тому при створенні роботів, що копіюють фізичні функції руки людини, слід враховувати не тільки наявність ланок, що забезпечують сукупність рухів, але також вид і послідовність їхнього розташування в структурі.

Залежно від виду використовуваних у структурі промислового робота кінематичних пар забезпечуються поступальні, обертальні і комбіновані рухи, причому комбінування пар дає 60 сукупностей індексів рухливості, а отже, і 60 типів структур промислових роботів. Разом про те число кінематичних структур ПР набагато більше, оскільки воно визначається як кількістю кінематичних пар, а й послідовністю їх розташування.

В цьому випадку індекс рухливості має направлений граф. Наприклад, структура компонування, представлена на рис. 3.1 б може бути описана послідовністю $y - \alpha_z - z - x - \alpha_x - \alpha_y$. Це означає, що є рухома основа (y), на якій встановлена стійка (α_z), що обертається, що забезпечує підйом (z) і висунення (x) руки робота. Рука закінчується приводом повороту (α_x) кисті та гойдання (α_y) захватного пристрою.

Використання кінематичних пар V класу - поступальних П (рис. 3.2, а), ротаційних P_n (рис. 3.2, б, г) з віссю обертання, паралельної осі попередньої ланки, а також РЦ (рис. 3.2, в, д) з віссю обертання, перпендикулярної до осі попередньої ланки, – дає можливість створювати промислові роботи з необхідними зонами обслуговування, що працюють в певній (заданій) системі координат.

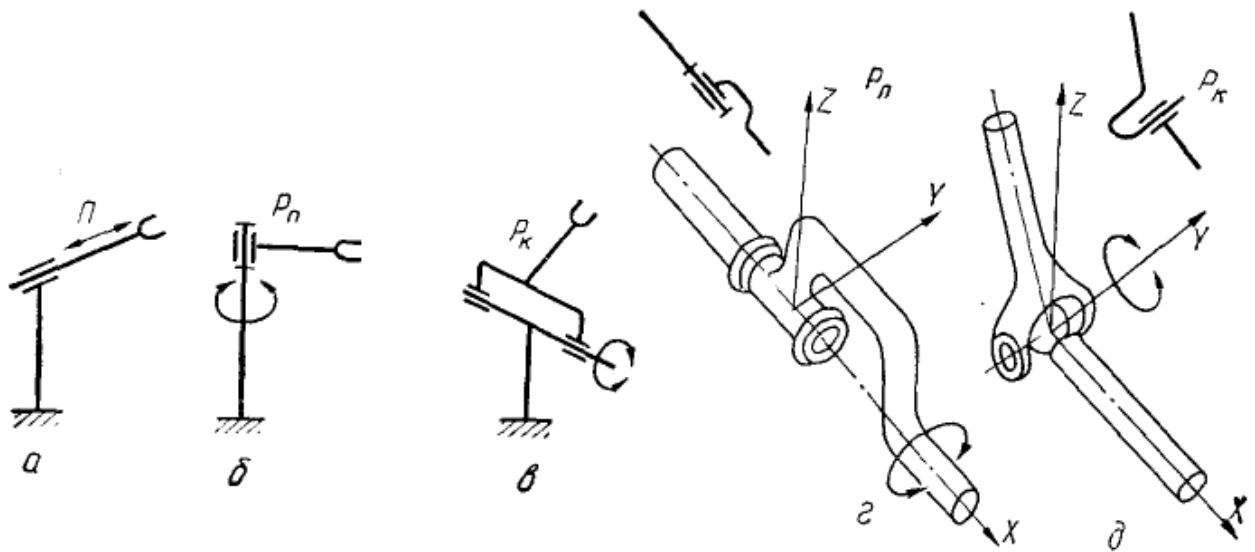


Рисунок 3.2 – Кінематична пара V класу

Три поступальні пари, осі яких взаємно перпендикулярні, реалізують схему ПР, що працює в прямокутній системі координат, із зоною обслуговування у вигляді паралелепіпеда (рис. 3.3, а); дві поступальні пари з взаємно перпендикулярними осями і ротаційна пара, вісь обертання якої паралельна площині, утвореної напрямками осей поступальних пар, реалізують схему ПР, що працює в циліндричній системі координат, із зоною обслуговування у вигляді порожнього циліндра (Рис. 3.3, б); дві ротаційні пари, осі яких перпендикулярні, і одна поступальна пара реалізують схему ПР, що працює у сферичній системі координат, з зоною обслуговування у вигляді порожньої сфери (рис. 3.3, в); дві ротаційні пари з паралельними осями і одна ротаційна пара з віссю, перпендикулярної до осей двох інших пар, реалізують схему ПР, що працює в так званій ангулярній (кутовій) системі координат, із зоною обслуговування у вигляді суцільної сфери (рис. 3.3, г).

Якщо припустити, що всі чотири схеми ПР мають однакові параметри, такі, як вантажопідйомність, кут повороту $0...3600$ і лінійне переміщення в межах $0...1$ відносних одиниць, то схема з трьома ротаційними парами забезпечує найбільшу зону обслуговування. Разом з тим промислові роботи з ротаційними парами за інших рівних умов характеризуються меншою точністю позиціювання робочих органів, що орієнтовно дорівнює $0,6 \dots 0,7$ точності ПР, що працюють у прямокутній системі координат і мають лише поступальні пари; роботи з компонуванням, що забезпечує роботу в циліндричній системі координат, мають точність $0,8 \dots 0,85$ точності ПР, що працюють у прямокутній системі координат. Це зумовлено тим, що з ротації передатне відношення системи змінюється зі зміною вильоту руки.

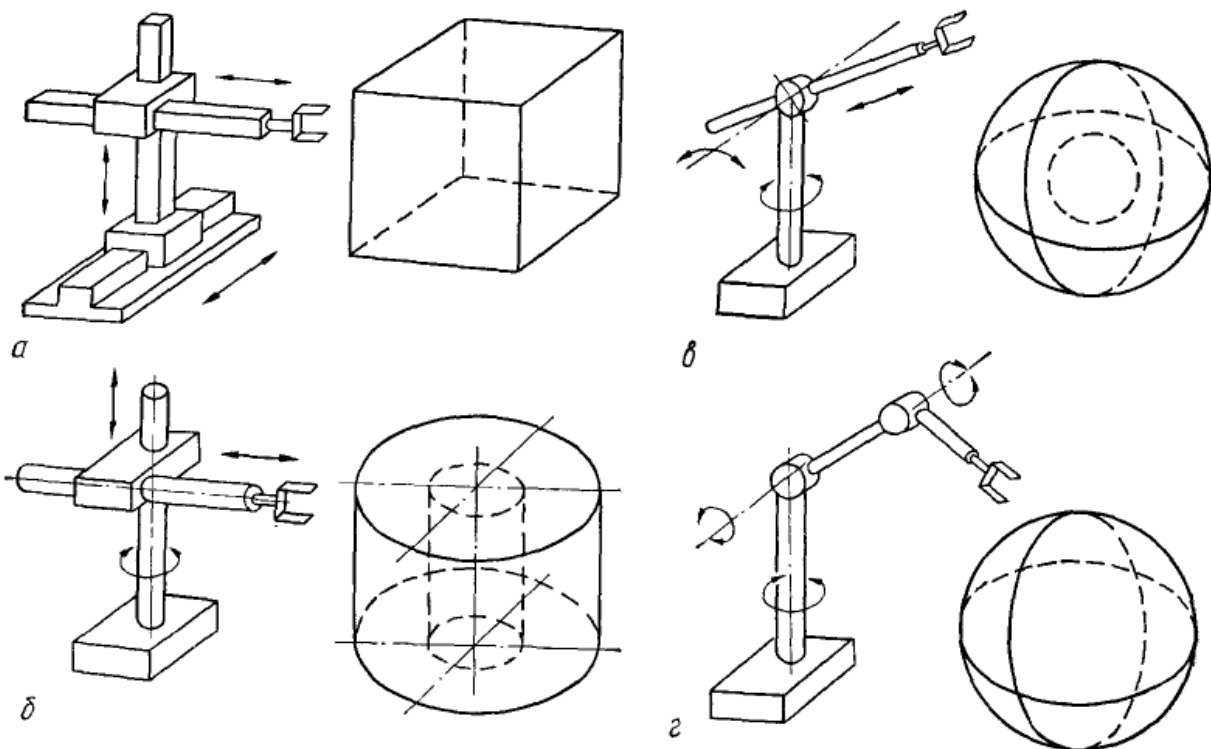


Рисунок – 3.3. Геометрія зон обслуговування ПР, працюючих у прямокутній (а), циліндричній (б), сферичній (в), ангулярній (г) системах координат

Останнім часом широко застосовується схема ПР з горизонтальною «рукою» шарнірно з'єднаної конструкції (рис. 3.4), зона обслуговування якого має вигляд сегмента порожнистого криволінійного циліндра. Вперше така схема була реалізована в Японії у ПР SCARA. ПР цього типу мають ряд переваг: велика швидкість пересування по горизонталі за рахунок підсумовування щодо вертикальних осей; висока точність позиціонування; особлива жорсткість конструкції щодо вертикальної осі; велика зона обслуговування; компактність.

Кожен варіант кінематичної структури визначається конфігурацією зони обслуговування ПР, в межах якої маніпулятор робота може вивести робочий орган в будь-яку точку.

Виникають свої обмеження кутових і лінійних переміщень в парах, викликані особливостями конструктивного оформлення маніпулятора, обумовлюють заборонені області, у яких робочий орган може бути введений.

Геометричні характеристики, число ступенів рухливості і спосіб встановлення ПР на робочому місці є вихідними даними при розробці компоновальних схем і планувань роботизованих технологічних комплексів.

Можливі конфігурації зон обслуговування ПР відрізняються різноманітністю і визначаються як поєднанням пар V класу, так і послідовніс-



тю їх розташування і не обмежуються наведеними на рис. 3.3 та 3.4 варіантами. На рис. 3.5 представлені кінематичні структури маніпуляційних систем ПР, що відрізняються різними поєднаннями і послідовностями з'єднання пар V класу ротаційних Р і поступальних П. У межах зон обслуговування, що забезпечуються відповідною реалізацією кінематичної структури, робочі органи ПР можуть виводитися в будь-яку точку, причому обсяг зон обслуговування змінюється в залежності від розмірів ланок і кутів між осями кінематичних пар. Цю обставину слід враховувати при виборі (проектуванні) кінематичної структури маніпуляційної системи ПР та при накладенні обмежень, що впливають із умов його експлуатації.

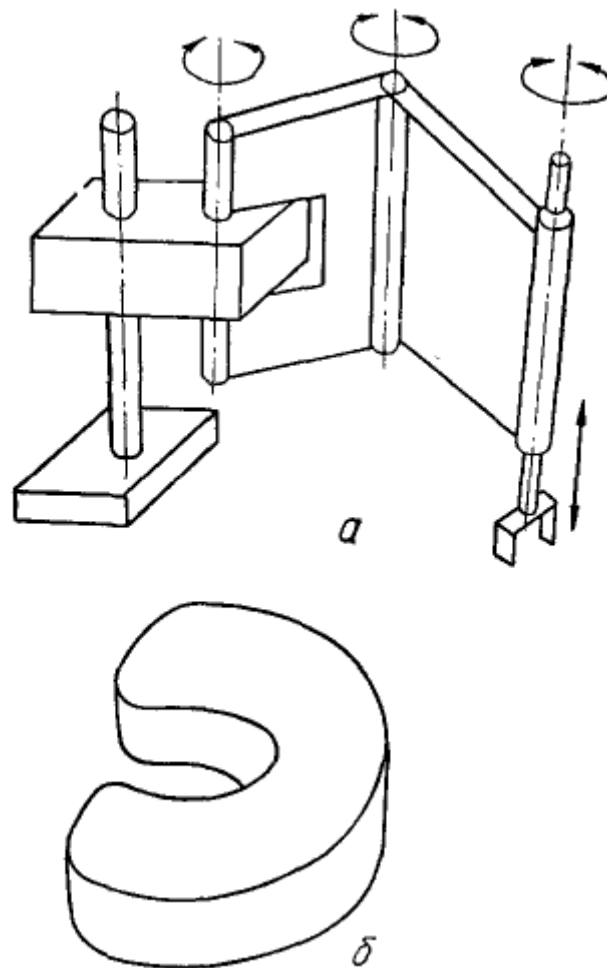


Рисунок 3.4 – Схема ПР з горизонтальною рукою шарнірно зчленованої конструкції (а) та геометрія його зони обслуговування (б)


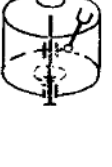



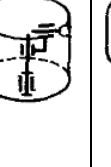



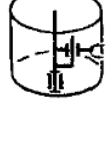


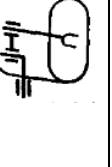


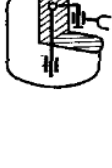

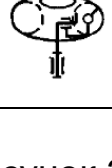
Сполучення пар	Три обер- тальні	Дві обертальні та одна поступальна			Одна обертальна та дві поступальні			Три посту- пальні
	РРР	РПР	ПРР	РРП	ПРП	РПП	ППР	ППП
Кінематична структура								
								
								
								

Рисунок 3.5 – Кінематична структура маніпуляційних систем ПР

Аналіз можливих варіантів кінематичних структур дозволяє зробити такі важливі висновки:

- кількість варіантів зменшується зі зменшенням числа ротаційних пар;
- структури з двома ротаційними парами, осі яких паралельні, а також структури ротаційна пара – поступальна пара з взаємно перпендикулярними осями дозволяють працювати в тінювих зонах, обминаючи перешкоди;
- довільна орієнтація об'єкта забезпечується структурами, що мають три ротаційні пари, осі яких послідовно повернені на 90°.

У процесі маніпулювання найбільший інтерес представляє характер взаємодії робочих органів ПР та об'єкта виробництва. Тому основним завданням є опис руху робочих органів ПР у зоні обслуговування при перенесення об'єкта з однієї точки до іншої.

Як вихідну приймають точку А, розташовану на осі симетрії робочого органу маніпуляційної системи (рис. 3.6).

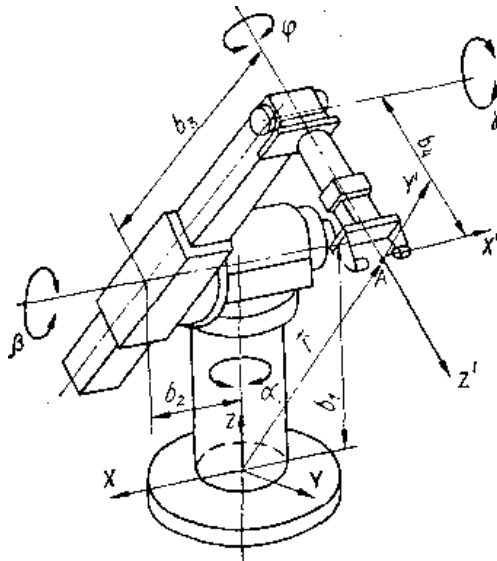


Рисунок 3.6 – Кінематичні параметри маніпулятора

Введемо на розгляд праві ортогональні системи координат: нерухому XYZ , пов'язану з основою ПР, і рухливу пов'язану з його робочим органом. Зміни в часі радіуса-вектора r , що з'єднує початку цих систем координат, математично описують просторовий рух робочого органу ПР.

Для представленої на рис. 3.6 структури ПР

$$\vec{r} = \vec{r}(x_A, y_A, z_A) = \vec{f}(\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5, \theta_6)$$

де $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5, \theta_6$ – узагальнені координати руки, що залежать від кутів $\alpha, \beta, \gamma, \varphi$ та лінійних розмірів ланок b_1, b_2, b_3, b_4 .

Вибір кінематичної схеми маніпуляційної системи ПР диктується конкретними умовами і вимогами: необхідністю забезпечити достатній ступінь універсальності функціонування робота з урахуванням операцій, які йому належить виконувати, найбільшу простоту конструкції маніпуляційної системи, технологічність виготовлення, зручність обслуговування та найменші витрати на її виготовлення та експлуатацію.

Однак маніпуляційна система робота повинна забезпечувати, перш за все, виведення з необхідною точністю робочих органів у будь-яку точку заданої зони обслуговування і допускати при цьому потрібну кутову орієнтацію робочого органу в цих точках. У загальному випадку, як було показано вище, для виконання транспортних (переносних) і орієнтуючих рухів необхідно як мінімум 6 ступенів рухливості, тобто $M \geq 6$, а з урахуванням рухливостей N губок захватних пристроїв загальна кількість ступенів рухливості $K \geq M + N$.

Іноді, щоб надати маніпуляційній системі велику маневреність для можливості обходу перешкод використовують надмірну структуру, коли число ступенів рухливості до $K > M + N$. При цьому, як правило, вдають-



ся до компоновок ПР, що працюють у сферичній системі координат. Таким чином, практична потреба диктує необхідність створення маніпуляційних систем промислових робіт з надмірними ступенями руху, хоча це суперечить умовам забезпечення максимальної точності і простоти конструкції.

Всі параметри, що впливають на обсяг і конфігурацію зони обслуговування, встановлюються виходячи з особливостей узгодження промислового робота з конкретним технологічним обладнанням і ступенем підготовленості робочого середовища. З цієї позиції певні переваги мають агрегатні конструкції, так як їх використання дозволяє скоротити терміни проектування, знизити витрати на розробку та впровадження ПР, що комплектуються з уніфікованих модулів, а також полегшити обслуговування агрегатних ПР у процесі експлуатації. Крім того, при створенні робототехнічних систем на базі ПР з уніфікованих моделей скорочуються терміни переходу на випуск нової продукції, оскільки в цих випадках підвищується гнучкість системи в цілому, з'являється можливість замість встановлення нового ПР обійтися перекомпонуванням вже наявного.

Аналіз можливих компоновок ПР дозволяє виділити основні елементи (модулі) узагальненої структури маніпуляційної системи робота: основа; колона (стійка), що кріпиться до основи; рука (руки), що кріпиться до колони; кисть, прикріплена до руки; технологічні механізми (модулі), що кріпляться до кисті; робочий орган захватного пристрою, що кріпиться до технологічного механізму. Для рухомих ПР додаються направляючі та візок.

При цьому вимога швидкої переналагоджуваності (перекомпонування) обумовлює необхідність наявності уніфікованих елементів сполучення в з'єднаннях рука-кисть-технологічний механізм - захоплюючий пристрій як для заміни модуля, так і для зміни структури шляхом вилучення проміжних елементів, що не потрібні в конкретній виробничій ситуації.

Кожен модуль – це конструктивно і функціонально незалежна одиниця, що містить як звичайні приводні пристрої та механізми, так і енергетичні та інформаційні комунікації. Модуль може забезпечувати один або кілька ступенів рухливості робота.

Наприклад, робот РПМ-25 містить таку систему модулів: 2 модулі глобальних (міжопераційних) переміщень – у підлоговому T і підвісному T_m виконанні; 6 моделей регіональних переносних рухів - поперечного зсуву C , підйому Π , гойдання K , обертальних переміщень B , подвійного гойдання D і радіального ходу PX ; 3 модулі локальних орієнтуючих рухів - з одного $P1$, двома $P2$ і трьома $P3$ ступенями рухливості. Крім того, є модуль з нерухою основою H і операційні модулі із захватними пристроями $ЗУ1$, $ЗУ2$ і $ЗУС$ - відповідно одинарний, подвійний і з поперечним зрушенням.

Можливі комбінації стикувань модулів показані на рис. 3.7 спрямованими зв'язками. Зокрема, комбінація з трьох модулів лінійного переміщення П дозволяє отримати компоновку робота РПМ-25, що працює в декартовій системі координат (П-П-П); використання модуля обертання В і двох модулів лінійного переміщення П-компоновка, що працює в циліндричній системі координат (П-П-В); модулів хитання К, обертання В та лінійного переміщення П – компоновка, яке працює в системі координат (Д – В).

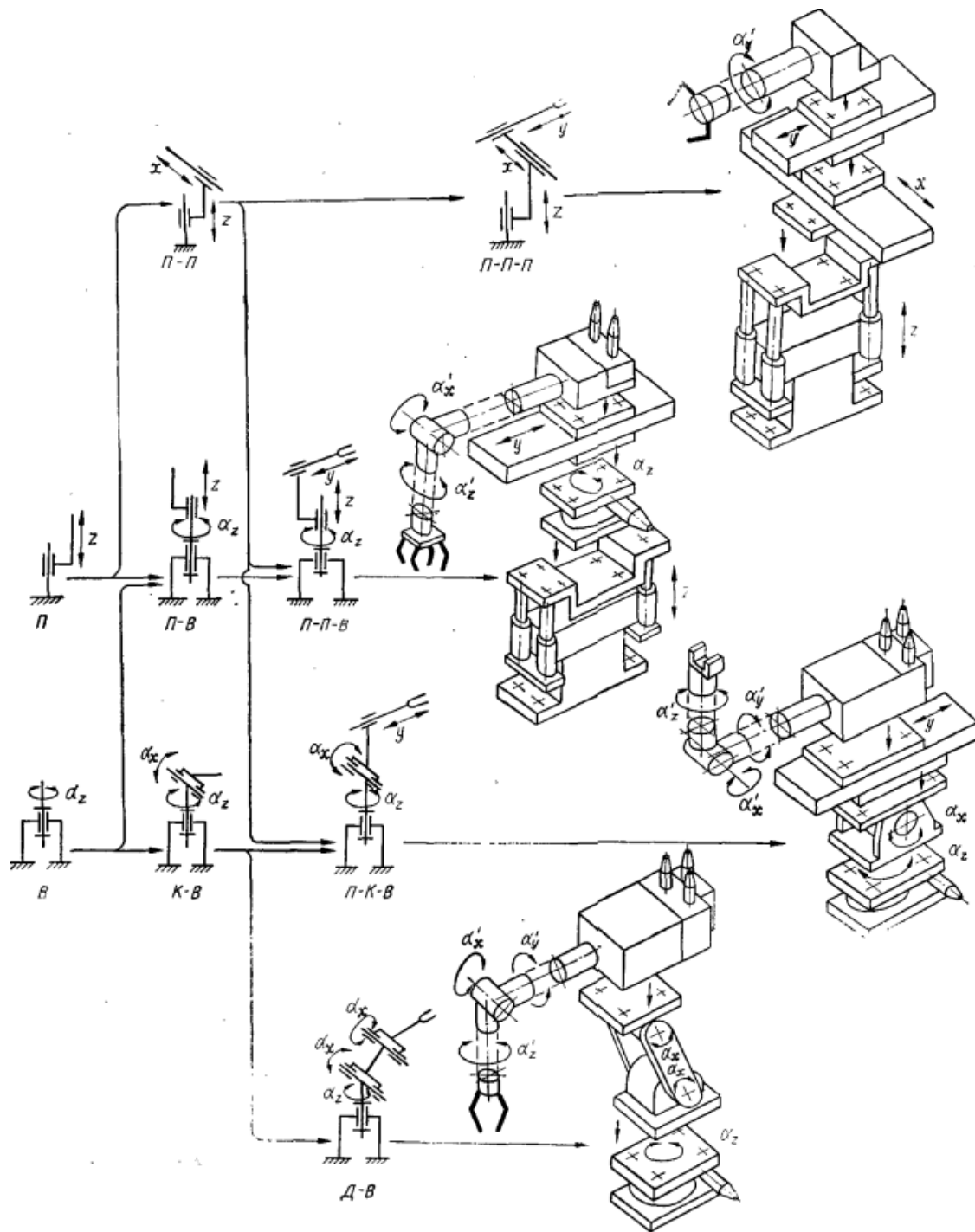


Рисунок 3.7 – Модульний принцип побудови ПР



Комбінації можливих поєднань модулів, що становлять практичний інтерес, налічують 50 варіантів компоновок з одним елементом орієнтуючих рухів Р. При врахуванні можливості застосування всіх представлених у наборі модулів рук (Р1, Р2, Р3) кількість варіантів збільшується до 150.

Можна виділити наступні конструктивні особливості модулів.

Модулі прямолінійних переміщень С, П і РХ виконуються на основі планетарних роликкових гвинтових передач кочення, що мають такі переваги в порівнянні зі звичайними кульковими гвинтовими передачами, як вищі жорсткість і несуча здатність, а також можливість роботи з більш високою частотою обертання (що представляє особливу цінність для робіт з електроприводами). Як направляючих в модулях З і П застосовуються циліндричні качалки з кульковими сепараторами.

У модулі РХ використовуються роликові напрямні, закріплені в базовому корпусі, якими переміщається рухлива ланка модуля. Цей комплекс конструктивних заходів забезпечує компактність і легкість конструкції модуля. У модулі П часткове розвантаження забезпечується за рахунок використання вертикального телескопічного пневмоциліндра. Для підвищення безпеки роботи в модулях П і РХ застосовуються муфти дискового типу, що самогальмуються.

У модулях обертального переміщення В, а також модулях Т і Тм використовуються комбіновані черв'ячно-зубчасті редуктори. Черв'яковий ступінь редуктора забезпечує безшумність роботи двигуна при високій частоті обертання валу і можливість самогальмування в необхідних випадках (у моделях В і Р застосовуються чотиризахідні черв'яки).

У ступені редуктора із зубчастим зачепленням елементів використовуються безлюфтові передачі за принципом замкнутого енергетичного потоку. При цьому передатне відношення другого ступеня редуктора із зубчастим зачеплення вибирається з умов забезпечення найменшого максимального люфта в черв'ячній передачі, наведеного до виконавчої ланки. Це мінімальне значення не повинно перевищувати дискретності застосовуваного датчика зворотного зв'язку, щоб не вплинути на точність роботи механізму в цілому.

Нарешті, у модулі подвійного гойдання Д використовуються роздільні індивідуальні приводи для кожної зі ступенів рухливості, причому як перший ступінь редукції застосовується однозахідна черв'ячна самогальмуюча передача. Кінематичні зв'язки в модулі Д підібрані таким чином, що при роботі двигуна гойдання першої виконавчої ланки (другий двигун загальмований) друга виконавча ланка здійснює поступальний рух, не змінюючи своєї орієнтації.

Привід основних рухів робота РПМ-25 - електричний, постійного струму, що стежить, із зворотним зв'язком за становищем та швидкістю. В якості виконавчих застосовуються двигуни постійного струму М12 потужністю 2 кВт і 4М12 потужністю 980 Вт. Управління тиристорний, причо-



му тиристорний перетворювач ЕПТ-9М розташовано в окремій стійці. Приведення операційних механізмів - пневматичний з підведенням повітря під тиском через стикувальні поверхні модулів.

У загальній постановці завдання створення агрегованих компоновок ПР, заснованих на модульному принципі побудови, включає не тільки вибір тієї чи іншої сукупності поступальних або обертальних переміщень ланок маніпуляційної системи, а й послідовність їх розташування в структурі ПР. Особливості створення структур ПР, що працюють у різних стемах координат, що ілюструє рис. 3.7, де показано, як, нарощуючи структури роботів за допомогою типових кінематичних ланок, можна задовольняти технічним вимогам на проектування ПР стосовно конкретних умов їх експлуатації.

Технологічна універсальність ПР підвищується зі збільшенням їх енергоозброєності, ступеня уніфікації вузлів та їх чутливості, можливості адаптації в змінних умовах виробництва, вдосконалення робочих органів і виконавчих пристроїв. Переналаджувальність роботів з розвиненою кінематичною структурою залежить від повноти ряду уніфікованих змінних робочих органів, типу і можливостей системи управління. Оскільки технологічна і функціональна універсальність ПР в значній мірі визначається можливостями кінематичного ланцюга кисть - технологічний механізм-робочий орган і характеристикою забезпечуваних нею локальних рухів, практичний інтерес представляє розгляд можливих компоновок цього ланцюга і конструктивного розташування робочих органів.

Найбільш поширені поєднання ступенів рухливості механізму схвату, що забезпечують вимогами орієнтацію захватного пристрою, показані на рис. 3.8. Компонування, представлені на рис. 3.8, о, е, створюють можливість лінійних настановних переміщень захватного пристрою, а на рис. 3.8 б, в – його обертання (качання). На рис. 3.8, б, е зображені компонування, що дозволяють захоплюючому пристрою здійснювати складні просторові рухи: обертання та лінійне переміщення (д), обертання та хитання (е).

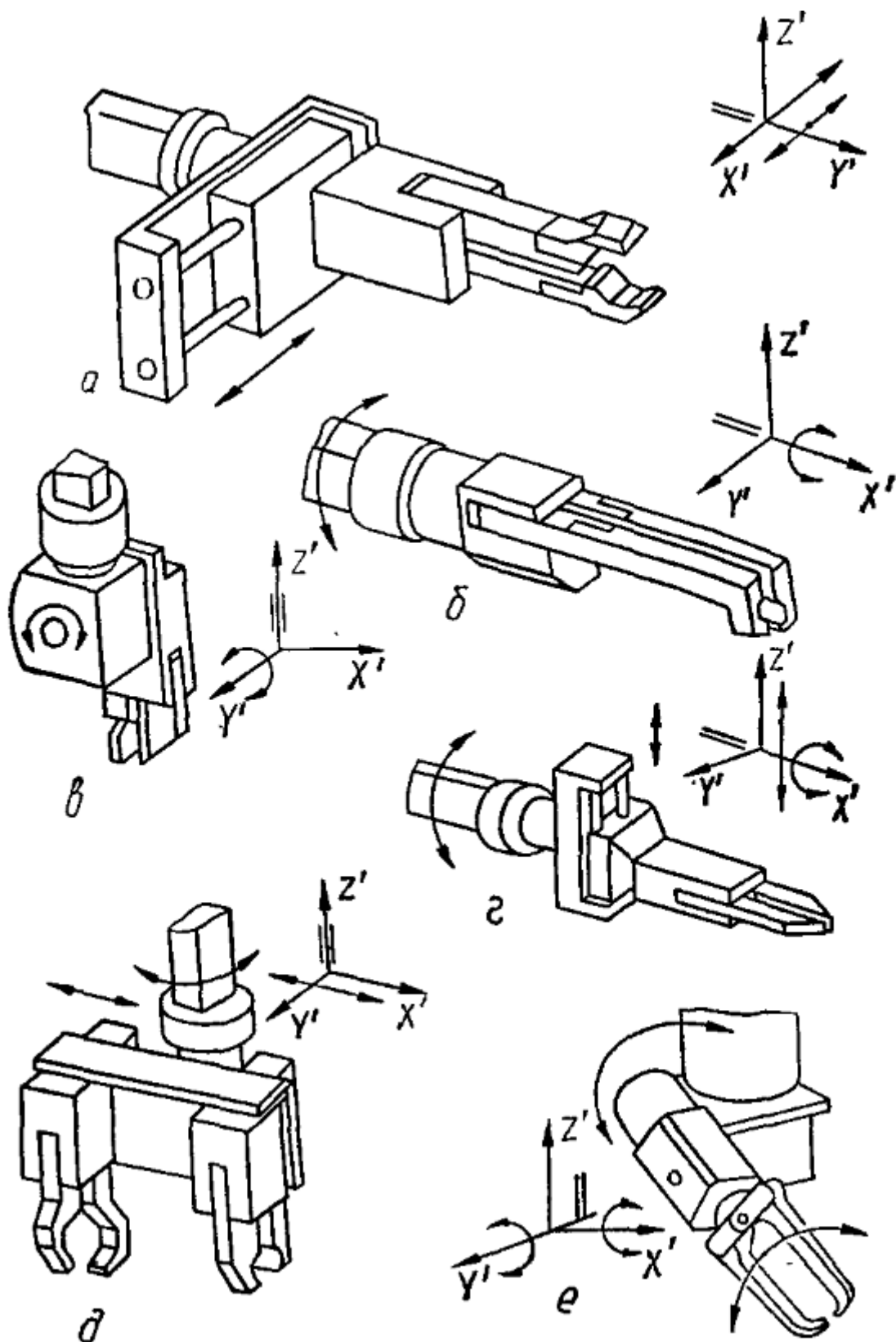


Рисунок 3.8 – Варіанти ступенів рухливості вистачає ПР

За всіх позитивних властивостей використання модульного принципу в робототехніці створює додаткові труднощі при проектуванні ПР. Насамперед це відноситься до роз'єму модулів, який повинен проводи-



тися за ланками кінематичного ланцюга, що призводить до збільшення кількості стикувальних поверхонь і, отже, зменшення жорсткості або збільшення маси і габаритних розмірів конструкції. Крім того, модульний принцип передбачає створення уніфікованих стикувальних поверхонь і засобів центрування та кріплення різних за конструктивним виконанням і функціональним призначенням модулів. Нарешті, особливі вимоги пред'являються до сумісності енергетичних та інформаційних комунікацій при складанні будь-яких комбінацій модулів, причому з'єднання в комунікаціях між модулями повинні бути швидкороз'ємними.

3.2. Машинне проектування деталей ПР

Проектування ПР різного призначення пов'язане з виконанням достатньо одноманітних операцій, таких, як вибір кінематичної схеми маніпуляційної системи з урахуванням особливостей технологічного процесу і можливості розміщення обладнання на виробничих площах; складання динамічних моделей механічної системи ПР та її приводів; обґрунтування обмежень, що накладаються на систему; розрахунок основних параметрів маніпуляційної системи; розробка системи управління ПР; оптимізація основних характеристик ПР з урахуванням накладених обмежень та побудова компунувальної схеми ПР та ін.

Таким чином, створюються передумови для постановки задачі побудови системи автоматизованого проектування промислових роботів (САПР ПР) на основі машинної реалізації з обґрунтуванням можливості діалогу проектувальника та ЕОМ для досягнення оптимального результату. Така система містить ряд підсистем, орієнтованих на виконання проектних рішень, пов'язаних з розробкою елементної бази ПР (технологічних моделей, робочих органів, приводів, структури маніпуляційної системи з урахуванням інерційності, пружності її ланок і деформацій у стиках ланок при змінних навантаженнях). У свою чергу, САПР ПР є підсистемою САПР робототехнічних комплексів. Інформаційно-пошукова система САПР ПР повинна містити як банк типових, що накопичуються в процесі проектування рішень, так і банки даних по елементній базі ПР. Функціональна схема елементів САПР ПР.

Завдання вибору кінематичної схеми маніпуляційної системи ПР у першому наближенні полегшується обмеженою кількістю загальних компоновок ПР (рис 3.9). На схемах у відсотковому відношенні зазначено кількість ПР, у яких реалізується дана схема. Можливі комбінації кінематичних структур маніпуляційних систем ПР для кожної з показаних на рис. 3.9 схем представляють базу даних підсистеми вибору кінематичної схеми маніпулятора і розглядалися раніше в даному розділі, а в п. 3.3 будуть розглянуті типи і структури захватних пристроїв, які представляють базу даних підсистеми вибору кінематичної схеми і типу захватного пристрою ПР.



Обмеження, пов'язані з особливостями обслуговуваного технологічного процесу та умовами експлуатації проектного ПР, дозволяють вибрати тип приводів для кожної з керованих координат маніпуляційної системи, а також уточнити його основні енергофункціональні та експлуатаційні характеристики. Зокрема, багатоелементне складання вимагає використання швидкодіючих багатопозиційних приводів і ланок, що забезпечують лінійні і поворотні переміщення робочих органів ПР, а клас збираних з'єднань (наприклад, об'єкти точного приладобудування) накладає обмеження по точності позиціонування робочих органів, визначає вантажопідйомність та інерційні фактори. Ці обмеження, що є зовнішніми по відношенню до проектованих ПР та їх функціональним елементам, формуються підсистемою формування зовнішніх обмежень на основі бази даних для типових роботизованих технологічних процесів і виробів, що виготовляються поданому процесу.

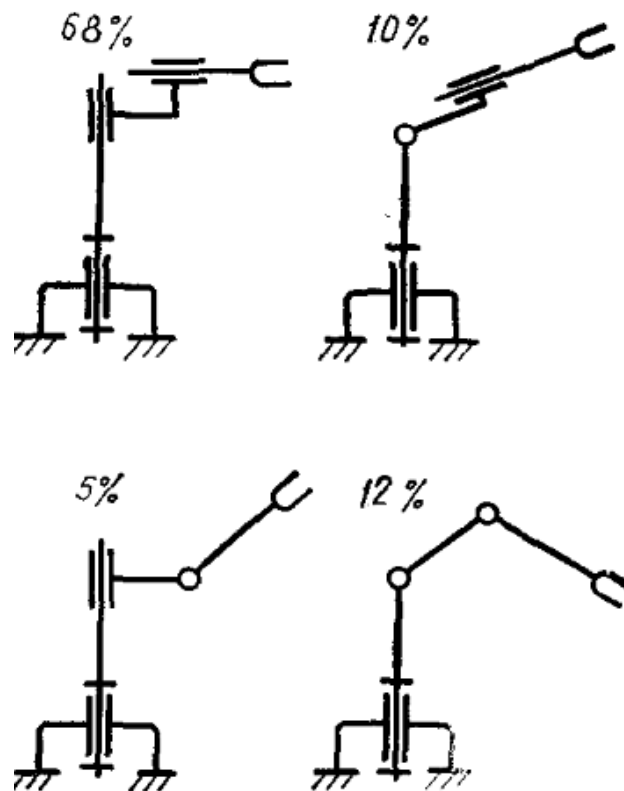


Рисунок 3.9 – Загальні схеми компоновок

Крім зовнішніх повинні бути сформовані так звані внутрішні обмеження для проектного елемента ПР, що відображають фізичні явища, властиві даному елементу, і визначальні умови його оптимального функціонування.

Вихідними даними для підсистеми розрахунку основних параметрів маніпуляційної системи ПР та її елементів є: маса об'єкта, що маніпулюється; максимальні переміщення по всіх керованих координатах; точність лінійного та кутового позиціонування. Визначенню підлягають конструкти-



вні параметри елементів маніпуляційної системи ПР, а також маси та моменти інерції рухомих ланок. Для визначення основних параметрів використовуються математичні моделі функціональних елементів ПР, що являють собою, зокрема для виконавчих механізмів, динамічні рівні руху з урахуванням пружності проміжних і вихідної ланок маніпуляційної системи та рівняння зміни тисків у порожнинах пневмоциліндрів приводів, представлених у безрозмірній формі, якщо як виконавчі пристрої використовуються пневмоциліндри, наприклад, лінійні та поворотні дискретні пневмоприводи.

Завданням підсистеми оптимізації параметрів може з'явитися, наприклад, визначення таких поєднань параметрів маніпуляційної системи, які забезпечують мінімальний час виконання маніпулюючих рухів. При цьому для системи управління оптимізація полягатиме в реалізації такого закону управління, який дозволив би мінімізувати час включення приводів, демпфуючих та гальмівних пристроїв, а також втрати часу на ділянках розгону та гальмування при розрахованих параметрах маніпуляційної системи. Інакше кажучи, процес оптимізації полягає у послідовному поліпшенні показників системи управління маніпулятора задля досягнення мінімального часу циклу.

Контрольні запитання до теми 3

1. Скільки ступенів рухливості має мати механізм для переміщення тіла в просторі та його довільної орієнтації?
2. Скільки ступенів рухливості має рука людини від передпліччя до фаланг кисті?
3. Які основні види рухів виконує рука людини в декартовій системі координат?
4. Що таке промисловий робот з шістьма основними ступенями рухливості?
5. Як кінематична структура ПР визначає їх рухові можливості?
6. Що таке глобальні (міжопераційні) рухи?
7. Як визначаються регіональні рухи промислових роботів?
8. Що таке локальні рухи робочих органів ПР?
9. Як повинні виконуватися орієнтуючі та транспортуючі рухи для високої точності?
10. Які типи рухів забезпечують кінематичні пари V класу?
11. Яка схема кінематичних структур ПР працює у прямокутній системі координат?
12. Як працює схема ПР у циліндричній системі координат?
13. Яка зона обслуговування у сферичній системі координат?
14. Які переваги має схема ПР з горизонтальною рукою шарнірно з'єднаної конструкції?



15. Як вибір кінематичної структури впливає на зону обслуговування ПР?
16. Які основні висновки можна зробити з аналізу кінематичних структур ПР?
17. Що таке надмірна структура маніпуляційної системи ПР?
18. Як обмеження кутових і лінійних переміщень впливають на зону обслуговування ПР?
19. Як обирають кінематичну схему маніпуляційної системи ПР?
20. Що визначає загальна кількість ступенів рухливості маніпуляційної системи?
21. Які елементи включає в себе узагальнена структура маніпуляційної системи робота?
22. Як використання агрегатних конструкцій впливає на проектування і експлуатацію ПР?
23. Що забезпечує модуль у складі маніпуляційної системи робота?
24. Які фактори впливають на точність позиціонування робочих органів ПР?
25. Як забезпечується точність і маневреність маніпуляційної системи робота в заданій зоні обслуговування?

Використана література

1. Кошевий О. П., Григор'єва Л. О., Левківський Д. В. Опір матеріалів в лекціях і задачах: навчальний посібник. Київ : КНУБА; Кам'янець-Подільський : ТОВ «Друкарня «Рута», 2019. 340 с.
2. Григор'єва Л. О., Левківський Д. В., Кошевий О. П. Опір матеріалів з основами теорії пружності : курс лекцій. Київ : Видавництво Ліра-К, 2021. 270 с.
3. Ельперін І. В., Пупена О. М., Сідлецький В. М., Швед С. М. Автоматизація виробничих процесів. Вид. 2-ге, переробл. Київ : Ліра-К, 2021. 378 с.
4. Гнусов Ю. В., Тулупов В. В., Пересічанський В. М. Метрологія та вимірювання : навчальний посібник. Харків : Харк. нац. ун-т внутр. справ, 2019. 125 с. URL: <http://surl.li/uqvza>.
5. Основи мехатроніки : навч. посіб. / О. М. Артюх та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 372 с. URL: <http://surl.li/uqvzb>.
6. Хорольський В. П., Коренець Ю. М., МЕХАТРОНІКА (мехатроніка та інтелектуальна автоматика) : навчальний посібник. Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2023. 342 с. URL: <http://surl.li/uqvzj>.
7. Поздєєв В. О., Січко В. М. Математичне моделювання фізичних процесів : навчальний посібник (для дистанційної форми навчання). Миколаїв : СПД Румянцева, 2021. 134 с. URL: <http://surl.li/uqvzl>.

ТЕМА 4

МЕТОДИ ЗНИЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ МЕХАНІЧНИХ КОЛИВАНЬ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ

Метою вивчення теми є ознайомлення з методами зниження інтенсивності механічних коливань промислових роботів.

Завдання вивчення теми збігаються з переліком питань для розгляду, що наведений нижче.

Перелік питань до розгляду

- 4.1 Загальні питання методів зниження інтенсивності механічних коливань ПР
- 4.2 Віброзахист та віброізоляція
- 4.3 Введення додаткових сигналів у закони управління приводами ПР

4.1 Методи зниження інтенсивності механічних коливань ПР

Виділимо три основні проблеми, що виникають при проектуванні промислових роботів, тісно пов'язані з їх динамікою і механічними коливаннями: точність позиціювання робочого органу; якість перехідного процесу; точність реалізації програмної траєкторії.

Підвищення продуктивності праці та якості продукції, що випускається за допомогою промислових роботів, неможливе без підвищення їх швидкодії, точності та надійності фіксації технологічних об'єктів. Це вимагає, з одного боку, реалізації спеціальних законів управління рухом робочого органу, що передбачають, перш за все, вибір моментів включення та виключення приводу маніпулятора. З іншого боку, підвищення швидкодії ПР веде до збільшення потужності їх приводів, які, працюючи, як правило, у нестационарному режимі, є основними джерелами широко-смугового спектру вимушених коливань деталей та вузлів робота.

Неідеально врівноважені обертові елементи, технологічні недосконалості виготовлення і складання опор, зубчастих передач, крокових приводів та інших функціональних вузлів, що здійснюють періодичні рухи, є причинами порушення вимушених коливань елементів конструкції ПР. Ситуація стає особливо несприятливою, якщо частота навіть мікробуджень збігається з однією із частот своїх коливань системи, оскільки у своїй у ній розвиваються інтенсивні резонансні коливання, що впливають на якість роботи робота. Тому одне з основних завдань, яке має ставити перед собою розробник промислових роботів, - виключення можливості збудження в системі інтенсивних механічних коливань.



Розв'язання цієї задачі вимагає спільного аналізу спектрів частот власних коливань робота як складної електромеханічної системи при різних положеннях її ланок і частот збурень з метою виключення, по можливості, ряду резонансних співвідношень між частотами та прийняття рішення про застосування того чи іншого методу зниження інтенсивності коливань системи з урахуванням особливостей конструкції та роботи конкретного робота.

Основними методами зменшення коливань механічних систем та, зокрема, робіт є:

- віброізоляція джерел збурення (приводів) від ланок робота;
- віброзахист елементів конструкції від впливу на них заданої вібрації;
- динамічне гасіння резонансних коливань певних вузлів робіт;
- розсіювання енергії в конструкції з метою зниження інтенсивності коливань, що розвинулися, або перешкоди розвитку нелінійних і параметричних резонансних коливань;
- введення додаткових сигналів в закони управління приводами ПР (активне силове гасіння коливань).

Розглянемо докладніше можливості перерахованих методів зниження коливань механічних систем.

4.2. Віброзахист та віброізоляція

Завдання віброзахисту та віброізоляції в роботах розглянемо на найпростішому прикладі системи з одним ступенем рухливості (рис. 4.1). Вал 3 може обертатися щодо жорсткого корпусу 1 і пов'язаний з ним через пружну втулку 4. З валом 3 жорстко зв'язаний двигун М, що обертає вал 2. Розглянемо коливання ланки 3 у напрямку осі OX .

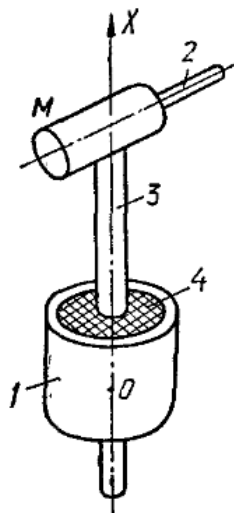


Рисунок 4.1 – Маніпулятор з одним ступенем рухливості

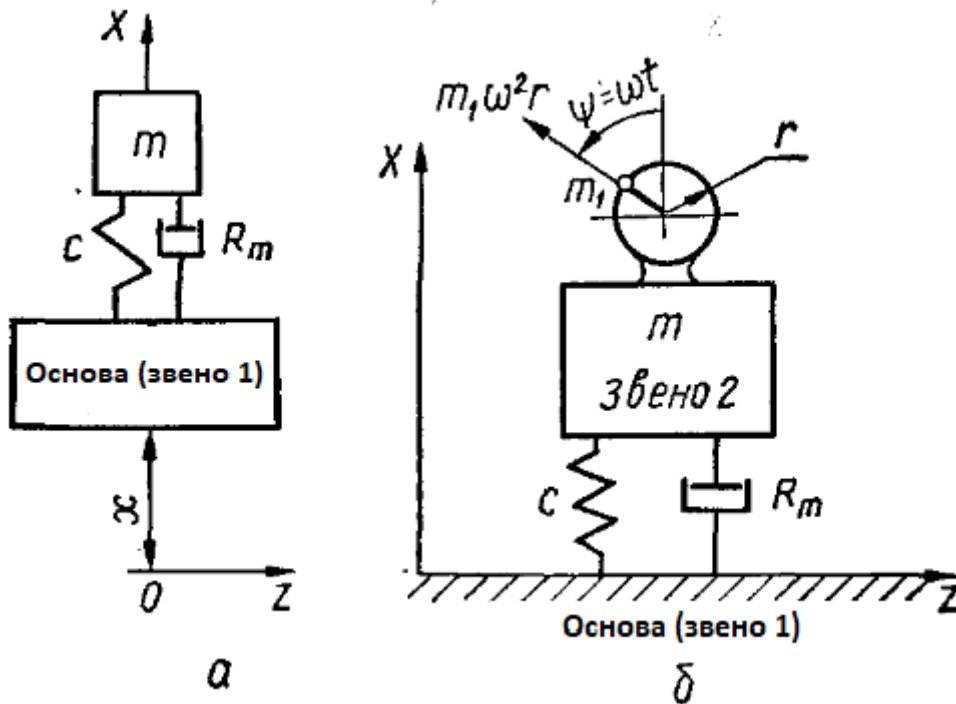


Рисунок 4.2 – Розрахункові моделі одномасової коливальної системи (а) та завдання віброізоляції джерела збурень (б)

Якщо задана поступальна вібрація ланки 1 у напрямку осі ОХ і параметри пружної втулки 4 потрібно вибрати так, щоб ланка 3 робила коливання значно меншої інтенсивності порівняно зі ланкою 1, то в цьому випадку стоїть завдання віброзахисту ланки 3. Якщо до того ж потужність джерела коливань ланки 1 така, що можна знехтувати впливом коливань ланки 3 на ланку 1, то в такому випадку йдеться про кінематичне збудження коливань ланки 3. Якщо вал 3 разом з двигуном М і ланкою 2 в напрямку осі ОХ буде мати жорсткість, набагато більшу, ніж жорсткість втулки 4, то розрахункова схема коливальної системи в цьому випадку може бути представлена у вигляді одномасової моделі (рис. 4.2, а), в якій маса m пов'язана з основою (ланкою 1) за допомогою пружини жорсткістю c і демпфера з коефіцієнтом демпфірування R_m .

Якщо ж джерелом вібрації є двигун М (наприклад, через невірноваженість ротора), що передає обурення безпосередньо на ланку 3, і потрібно вибрати параметри пружної втулки 4 так, щоб на ланку 1 передавалося зусилля, значно менше, ніж прикладене до ланки 3, то говорять про завдання віброізоляції джерела збурень (рис. 4.2, б). Зазначимо, що найчастіше завдання віброізоляції ставиться в тих випадках, коли необхідно зменшити вплив машини, що коливається, на основу, на якій вона стоїть або по якій рухається, а також взаємний вплив однотипних пристроїв з метою виключення синхронізації їх коливань.

Як видно із рис. 4.2, а, б, при вирішенні обох завдань - віброзахисту і віброізоляції – необхідно досліджувати коливання одного і того ж тіла



масою m з однією і тією ж пружною зв'язком. Відмінність у постановці цих завдань полягає в тому, що по-різному збуджуються коливання тіла і переслідуються різні цілі: у разі віброзахисту - зменшити інтенсивність коливань маси m у разі віброізоляції – зменшити вплив на основу (панка 1).

Ефективність як віброзахисту, так і віброізоляції оцінюється коефіцієнтом динамічності μ , який по суті дорівнює передавальній функції по відхиленню у разі віброзахисту або по обурювальній силі – у разі віброізоляції, причому

$$\mu = \frac{2hp + \omega_0^2}{p^2 + 2hp + \omega_0^2} \quad (4.1)$$

де $p = d/dt$ – оператор диференціювання; $\omega = \sqrt{c/m}$ – частота власних коливань системи; $2h = R_m/m$.

Очевидно, що ефекту віброзахисту або віброізоляції буде досягнуто, якщо $|\mu| < 1$.

Вирішимо цю нерівність, враховуючи, що при вимушених коливаннях з частотою ω $p = j\omega$, де ω – кругова частота обурення (кінематичного або силового).

Знаходимо модуль коефіцієнта динамічності:

$$|\mu| = \left[\frac{\omega_0^4 + 4h^2\omega^2}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} \right]^{1/2} \quad (4.2)$$

Введемо безрозмірні величини - частоту $\lambda = \frac{\omega}{\omega_0}$ та демпфування $\nu = h/\omega_0$, та з урахуванням (1.2) нерівність $|\mu| < 1$ набуде вигляду

$$|\mu| = \left[\frac{1 + 4\nu^2\lambda^2}{(1 - \lambda^2)^2 + 4\nu^2\lambda^2} \right]^{1/2} < 1, \quad (4.3)$$

звідки

$$\lambda^2(\lambda^2 - 2) > 0.$$

Вирішення останньої нерівності $\lambda > \sqrt{2}$ або $\omega > \omega_0\sqrt{2}$. (4.4)

Отже, для забезпечення внутрішньозахистної або віброізоляції параметри коливальної системи повинні бути обрані такими, щоб частота власних коливань системи була, як мінімум, в $\sqrt{2}$ разів менше частоти схвалення як при кінематичному, так і при силовому збудженні коливань.

Залежність модуля коефіцієнта динамічності від частоти обурення показано на рис. 4.3. Як видно з малюнка, якщо частота обурення менша за значення $\omega_0\sqrt{2}$, то коефіцієнт динамічності $|\mu| > 1$, тобто в діапазоні частот $0 < \omega < \omega_0\sqrt{2}$ система віброзахисту або віброізоляції посилює відповідні коливання) тіла або реакцію основи. Причому чим менше демпфування, тим посилення коливань більше і досягає максимуму при резонансі. Більше коефіцієнт $v = h / \omega_0$ рідинного тертя, тим більше придушення коливань слабше.

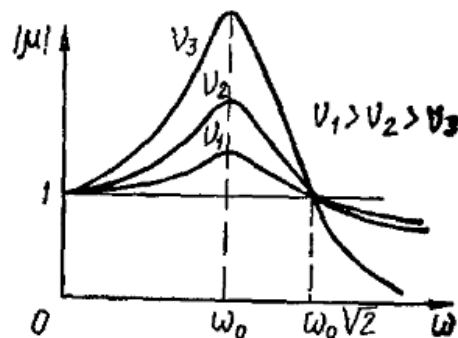


Рисунок 4.3 – Залежність модуля коефіцієнта динамічності від частоти коливань

Зазначимо, що розглянуто найпростіше завдання віброзахисту та віброізоляції. При необхідності більш повного опису динаміки промислових робіт з системами віброзахисту або віброізоляції завдання ускладнюються в наступних напрямках: розглядаються коливання робота як системи з багатьма ступенями рухливості; замучення представляються як випадкові коливання; враховуються нелінійності пружних характеристик елементів та нелінійний характер розсіювання енергії; розглядаються нелінійні пов'язані просторові коливання окремих ланок, механізмів і загалом багатоланкових ПР; враховується взаємодія коливання тіла з джерелом порушення коливань, що мають обмежену потужність.

4.3 Введення додаткових сигналів у закони управління приводами ПР

Реалізація активного силового способу гасіння коливань можлива за допомогою приводів програмних рухів виконавчих органів ПР.

Ефективність використання приводів ПР як виконавчі пристрої систем активного гасіння коливань істотно залежить від способу формування рушійних сил (моментів), які можуть бути як функціями часу (для робіт з розімкненими системами управління), так і функціями узагальнених координат (для робіт із замкнутими системами управління).

Принципова схема системи активного гасіння коливань показана на рис. 4.4. Вимірювання параметрів пружних коливань виконавчого органу здійснюється за допомогою датчика 4.

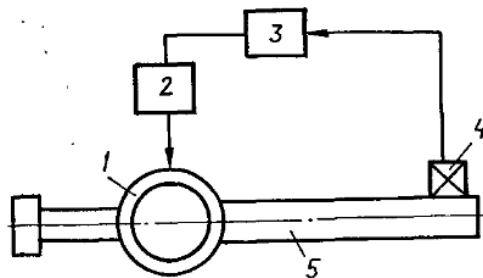


Рис. 4.4. Схема активного силового гасіння коливань

Підсилювально-перетворюючий пристрій 3 посилює і перетворює сигнал датчика, після чого він надходить на регулятор 2, керуючий приводом 1 виконавчого органу. Сила інерції виконавчого органу спрямована проти пружних коливань і зменшує їх.

При великій інерційності слідкуючих приводів, а також при оснащенні ПР приводами з розімкненими системами управління використання останніх як виконавчі пристрої систем активного гасіння коливань може виявитися неефективним або неможливим. У цьому випадку для реалізації способу активного гасіння коливань необхідно послідовно з основними приводами робота встановлювати додаткові малоінерційні двигуни (вібратори). Розрахунок параметрів ланцюгів управління додатковими приводами слід проводити за формулами, що відповідають розімкнутій системі управління.

Найбільші труднощі при реалізації способу силового гасіння коливань представляють вимірювання параметрів коливальних рухів виконавчого органу ПР. Основним методом вимірювання пружних деформацій елементів конструкцій є тензометричний, що базується на використанні датчиків омичного опору – тензорезисторів. Однак застосування цього методу обмежено, так як при зміні вільоту ланки змінюється положення вузла коливань, в якому повинен встановлюватися тензодатчик.

Певні переваги мають датчики інерційного типу, які встановлюються в кінці виконавчого органу і вимірюють абсолютні коливання схвата, викликані пружністю не тільки ланок (у тому числі і з перемінною довжиною вільоту), але і механічних передач руху. Однак інерційні датчики швидкостей переміщень, призначені для вимірювання низькочастотних коливань, як правило, мають значні габаритні розміри та маси, що обмежує можливості їх використання.

Для отримання сигналів, пропорційних пружним деформаціям та його швидкостям, можна скористатися датчиками прискорень із наступним одно- і дворазовим інтегруванням їх сигналів. Слід, однак, мати на увазі, що акселерометри вимірюють прискорення не тільки коливальних,



а й основних рухів, тому при інтегруванні їх сигналів будуть накопичуватися значні помилки. Щоб уникнути цього, додаткові зв'язки за пружними деформаціями рекомендується включати після завершення основних рухів, передбачаючи відповідну схему управління.

Контрольні запитання до теми 4

1. Які основні проблеми виникають при проектуванні промислових роботів у зв'язку з їх динамікою та механічними коливаннями?
2. Чому підвищення швидкодії ПР веде до збільшення потужності їх приводів?
3. Що є основними джерелами широкосмугового спектру вимушених коливань деталей та вузлів робота?
4. Які причини порушення вимушених коливань елементів конструкції ПР?
5. Яке основне завдання має ставити перед собою розробник промислових роботів щодо механічних коливань?
6. Що вимагає спільного аналізу спектрів частот власних коливань робота?
7. Які основні методи зменшення коливань механічних систем та роботів виділяють у лекції?
8. Що таке віброзахист?
9. Що таке віброізоляція?
10. Яка задача вирішується при віброзахисті ланки робота?
11. Яка задача вирішується при віброізоляції джерела збурень?
12. Як оцінюється ефективність віброзахисту та віброізоляції?
13. Що означає, коли модуль коефіцієнта динамічності μ менше 1?
14. Які параметри коливальної системи повинні бути обрані для забезпечення ефективної віброізоляції?
15. Що показує залежність модуля коефіцієнта динамічності від частоти коливань?
16. Які основні напрямки ускладнення задач віброзахисту та віброізоляції?
17. Що таке активне силове гасіння коливань?
18. Які умови необхідні для ефективного використання приводів ПР як виконавчих пристроїв систем активного гасіння коливань?
19. Що представляє принципова схема системи активного гасіння коливань?
20. Як вимірюються параметри пружних коливань виконавчого органу?
21. Які обмеження має тензометричний метод вимірювання пружних деформацій елементів конструкцій?
22. Що вимірюють інерційні датчики швидкостей переміщень?
23. Які переваги мають датчики інерційного типу?

24. Як можна уникнути накопичення значних помилок при використанні акселерометрів?

25. Які основні вимоги до схем управління при використанні додаткових зв'язків за пружними деформаціями?

Використана література

1. Кошевий О. П., Григор'єва Л. О., Левківський Д. В. Опір матеріалів в лекціях і задачах: навчальний посібник. Київ : КНУБА; Кам'янець-Подільський : ТОВ «Друкарня «Рута», 2019. 340 с.

2. Григор'єва Л. О., Левківський Д. В., Кошевий О. П. Опір матеріалів з основами теорії пружності : курс лекцій. Київ : Видавництво Ліра-К, 2021. 270 с.

3. Ельперін І. В., Пупена О. М., Сідлецький В. М., Швед С. М. Автоматизація виробничих процесів. Вид. 2-ге, переробл. Київ : Ліра-К, 2021. 378 с.

4. Гнусов Ю. В., Тулупов В. В., Пересічанський В. М. Метрологія та вимірювання : навчальний посібник. Харків : Харк. нац. ун-т внутр. справ, 2019. 125 с. URL: <http://surl.li/uqvza>.

5. Лавренова Д. Л. Основи метрології та електричних вимірювань : навч. посіб. для студ. спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка». 2-ге видання, переробл. та допов. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 133 с. URL: <http://surl.li/uqvzh>.

6. Основи мехатроніки : навч. посіб. / О. М. Артюх та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 372 с. URL: <http://surl.li/uqvzb>.

7. Хорольський В. П., Коренець Ю. М., МЕХАТРОНІКА (мехатроніка та інтелектуальна автоматика) : навчальний посібник. Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2023. 342 с. URL: <http://surl.li/uqvzj>.

8. Поздєєв В. О., Січко В. М. Математичне моделювання фізичних процесів : навчальний посібник (для дистанційної форми навчання). Миколаїв : СПД Румянцева, 2021. 134 с. URL: <http://surl.li/uqvzl>.

9. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 275 с. URL: <http://surl.li/uqvzm>.



ТЕМА 5

ЗАХВАТНІ ПРИСТРОЇ

Метою вивчення теми є ознайомлення з основними видами захватних пристосувань, кінематикою зв'язку захватних пристрій – об'єкт та їх конструкцією промислових роботів.

Завдання вивчення теми збігаються з переліком питань для розгляду, що наведений нижче.

Перелік питань до розгляду

- 5.1 Основні види захватних пристроїв
- 5.2 Кінематика зв'язку захватних пристрій – об'єкт.
- 5.3 Конструкції ЗП.
- 5.4 Універсальні ЗП.

5.1 Основні види захватних пристроїв

Механізми захватних пристроїв (ЗП) ставляться до одним з основних елементів промислових роботів, які визначають їх технологічні можливості. Такі вимоги до ЗП, як маневреність, універсальність, швидкозмінність, швидкодія, переналагоджуваність, обмежена маса значною мірою є загальними і пред'являються до промислових роботів в цілому. Специфічні вимоги – надійність захоплення та утримання об'єктів маніпулювання – обумовлені взаємодією ЗП з об'єктом утримання, або, інакше кажучи, умовами накладання утримуючих зв'язків на об'єкт у процесі його захоплення.

При конструюванні захватних пристроїв ПР враховують властивості і форму захоплюваних об'єктів, що визначає спосіб утримання об'єкта та особливості обслуговуваного технологічного процесу, що проявляються в специфіці застосовуваної оснастки. Тому при класифікації захватних пристроїв основними ознаками служать спосіб утримання об'єкта та властивості технологічного процесу. Ці ознаки є зовнішніми стосовно ЗП і формують склад їхньої конструктивної бази. Таким чином, третьою класифікаційною ознакою, що визначає конструктивне виконання ЗП, є конструктивна база.

Різноманітність факторів, які доводиться враховувати при конструюванні або виборі захватного пристрою, ускладнює пошук оптимальних рішень. Завдання вибору оптимальної конструкції і типу ЗП пов'язана насамперед зі способами захоплення та утримання об'єкта, а також суміщенням цих функцій з виконанням допоміжної або основної технологічної операції, зокрема, контролю положення, форми та якості виробленого об'єкту. Такий підхід, що забезпечує суміщення контрольних, транспортних та основних переходів, дозволяє оптимізувати склад технічних за-



собів у робототехнічній системі та підвищити продуктивність технологічних процесів.

Спосіб утримання об'єкта визначається його формою, масою, фізико-механічними властивостями матеріалів, станом поверхні і співвідношенням розмірів. Зокрема, для об'єктів, маса яких значна і для надійного їх утримання потрібні досить великі зусилля захоплення, причому фізико-механічні властивості матеріалу об'єкта допускають такі зусилля, а конструктивні особливості дозволяють виявити чіткі базові поверхні для накладання утримуючих зв'язків, найбільш переважні механічні важільні та пальцеві ЗП, що отримали найбільше поширення в промисловій робототехніці. Особливістю конструкції таких ЗП є наявність важільних, кулісно-важільних, рейково-важільних і клино-важільних передавальних механізмів, а також використання змінних губок, що забезпечують найкращі умови накладання утримуючих зв'язків на об'єкт захоплення.

У ряді випадків, коли конструктивні особливості та властивості матеріалу об'єкта не допускають застосування концентрованого навантаження або таке навантаження має бути строго регламентоване, застосовуються стрічкові передавальні механізми або багатоланкові ЗП.

Нежорсткі об'єкти з явно вираженими плоскими базовими ділянками поверхні, а також об'єкти з крихких матеріалів можуть обслуговуватися вакуум-присосними та ежекторними захватними пристроями. При цьому особливі вимоги пред'являються до чистоти поверхні, з якою в процесі захоплення взаємодіють вакуумні ЗП.

Особливий клас представляють струмені ЗП з шахтними і стрижневими накопичувачами. Основна сфера їх застосування – плоскі і циліндричні деталі невеликої маси, що мають відповідно наскрізні отвори або достатню для утримання дією струменя парусність поверхні. Головна перевага таких захватних пристроїв – швидка переналагоджуваність під певний типорозмір об'єктів і можливість накопичення (комплектації) об'єктів безпосередньо в самому ЗП.

Об'єкти, виконані з матеріалів на феромагнітній основі, найзручніше обслуговувати магнітними ЗП, до переваг яких можна віднести можливість розпізнавання класу об'єкта і його положення в просторі в процесі захоплення. У ряді випадків при незначному ускладненні алгоритму роботи та конструктивного виконання таких пристроїв вдається поєднати функції захоплення та орієнтації об'єкта.

Для об'єктів з високим ступенем шорсткості поверхні і низькими характеристиками міцності можливе застосування тільки «м'якого» затискного елемента, що забезпечує розподіл навантаження по периметру або площі базової поверхні захоплення об'єкта. Найкращим чином ці умови виконуються при використанні камерних ЗП з мембранними, пальцевими і еластичними захоплюючими елементами, в яких допускається регулювання зусилля захоплення, а отже, забезпечується адаптація до широкого діапазону номенклатури об'єктів, що обслуговуються.



Часто конструктивне виконання об'єктів не вимагає докладання будь-яких додаткових зусиль захоплення для їх утримання, і процес утримання здійснюється за рахунок гравітаційних сил - власної ваги об'єкта, зміщення його центру тяжкості і т. д. У таких випадках найбільш застосовні штиреві, призматичні, опорні та гніздові гравітаційні ЗП.

Наявність електростатичного заряду в об'єктів, що мають незначну масу, дозволяє використовувати ефект електростатичної взаємодії двох тіл – ЗП та об'єкта – для захоплення та утримання останнього.

Властивості технологічного процесу також суттєво впливають на конструктивне виконання захватних пристроїв, їх взаємодія з об'єктами в процесі захоплення та утримання, а також формують вимоги до функціональної універсальності ЗП. Так, методи групової технології вимагають наявності захватних пристроїв для роботи з групою об'єктів. Причому як у разі індивідуальних, так і у разі групових методів обслуговування технологічних процесів повинен забезпечуватися доступ об'єктів до технологічного обладнання або їх взаємне сполучення при складанні. Це досягається при оптимальному розміщенні об'єктів у захватних пристроях, які в залежності від ступеня підготовленості (упорядкованості) середовища, можливих відхилень параметрів об'єктів від допустимих можуть забезпечуватися пристроями відчуття, а алгоритми роботи – передбачати адаптацію ЗП до змінних умов роботи. При цьому центруючі ЗП можуть визначати і вісь, і площину симетрії, тобто виконувати функцію технологічної оснастки.

Перелічені ознаки, що характеризують умови роботи захватних пристроїв, формують їх конструктивну базу, що містить ряд функціональних елементів: привід, підсилювально-передаточна ланка, затискний елемент, інформаційно-вимірювальна ланка.

Залежно від властивостей об'єкта утримання та технологічного процесу, що обслуговується, елементи захватних пристроїв діляться на класи, враховують їх конструктивні особливості.

Так, як приводи ЗП використовуються пневматичні, гідравлічні, електричні, електромагнітні, механічні (представлені в порядку зменшення питомої ваги їх застосування); як підсилювально-передаточних ланок — важільні, пружинні, мембранні. Затискні елементи можуть бути жорсткими і м'якими, одно-, дво-, три- та багатоелементними в залежності від допустимого ступеня концентрації зусиль затиску. Як інформаційно-вимірювальні елементи застосовуються локаційні (пневматичні, світло-локаційні, ультразвукові, акустичні) і тактильні (дотику, зусиль, прослизання, моментів) датчики. Різні поєднання функціональних елементів обумовлюють велике різноманіття конструктивних виконань захватних пристроїв.

Як показує досвід, найбільше зусилля утримання дозволяє отримати гідравлічний привід, а найбільша швидкодія – пневматичний та електромагнітний.



У тих випадках, коли необхідно керувати зусиллям схвату, доцільно застосовувати гідравлічний, пневматичний або електричний приводи. Механічні властивості матеріалів об'єктів вказують на необхідність управління процесом захоплення і зусиллями утримання при захопленні об'єктів з крихких нежорстких матеріалів.

5.2 Кінематика зв'язку захватний пристрій – об'єкт

Процеси взаємодії всіх видів захватних пристроїв з об'єктом і оснасткою мають одну важливу особливість, що полягає в необхідності компенсації неточностей їх взаємного становища.

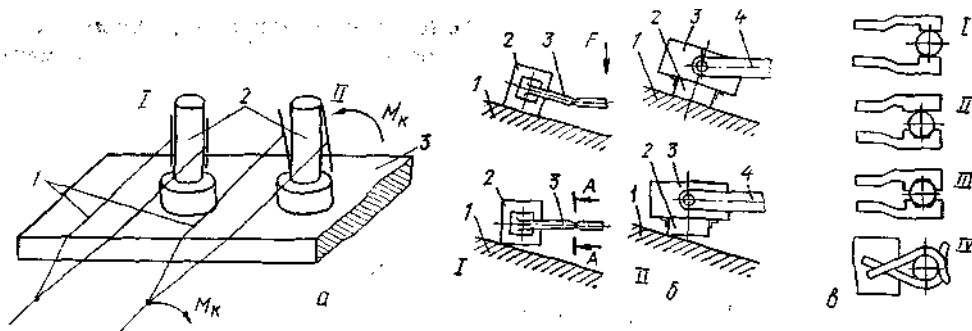


Рисунок 5.1 – Схеми взаємодії захватного пристрою з об'єктом (а, б) і найбільш поширені форми губок (в)

У разі ідеального взаємного положення об'єкта 2 і захватного пристрою 1 при захопленні об'єкт зазнає тільки зусилля затиску (рис. 5.1, а поз. I). Однак у реальних умовах через неточність виконання переносних регіональних і орієнтуючих рухів мають місце похибки розташування об'єкта щодо затискних елементів (губок) захватного пристрою, внаслідок чого можуть виникнути небезпечні навантаження (зокрема, момент M_k), сприймані кінематичним ланцюгом захватний пристрій в 1 - об'єкт 2 - оснащення 3 (рис. 5.1, а, поз. II).

З метою запобігання цьому небажаному явищу при взаємодії захватного пристрою з об'єктом довільної форми, закріпленим у нерухомому оснащенні, необхідно забезпечити податливість у ланцюгу за шістьма напрямками: уздовж трьох взаємно перпендикулярних осей і навколо них. Кількість напрямків може бути зменшена завдяки особливостям взаємодіючих форм об'єкта та губок, умовам закріплення об'єкта та податливості елементів оснащення (рис. 5.1, б).

Зокрема, при встановленні об'єкта 2 на похилу поверхню 1 установче зусилля F (рис. 5.1, б, поз. I) може стати джерелом деформації в елементах конструкції захватного пристрою 3, внаслідок чого відбувається його пошкодження (наприклад, на перетині А - А). Наявність шарнірного з'єднання корпусу 3 захватного пристрою з рукою 4 промислового робота (рис. 5.1, б, поз. II) дозволяє уникнути цього явища.



Збільшувати податливість інших ланок кінематичного ланцюга маніпуляційної системи ПР з метою виключення деформації недоцільно, оскільки податливість, наведена до ЗП, залежатиме від розташування (віддаленості) цих ланок. Тому прагнуть забезпечити податливість за рахунок елементів захватних пристроїв. Для вибору конструктивного виконання затискного елемента розглядають оптимальні умови реалізації кінематики зв'язку захватний пристрій - об'єкт, що забезпечують накладення до статичних і надлишкових зв'язків на об'єкт при його захопленні та утриманні.

Найбільш поширені форми контактних наконечників (губок) захватних пристроїв представлені на рис. 5.1, в (I - плоскі; II, III - призматичні; IV - циліндричні).

За наявності жорстких губок захватний пристрій теоретично може контактувати з поверхнею об'єкта не більше, ніж у трьох точках, які і є точками накладання зв'язків на об'єкт, що захоплюється. Важливо, щоб число зв'язків було достатнім для утримання об'єкта, а місця їх накладення не стали перешкодою для виконання технологічної операції. Практично ж непрямолінійність утворюють об'єкта, неточність виготовлення та похибки форми призводять до збільшення кількості точок контакту. Крім того, неправильний підбір губок захватних пристроїв сприяє появі надлишкових зв'язків, які погіршують умови захоплення та утримання і можуть стати джерелом додаткових деформацій у ланцюзі захватний пристрій — об'єкт — оснащення.

5.3 Конструкції ЗП

Найбільше застосування отримали механічні ЗП, конструкція яких містить наступні елементи: привід, підсилювально-передавальна ланка і затискний елемент. У ряді випадків механічні ЗП забезпечуються додатковими інформаційно-вимірювальними ланками, що дозволяють виводити робочі органи промислових роботів у область розташування об'єктів, а також вимірювати окремі параметри об'єктів, що захоплюються.

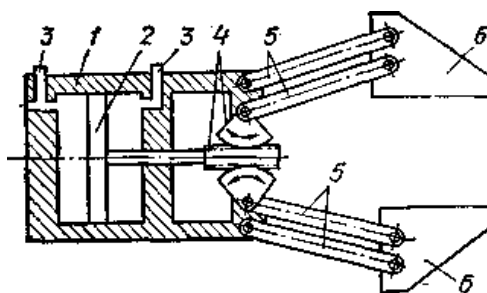


Рисунок 5.2 – ЗП з рейково-важільним механізмом

Один з різновидів механічних ЗП — з рейково-важільним механізмом — представлений на рис. 5.2. Корпус 1 служить одночасно робочим



пневмоциліндром приводу і базою для кріплення рейково-важільної передачі 4 посилювально-передавальної ланки. Робоче тіло в порожнину циліндра подається за каналами 3, і в залежності від стану клапанів, що управляють каналами 3, поршень 2 зі штоком і рейкою переміщується в заданому напрямку. Переміщення рейки призводить до хитання секторів рейково-важільної передачі 4, а також спарених паралелограмних механізмів 5 з губками 6 на кінцях. Використання плоскопаралельних важелів у паралелограмних механізмах 5 забезпечує строго паралельне розташування робочих поверхонь губок 6 у всьому діапазоні їх переміщення, що задовольняє умові оптимального накладання утримують зв'язків на об'єкт при його захопленні.

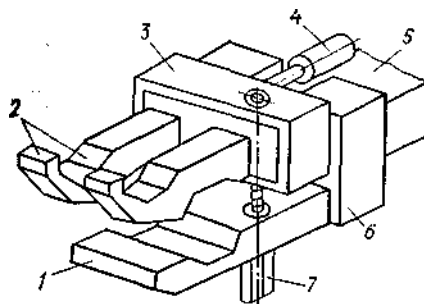


Рисунок 5.3 – ЗП з розширеними технологічними можливостями

Часто технологічний процес вимагає, щоб один промисловий робот обслуговував ряд об'єктів, що відрізняються за формою, фізико-механічними властивостями, розмірами і т. д., у зв'язку з чим у ЗП повинна бути передбачена можливість швидкого переналагодження. Для механічних ЗП таке переналагодження виражається, як правило, у зміні губок. Однак при цьому забезпечується переналагодження захватних пристроїв у вузькому діапазоні номенклатури об'єктів, що захоплюються. Тому прагнуть створити більш універсальні пристрої з допомогою конструктивних рішень.

На рис. 5.3 показана конструкція механічного спареного захватного пристрою, що має розширені технологічні можливості. Це досягається поєднанням в одному ЗП двох механізмів: нижнього 1 і верхнього гравітаційного 2, розташованих у корпусі 6. В свою чергу, корпус 6 захватного пристрою кріпиться до руки 5 маніпуляційної системи ПР. Пристрій може здійснювати захоплення об'єктів між нижнім механізмом 1 і внутрішньою профільованою поверхнею верхнього механізму 2. З цією метою приводом 7 -вертикального переміщення корпусу 3 верхнього механізму 2 здійснюється зведення механізмів 1 і 2 до повного затиску об'єкта, що знаходиться між ними. У разі, коли не потрібно чітке фіксування об'єкта в ЗП, використовується гравітаційний призматичний механізм 2. Захватний пристрій забезпечений приводом обертання 4 для здійснення орієнтуючих рухів навколо осі кріплення корпусу 3 до руки 5 промислового робота.

Наявність на виробництві широкої номенклатури об'єктів з феромагнітних матеріалів зумовлює доцільність використання магнітних ЗП. Особливо успішно такі пристрої застосовуються в заготівельному виробництві при обслуговуванні об'єктів плоскої форми. Магнітні ЗП відрізняються простотою конструктивного виконання, надійністю захоплення об'єктів, можливостями управління зусиллям захоплення та швидкої переналагодження шляхом зміни затискних елементів.

Один з різновидів магнітних ЗП, наведений на рис. 5.4 може використовуватися як для захоплення об'єктів з листового матеріалу, так і для групового захоплення об'єктів кожним з електромагнітів, що входять до складу пристрою. Кількість електромагнітів, таким чином, визначається необхідним числом об'єктів, що одночасно захоплюються, або вимогами забезпечення певного зусилля захоплення розподіленого по поверхні об'єкта, що захоплюється. Конструкція магнітних ЗП, як правило, дуже проста і містить електромагніти 1, розташовані на змінних кронштейнах 2, які, у свою чергу, прикріплені до основи 3, а також традиційні елементи — кисть 5 і руку 4 промислового робота, на яких встановлено магнітне ЗП.

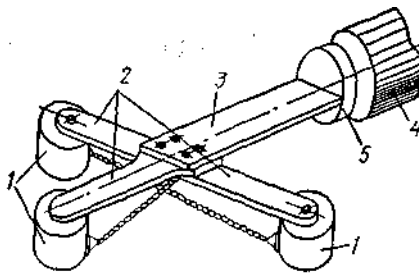


Рисунок 5.4 – Магнітний захватний пристрій

Практика промислових підприємств підтверджує високі показники надійності та довговічності пневматичних струминних систем. Великий інтерес для промислової робототехніки, зокрема, при створенні захватних пристроїв для промислових робіт, представляють струменеві вихрові перетворювачі. До переваг використання таких перетворювачів як схватів промислових роботів слід віднести насамперед можливість поєднання функцій отримання та перетворення інформації про положення об'єктів роботизації та управління процесом виведення робочих органів ПР в область розташування об'єкта роботизації із забезпеченням операції захоплення останнього.

Більш широкий діапазон вимірювання і лінійну характеристику найбільшої протяжності має струминний перетворювач вихрового типу з кільцевим соплом, що сходить (рис. 5.4, а).

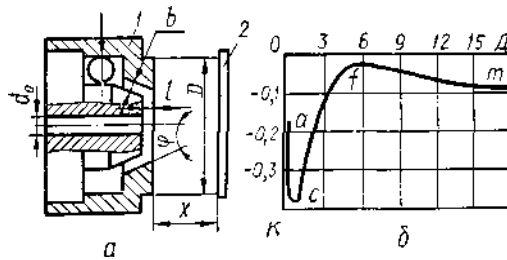


Рисунок 5.4 – Схема струминного перетворювача вихрового типу з кільцевим соплом (а) і його робоча характеристика (б)

Межа вимірювання, а разом з тим і визначення віддаленості розташування об'єкта 2 від кільцевого сопла перетворювача 1 досягає 70 мм. При цьому оптимальними є наступні параметри -перетворювача: ширина кільцевого зазору $b = 0,722$ мм; відстань від торця кільцевого сопла до торцювальної поверхні перетворювача $l = 0,045$ мм; кут конуса перетворювача $2\varphi = 60^\circ$; діаметр кільцевого сопла $D = 6,5$ мм.

Властивості перетворювача за виявом і захопленням об'єкта видно з його робочої безрозмірної характеристики (рис. 5.4, б) з трьома явно вираженими ділянками. Ділянка $f - m$ для точного виміру не застосовується, оскільки чутливість перетворювача у ньому низька. Разом з тим, яка має місце слабка залежність коефіцієнта тиску K (є відношення атмосферного тиску p_a до тиску живлення p_0) від параметра D (відношення відстані x від торця перетворювача до об'єкта до діаметра D) може використовуватися для попереднього зниження швидкості переміщення робочих органів ПР у бік об'єкта. Ділянка $c - f$ характеристики служить для точної індикації положення деталі та одночасного управління швидкістю позиціонування перетворювача в область розташування об'єкта. Нарешті, третя ділянка характеристики $a-c$ визначає ежекторний характер взаємодії перетворювача і об'єкта, коли об'єкт «засмоктується» струменем повітря, що виходить із сопла. Зокрема, наведені вище параметри перетворювача та тиск живлення $p_0 = 80$ кПа забезпечують утримання об'єкта вагою 1,0 Н, якщо він перекидає торець перетворювача діаметром 15 мм.

Описаний перетворювач, на відміну від відомих вакуумних присосок з еластичним елементом, не пред'являє високих вимог до чистоти обробки поверхні об'єкта та його температури.

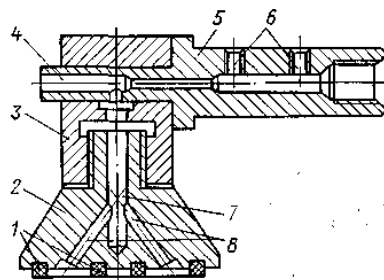


Рисунок 5.5 – ЗП ежекторного типу



Конструктивно ЗП ежекторного типу (рис. 5.5) являє собою корпус 3, на якому укріплений тримач 2 з гумовими амортизуючими кільцями 1. Корпус 3 пов'язаний з розподільником 5, що встановлюється на кисті ПР. Система розподілу повітря по живильному каналу 7 і робочим соплам 8 від жиклера 4 створює відсмоктування повітря з-під гумових кілець 7, за рахунок чого об'єкт притискається до торця кілець 1. Регулювання зусилля захоплення і виведення захватного пристрою на робочий режим виробляються регульовальними -каналами. Для ежекторних, а також вакуум-присосних ЗП характерний амортизуючий ефект, у зв'язку з чим такі пристрої найчастіше використовуються при роботі з легкодеформованими та крихкими об'єктами.

Аналогічну конструкцію мають і вакуум-присосні ЗП, але з тією відмінністю, що ежекторний канал заглушується із зовнішнього боку, а в розподільнику створюється розрідження (а не подається струмінь повітря).

У точному приладобудуванні, електронній та суміжних галузях промисловості при роботі з плоскими і циліндричними об'єктами невеликих мас і габаритних розмірів широко застосовуються струменеві ЗП. До їх переваг відносяться: можливість комплектації виробу або накопичення об'єктів; поєднання процесу захоплення з орієнтуванням об'єктів; простота конструкції та зручність обслуговування.

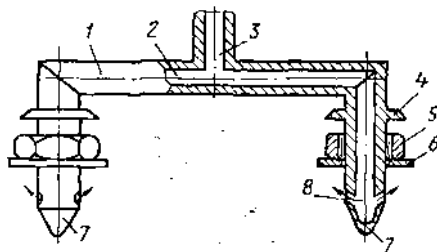


Рисунок 5.6 – ЗП для обслуговування об'єктів з наскрізним отворами

Конструктивно струменеві ЗП являють собою корпус 3 (рис. 5.6), що виконує роль розподільника по струму повітря, що надходить з вхідного каналу 3, по каналах 2 живлення робочих сопел 8 захватного пристрою. Зображене на рис. 5.6 захватний пристрій призначений для обслуговування об'єктів, що мають наскрізні від версти: шунтів, статорів і роторів конденсаторів змінної ємності, звичайних і пружинних шайб, гайок і т. п. Процес захоплення здійснюється введенням робочих елементів 7 в подачею струменя повітря в робочі сопла 8. Сопла розташовані під кутом до утворюючої робочих елементів 7 так, що, виходячи з сопел 8, струмені повітря притискають об'єкти 5 і 6 до обмежувального бурта 4. Якщо сопла виконати спіральними з кутом закручування щодо утворюють робочих елементів, можна надати обертальний рух накопичуваним і притискається до обмежувального бурту 4 об'єктам 5 та 6, то б то будуть



здійснююватися орієнтуючі рухи в процесі перенесення об'єктів від позиції за хвату до робочої позиції.

Можливі також і інші виконання струменевих захватних пристроїв, наприклад, для обслуговування плоских об'єктів без наскрізного отвору. Однак у будь-якому випадку захоплення та утримання об'єктів здійснюються при впливі струменя повітря, що виходить під певним кутом до утворюючої робочого елемента.

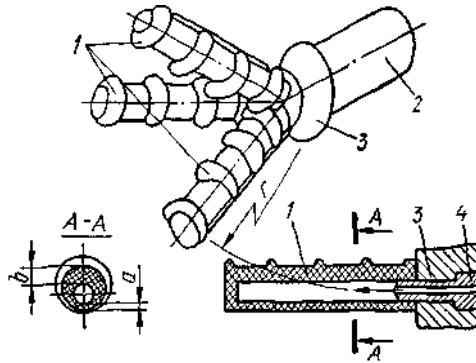


Рисунок 5.7 – Камерний захватний пристрій

Використання як затискних камерних елементів дозволяє створювати прості конструкції та надійно працюючі ЗП, що характеризуються високим ступенем адаптації до форми захоплюваних об'єктів. У ряді випадків, завдяки своєрідному виконанню камерних елементів, вдається імітувати дію фаланг кисті людини.

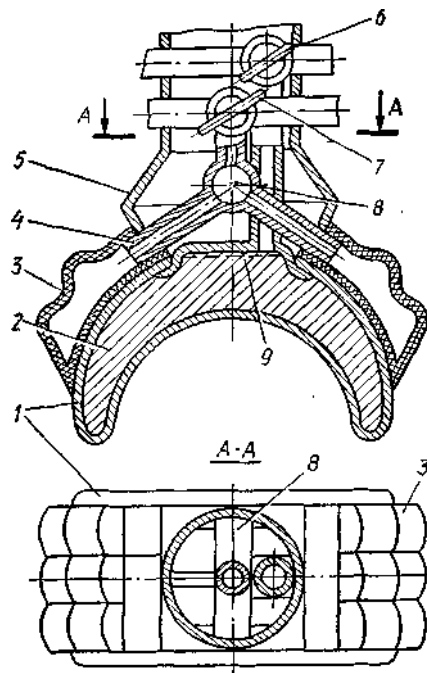


Рисунок 5.8 – ЗП з камерами, заповненими сипучим матеріалом



Подано на рис. 5.7 камерне ЗП містить триелементну систему 1, укріплену за допомогою стикувального вузла 3 з рукою 2 промислового робота. Елементи 1 розведені під кутом 120° до площини кріплення зі стиковочним вузлом і являють собою порожнисту оболонку, виконану з гуми або іншого еластичного матеріалу, внутрішня частина якої за допомогою штуцера 4 з'єднана з джерелом стисненого повітря або рідини. Гофрована внутрішня поверхня елементів 1 на потовщеній стінці b оболонки (перетин $A - A$) збільшує надійність захоплення об'єктів, що здійснюється наступним чином. Робоче тіло через штуцер 4 подається у внутрішню порожнину оболонки 1, яка починає згинатися по радіусу r за рахунок рознесення товщин a і b (причому $b > a$) її внутрішньої та зовнішньої стінок, щільно охоплюючи що знаходиться у внутрішній області системи камерних елементів 1 об'єкт. Зусилля захоплення визначається різницею товщини a і b стінок оболонок і робочим тиском в їх порожнинах.

Часто камери захватних пристроїв заповнюють сипучим матеріалом, а деформація камер при захопленні об'єктів забезпечується системою важелів. Досвід експлуатації таких ЗП, з механічними важелями, показав недосконалість їх конструкцій з урахуванням приводів важелів. Крім того, при роботі таких ЗП потрібна інформація про розміри об'єкта, що захоплюється, з метою виключення його деформації і своєчасного зупинення приводу важелів.

Нові можливості відкриваються при заміні жорстких механічних важелів з силовими приводами і гумовими камерами з сипучими матеріалами одним гумовим балоном, що має в перетині підкову форму і заповненим сипучим матеріалом. На рис. 5.8 показано одну з таких конструкцій. Захватний пристрій, прикріплений за допомогою стикувального елемента 5 до руки промислового робота, містить дві пневматичні системи. Одну з них складають триходовий електромагнітний вентиль 6, фільтруючий елемент 9 і тонкостінна робоча камера 1, заповнена сипучим матеріалом 2. Друга — складається з триходового електромагнітного вентиля 7, розподільчого колектора 8 з каналами 4 підведення з ними заглушених на кінці приводних камер 3 з плоскими внутрішніми і гофрованими зовнішніми стінками. Привідні камери 3 внутрішніми плоскими стінками закріплені з зовнішніми стінками камери /.

У неробочому стані порожнини водних камер 3 і робочої камери 1 відповідно через вентиля 7 і 5 пов'язані з атмосферою, так що краї камери 1 розведені за рахунок пружних властивостей матеріалу або під дією спеціальних працюючих на стиснення пружин (на рис. 5.8 не показано). У такому стані хватний пристрій, готовий до роботи, виводиться рукою промислового робота в область розташування об'єкта, що захоплюється. Захоплення об'єкта, що опинився між губками робочої камери 1, здійснюється переключенням вентиля 7 в робоче положення, коли порожнини приводних камер 3 під'єднуються до джерела стисненого повітря. Гофрована сторона камер 3 подовжується, рухаючи губки робочої каме-



ри 1, які, зближуючись, захоплюють об'єкт, і при досягненні повного захоплення об'єкта робочою камерою 1 змінюється положення вентиля 6, що забезпечує відсмоктування повітря з робочої камери. В ході відсмоктування повітря з порожнини робочої камери 1 фільтр 9 перешкоджає попаданню сипучого матеріалу в канал розрідження. Під впливом надлишкового зовнішнього тиску частинки сипучого матеріалу втрачають здатність до зміщення відносно один одного, у зв'язку з чим наповнювач робочої камери 1 як би «затвердіває», не змінюючи форму камери. Таким чином, забезпечується зусилля, достатнє для надійного утримання об'єкта між губками робочої камери 1. Для звільнення об'єкта порожнини приводних 3 і 1 робочої камер з'єднуються за допомогою вентилів 7 і 6 з атмосферою.

Описаний захватний пристрій може використовуватися для захоплення та утримання об'єктів з різних матеріалів, що мають різноманітну форму, без будь-якої переналадки.

При проектуванні захватних пристроїв промислових роботів слід дотримуватися вимог стандартів, який встановлює їх типи, при з'єднувальні розміри фланцевих місць кріплення і діаметрів циліндричних хвостовиків.

Вихідними величинами, що вибираються конструктивно, для побудови спеціального профілю губок є (рис. 5.9): максимальний D_{max} та мінимальний D_{min} діаметри захоплюючого об'єкта; положення осей повороту губки (точка А) і центру об'єкта, що затискається (точка О); кут 2β при вершині призми. Відстань АО вибирають більшим, ніж середній діаметр $D_{сер}$ за об'єктів, що захоплюються.

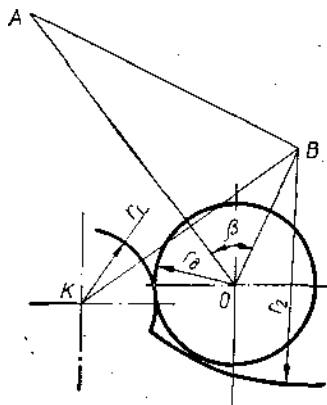


Рисунок 5.9 – Схема побудови центруючих поворотних губок ЗП

З точки Про проводимо коло радіусом

$$D_{сер} = \frac{D_{сер}}{2} = (D_{max} + D_{min})/4. \quad (5.1)$$

За вибраними значеннями β і положення осі ОА будуюмо прямокутний трикутник АОВ з зершиною прямого кута, що є центром одного з радіусів профілю губок. Вибираємо точку До симетрично точки В щодо гіпотенузи АТ.

З точок К я описуємо профіль губок радіусами r_1 і r_2 .



Далі виконуємо розрахунок похибки центрування об'єкта для даного профілю губок.

Точне центрування об'єктів у губках криволінійної форми можливе, якщо поверхня губок при зміні радіусу r_d заготовки, що затискається, забезпечує переміщення її центрів по дузі кола радіусом $R = OA$. На практиці ж апроксимація криво лінійної поверхні губок ЗП дугами кола призводить до переміщення центру виробу не по дузі кола (у даному випадку радіусом $r = OA$), а по дузі еліпса. При цьому помилка центрування Δ може бути визначена так:

$$\Delta = \pm \frac{(r_{max} - r_{min})^4 \operatorname{tg}^2 \beta}{263R^3} \quad (5.2)$$

Зазвичай для малогабаритних об'єктів Δ мала (соті частки міліметра) і нею нехтують.

5.4. Універсальні ЗП

При створенні універсальних механічних захватних пристроїв для маніпулювання твердими, крихкими і м'якими об'єктами довільної форми можуть використовуватися багатоланкові механізми, здатні здійснювати хвилеподібні рухи. У таких механізмах ланки наводяться в рух двома тросами через систему роликів. Захватний пристрій може утримувати об'єкт будь-якої форми, причому тиск розподіляється рівномірно по всій лінії контакту ланок з об'єктом. Щільне облягання по всіх точках контуру забезпечується як для опуклих, так і для увігнутих профілів об'єктів. Необхідною умовою є розмірні обмеження на ланки, які повинні являти собою малі сегменти, що не мають різких зламів по довжині.

Наявність двох приводних тросів пояснюється їх функціями: один раз тискає ланки ЗП, якщо потрібно виводити об'єкт, інший забезпечує стискання ланок при захопленні об'єкта. Таким чином, пристрій не має індивідуальних сервоприводів для кожної з ланок, а приводиться в дію за допомогою натягу загальних для всіх ланок тросів. Це спрощує конструкцію захватного пристрою в цілому і підвищує надійність його роботи.

Захватний пристрій з описаними властивостями показано на рис. 5.10 а. Воно являє собою багатоланковий кінематичний ланцюг 3, ланки якого з'єднані здвоєними роликами 4. Кожна з систем здвоєних роликів пов'язана тросовими передачами 1 і 2 відповідно для стискання і розтискання багатоланкових кінематичних ланцюгів. Процес захоплення об'єкта 6 починається з положення захватного пристрою, при якому за рахунок натягу троса 2 ланки розтиснуті. При цьому трос 1 ослаблений. Коли об'єкт за рахунок переносних рухів руки із захватним пристроєм потрапляє в область захоплення, тобто виявляється між розтиснутими нижньою і верхньою багатоланковими кінематичними ланцюгами 3, здійснюються поступове ослаблення троса 2 і натяг троса 1. При натягу троса 1 в про-

цес захоплення залучаються по черзі всі ланки кінематичного ланцюга в напрямку від основи до кісткових ланок 5 до тих пір, поки об'єкт не виявиться рівномірно схопленим по периметру з пропорційно - розподіленим захватним зусиллям. Оскільки кожна ланка забезпечує певне затискне зусилля, то при послідовному поширенні такого зусилля на чергове ланка ланцюга 3 починає повертатися наступне ланка, поки і воно не увійде в щільний зіткнення з об'єктом. Процес розтискання ланок відбувається у зворотному напрямку — від кінцевих ланок 5 до основи захватного пристрою.

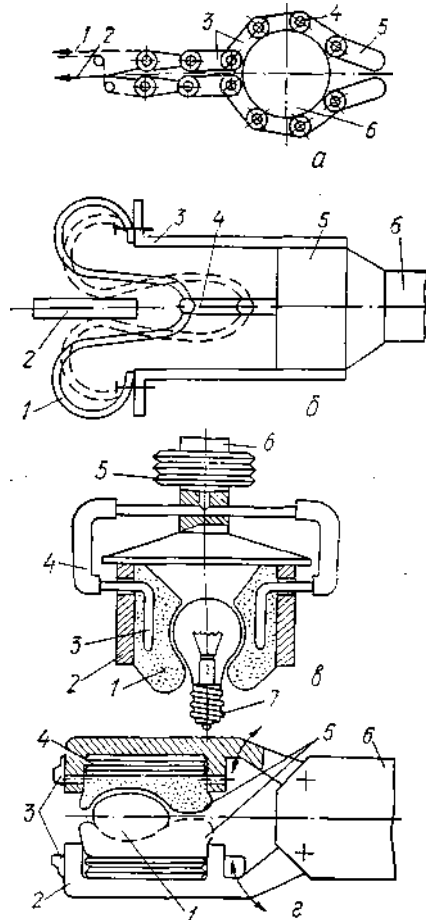


Рисунок 5.10 – Універсальні ЗП:

- а) багатоланкове; б) пружинне; в) з силорозповсюджуючим наповнювачем; г) з еластичними схоплюючими елементами

Одним з основних питань при проектуванні багатоланкових ЗП є вибір конструктивних співвідношень роликів приводного механізму . Для конструкції зі здвоєними роликами співвідношення радіусів роликів визначаються наступною послідовністю: 1, 9/11, 8/10, 7/9. 6 / 8 , 5/7, 4/6, 3/5, 2/4, 1/3, 0. Саме таке співвідношення радіусів роликів в одинадцятиланному кінематичному ланцюгу з довжиною ланок по 3 см кожне при силі натягу тросів 100 Н дозволяє захватному пристрою розвивати захватне зусилля 200 Н/см.



Рівномірний тиск на поверхню захоплюваного об'єкта, можливості регулювання захватного зусилля в широкому діапазоні та роботи захоплення з об'єктами складної форми обумовлюють широке застосування багатоланкових механічних ЗП при обслуговуванні технологічних процесів у машино-, приборо-, електроапаратобудуванні.

Наявність передавальних ланок, необхідність установки приводного елемента двосторонньої дії, а також використання тросових передач знижують надійність захватних пристроїв і ускладнюють конструкцію. Крім того, конструктивні обмеження при виборі мінімального розміру елементів багатовікового кінематичного ланцюга призводять до виникнення дискретних точок торкання ланок з поверхнею об'єкта, що захоплюється, і, як наслідок, до концентрації навантажень на окремих ділянках поверхні об'єкта.

Цих недоліків можна уникнути, якщо затискний елемент виконати у вигляді гнучкої стрічки 1, кінці якої жорстко закріплені в корпусі 3 захватного пристрою (рис. 5.10, б). Шток 4 пневмопривода 5 приєднаний до середнього перегину стрічки / два крайні перегину якої служать губками ЗП. Весь пристрій кріпиться до руки 6 промислового робота (або до її кисті).

У вихідному положенні шток 4 привода 5 висунуто вліво, і гнучка стрічка 1 займає положення, позначене малюнку суцільною лінією. Після виведення захватного пристрою маніпуляційною системою промислового робота в область розташування об'єкта 2 від системи управління ПР на привід 5 подається команда на поздовжнє переміщення штока 4 праворуч. Це переміщення викликає деформацію пружної стрічки 1, що призводить до перекошування її зовнішніх перегинів зі зменшенням радіуса кривизни відповідної ділянки стрічки біля місць її кріплення до корпусу 3. З'являються зусилля, при яких зовнішні перегини-губки прагнуть стиснути деталі 2. Зусилля захоплення визначається пружними властивостями матеріалу -стрічки 1, її конструктивними -параметрами, товщиною і радіусами заокруглення в місцях кріплення до корпусу 3 і штоку 4 при воді 5), а також габаритними розмірами захоплюваного об'єкта.

Повернення губок у вихідне положення може відбуватися під впливом сил пружності матеріалу стрічки, і в цьому випадку для роботи захватного пристрою достатньо приводного елемента односторонньої дії. Якщо ж для повернення губок у вихідне положення цих сил недостатньо, використовуються приводи двосторонньої дії.

Описаний захватний пристрій призначений для захоплення об'єктів, що мають плоскі поверхні, з якими найкращим чином взаємодіє еластична стрічка. Найбільш універсальними є ЗП з еластично-схоплюючими затискними елементами, що дозволяють виробляти захоплення об'єктів довільних форм, жорсткості, виконаних з різних матеріалів. Такі ЗП забезпечують необхідну податливість, пристосування до форми, рівномірний розподіл зусилля затиску по всій поверхні об'єкта, тобто оптимальні умови накладання утримувальних зв'язків.



Захопний пристрій з еластично- охоплюючими затискними елементами (рис. 5.10, в) складається з корпусу 2 з розміщеними в ньому камерами 1 і силорозподільними нагнітачами 3, каналів 4 для підведення робочого тіла в порожнини камер 1 і сильфона, що амортизує, 5. Кріпиться в руці 6 (або її кисті) промислового робота.

У вихідному положенні робочих камер повітря (робоче тіло) з них стравлений через нагнітачі 3 та канали 4 в атмосферу. При цьому захоплює пристрій виводиться маніпуляційною системою промислового робота в область розташування об'єкта 7, Після того, як об'єкт 7 потрапив у зону між робочими камерами 1, від системи управління ПР надходить команда на подачу повітря через канали 4 і нагнітач 3 порожнини робочих камер 1. Відбувається «м'яке» захоплення поверхні об'єкта 7 оболонками камер 1. При досягненні тиску в порожнинах камер, достатнього для утримання об'єкта, система подачі повітря вимикається. Вивільнення об'єкта 7 здійснюється стравлюванням повітря з порожнин робочих камер 1 і поверненням їх у вихідне положення.

До недоліків розглянутих універсальних камерних ЗП з еластично охоплюючими затискними елементами відноситься надлишковий тиск на поверхню об'єктів, що захоплюються при накладенні утримуючих зв'язків. У ряді випадків, особливо при обслуговуванні об'єктів із крихких матеріалів, надлишковий тиск неприпустимий, а процес утримання повинен здійснюватися за рахунок гравітаційних сил (ваги об'єкта). Разом з тим складна форма об'єктів і відсутність чітко виражених поверхонь, що базують, не допускають застосування призматичних, штирьових та інших гравітаційних ЗП.

Застосування камерних ЗП з гранульованими наповнювачами (див. рис. 5.10, в) також не завжди вирішує задачу захоплення тіл довільної форми і жорсткості , тому що вони не забезпечують щільного прилягання матеріалу робочої камери до поверхні об'єкта, що захоплюється, що призводить до нерівномірним навантаженням на цю поверхню. Крім того, гранульований сипучий наповнювач не дозволяє змінювати зусилля захоплення. Поставлене завдання може бути вирішене при використанні універсальних камерних захватних пристроїв із затискними елементами у вигляді еластичних тонкостінних камер, заповнених електрореологічною або електромагнітною рідиною і забезпечених відповідно керованими джерелами електричного або магнітного поля.

Захватний пристрій (рис. 5.10, г) містить корпус 6, в якому рухомо кріпляться важелі 2 з губками 5 у вигляді еластичних камер. Камери з'єднані з важелями через сильфони 4, що створюють амортизаційний ефект при захопленні об'єкта. В якості наповнювачів камер 5 використовується електрореологічна або електромагнітна рідина, що являє собою суспензію, до складу якої входять рідке тіло (олії, гас і т. п.) і частинки різних матеріалів, що знаходяться в ньому у зваженому стані (наприклад, для електрореологічної рідини — частки силікатів, для електромагнітної —

ферромагнітні наповнювачі). У місцях з'єднання корпусів важелів 2 з камерами встановлені керовані джерела 3 електричного (наприклад, електроди) або магнітного (наприклад, електромагнітні котушки) поля.

Захватний пристрій функціонує наступним чином. У вихідному положенні важелі 2 розведені, джерела 3 електричного (магнітного) поля знеструмлені і електрореологічна (електромагнітна) рідина в камерах 5 губок знаходиться у вільному (аморфному) стані. Для захоплення об'єкта 1 хватний пристрій виводиться маніпуляційною системою ПР в зону розташування об'єктів різної форми, які можуть перебувати в довільному положенні навалом або в попередньо орієнтованому (упорядкованому).

Після виведення ЗП в область розташування об'єкта 1 важелі 2 по команді системи управління ПР зводяться до крайнього фіксованого положення. При цьому залежно від властивостей об'єкта, що захоплюється (жорсткість, умови - деформованості поверхонь і т. п.) на керовані джерела 3 електричного -(магнітного) поля від системи управління робота надходять керуючі сигнали необхідного рівня. Зміна напруженості електричного (магнітного) поля призводить до зміни в'язучих властивостей наповнювачів камер 5 і пружних властивостей губок, що забезпечує необхідне для надійного захоплення і утримання об'єкта 1 зусилля, що не перевищує допустимого з умови непошкодження деформованих поверхонь захоплюваного об'єкта. Якщо ж форма об'єкта, що захоплюється, така, що можливе облягання його поверхонь еластичною тонкостінною камерою, утримання може відбуватися за рахунок гравітаційних сил, тобто ваги самого об'єкта без додаткових деформуючих зусиль зі сторони губок.

Після транспортування об'єкта 1 до робочої позиції керовані джерела 3 знеструмлюються, робоча рідина губок 5 відновлює вихідні властивості, важелі 2 розлучаються і об'єкт 1 звільняється.

Таким чином, застосування електрореологічних і електромагнітних рідин як наповнювачів робочих камер дозволяє значно розширити технологічні можливості хватних пристроїв за рахунок можливості розширення номенклатури об'єктів, що захоплюються, без переналадження ЗП.

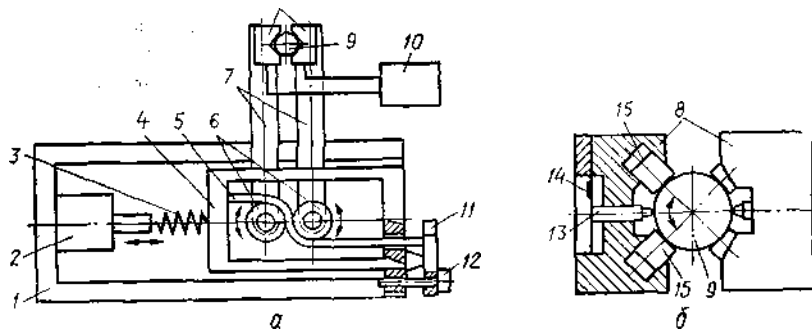


Рисунок 5.11 – Автоматичне ЗП із пристроєм для контролю геометричних параметрів об'єкта



Розширення функціональних можливостей промислових роботів, обумовлене необхідністю обслуговування об'єктів, що мають різні характеристики (конфігурація, маса, матеріал, механічні властивості), вимагає використання більш складних прийомів і технічних засобів отримання та обробки сенсорної інформації. Найбільш ефективним шляхом вирішення таких завдань є використання адаптивних захватних пристроїв. При цьому створюються умови для організації багаторівневої обробки інформації, що забезпечує вже на нижньому рівні (власне захватні пристрої) виділення за допомогою детекторів найпростіших ознак захоплюваного об'єкта, суттєвих для його розпізнавання та переналагодження в широкому діапазоні порога чутливості вбудованих сенсорних каналів в залежності від поставленого завдання та стану навколишнього середовища.

Розглянемо докладніше питання створення адаптивних ЗП, що виконують функції контролю геометричних параметрів, розпізнавання форми, класу та положення об'єкта в просторі.

На рис. 5.11 показано ЗП, що дозволяє підвищити надійність захоплення об'єктів шляхом точного їх базування, а також що дозволяє здійснити контроль геометричних параметрів захоплюваних об'єктів. Захватний пристрій містить дві знімні губки 8 (рис. 5.11, а), встановлені на важелях 7. Важелі насаджені на осі з роликками 6, охопленіми гнучкою стрічкою 5. Осі роликів 6, встановлені в корпусі 1 захватного пристрою, нерухомі по відношенню до рамки 4, що переміщається по напрямних корпусу 1. Гнучка стрічка 5 одним кінцем жорстко з'єднана з лівою гранню рамки, а другим — за допомогою шарніра з коротким плечем двоплечового важеля 11. Довге плече важеля 11 пов'язане з регулювальним гвинтом 12.

Така механічна система являє собою перетворювач лінійних - зворотно-поступальних рухів вихідного штока приводного двигуна 2 в обертальний рух установлених на осях роликів 6 і вільний і розвідний рух насаджених на ролики 6 важелів 7 демпфуюча дія забезпечується пружними властивостями пружини 3, що зв'язує шток приводного двигуна 2 з рамкою 4. Губки 8 виконані у вигляді призм (рис. 5.11 б), в яких встановлюються змінні контактні пластини 15. Кожна губка забезпечена вимірювальним пристроєм, що представляє собою п'єзOMETричний перетворювач 14, розташований на пружній пластині і пов'язаний з блоком управління 10 і вимірювальним штоком 13 з наконечником із боку розташування об'єкта 9.

Захватний пристрій працює наступним чином. У вихідному положенні шток приводного двигуна і рамка 4 знаходяться у лівому крайньому положенні, а важелі 7 з губками 8 розведені. Після виведення захватного пристрою маніпуляційною системою робота в область розташування об'єкта 9 система управління ПР формує команду для захоплення об'єкта. Включається приводний двигун 2, його шток через пружний зв'я-



зок 3 впливає на рамку 4, яка переміщається зліва на право, протягуючи гнучку стрічку через 5 укріплені на осях ролики 6.

Важелі 7 починають сходитися до моменту захоплення об'єкта 9 губками 8. Оскільки розмір об'єкта 9, що захоплюється, може відрізнятися від номінального (наприклад, при його максимальному значенні), в кінематичному ланцюгу осі роликів 6 — важелі 7 — губки 8 — змінні контактні пластини 15 — об'єкт 9 виникають деформації. Зменшити деформації, що призводять до аварійних ситуацій, а також до пошкодження поверхні об'єкта, дозволяють введення демпфуючого пружного зв'язку 3, правильний підбір кута охоплення роликів 6 гнучкою стрічкою 5, зміна співвідношення коефіцієнтів тертя матеріалів роликів і стрічки і натягу регульовальним механізмом 11 - 12. Разом з тим стиск пружини 3 підвищує надійність захоплення об'єкта губками 8 захватного пристрою.

Розмір об'єкта визначається за деформацією п'єзометричного перетворювача 14, включеного згідно з диференціальною схемою, і фіксується реєструючим пристроєм блоку управління 10.

При необхідності захоплення і контролю багатоступінчастих об'єктів (типу ступінчастого валу, втулки) захватний пристрій забезпечується декількома перетворювачами поступальних переміщень в обертальні, що мають різні передатні відношення за рахунок підбору діаметрів роликів відповідно ступеням об'єктів, на які накладаються зв'язки, які утримують, та виконані аналогічно перетворювачу, що складається з елементів 5...8. Перетворювачі розташовуються один над одним і приводяться в рух одним приводним двигуном.

Зусилля захоплення об'єкта в описаному ЗП (див. рис. 5.11) визначається за виразом:

$$P = c u_{\text{пр}} i = c u_{\text{св}}(0,5d/L), \quad (5.3)$$

де c - жорсткість пружного зв'язку 3 і i - передатне відношення кінематичного ланцюга важіль 7 - ролик 6; $u_{\text{св}}$ - хід пружини; d - діаметр ролика 6; L - довжина важеля 7; $u_{\text{пр}}$ - хід перетворювача.

Як видно з наведеного виразу, зусилля захоплення залежить від ходу пружини. Для забезпечення сталості зусилля захоплення передбачена конструкція захватного пристрою з фрикційним зв'язком між приводними роликами 6 і важелями 7. Зусилля захоплення регулюється по об'єкту з найменшим можливим діаметром. Тоді рамка 4 буде переміщатися до тих пір, поки шток приводного двигуна 2 і пружна зв'язок 3 не займуть свої крайні праві положення, що відповідатиме розрахунковому зусиллю затиску.

При захопленні інших об'єктів (більшого діаметра) шток двигуна 2 дійде до крайнього правого положення, а пружина 3, переміщуючись після створення розрахункового зусилля затиску, викличе подальше пере-

міщення рамки 4 , але вже в режимі прослизання стрічки 5 щодо роликів 6. Таким чином, зусилля затискання виявляється рівним силі тертя між стрічкою 5 і роликами 6 і практично не залежить від абсолютного розміру об'єкта, що захоплюється, в діапазоні, на який налаштовано ЗП.

Переналадження захватного пристрою може полягати в регулюванні на тяжіння гнучкої стрічки регульовальним гвинтом 12, зміні важелів 7 контактних пластин 15, роликів 6 і пружного зв'язку 3.

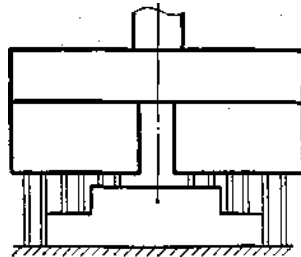


Рисунок – 5.12 – Захоплення деталі багатопальцевим ЗП

Різновид універсальних ЗП - багатопальцева конструкція, в якій пальці можуть переміщатися вздовж своєї поздовжньої осі, адаптуючись до форм захопленої деталі. Залежно від конкретної конструкції фіксація деталі в ЗП проводиться різними способами: за допомогою вакуумних присосок, розташованих на кожному з пальців; механічним затисканням бічної поверхні деталі прилеглими до неї пальцями; двостороннім обхватом деталі багатопальцевими стулками. Установка датчика переміщення на кожному пальці дає можливість визначати рельєф поверхні захопленої деталі, її розміри, розташування в площині ЗП. Ця інформація служить для вироблення управляючих впливів на приводі промислового робота та зовнішні пристрої.

Наприклад, універсальне ЗП (рис. 5.12), розроблене у Великій Британії, складається з двох секцій, на яких укріплено по 128 телескопічних пальців. Кожен палець оснащений дискретним 16-рівневим датчиком переміщення. Всі датчики переміщення з'єднані з блоком розпізнавання образів, з якого інформація надходить на блок управління приводами ПР. Таким чином, багатопальцевий ЗП служить тут як датчик тактильної інформації, на основі якої отримують просторовий образ захопленої деталі.

Можливість отримання великого обсягу інформації в процесі захоплення та переміщення деталей робить подібну систему в деяких конкретних випадках навіть більш ефективною в порівнянні з системою технічного зору (СТЗ), у якій деяка частина часу до захоплення певної деталі витрачається на «огляд». Крім того, спрощується апаратне та програмне забезпечення систем обробки інформації, що надходить, за рахунок практично повної відсутності спотворень вхідної інформації (для відеозображень наявність таких спотворень характерно) і меншої надмірності



вхідної інформації, ніж у СТЗ, де часто вирішують задачу ізоляції неінформативних деталей, що потрапляють у поле зору телекамери.

Загальним недоліком універсальних ЗП як датчиків тактильної інформації є їх низька роздільна здатність. Точність вимірювання розмірів деталі в напрямку поздовжньої осі ЗП може бути високою завдяки застосуванню досконалих датчиків переміщень пальців. Наприклад, ЗП, розроблене в Японії, як датчик переміщення має оптоелектронну пару світлодіод — фототранзистор. Переміщення вимірюється зміни інтенсивності світлового потоку; при цьому люкс-амперна характеристика фототранзистора інтерполюється поліномом п'ятого порядку. Можливі й інші варіанти технічних рішень — наприклад, використання потенціометричних датчиків переміщення.

Складніше вирішити задачу підвищення роздільної здатності схватів у площині, перпендикулярної до поздовжньої осі пальців. Це обумовлено обмеженнями, які накладаються на жорсткість кожного пальця, необхідну для надійного захоплення деталі. Ця величина залежить від параметрів захоплюваної деталі: маси, розмірів, шорсткості бічних поверхонь.

Тому при створенні універсальних ЗП необхідно враховувати конкретні умови їх застосування — для вимірювальних операцій або ж в основному для захоплення різнорозмірних деталей за приблизно однаковий час при різко обмежених вимірювальних можливостях. У першому випадку для зменшення кроку розміщення пальців функції утримання деталі передаються допоміжним вузлам ЗП, а самі пальці використовуються в основному для отримання тактильної інформації.

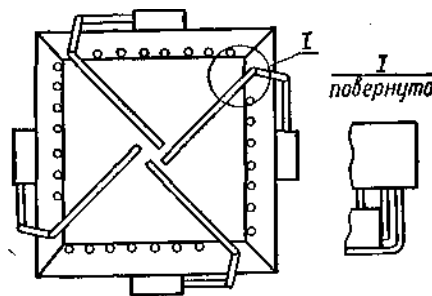


Рисунок 5.13 – Фіксація деталі Г-подібними пальцями

На рис. 5.13 зображено багатопальцевий схват, в якому по краях кожної з чотирьох розвідних губок є силовий Г-подібний палець. Фіксація деталі в такому схваті відбувається у два етапи: 1) обтиск бічної поверхні деталі прямими пальцями;

2) поворот на кут 45° Г-подібних пальців, на які впливає вага деталі при переміщенні, що дозволяє виконати прямі пальці з меншим заперечним перерізом і розмістити їх з меншим кроком.

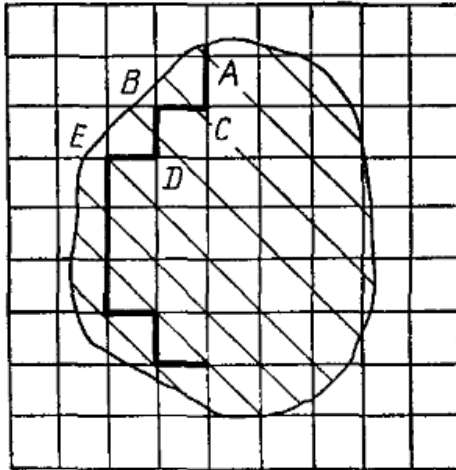


Рисунок 5.14 – Визначення площі поверхні деталі

Такі схвати можна використовувати в промисловості при виконанні контрольних операцій, таких як виявлення (на вигляд) бракованих виробів, попередження надходження до верстатів неправильно розташованих деталей і т. д. У більшості випадків деталі мають правильні геометричні форми і найбільш простий спосіб їх розпізнавання — віднайдення коефіцієнта форми виробу $K_f = L^2/S$, де L — периметр виробу, S — його площа. Існують таблиці для визначення K_f залежно від геометричної форми деталі. Практично, щоб визначити K_f , потрібно виміряти площу деталі за кількістю утоплених пальців, а периметр знайти як суму гіпотенуз AB, BE, \dots апроксимуючих трикутників (рис. 5.14), або простіше — відрізків ступінчастої кривої AC, CB, BO, \dots . Тоді периметр деталі визначається за виразом:

$$L = \sum_{i=1}^n t (n_i - n_{i-1} + 2), \quad (5.4)$$

де k - коефіцієнт пропорційності ; t - відстань між пальцями; n_i - кількість утоплених пальців в i -му ряду.

Похибка визначення периметру деталі за формулою (5.4) є випадковою величиною і в несприятливих умовах може досягати 40 %. Підвищення роздільної здатності вимірювання розміру деталі по кожному ряду пальців дозволяє систематизувати цю похибку, зробивши її завжди позитивною величиною.

Встановлено, що з більшості конфігурацій деталей похибка зберігається лише на рівні 30 % і може враховуватися як систематична.

Практично підвищення роздільної здатності вимірювання розміру деталі по ряду пальців можливо при введенні додаткової податливості в площині, перпендикулярній до поздовжньої осі пальців. Конструктивно додаткова податливість забезпечується плоскою пружиною, що з'єднує дві частини кожного пальця. Визначивши прогин пружини, що виникає



при затиску деталі, можна судити про її точний розмір у напрямку розташування даного ряду пальців.

Процес вимірювання розміру деталі при використанні такого схвата складається з двох етапів: 1) грубий вимір за кількістю утоплених пальців; 2) уточнення результату щодо прогину відповідної пружини.

Слід зазначити, що створення універсальних ЗП з декількома податками дозволяє використовувати описану конструкцію і для виконання складальних операцій. Тут плоскі пружини служать як пасивно центруючі ланки, що полегшує збирання виробів. Вивчається можливість використання такої податливості для отримання тактильної інформації про складальний процес з метою запровадження коригуючих рухів маніпулятора.

Контрольні запитання до теми 5

1. Які основні вимоги пред'являються до захватних пристроїв промислових роботів?
2. Які три основні ознаки використовуються для класифікації захватних пристроїв?
3. Які переваги мають магнітні захватні пристрої?
4. Для яких об'єктів найбільше підходять камерні захватні пристрої з мембранними пальцевими елементами?
5. Які типи приводів використовуються в захватних пристроях і в якому порядку зменшення їх питомої ваги застосування?
6. Які функціональні елементи включають захватні пристрої?
7. Чому важливо враховувати кінематику зв'язку "захватний пристрій – об'єкт" при конструюванні захватних пристроїв?
8. Які форми контактних наконечників захватних пристроїв найпоширеніші?
9. Які вимоги пред'являються до вакуумних захватних пристроїв?
10. Які переваги мають струменеві захватні пристрої?
11. Як конструктивні особливості та властивості матеріалу об'єкта впливають на вибір захватного пристрою?
12. Які механізми використовуються для передачі зусилля в захватних пристроях?
13. Як забезпечується адаптація захватних пристроїв до змінних умов роботи?
14. Які основні типи захватних пристроїв використовуються для об'єктів з високим ступенем шорсткості поверхні?
15. Які функції виконують центруючі захватні пристрої?
16. Чому важливо уникати надлишкових зв'язків при захопленні об'єкта?
17. Як визначаються оптимальні умови реалізації кінематики зв'язку "захватний пристрій – об'єкт"?



18. Які вимоги до чистоти поверхні пред'являються при використанні вакуумних захватних пристроїв?
19. Які переваги і недоліки мають багатоланкові захватні пристрої?
20. Як забезпечується переналагоджуваність захватних пристроїв під певний типорозмір об'єктів?
21. Які вимоги до зусилля захоплення пред'являються при використанні "м'якого" зажимного елемента?
22. Як поєднуються функції захоплення та орієнтації об'єкта в магнітних захватних пристроях?
23. Які особливості застосування камерних захватних пристроїв з еластичними захоплюючими елементами?
24. Які функціональні елементи забезпечують інформаційно-вимірювальну ланку в захватних пристроях?
25. Як змінюється кількість точок контакту при використанні жорстких губок захватного пристрою?

Використана література

1. Кошевий О. П., Григор'єва Л. О., Левківський Д. В. Опір матеріалів в лекціях і задачах: навчальний посібник. Київ : КНУБА; Кам'янець-Подільський : ТОВ «Друкарня «Рута», 2019. 340 с.
2. Ельперін І. В., Пупена О. М., Сідлецький В. М., Швед С. М. Автоматизація виробничих процесів. Вид. 2-ге, переробл. Київ : Ліра-К, 2021. 378 с.
3. Гнусов Ю. В., Тулупов В. В., Пересічанський В. М. Метрологія та вимірювання : навчальний посібник. Харків : Харк. нац. ун-т внутр. справ, 2019. 125 с. URL: <http://surl.li/uqvza>.
4. Основи мехатроніки : навч. посіб. / О. М. Артюх та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 372 с. URL: <http://surl.li/uqvzb>.
5. Хорольський В. П., Коренець Ю. М., МЕХАТРОНІКА (мехатроніка та інтелектуальна автоматика) : навчальний посібник. Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2023. 342 с. URL: <http://surl.li/uqvzi>.
6. Поздєєв В. О., Січко В. М. Математичне моделювання фізичних процесів : навчальний посібник (для дистанційної форми навчання). Миколаїв : СПД Румянцева, 2021. 134 с. URL: <http://surl.li/uqvzl>.
7. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 275 с. URL: <http://surl.li/uqvzm>.



ТЕМА 6

РОЗРАХУНОК ЗП

Метою вивчення теми є розрахунок ЗП, які підтримують та схоплюючих ЗП.

Завдання вивчення теми збігаються з переліком питань для розгляду, що наведений нижче.

Перелік питань до розгляду

6.1 Розрахунок ЗП, які підтримують.

6.2 Розрахунок схоплюючих ЗП.

6.1 Розрахунок ЗП, які підтримують

Для надійного захоплення та утримання об'єкта маніпулювання при його переміщенні необхідно здійснити розрахунок обраного захватного пристрою. У зв'язку з різноманіттям типів ЗП, що істотно відрізняються за способом утримання об'єкта (підтримуючі, схоплюючі, утримуючі), принципу дії (механічні, з еластичними камерами, вакуумні, магнітні, тощо) і конструкції, немає єдиної методики їх розрахунку.

Нижче розглянуті розрахунки захватних пристроїв, які зустрічаються найчастіше.

При невеликих швидкостях переміщення об'єктів застосовуються підтримуючі ЗП, конструкція яких найбільш проста. До них відносяться виделки, гаки, петлі, лопатки та схвати живильників, які не затискають заготовки (лотки, призми тощо). Стійкість положення та орієнтації об'єкта в пристроях такого типу досягається в основному за рахунок маси і форми об'єкта. Підтримуючі ЗП найчастіше застосовуються в неперепрограмованих автоматичних маніпуляторах (автооператорах), призначених для завантаження орієнтованих штучних заготовок, зняття та виведення оброблених деталей із зони обробки і т. д.

Розрахунок підтримуючого ЗП полягає у визначенні граничного прискорення або кута підйому під час його переміщення, при яких виключається можливість зміщення об'єкта, а також зусиль взаємодії ЗП з об'єктом, необхідних для встановлення граничних прискорень у разі переміщення об'єкта паралельно його осі для перевірки міцності елементів схвату.

Якщо потрібно переміщення виробів типу тіл обертання тільки в горизонтальній або з невеликим кутом нахилу площині, то використовуються відкриті призматичні схвати. Оскільки продуктивність автооператора залежить від часу спрацьовування живильника, необхідно встановити максимально допустиме прискорення при заданому напрямку руху, положенні та геометрії схвату.



На рис. 6.1 наведено схему призматичного схвату відкритого типу з кутом призм 2α , вісь симетрії якого утворює з вертикаллю кут γ . Рух схвату відбувається прискорено або сповільнено по траєкторії, нахиленої до горизонту під кутом φ .

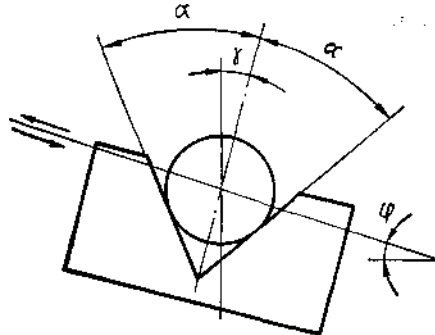


Рисунок 6.1 – Схема відкритого схвату

Стійка рівновага об'єкта на призмі схвату буде досягнута тоді, коли проекція сили тяжіння G на вісь X , паралельну грані призми, буде більше проекції на цю ж вісь сили інерції $\frac{G}{g}a$, що виникає під час руху тіла з прискоренням a (рис. 6.2). Якщо ці проекції рівні, досягається байдужа рівновага об'єкта. При стійкій рівновазі тіло чинить тиск на обидві грані призми, а при байдужій – лише одну з граней. Прискорення, при якому настає байдужа рівновага, і буде граничним, оскільки при збільшенні прискорення тіло викочуватиметься з призм схвату. Тому граничне прискорення $a_{\text{пр}}$ визначимо з умови рівності нулю суми проекцій усіх сил на вісь X :

$$\sum X = \frac{G}{g} a_{\text{пр}} \sin[\alpha - (\varphi - \gamma)] - G \cos(\alpha + \gamma) = 0 \quad (6.1)$$

звідки

$$a_{\text{пр}} = \frac{g \cos(\alpha + \gamma)}{\sin[\alpha - (\varphi - \gamma)]} \quad (6.2)$$

де g - прискорення вільного падіння.

Вираз (6.2) отримано для випадку прискореного руху схоплення вгору або для сповільненого - вниз. У разі прискореного руху схоплення вниз або сповільненого – вгору напрями прискорення та сили інерції зміняться на протилежні. При цьому граничне прискорення визначиться з умови рівності нулю суми проекцій усіх сил на вісь Y , паралельну до іншої грані призми, за формулою

$$a_{\text{пр}} = \frac{g \cos(\alpha - \gamma)}{\sin[\alpha + (\varphi - \gamma)]} \quad (6.3)$$

При горизонтальному розташуванні призми схвату у формулах (6.2), (6.3) слід покласти $\gamma = 0$. Тоді граничне прискорення визначиться так:

$$a_{\text{пр}} = \frac{g \cos \alpha}{\sin(\alpha \pm \varphi)} \quad (6.4)$$

Тут верхній знак відповідає напрямку прискорення вгору, а нижній – напрямку прискорення вниз.

Для визначення граничного кута нахилу траєкторії руху живильника $\varphi_{\text{пр}}$ при заданих значеннях прискорення $a_{\text{пр}}$ і кутів α і γ виразу (6.2), (6.3) потрібно вирішити щодо φ :

$$\varphi_{\text{пр}} = (\gamma \pm \alpha) \pm \arcsin \left[\frac{g}{a_{\text{пр}}} \cos(\alpha \pm \gamma) \right]. \quad (6.5)$$

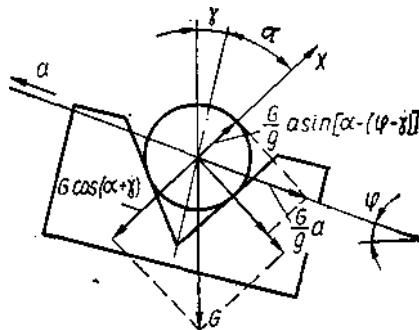


Рисунок 6.2 – Сили, діючі на тіло у відкритому схваті

Верхні знаки у формулі відповідають напрямку прискорення, показаному на рис. 6.2, а нижні – протилежному.

Граничне прискорення суттєво залежить від положення схвату відносно траєкторії руху, що визначається кутом γ . Оптимальним кутом повороту призми охоплення γ_0 є кут, при якому забезпечується рівність граничних прискорень при русі по заданій траєкторії у взаємно протилежних напрямках. Він визначається за формулою:

$$\gamma = 0,5 [\varphi + \arcsin(\sin \varphi \cos 2\alpha)]. \quad (6.6)$$

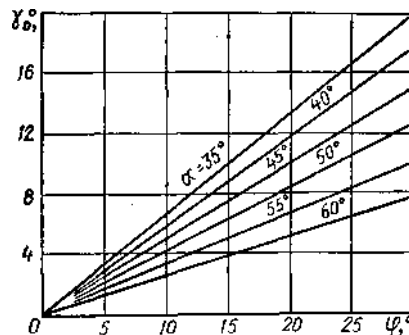


Рисунок 6.3 – Залежність оптимальних кутів γ і a від прийнятих кутів φ і α

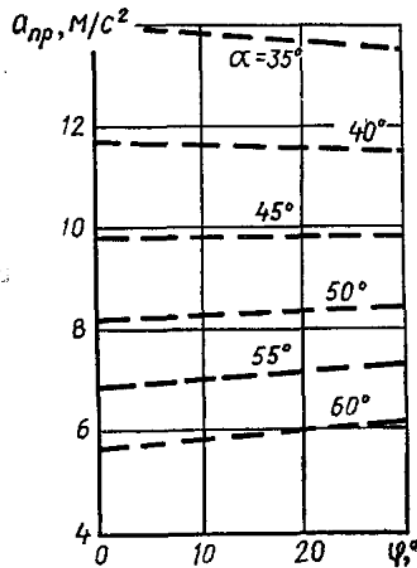


Рисунок 6.4 – Значення граничних прискорень $a_{пр}$ при оптимальних кутах γ_0 в залежності від прикутих α і φ

На рис. 6.3 наведено графік для визначення оптимальних кутів γ_0 залежно від прийнятих кутів α і φ . Таким чином, для отримання найбільших припустимих прискорень при даних значеннях кутів α і φ необхідно повернути схват так, щоб гострий кут між його віссю симетрії і траєкторією руху збільшився на γ_0 .

Наприклад визначимо граничне прискорення схвата з кутом призми $2\alpha = 90^\circ$, що рухається під кутом $\varphi = 30^\circ$ до горизонту. При горизонтальному розташуванні схвату ($\gamma = 0$) граничне-прискорення

$$a_{пр} = \frac{g \cos(\alpha - \gamma)}{\sin[\alpha + (\varphi - \gamma)]} = \frac{9,81 \cos 45^\circ}{\sin(45^\circ + 30^\circ)} = 7,18 \text{ м/с}^2$$

а при повороті схвата на кут $\gamma = \gamma_0 = 15^\circ$ граничне прискорення зросте:

$$a_{пр} = \frac{9,81 \cos(45^\circ - 15^\circ)}{\sin[45^\circ + (30^\circ - 15^\circ)]} = 9,81 \text{ м/с}^2$$

Для наведених на графіку рис. 6.3 значень кута збільшення граничних прискорень при повороті схвата на кут γ порівняно з горизонтальним розташуванням схватів становить від 34 % для $\alpha = 35^\circ$ до 19 % для $\alpha = 60^\circ$.

На рис. 6.4 наведено графік визначення граничного прискорення $a_{пр}$ при різних значеннях α , оптимальних кутах γ_0 та зміні φ від 0 до 30° . Як видно з графіка, при куті призми $2\alpha = 90^\circ$ і оптимальних кутах γ_0 граничні прискорення не залежать від кута нахилу траєкторії руху φ і рівні $9,81 \text{ м/с}^2$. Для інших значень кута граничне прискорення мало змінюється в



залежності від φ . При збільшенні кута граничні прискорення зменшуються, але при цьому зменшується так само і похибка орієнтації деталі. На практиці найчастіше застосовують схвати з кутом призми $2\alpha = 90^\circ$, які забезпечують високу точність орієнтації та стійкість деталі.

Природно, що граничні прискорення не можуть бути прийняті як експлуатаційні, оскільки неточність параметрів α , γ , φ , вібрація або інші додаткові випадкові навантаження призведуть до викочування деталі зі схвату. Тому прискорення, що допускаються при роботі, повинні бути менше граничних з поправкою на коефіцієнт запасу, значення якого визначається з практичного досвіду створення аналогічних конструкцій з урахуванням конкретних умов роботи розраховуємо -конструкції.

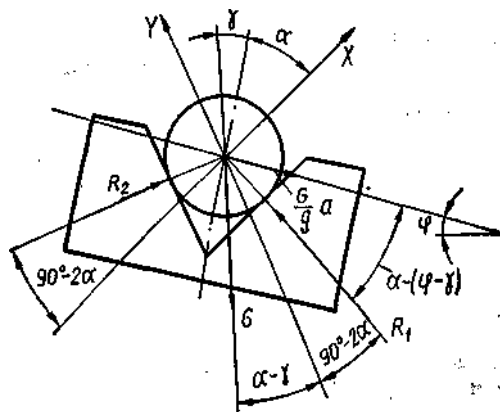


Рисунок 6.5 – Схема для розрахунку сил взаємодії

Якщо автооператор здійснює переміщення не тільки в напрямку, перпендикулярному до осі об'єкта, а й у паралельному, то для визначення граничного прискорення $a_{пр}^{oc}$ необхідно знайти реакції губок R_1 і R_2 , що виникають у місцях контакту ЗП з об'єктом маніпулювання (рис. 6.5). Ці сили спрямовані за нормаллями до меж призми схвату і визначаються з умови рівноваги об'єкта. Прирівнявши до нуля суму проекцій усіх сил, що впливають на тіло (включаючи сили R_1 і R_2), на осі X і Y , паралельні граням призми схвату, отримуємо формули для визначення та R_2 :

$$R_1 = \frac{G}{\sin 2\alpha} \left\{ \cos(\alpha - \gamma) + \frac{a}{g} \sin[\alpha + (\varphi - \gamma)] \right\}; \quad (6.7)$$

$$R_2 = \frac{G}{\sin 2\alpha} \left\{ \cos(\alpha + \gamma) - \frac{a}{g} \sin[\alpha - (\varphi - \gamma)] \right\}; \quad (6.8)$$

При визначенні граничного прискорення переміщення схвату $a_{пр}$ та реакцій губок R_1 та R_2 сили тертя кочення у зв'язку з їх децицею не враховувалися.

У разі осьового переміщення реакції R_1 та R_2 викликаються лише силою тяжкості G об'єкта, оскільки прискорення у площині, перпендикулярній його осі, відсутня ($a = 0$). Тоді

$$R_1 = \frac{G \cos(\alpha - \gamma)}{\sin 2\alpha};$$

$$R_2 = \frac{G \cos(\alpha - \gamma)}{\sin 2\alpha} \quad (6.9)$$

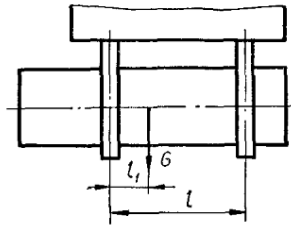


Рисунок 6.6 – До визначення сил взаємодії деталі з губками у двомісному ЗП

При цьому деталь утримується від зміщення за рахунок сил тертя. Тому граничне прискорення в осьовому напрямку $a_{\text{пр}}^{\text{oc}}$ визначається з рівності осьової сили інерції та сили тертя:

$$\frac{G}{g} a_{\text{пр}}^{\text{oc}} = \mu(R_1 + R_2) \quad (6.10)$$

де μ — коефіцієнт тертя ковзання між призмою схвату та об'єктом маніпулювання. Підставивши значення реакцій з формули (6.9) до (6.10), отримаємо

$$a_{\text{пр}}^{\text{oc}} = \frac{\mu \cos \gamma}{\sin \alpha} \quad (6.11)$$

За знайденими значеннями R_1 і R_2 можна провести також перевірочний розрахунок на міцність за контактними напруженнями елементів ЗП та об'єкта.

У разі застосування двомісного ЗП при симетричному розташуванні центру ваги деталі між місцями захоплення реакції та R_2 розподіляються рівномірно між лівими та правими губками ЗП:

$$R_{1\text{л}} = R_{1\text{п}} = \frac{R_1}{2}; R_{2\text{л}} = R_{2\text{п}} = \frac{R_2}{2} \quad (6.12)$$

При несиметричному розташуванні центру ваги деталі (рис. 6.6) реакції губок R_1 , та R_2 розподіляються обернено пропорційно відстаням від місць захоплення до центру тяжкості деталі, оскільки вони є рівнодіючими реакцій, що виникають у місцях взаємодії деталі з лівими та правими губками:

$$R_1 = R_{1\text{л}} + R_{1\text{п}}; \frac{R_{1\text{л}}}{R_{1\text{п}}} = \frac{l - l_1}{l_1}$$

$$R_2 = R_{2л} + R_{2п}; \frac{R_{2л}}{R_{2п}} = \frac{l-l_1}{l_1} \quad (6.13)$$

Звідки

$$R_{1л} = \frac{R_1(l-l_1)}{l_1}; R_{1п} = \frac{R_1 l_1}{l_1}$$

$$R_{2л} = \frac{R_2(l-l_1)}{l_1}; R_{2п} = \frac{R_2 l_1}{l_1}$$

Тут l – відстань між місцями захоплення деталі; l_1 – відстань від лівої губки ЗП до центру ваги деталі.

Перевірку на контактну міцність слід проводити за найбільш навантаженою губкою ЗП.

Підтримуючі захватні пристрої типу петель, гаків, виделок, лопаток розраховуються на міцність методами опору матеріалів. При цьому важливий правильний вибір розрахункових схем і напруг, що допускаються.

6.2. Розрахунок схоплюючих ЗП

Розрахунок та розробка конструкції механічного захватного пристрою портального робота для переміщення заготівлі

Виконати розрахунок і розробити конструкцію механічного захватного пристосування портального робота для переміщення заготівля (рис. 6.7) вгору під кутом $\varphi = 80^\circ$ до горизонту з максимальним прискоренням $a = 7 \text{ м/с}^2$, а потім у горизонтальному напрямку з максимальним прискоренням $a^{oc} = 1,4 \text{ м/с}^2$. Заготівля орієнтована таким чином, що при переміщенні в горизонтальному напрямку її вісь збігається з напрямком руху. Матеріал заготівлі – дюралюмін Д16.

1. Для розрахунку ЗП необхідно знати вагу заготівлі та положення її центру тяжіння. Вони визначаються за заданими розмірами та матеріалом.

З цією метою розглянуте тіло подумки розбиваємо на такі частини, вага і положення центру тяжкості кожної з яких або відомі, або можуть бути визначені. У нашому випадку припустимо, що заготівля складається з диска вагою

$$G_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} l_1 \rho g = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} 0,05 \cdot 0,285 \cdot 10^4 \cdot 9,8 = 99 \text{ Н і валу 2 вагою}$$

$$G_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} l_2 \rho g = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} 0,4 \cdot 0,285 \cdot 10^4 \cdot 9,8 = 56 \text{ Н (див. рис. 6.7). Загальна вага заготівлі } G = G_1 + G_2 = 99 + 56 = 155 \text{ Н.}$$

Оскільки заготівля має вісь симетрії, її центр ваги перебуває у цій осі. Виберемо систему координат, як показано на рис. 6.7. Тоді положення центру ваги визначатиметься лише координатою X_c :

$$X_c = \frac{\sum_{i=1}^n X_i G_i}{\sum_{i=1}^n G_i} = \frac{X_1 G_1 + X_2 G_2}{G_1 + G_2} = \frac{0,025 \cdot 99 + 0,25 \cdot 56}{99 + 56} = 0,106 \text{ м.}$$

2. Найчастіше зусилля затиску, необхідних утримання заготівлі в ЗП, найменші, коли центр тяжіння заготівлі збігається з віссю симетрії ЗП.

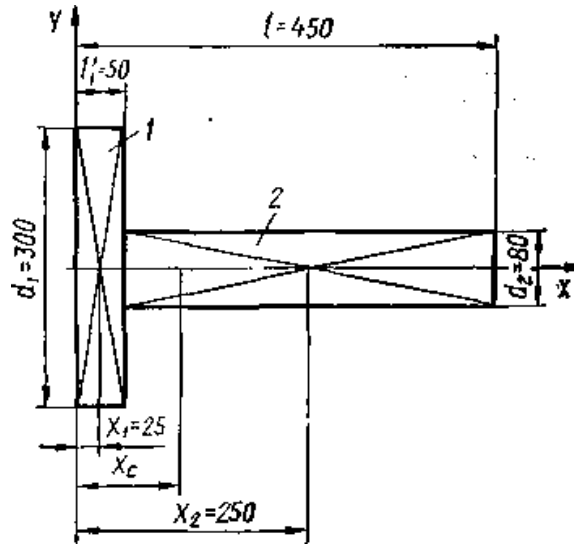


Рисунок 6.7 – До визначення центру ваги заготівлі

У нашому випадку для забезпечення безпечного зазору між захватним пристроєм та диском виберемо місце захвату заготівлі на відстані $l_3 = 122$ мм від торця диска (рис. 6.7). Оскільки центр ваги заготівлі значно зміщений щодо осі симетрії схвату, проектуватимемо двомісний ЗП з відстанню між місцями захоплення $l = 100$ мм. Тоді зміщення центру ваги заготівлі щодо лівої пари губок

$$l_1 = 122 - 56 - 50 = 16 \text{ мм.}$$

Задамо наступні геометричні параметри захватного пристрою: відстань відточування підвісу губок до осі симетрії схвату до $= 45$ мм, а до осі заготівлі $l = 100$ мм. Вибираємо призматичні губки з кутом призми $2\alpha = 90^\circ$. Матеріал губок – сталь 45.

Будемо проектувати захватний пристрій, в якому зусилля приводу рівномірно розподіляється між лівими та правими парами губок.

3. У нашому випадку переміщення відбувається під кутом $\varphi > 90^\circ$ — α ($80^\circ > 90^\circ - 45^\circ$), тому вага заготівлі та сила інерції діють на верхні та нижні губки обох пар губок ЗП.

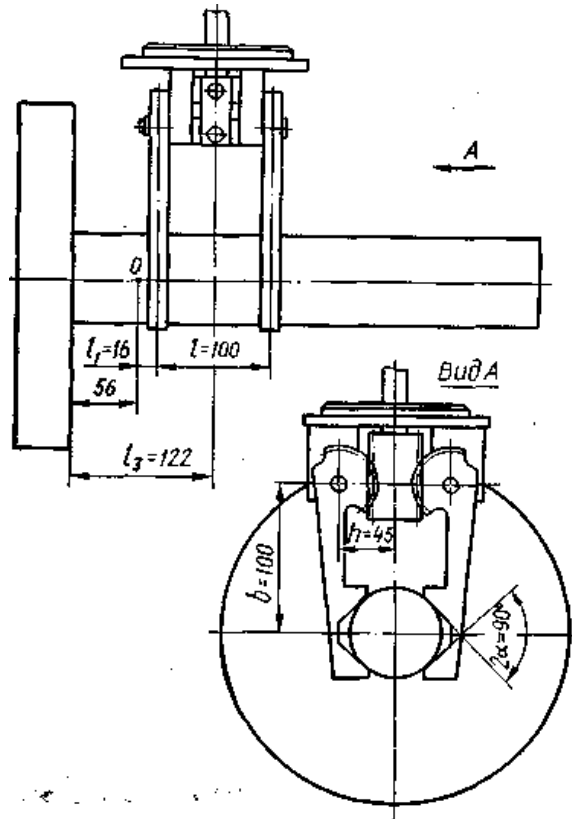


Рисунок 6.8 – Схема захвату заготівлі двомісного ЗП з рейковим приводом

Сумарний утримуючий момент, який необхідно прикласти до губок ЗП для утримання заготівлі, прийнявши коефіцієнт тертя $\mu = 0,15$:

$$\begin{aligned}
 M_{\Sigma} &= 2G \left(1 + \frac{l_1}{l} \right) \left\{ \left(\frac{a}{g} + \sin \varphi \right) \left[h + b \frac{\sin \alpha - \mu \cos \alpha}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} - \frac{\mu D}{2(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} \right] \right. \\
 &\quad \left. + \frac{\mu \cos \varphi}{\sin \alpha (\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} \left[b + \frac{d}{2} \cos \alpha \right] \right\} = \\
 &= 2 \cdot 155 \left(1 + \frac{0,016}{0,1} \right) \times \\
 &\times \left\{ \left(\frac{5}{9,8} + \sin 80^\circ \right) \left[0,045 + 0,1 \frac{\sin 45^\circ - 0,15 \cos 45^\circ}{\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ} \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. - \frac{0,15 \cdot 0,08}{2(\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ)} \right] \right. \\
 &\quad \left. + \frac{0,15 \cos 80^\circ}{\sin 45^\circ (\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ)} \left[0,045 + \frac{0,08}{2} \cos 45^\circ \right] \right\} = 61 \text{ Н} \cdot \text{м}.
 \end{aligned}$$

4. Визначимо сумарний утримуючий момент, необхідний для утримання деталі при переміщенні її в осьовому напрямку з прискоренням $a^{\text{oc}} = 1,4 \text{ м/с}^2$.

Оскільки в нашому випадку центр ваги заготівлі зміщений вліво щодо лівої пари губок ЗП, то сумарний утримуючий момент M_{Σ} можна визначити як суму утримуючого моменту $M_{\Sigma}(G)$, необхідного для утримання в ЗП заготівлі вагою G при $a = 0$, і додаткового моменту ΔM , необхідного для переміщення заготівлі з прискоренням a^{oc} .

$M_{\Sigma}(G)$ визначаємо за формулою, поклавши $a = 0$:

$$M_{\Sigma(G)} = 2G \left(1 + \frac{l_1}{l}\right) \left\{ \sin \varphi \left[h + b \frac{\sin \alpha - \mu \cos \alpha}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} - \frac{\mu D}{2(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} \right] + \frac{\mu \cos \varphi}{\sin \alpha (\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} \left[b + \frac{d}{2} \cos \alpha \right] \right\} =$$

$$= 2 \cdot 155 \left(1 + \frac{0,016}{0,1}\right) \times$$

$$\times \left\{ \sin 80^\circ \left[0,045 + 0,1 \frac{\sin 45^\circ - 0,15 \cos 45^\circ}{\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ} - \frac{0,15 \cdot 0,08}{2(\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ)} \right] + \frac{0,15 \cos 80^\circ}{\sin 45^\circ (\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ)} \left[0,045 + \frac{0,08}{2} \cos 45^\circ \right] \right\}$$

$$= 40,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Додатковий момент ΔM визначається за такою формулою (1):

$$\Delta M = \frac{Ga^{oc}}{g\mu} b \sin \alpha = \frac{155 \cdot 1,4 \cdot 0,1 \sin 45^\circ}{9,8 \cdot 0,15} = 10,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сумарний утримуючий момент, необхідний для утримання заготівлі при її переміщенні в осьовому напрямку із прискоренням $a^{oc} = 1,4 \text{ м/с}^2$.

Оскільки в процесі переміщення заготівлі зусилля її затискання в губках ЗП не змінюється, то всі подальші розрахунки будемо проводити для більшого з певних сумарних утримувальних моментів, а саме для $M_{\Sigma}^{oc} = 61 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

У зв'язку з неточністю позиціонування ЗП по відношенню до місця захоплення заготівлі, розкидом значень коефіцієнта тертя μ і т.п. приймемо коефіцієнт запасу по моменту, що утримує, рівним 2,3:

$$M_{\Sigma}^{роб} = 2,3 M_{\Sigma}^{oc} = 2,3 \cdot 61 = 140,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Для проведення розрахунків на міцність встановимо, у якому з цих випадків виникають найбільші зусилля взаємодії заготівлі з губками ЗП, і визначимо їх.

5.1. При переміщенні під кутом до горизонту $\varphi > 90^\circ - \alpha$ заготівля контактує з губками ЗП в чотирьох точках: на лівій парі губок – з гранями, розташованими далі від точок підвісу губок, а на правій парі – з гранями, розташованими ближче до точок підвісу губок. При цьому мінімальні сили взаємодії $R_{1л}$, $R_{2л}$, $R_{1п}$, $R_{2п}$, під впливом яких заготівля перебуватиме в рівновазі, визначаються за формулами:

$$R_{1л} = \frac{G \left(1 + \frac{l_1}{l}\right) \left[\left(\frac{a}{g} + \sin \varphi\right) + \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} (\cos \alpha + 2\mu \sin \alpha) \right]}{2(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} =$$

$$= \frac{155 \left(1 + \frac{0,016}{0,1}\right) \left[\left(\frac{5}{9,8} + \sin 80^\circ\right) + \cos 45^\circ + 2 \cdot 0,15 \sin 45^\circ \right]}{2(\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ)} = 190 \text{ Н};$$

$$R_{2л} = \frac{G \left(1 + \frac{l_1}{l}\right) \left[\left(\frac{a}{g} + \sin \varphi\right) - \frac{\cos \varphi \cos \alpha}{\sin \alpha} \right]}{2(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} =$$

$$= \frac{155 \left(1 + \frac{0,016}{0,1}\right) \left[\left(\frac{5}{9,8} + \sin 80^\circ\right) - \frac{\cos 80^\circ \cos 45^\circ}{\sin 45^\circ} \right]}{2(\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ)} = 146 \text{ Н};$$

$$R_{1п} = \frac{G \frac{l_1}{l} \left[\left(\frac{a}{g} + \sin \varphi\right) - \frac{\cos \varphi \cos \alpha}{\sin \alpha} \right]}{2(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} =$$

$$= \frac{155 \left(1 + \frac{0,016}{0,1}\right) \left[\left(\frac{5}{9,8} + \sin 80^\circ\right) - \frac{\cos 80^\circ \cos 45^\circ}{\sin 45^\circ} \right]}{2(\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ)} = 20 \text{ Н};$$

$$R_{2п} = \frac{G \frac{l_1}{l} \left[\left(\frac{a}{g} + \sin \varphi\right) + \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} (\cos \alpha + 2\mu \sin \alpha) \right]}{2(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} =$$

$$= \frac{155 \left(1 + \frac{0,016}{0,1}\right) \left[\left(\frac{5}{9,8} + \sin 80^\circ\right) + \frac{\cos 80^\circ}{\sin 45^\circ} \cos 45^\circ + 2 \cdot 0,15 \sin 45^\circ \right]}{2(\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ)} = 26 \text{ Н}.$$

Оскільки зусилля взаємодії заготівлі з ЗП на правій парі губок ви-йшли меншими, ніж на лівій, то, очевидно, для утримання заготівлі до правої пари губок потрібно прикласти менший утримуючий момент, ніж до лівої. Мінімальний утримуючий момент, який необхідно докласти до правої пари губок для утримання їх від розкриття, визначимо за форму-лю, залишивши в ній тільки доданки з $R_{1п}$ і $R_{2п}$:

$$M_{\Sigma п} = (R_{1п} \sin \alpha - R_{1п} \mu \cos \alpha) \left(b - \frac{d}{2} \cos \alpha\right) + (R_{1п} \cos \alpha - R_{1п} \mu \sin \alpha) \times$$

$$\times \left(\frac{d}{2} \sin \alpha - h\right) + (R_{2п} \sin \alpha - R_{1п} \mu \cos \alpha) \left(b - \frac{d}{2} \cos \alpha\right) + (R_{2п} \cos \alpha -$$

$$R_{1п} \mu \sin \alpha) \times \left(\frac{d}{2} \sin \alpha - h\right) = (20 \sin 45^\circ - 20 \cdot 0,15 \cos 45^\circ) \left(0,1 - \frac{0,08}{2} \cos 45^\circ\right) +$$

$$+ (20 \cos 45^\circ + 20 \cdot 0,15 \sin 45^\circ) \left(\frac{0,08}{2} \sin 45^\circ - 0,045\right) +$$

$$+ (26 \sin 45^\circ - 20 \cdot 0,15 \cos 45^\circ) \left(0,1 - \frac{0,08}{2} \cos 45^\circ\right) +$$

$$+ (26 \cos 45^\circ + 20 \cdot 0,15 \sin 45^\circ) \left(\frac{0,08}{2} \sin 45^\circ - 0,045\right) = 1,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мінімальний утримуючий момент, який необхідно прикласти до лівої пари губок для утримання їх від розкриття, дорівнює половині сумарного утримуючого моменту:

$$M_{\Sigma Л} = 0,5 M_{\Sigma \square} = 0,5 \cdot 61 = 30,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Перевищення мінімальних утримуючих моментів у лівій парі губок $\Delta M_{1Л} =$

$= 0,5 M_{\Sigma \square \text{роб}} - M_{\Sigma Л} = 70,2 - 30,5 = 39,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а в правій - на $\Delta M_{1П} =$
 $= 0,5 M_{\Sigma \square \text{роб}} - M_{\Sigma П} = 70,2 - 30,5 = 39,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ викликає додаткові сили взаємодії, які при рівномірному розподілі по чотирьох гранях кожної пари губок ЗП можуть бути визначені з формули:

$$\Delta R_{1Л} = \frac{\Delta M_{1Л}}{4b \sin \alpha} = \frac{39,7}{4 \cdot 0,1 \cdot \sin 45^\circ} = 140 \text{ Н};$$

$$\Delta R_{1П} = \frac{\Delta M_{1П}}{4b \sin \alpha} = \frac{39,7}{4 \cdot 0,1 \cdot \sin 45^\circ} = 140 \text{ Н};$$

Таким чином, при переміщенні заготівлі вгору під кутом $\varphi = 80^\circ$ до горизонту найбільшою є сила взаємодії $R_{1Л}^{\Sigma \square}$:

$$R_{1Л}^{\Sigma \square} = R_{1П} + \Delta R_{1П} = 190 + 140 = 330 \text{ Н}.$$

5.2. При переміщенні заготівлі в осьовому напрямку сили взаємодії визначаються як сума сил R (G), викликаних вагою заготівлі G , і сил ΔR_2 , викликаних додатковим моментом ΔM .

Сили взаємодії $R(G)$ за формулами, в які треба вкласти $a=0$:

$$R_{1Л}(G) = \frac{G \left(1 + \frac{l_1}{l}\right) \left[\sin \varphi + \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} (\cos \alpha + 2\mu \sin \alpha) \right]}{2(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} =$$

$$= \frac{155 \left(1 + \frac{0,016}{0,1}\right) [\sin 80^\circ + \cos 45^\circ + 2 \cdot 0,15 \sin 45^\circ]}{2(\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ)} = 134 \text{ Н};$$

$$R_{2Л}(G) = \frac{G \left(1 + \frac{l_1}{l}\right) \left[\sin \varphi - \frac{\cos \varphi \cos \alpha}{\sin \alpha} \right]}{2(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} =$$

$$= \frac{155 \left(1 + \frac{0,016}{0,1}\right) \left[\sin 80^\circ - \frac{\cos 80^\circ \cos 45^\circ}{\sin 45^\circ} \right]}{2(\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ)} = 90 \text{ Н};$$

$$R_{1П}(G) = \frac{G \frac{l_1}{l} \left[\sin \varphi - \frac{\cos \varphi \cos \alpha}{\sin \alpha} \right]}{2(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} =$$

$$= \frac{155 \left(1 + \frac{0,016}{0,1}\right) \left[\sin 80^\circ - \frac{\cos 80^\circ \cos 45^\circ}{\sin 45^\circ} \right]}{2(\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ)} = 12 \text{ Н};$$

$$R_{2п} = \frac{G \frac{l_1}{l} \left[\sin \varphi + \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} (\cos \alpha + 2\mu \sin \alpha) \right]}{2(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} =$$

$$= \frac{155 \left(1 + \frac{0,016}{0,1} \right) \left[\sin 80^\circ + \frac{\cos 80^\circ}{\sin 45^\circ} \cos 45^\circ + 2 \cdot 0,15 \sin 45^\circ \right]}{2(\cos 45^\circ + 0,15 \sin 45^\circ)} = 19 \text{ Н.}$$

За формулою визначимо мінімальний утримуючий момент для правої пари губок:

$$M_{\Sigma п}(G) = (R_{1п}(G) \sin \alpha - R_{1п}(G) \mu \cos \alpha) \left(b - \frac{d}{2} \cos \alpha \right) + (R_{1п}(G) \sin \alpha) \times$$

$$\times \left(\frac{d}{2} \sin \alpha - h \right) + (R_{2п} \sin \alpha - R_{1п} \mu \cos \alpha) \left(b - \frac{d}{2} \cos \alpha \right) + (R_{2п} \cos \alpha -$$

$$R_{1п} \mu \sin \alpha) \times \left(\frac{d}{2} \sin \alpha - h \right) = (12 \sin 45^\circ - 12 \cdot 0,15 \cos 45^\circ) \left(0,1 - \frac{0,08}{2} \cos 45^\circ \right) +$$

$$+ (12 \cos 45^\circ + 12 \cdot 0,15 \sin 45^\circ) \left(\frac{0,08}{2} \sin 45^\circ - 0,045 \right) +$$

$$+ (19 \sin 45^\circ - 12 \cdot 0,15 \cos 45^\circ) \left(0,1 - \frac{0,08}{2} \cos 45^\circ \right) +$$

$$+ (19 \cos 45^\circ + 12 \cdot 0,15 \sin 45^\circ) \left(\frac{0,08}{2} \sin 45^\circ - 0,045 \right) = 1 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Мінімальний утримуючий момент, прикладений до лівої пари губок,
 $M_{\Sigma л} = 0,5 M_{\Sigma \text{роб}} = 0,5 \cdot 40,8 = 20,4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$

Перевищення мінімальних утримуючих моментів на лівій парі губок становить $\Delta M_{2л} = 0,5 M_{\Sigma \text{роб}} - M_{\Sigma л}(G) = 70,2 - 20,4 = 49,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а в правій парі губок - $\Delta M_{1п} = 0,5 M_{\Sigma \text{роб}} - M_{\Sigma п}(G) = 70,2 - 1 = 69,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Ці додаткові моменти викличуть додаткові сили взаємодії, які у разі рівномірного розподілу по чотирьох гранях лівої та правої пар губок визначаються за формулою:

$$\Delta R_{2л} = \frac{\Delta M_{2л}}{4b \sin \alpha} = \frac{49,8}{4 \cdot 0,1 \cdot \sin 45^\circ} = 176 \text{ Н};$$

$$\Delta R_{2п} = \frac{\Delta M_{2п}}{4b \sin \alpha} = \frac{69,2}{4 \cdot 0,1 \cdot \sin 45^\circ} = 245 \text{ Н};$$

Отже, при переміщенні заготівлі в осінньому напрямку з прискоренням $a^{oc} = 1,4 \text{ м/с}^2$ найбільшою є сила взаємодії $R_{1л}^{\square}$:

$$R_{1л}^{\square} = R_{1п}(G) + \Delta R_{2п} = 134 + 176 = 310 \text{ Н.}$$

Однак ця сила менше сили взаємодії $R_{1л}^{\Sigma \square}$, що виникає при переміщенні заготівлі вгору під кутом $\varphi = 80^\circ$. Тому подальші розрахунки по контактним напругам будемо проводити для зусилля $R = 330 \text{ Н}$.

6. Виконаємо розрахунок заготівлі та губок ЗП за контактною напругою. У цьому випадку відбувається контакт циліндра діаметром $d=0,08 \text{ м}$

з площиною губки ЗП. Контактні напруження при цьому визначаються за формулою. Умова міцності по контактним напругам має вигляд

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{RE_{\text{пр}} \cdot 2}{l_r d}} \leq [\sigma_k]$$

Для матеріалу заготівлі (дюралюмін Д16) $[\sigma_k] = 150$ МПа, для матеріалу губок (сталь 45) $[\sigma_k] = 1000$ МПа. Для матеріалів заготівлі і губок прийняті нижні значення допустимих контактних напруг, так як неточність позиціювання схвату по відношенню до осі заготівлі призводить до нерівномірного розподілу тиску по ширині губки l_r . Наведений модуль пружності для матеріалів заготівлі та губок ЗП визначаємо за формулою:

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_{\text{заг}}E_{\text{ЗП}}}{E_{\text{заг}} + E_{\text{ЗП}}} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,7 \cdot 10^{11}}{2 \cdot 10^{11} + 0,7 \cdot 10^{11}} = 1,04 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$$

З умови міцності визначимо мінімальну ширину губок захватного пристрою:

$$l_r \geq \frac{0,418^2 RE_{\text{пр}}}{\frac{[\sigma_k]^2 d}{2}} = \frac{0,418^2 \cdot 2 \cdot 330 \cdot 1,04 \cdot 10^{11}}{150^2 \cdot 10^{12} \cdot 0,08} = 0,0067 \text{ м.}$$

7. Для розглянутого захватного пристрою виберемо рейковий механізм, який має невеликі габаритні розміри і допускає велике розкриття губок. Виконаємо 1-е компонування захватного пристрою (рис. 3). Приймаємо діаметр ділового кола сектора $d_d = 60$ мм.

За формулою визначимо зусилля приводу захватного пристрою:

$$P = \frac{\sum_{j=1}^m M_i}{\zeta(d_d/2)} = \frac{140,4}{0,94 \cdot 0,03} = 4979 \text{ Н.}$$

Тут $\zeta = 0,94$ - коефіцієнт корисної дії рейкового механізму.

8. Проведемо розрахунок зубів сектора та рейки на контактну та згинальну витривалість за методикою.

8.1. Для цих розрахунків поставимо режим роботи рейкового механізму. Нехай термін служби даного рейкового механізму $i = 32\ 000$ год.

Тривалість одного циклу навантаження становить $i_{\text{ц}} = 0,067$ год. Тоді за весь термін служби кількість циклів навантаження:

$$N = \frac{t}{t_p} = \frac{32000}{0,067} = 477612.$$

Оскільки протягом роботи рейкового механізму максимальне навантаження залишається постійним. вона належить до класу навантаження Н 1,0.

Прийmemo матеріал зубчастого сектора та рейки - сталь 45, нормалізація, HB = 200 МПа.

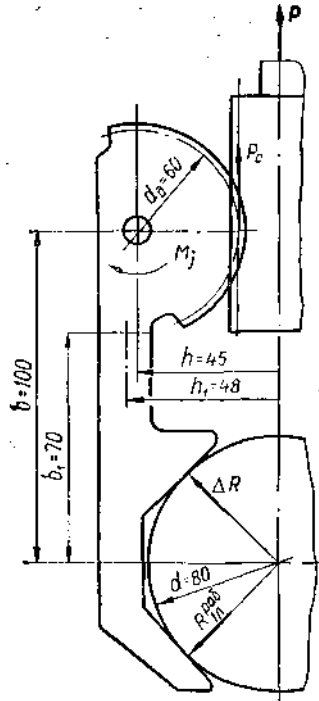


Рисунок 6.9 – Компонувальне креслення захватного пристрою

8.2. Максимальне навантаження P_c , що припадає на один сектор, визначаємо з умови

$$P_c = \frac{M_i}{\zeta(d_d/2)}$$

де M_i - утримуючий момент щодо точки підвісу однієї найбільш навантаженої губки. У нашому випадку M_i визначається за такою формулою:

$$\begin{aligned} M_i &= R_{1л} \sum \sin \alpha \left(b + \frac{d}{2} \cos \alpha \right) + R_{1л} \sum \times \\ &\times \left(h - \frac{d}{2} \sin \alpha \right) + \Delta R_{2п} \sin \alpha \left(b - \frac{d}{2} \cos \alpha \right) - \Delta R_{1л} \cos \alpha \left(h - \frac{d}{2} \sin \alpha \right) = \\ &= 330 \sin 45^\circ \left(0,1 - \frac{0,08}{2} \cos 45^\circ \right) + \\ &\quad + 330 \cos 45^\circ \left(0,045 - \frac{0,08}{2} \sin 45^\circ \right) + \\ &\quad + 140 \sin 45^\circ \left(0,1 - \frac{0,08}{2} \cos 45^\circ \right) - \\ &\quad - 140 \cos 45^\circ \left(0,045 - \frac{0,08}{2} \sin 45^\circ \right) = 39,3 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Тоді

$$P_c = \frac{39,3}{0,03 \cdot 0,94} = 1394 \text{ Н}.$$

8.3. Для розрахунку на контактну витривалість змінне навантаження замінюємо еквівалентним постійним

$$P_{HE} = K_{HD} P_c.$$

Тут K_{HD} - коефіцієнт довговічності:

$$K_{HD} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}} = 1 \sqrt[3]{\frac{477612}{16 \cdot 10^6}} \approx 0,31,$$

де коефіцієнт еквівалентності $K_{HE} = 1$ класу навантаження Н 1,0; N - база контактних напруг. Для матеріалу твердістю $HB = 200$ МПа = $16 \cdot 10^6$.

Еквівалентне навантаження

$$P_{HE} = 0,31 \cdot 1394 = 432 \text{ Н.}$$

Для розрахунків на згинальну витривалість

$$P_{FE} = K_{FD} P_c = K_{FE} \sqrt[6]{\frac{N}{N_{FG}}} P_c = 1 \sqrt[6]{\frac{477612}{4 \cdot 10^6}} 1394 = 979 \text{ Н,}$$

де коефіцієнт еквівалентності $K_{FE} = 1$; $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ - база згинальних напруг.

8.4. Визначимо допустимі контактні напруги $[\sigma_H]$ і допустимі згинальні напруги $[\sigma_F]$ для сталі 45 твердістю $HB = 200$ МПа:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}^0}{S_H} = \frac{2HB + 70}{S_H} = \frac{2 \cdot 200 + 70}{1,1} = 427 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}^0}{S_F} = \frac{1,8HB}{S_F} = \frac{1,8 \cdot 200}{1,75} = 206 \text{ МПа.}$$

8.5. Визначимо фактичне навантаження в зачепленні зубів рейки із зубами сектора з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження між зубами та за шириною вінця з урахуванням ударів:

$$P^{роз}_H = K_{HE} P_H; \quad P^{роз}_F = K_F P_{FE};$$

де K_H , K_F - коефіцієнти навантаження, визначені за формулами:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\vartheta}; \quad K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\vartheta}.$$

Для прямозубих передач коефіцієнти розподілу навантаження $K_{H\alpha} = 1$, $K_{F\alpha} = 1$; коефіцієнти концентрації навантаження $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ при твердості $HB = 200$ МПа визначаються залежностями

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 (1 - \chi) + \chi \geq 1,05;$$

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0 (1 - \chi) + \chi \geq 1,04.$$

У разі коефіцієнт режиму $\chi = 1$, тому приймаємо $K_{H\beta} = 1,05$, $K_{F\beta} = 1,04$.

Коефіцієнти динамічності $K_{H\vartheta}$, $K_{F\vartheta}$ для швидкості переміщення рейки $\vartheta = 1$ м/с і 9-го ступеня точності приймаємо: $K_{H\vartheta} = 1,05$, $K_{H\vartheta} = 1,13$.

Тоді

$$K_H = 1 \cdot 1,05 \cdot 1,05 = 1,1;$$

$$K_F = 1 \cdot 1,04 \cdot 1,13 = 1,17.$$

Розрахункові значення навантажень

$$P_{раз_H} = 432 \cdot 1,1 = 443 \text{ Н};$$

$$P_{раз_F} = 979 \cdot 1,17 = 1151 \text{ Н}.$$

8.6. Визначимо попередню ширину зубчастого сектора. Для цього поставимо коефіцієнт ширини $\Psi_d = \frac{h_c}{d_d} = 0,16$ з єдиного ряду

$$h_c = d_d \Psi_d = 0,06 \cdot 0,16 = 0,0096 \text{ м}.$$

8.7. Перевіримо дану передачу на контактну витривалість, визначивши фактичне значення контактних напруг σ_H і порівнявши їх з допустимими $[\sigma_H]$:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{P_H^{p03} E_{np}}{h_c \cos \alpha_\omega \frac{d_d}{2} \sin \alpha_\omega}} \leq [\sigma_H].$$

Оскільки матеріал сектора та рейки однаковий, то $E_{np} = E_c = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_\omega = 20^\circ$ - кут зачеплення.

8.8. Перевіримо дану передачу на згинальну витривалість, порівнявши фактичні згинальні напруги з допустимими:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{443 \cdot 2 \cdot 10^5}{0,0096 \cdot 0,9397 \cdot 0,06 \cdot 0,342}} = 409 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 427 \text{ МПа}.$$

8.8. Перевіримо дану передачу на згинальну витривалість, порівнявши фактичні згинальні напруги з допустимими:

$$\sigma_F = \frac{P_F^{p03} Y_F}{h_c m} \leq [\sigma_F].$$

Попереднє значення модуля m' визначимо за формулою

$$m' = \frac{4,5 P_F^{p03}}{\Psi_d d_d [\sigma_F]} = \frac{4,5 \cdot 1151}{0,16 \cdot 0,06 \cdot 206 \cdot 10^5} = 0,0026 \text{ м}.$$

Приймаємо модуль $m = 2,5$ мм із ряду модулів.

Визначимо число зубів сектора:

$$z_c = \frac{d_d}{m} = \frac{0,06}{0,0025} = 24.$$

Коефіцієнт форми зуба Y_F для зовнішнього зачеплення при відносному змішуванні $X = 0$ знаходимо; для $z_c = 24$ $Y_F = 3,934$.

$$\sigma_F = \frac{1151 \cdot 3,934}{0,0096 \cdot 0,0025} = 189 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 206 \text{ МПа}$$

8.9. За виконаними розрахунками приймаємо такі параметри рейкової передачі: діаметр ділового кола сектора $d_d = 60$ мм; ширина губки $l_f = 10$ мм; ширина зубчастого сектора $h_c = 10$ мм; ширина рейки $h_p = h_c/1,12 = 8,9$ мм.

9. Перевіримо на міцність інші елементи ЗП. Вісь ЗП, на якій кріпляться губки, працює на зріз і на зминання. Прийmemo діаметр осі $d_0 = 8$ мм. Перевіримо виконання умови міцності на зріз за формулою:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4Q_j}{\pi d_0^2 n} \leq [\tau].$$

Тут Q_j – поперечна сила, яка для нашого випадку визначається за формулою:

$$\begin{aligned} Q_j &= \sqrt{Q_{j\text{верт}}^2 + Q_{j\text{гор}}^2} = \\ &= \sqrt{(P_c + R_{1\text{п}}^{\text{роб}} \cos \alpha - \Delta R_1 \cos \alpha)^2 + (P_c \tan \alpha_\omega + R_{1\text{л}}^{\text{роб}} \sin \alpha + \Delta R_1 \sin \alpha)^2} = \\ &= \sqrt{(1394 + 330 \cos 45^\circ - 140 \cos 45^\circ)^2 + (1394 \tan 20^\circ + 330 \sin 45^\circ + 140 \sin 45^\circ)^2} \\ &= 1744 \text{ Н}. \end{aligned}$$

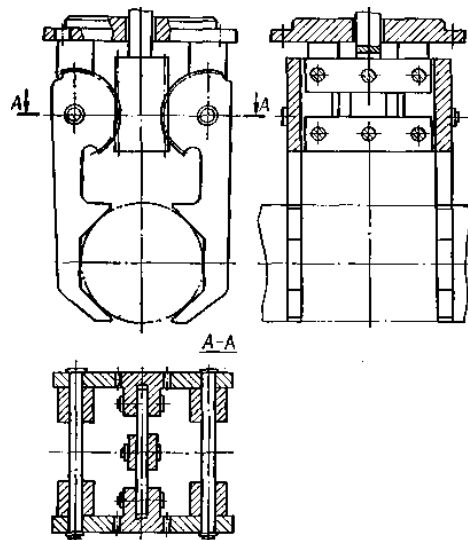


Рисунок 6.10 – Двомісне захватне пристосування з рейковим механізмом

Зріз осі проходить по двох площинах у місцях кріплення губок, тому $n=2$. Матеріал осі – сталь 45, для якої $[\tau]=144$ МПа.

$$\tau = \frac{4 \cdot 1744}{3,14 \cdot 0,008^2 \cdot 2} = 17 \text{ МПа} < [\tau] = 144 \text{ МПа}.$$

Перевіримо виконання умови міцності на зминання, використовуючи формулу:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q_j}{b_c d_0 n} = \frac{1744}{0,01 \cdot 0,008 \cdot 2} = 11 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 480 \text{ МПа}.$$

Допустима напруга на зминання $[\sigma_{\text{см}}] = 480$ МПа.

Перевіримо губки захватного пристрою на міцність при згинанні. Допустима напруга для матеріалу губок (сталь 45) $[\sigma_{\text{зг}}] = 240$ МПа. Небе-

зпечним буде перетин з відривом $b_1 = 70$ мм отоси деталі (див. рис. 4). У цьому перерізі розміри губки $h_r \times l_r = 10 \times 16$ мм. З умови міцності на вигин отримаємо

$$\sigma = \frac{M_i}{W_z} \leq [\sigma].$$

Вигинальний момент визначиться за формулою (див. рис. 4)

$$\begin{aligned} M_i &= R_{1Л}^{поб} \sin \alpha \left(b_1 + \frac{d}{2} \cos \alpha \right) + R_{1Л}^{поб} \times \\ &\times \left(h_1 - \frac{d}{2} \sin \alpha \right) + \Delta R_1 \sin \alpha \left(b_1 - \frac{d}{2} \cos \alpha \right) - \Delta R_1 \cos \alpha \left(h - \frac{d}{2} \sin \alpha \right) = \\ &= 330 \sin 45^\circ \left(0,07 - \frac{0,08}{2} \cos 45^\circ \right) + \\ &+ 330 \cos 45^\circ \left(0,048 - \frac{0,08}{2} \sin 45^\circ \right) + \\ &+ 140 \sin 45^\circ \left(0,07 - \frac{0,08}{2} \cos 45^\circ \right) - \\ &- 140 \cos 45^\circ \left(0,048 - \frac{0,08}{2} \sin 45^\circ \right) = 29,7 \text{ Н} \cdot \text{м}. \\ \sigma &= \frac{6M_i}{h_r b_r^2} = \frac{6 \cdot 29,7}{0,01 \cdot 0,016^2} = 69,6 \text{ МПа} < [\sigma] = 240 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

За проведеними розрахунками виконуємо креслення захватного пристрою з рейковим механізмом (рис. 4).

Обертання кисті руки робота навколо поздовжньої осі. Розглянемо випадок, коли вісь симетрії ЗП збігається з поздовжньою віссю кисті руки робота.

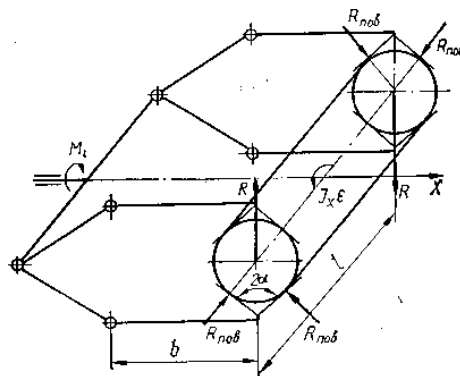


Рисунок 6.10 – Схема визначення реакції губок ЗП при повороті заготовки навколо осі X

Нехай потрібно повернути заготовлю щодо поздовжньої осі X кисті руки робота з кутовим прискоренням ϵ . Для здійснення такого повороту до заготовки має бути доданий момент M_i (у площині обертання (рис. 6.10), що визначається з рівняння обертання твердого тіла навколо нерухомої осі:

$$M_i = J_x \epsilon, \tag{6.14}$$



де J_x - момент інерції заготовівлі відносно подовжньої осі кисті.

Для однорідного твердого тіла, центр ваги якого збігається з віссю обертання, момент інерції щодо цієї осі визначається за формулі

$$J_x = \frac{m}{V} \int_V r^2 dV, \quad (6.15)$$

де m – маса тіла; V – об'єм тіла; r - відстань від осі обертання до елемента обсягу dV ;

Якщо центр ваги не збігається поздовжньої віссю кисті, то для визначення моменту інерції J_x користуються теоремою Штерна про залежність між моментами інерції твердого тіла щодо паралельних осей:

$$J_x = J_{x_c} + mL^2 \quad (6.16)$$

де J_{x_c} – момент інерції заготовівлі щодо осі, що проходить через неї центр ваги; m – маса заготовівлі; L – відстань від центру тяжіння заготовівлі до осі обертання.

Якщо заготовівля має складну конфігурацію, то її розбивають на ряд простих фігур, момент інерції кожної з яких щодо осі, що проходить через власний центр тяжкості, відомий або його легко можна визначити. Потім обчислюють момент інерції заготовівлі щодо осі обертання як суму моментів інерції всіх цих постатей.

На момент M_i можна розрахувати механізм повороту кисті промислового робота. Момент $M_{пов}$, який повинен розвивати цей механізм для повороту заготовівлі з кутовим прискоренням ϵ , визначається за формулою

$$M_{пов} = M_i + M_k, \quad (6.17)$$

де M_k — момент, необхідний для повороту кисті з прискоренням без заготовівлі.

Момент M_i визначається через рівнодіючі R сил взаємодії губок ЗП та заготовівлі (див. рис. 6.7): $M_i = Rl$, де l — відстань між місцями захоплення заготовівлі. Рівнодіючі R , у свою чергу, визначаються через сили взаємодії губок ЗП та заготовівлі $R_{пов}$ та кут призм губок ЗП α за формулою

$$R = M_i/l = 2R_{пов} \sin \alpha. \quad (6.18)$$

Таким чином, знаючи момент, який потрібно додати до деталі, з виразу (6.18) можна визначити сили взаємодії $R_{пов}$ губок ЗП та заготовівлі:

$$R_{пов} = \frac{Jx\epsilon}{\sin \alpha} \quad (6.19)$$



Для того щоб встановити сумарний утримуючий момент M_{Σ} , необхідний для утримання заготовки при повороті кисті, потрібно знати графік зміни кутової швидкості залежно від кута повороту θ , початкове розташування деталі в губках ЗП (орієнтацію сили тяжіння по відношенню до її осі) та орієнтацію захватного пристрою по відношенню до горизонту (кут нахилу φ осі симетрії ЗП до горизонту). Кожному з можливих випадків відповідатиме певне граничне кутове прискорення $\varepsilon_{\text{пр}}$, тобто таке прискорення, до якого можна здійснювати поворот заготовки без застосування додаткового моменту ΔM для її притискання.

Завдання вирішується у два етапи.

1. Покласти $\varepsilon = 0$ і повертати заготовку, тобто змінювати орієнтацію сили тяжіння заготовки щодо її осі. При цьому потрібно визначити найбільш небезпечне положення заготовки, тобто при якому вугіллі $\theta_{\text{оп}}$ необхідний найбільший сумарний момент M_{Σ}^{max} для утримання заготовки в губках ЗП.

2. Для небезпечного випадку визначити граничне кутове прискорення $\varepsilon_{\text{пр}}$ і порівняти його з прискоренням ε_{θ} , що відповідає куту $\theta_{\text{оп}}$.

Якщо $\varepsilon_{\theta} < \varepsilon_{\text{пр}}$, то для утримання заготовки при повороті кисті достатньо моменту M_{Σ}^{max} , якщо $\varepsilon_{\theta} > \varepsilon_{\text{пр}}$, то необхідний додатковий момент

$$\Delta M = \frac{J_X(\varepsilon - \varepsilon_{\text{пр}})}{l} 2b \quad (6.20)$$

Тоді сумарний утримуючий момент, який потрібно докласти для утримання заготовки при повороті, визначиться за формулою

$$M_{\Sigma}^{\text{пов}} = M_{\Sigma}^{\text{max}} + \Delta M \quad (6.21)$$

Розрахунок закінчується у разі $\varepsilon_{\theta} = \varepsilon_{\text{max}}$.

Однак може виявитися, що прискорення, що відповідає $\theta_{\text{оп}}$, не дорівнює максимальному. Тоді потрібний ще один розрахунок. Визначають M_{Σ} для кута θ , при якому $\varepsilon = \varepsilon_{\text{max}}$. Для цього M_{Σ} знаходять значення $\varepsilon_{\text{пр}}$. Якщо повороту заготовки досить моменту M_{Σ} . Якщо $\varepsilon_{\text{max}} > \varepsilon_{\text{пр}}$, то за формулою (6.20) визначають момент, який потрібно докласти, щоб досягти заготовки, а за формулою (6.21) – сумарний утримуючий момент, необхідний для повороту заготовки.

Не виключений і такий варіант, що при деякому куті θ сумарний утримуючий момент M_{Σ} досягає великого, але не максимального значення, а значення ε також велике, проте менше ε_{max} . У цьому випадку необхідно визначити $M_{\Sigma}^{\text{пов}}$, як зазначено вище.

З усіх наведених розрахунків для визначення зусилля приводу вибирається найбільше значення сумарного утримуючого моменту $M_{\Sigma}^{\text{пов}}$, за яким визначають і сили взаємодії заготовки з губками ЗП.

Для визначення граничного кутового прискорення $\varepsilon_{\text{пр}}$ необхідно встановити, які з сил взаємодії, що виникають при заданому положенні деталі, зменшуються при повороті ЗП. Для цього потрібно порівняти напрямки сил взаємодії, отриманих при $\varepsilon = 0$, з $R_{\text{пов}}$, що виникають при за-

даному напрямку кутового прискорення ε . Граничне кутове прискорення визначається за умови рівності $R_{\text{пов}}$ меншою з цих сил:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = R_{\text{min}} \frac{2l}{J_X} \sin \alpha \quad (6.22)$$

R_{min} визначається по формулам, відповідним тій чи іншій орієнтації – заготівлі в губках ЗП і самого ЗП до горизонту.

Для розрахунків на міцність за контактними напругами необхідно визначити сили взаємодії губок ЗП та заготівлі з урахуванням повороту кисті руки робота з прискоренням ε . При $\varepsilon < \varepsilon_{\text{пр}}$ площині контакту заготівлі з губками ЗП визначаються орієнтацією деталі в губках та кутом φ . Поворот заготівлі змінює тільки значення цих сил на $R_{\text{пов}}$. При $\varepsilon > \varepsilon_{\text{пр}}$ додатковий момент ΔM викличе додаткові сили взаємодії ΔR по всіх восьми гранях губок ЗП, які у разі рівномірного їх розподілу по губках визначаються по формулі:

$$\Delta R = \frac{\Delta M}{8b \sin \alpha}. \quad (6.23)$$

Для знаходження сумарних сил взаємодії потрібно скласти сили взаємодії, що визначаються орієнтацією заготівлі в губках ЗП та кутом φ , $R_{\text{пов}}$, знайдені за формулою (6.19) для $\varepsilon = \varepsilon_{\text{пр}}$ і додаткові сили ΔR , визначені за формулою (6.23).

При повороті заготівлі, що утримується одномісним ЗП, припускаємо, що епюри тиску губок на заготівлю є трикутниками з вершинами посередині ширини губок і основами q біля країв губок. У цьому випадку момент M_i , який визначається за формулою (6.14), буде створюватися рівнодіючими тисків нижніх і верхніх губок на заготівлю $R = \frac{ql_r}{4} 2 \sin \alpha$, що знаходяться один від, одного на відстані $\frac{2}{3} l_r$:

$$M_i = R \frac{2}{3} l_r = \frac{ql_r^2}{3} \sin \alpha \quad (2.24)$$

Щоб визначити сили взаємодії губок ЗП та заготівлі при поверненні кисті руки робота з прискоренням ε , необхідно підсумувати тиск, спричинений моментом M_i , та тиск, що виникає при утриманні заготівлі в заданому положенні ($\varepsilon = 0$), які також вважаються розподіленими по ширині губок по лінійному закону. Граничним є кутове прискорення, при якому сумарний тиск на одному з країв нижніх губок дорівнює нулю. Це буде у випадку, коли $q_{\text{min}} = 0$ або $q_{\text{max}} = q$ (в залежності від напрямку прискорення). При рівномірному розподілі прискорення довжини губки ($\varepsilon = 0$) $q = R_e / l_e$, причому R_r - менша із сил взаємодії.

Підставивши в (6.24) значення моменту M_i з (6.14), виражене через $\varepsilon_{\text{пр}}$, отримаємо

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{ql_r^2}{3J_X} \sin \alpha \quad (2.25)$$

При розрахунках на контактну міцність одномісних ЗП формули (6.9)...(6.12) для контактних напруг необхідно замість R_e/l підставляти значення сумарного максимального тиску q_{max} .

У тому випадку, якщо $\varepsilon < \varepsilon_{\text{пр}}$, максимальний тиск q_{max} визначається, як зазначалося вище, підсумовуванням тиску, викликаного поворотом руки робота з прискоренням e , і тиску, що виникає при утриманні заготівлі в заданому положенні при $\varepsilon = 0$.

Якщо $\varepsilon > \varepsilon_{\text{пр}}$, необхідно дотиснути заготівлю, додавши моменту

$$\Delta M = \frac{3J_X(\varepsilon - \varepsilon_{\text{пр}})}{2l_r} 2b. \quad (6.26)$$

Це спричинить виникнення додаткового тиску Δq на всіх чотирьох гранях губок ЗП, який у разі рівномірного розподілу по ширині губок визначається за формулою

$$\Delta q = \frac{\Delta M}{4l_r b \sin \alpha} = \frac{3J_X(\varepsilon - \varepsilon_{\text{пр}})}{4l_r^2 \sin \alpha}. \quad (6.27)$$

Для знаходження сумарних тисків потрібно скласти тиск, викликаний поворотом заготівлі з прискоренням ε , утриманням заготівлі у певному положенні при $\varepsilon = 0$ і додатковий тиск Δq .

Контрольні запитання до теми 6

1. Які основні типи захватних пристроїв (ЗП) існують і в чому їх відмінність?
2. Які основні принципи дії захватних пристроїв?
3. Чому важливо правильно обрати розрахункову схему для ЗП?
4. Які матеріали використовуються для виготовлення різних типів ЗП і чому?
5. Що таке підтримуючий захватний пристрій?
6. Які приклади підтримуючих ЗП ви можете навести?
7. Як визначити граничне прискорення або кут підйому для підтримуючого ЗП?
8. Які зусилля взаємодії виникають між ЗП і об'єктом при переміщенні?
9. Що таке схоплюючий захватний пристрій?
10. Які основні етапи розрахунку схоплюючого ЗП?
11. Як обчислити вагу заготівлі та положення її центру тяжіння?
12. Як розраховується положення центру ваги заготівлі?



13. Які параметри потрібно знати для розрахунку ЗП?
14. Які формули використовуються для визначення реакцій у захватному пристрої?
15. Як проводиться перевірка на міцність елементів ЗП?
16. Які методи використовуються для розрахунку на контактну міцність?
17. Які особливості конструкції відкритого призматичного схвату?
18. Як визначити максимально допустиме прискорення для автооператора?
19. Які вимоги до геометрії хватних пристроїв?
20. Як розрахувати ЗП для порталного робота, що переміщує заготовку під кутом 80° ?
21. Як розрахувати ЗП для переміщення заготовки в горизонтальному напрямку?
22. Як впливає кут нахилу траєкторії руху на розрахунки ЗП?
23. Як визначити мінімальну ширину губок хватного пристрою?
24. Які фактори впливають на продуктивність автооператора?
25. Як правильно вибрати матеріал для губок хватного пристрою?

Використана література

1. Кошевий О. П., Григор'єва Л. О., Левківський Д. В. Опір матеріалів в лекціях і задачах: навчальний посібник. Київ : КНУБА; Кам'янець-Подільський : ТОВ «Друкарня «Рута», 2019. 340 с.
2. Григор'єва Л. О., Левківський Д. В., Кошевий О. П. Опір матеріалів з основами теорії пружності : курс лекцій. Київ : Видавництво Ліра-К, 2021. 270 с.
3. Ельперін І. В., Пупена О. М., Сідлецький В. М., Швед С. М. Автоматизація виробничих процесів. Вид. 2-ге, переробл. Київ : Ліра-К, 2021. 378 с.
4. Лавренова Д. Л. Основи метрології та електричних вимірювань : навч. посіб. для студ. спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка». 2-ге видання, переробл. та допов. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 133 с. URL: <http://surl.li/uqvzh>.
5. Хорольський В. П., Коренець Ю. М., МЕХАТРОНІКА (мехатроніка та інтелектуальна автоматика) : навчальний посібник. Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2023. 342 с. URL: <http://surl.li/uqvzj>.
6. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 275 с. URL: <http://surl.li/uqvzm>.



ТЕМА 7

ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Метою вивчення теми є зубчастими передачами, розрахунок циліндричних та хвильових зубчастих передач.

Завдання вивчення теми збігаються з переліком питань для розгляду, що наведений нижче.

Перелік питань до розгляду

7.1 Розрахунок циліндричних зубчастих передач.

7.2 Хвильові зубчасті передачі.

7.1 Розрахунок циліндричних зубчастих передач

Зубчаста передача – це механізм, який за допомогою зубчастого зачеплення передає або перетворює рух зі зміною кутових швидкостей та моментів. Зубчасті передачі є найпоширенішим видом механічних передач, оскільки можуть надійно передавати потужності від часток до десятків тисяч кіловат при окружних швидкостях до 150 м/с. Завдяки високій надійності роботи в широкому діапазоні навантажень і швидкостей, малим габаритним розмірам, великій довговічності, високому ККД, постійності передатного відношення та іншим перевагам зубчасті передачі широко застосовуються у всіх галузях машино- та приладобудування. У роботі техніки зубчасті передачі використовуються в механізмах повороту руки маніпулятора, механізмах обертання і хитання кисті та ін.

У роботах застосовують циліндричні, конічні, хвильові зубчасті передачі та черв'ячні передачі.

Параметри зубчастих коліс, що складають зубчасту передачу, вибирають таким чином, щоб протягом необхідного терміну служби не виникали такі пошкодження, як поломка зубів, знос, утворення ямок на робочих поверхнях зубів. Утворення перерахованих пошкоджень залежить від вибору матеріалу, його твердості та якості поверхні, напруг зминання, мастила і т. д. Додатковий вплив мають виробничі умови (наприклад, періодичні або ударні навантаження), похибки зачеплення та деформація зубів.

Вже на етапі вибору передавального відношення n , а з ним та числа зубів можна впливати на міцність. Так, ціле передатне відношення одного передаючого ступеня, наприклад $i = 3, 0$, визначає те, що в контакт

постійно вступають одні і ті ж бічні поверхні зубів, отже, пошкоджуються одні і ті ж місця. Це призводить, особливо для незагартованих зубчатих коліс, до нерівномірного зносу бокових поверхонь зубів і до збудження коливань, перш за все при високих окружних швидкостях. Щоб

уникнути таких ефектів, передаточне відношення в окремих ступенях повинно вибиратися нецілим числом.

Виконують такі розрахунки зубів:

- 1) на контактну витривалість (проектний розрахунок) – для визначення основних параметрів передачі;
- 2) на згинальну витривалість - визначення модуля передачі після встановлення основних розмірів;
- 3) на статичну міцність (перевірний розрахунок) – при великих короткочасних навантаженнях;
- 4) на знос – для відкритих передач .

Як приклад наведемо розрахунок на контактну і згинальну витривалість одноступінчастого циліндричного редуктора механізму приводу ланок руки –ПР типу СМ40Ф2.80.01 (див. рис. 7.1).

Механізм приводу плеча (рис. 7.1), що включає електрогідравлічний кроковий двигун 1, зубчастий редуктор 2 і ходовий кульковий гвинт 5, змонтований в корпусі, що коливається відносно каретки. Гвинт, обертаючись у підшипниках корпусу, повідомляє поступальне, переміщення кулькової гайці 6, яка шарнірно встановлена на кінці верхнього (короткого) плеча важеля 7.

В результаті цього переміщення відбувається коливальний рух, плеча 7 руки маніпулятора. Фіксація кутового положення ланки здійснюється електромагнітним гальмом 4, встановленим на вхідному валу редуктора. Аналогічну схему має і механізм приводу ліктьової ланки руки. Шестерня 3 редуктора встановлена безпосередньо на роторі, двигуна, а колесо 8 - на шийці ходового гвинта 5.

Вихідні дані до розрахунку передачі: кінематична схема – рис. 7.1; привід поворотний кроковий Е32Г18-24 характеризується крутним моментом на вхідному валу $M_{тах}$ і максимальною частотою обертання валу n_1 ; частота обертання вихідного валу редуктора n_2 ; термін служби передачі t ; навантаження реверсивне, з помірними коливаннями, клас навантаження H 0,4; ступінь точності 8.

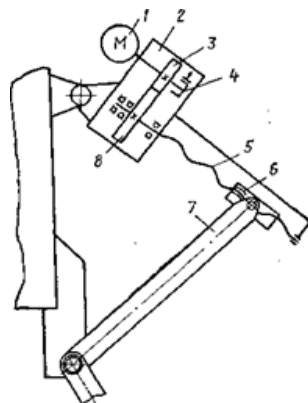


Рисунок – 7.1. Кінематична схема механізму приводу плеча робота
Значення основних параметрів

Передатне відношення, редуктора:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1000}{750} = 1,33.$$

Як матеріал зубчастих коліс вибираємо сталь 45 з термообробкою - нормалізація. По приймаємо твердість 180 HB, $\sigma_T = 320$ МПа.

Попередня міжосьова відстань a' визначаємо за формулою:

$$a' (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma_H]u}\right)^2 \frac{M_p}{\psi_a}} \quad (7.1)$$

Розрахунковий момент:

$$M_p = M_{max} K_{Hd} K_H. \quad (7.2)$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{Hd} K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}} \leq 1. \quad (7.3)$$

Коефіцієнт еквівалентності $K_{HE} = 0,4$.

Твердість зубчастих коліс однакова, тому розрахунок будемо проводити по більш навантаженій шестірні. Напрацювання шестерні визначимо так:

$$N = t \cdot 60 \cdot n_1 = 5000 \cdot 60 \cdot 1000 = 300 \cdot 10^6 \text{ циклів.}$$

Оскільки навантаження реверсивне, напрацювання зменшується вдвічі: $N = 150 \cdot 10^6$ циклів. Базове, число циклів N_{HG} при твердості 180 HB $N_{HG} = 10 \cdot 10^6$. Тоді

$$K_{Hd} = 0,4 \sqrt{\frac{150 \cdot 10^6}{10 \cdot 10^6}} = 0,99.$$

Коефіцієнт навантаження визначаємо за формулою

$$K_H = K'_{H\alpha} K'_{H\beta} K_{H\vartheta} \quad (2.4)$$

Попередня окружна швидкість

$$v' = \frac{n_1}{10^3 c_v} \sqrt[3]{\frac{M_{max}}{u^2 \psi_a}} \quad (2.5)$$

Коефіцієнт ширини для консольного розташування шестерні $\psi_a = 0,2$.

Коефіцієнт $c_v = 13$, тому

$$v' = \frac{1000}{10^3 \cdot 13} \sqrt[3]{\frac{46 \cdot 10^3}{1,33^2 \cdot 0,2}} = 3,9 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт розподілу навантаження $K'_{H\alpha} = 1,08$. Відношення ширини колеса до діаметра шестерні

$$\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u + 1}{2} = 0,2 \frac{1,33 + 1}{2} = 0,233.$$

Коефіцієнт концентрації $K'_{H\beta}$ при твердості колеса HB₂ < 350

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0(1 - \varkappa) + \varkappa \quad (7.6)$$

Коефіцієнт режиму

$$\varkappa = \sum \frac{M_i}{M_{max}} \frac{N_i}{N}$$

Для класу навантаження Н 0,4 та еквівалентного графіка навантаження 27 отримуємо

$$\varkappa = \frac{M_{max} 0,05N}{M_{max} N} + \frac{0,4M_{max} 0,2N}{M_{max} N} + \frac{0,1M_{max} 0,75N}{M_{max} N} = 0,05 + 0,08 + 0,075 \\ == 0,205$$

Початковий коефіцієнт концентрації $K_{H\beta}^0 = 1,8$. Тоді

$$K_{H\beta} = 1,8(1 - 0,205) + 0,205 = 1,636.$$

Коефіцієнт динамічності $K_{Hv} = 1,15$.

Коефіцієнт навантаження, визначений за формулою (7.4),

$$K_H = 1,08 \cdot 1,636 \cdot 1,15 = 2,03.$$

Тоді розрахунковий момент за формулою (6.2)

$$M_p = 46 \cdot 0,99 \cdot 2,03 = 92,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Допустима контактна напруга

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_H^0}{S_H} = \frac{2HB + 70}{S_H} = \frac{2 \cdot 180 + 70}{1,1} = 391 \text{ МПа}$$

Попередня міжосьова відстань

$$a' = (1,33 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{391 \cdot 1,33}\right)^2 \frac{92,4 \cdot 10^3}{0,2}} = 116,64 \text{ мм}.$$

Відповідно до єдиного ряду головних параметрів приймаємо стандартне значення $a = 125$ мм. Ширина колеса $b_2 = a\psi_a = 125 \cdot 0,2 = 25$ мм. Справжня швидкість

$$v = \frac{2a\pi n_1}{(u+1)60} = \frac{2 \cdot 0,125 \cdot 3,14 \cdot 1000}{(1,33+1)60} = 5,6 \text{ м/с}.$$

Оскільки про $v > v'$, уточнюємо коефіцієнти $K_{H\alpha}$ і K_{Hv} : $K_{H\alpha} = 1,1$; $K_{Hv} = 1,22$. Значення коефіцієнта концентрації $K_{H\beta}$ не змінилося. Остаточне значення коефіцієнта навантаження $K_H = 1,1 \cdot 1,636 \cdot 1,22 = 2,196$.

Фактична контактна напруга

$$\sigma_H = 270 \frac{u+1}{au} \sqrt{\frac{u+1}{b_2}} M_p = 270 \frac{1,33+1}{125 \cdot 1,33} \sqrt{\frac{1,33+1}{25}} 92,4 \cdot 10^3 =$$

$$= 351 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 391 \text{ МПа}$$

Таким чином, контактна витривалість зубів забезпечена.

Наступний етап – визначення модуля. Для цього потрібно виконати розрахунок на витривалість при згинанні.

Окружну силу знаходимо за формулою:

$$F_t = \frac{M_{max}(u + 1)}{au} = \frac{46 \cdot 10^3(1,33 + 1)}{125 \cdot 1,33} = 644,7 \text{ Н.}$$

Модуль зубів

$$m = \frac{5F_t K_{FD} K_F}{b_1 [\sigma_F]} \quad (7.7)$$

Коефіцієнт довговічності по вигину для термообробки матеріалу - нормалізація

$$K_{FD} = K_{FE} \sqrt[6]{\frac{N}{N_{FG}}} \leq 1. \quad (7.8)$$

При реверсивному режимі напруцювання не зменшують, тому $N = 300 \cdot 10^6$ циклів. Оскільки $N > 10^8$, то $K_{FD} = 1$.

Коефіцієнт навантаження

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\vartheta}. \quad (7.9)$$

Коефіцієнт розподілу навантаження $K_{F\alpha} = 1$. Коефіцієнт концентрації при $b/d_1 = 0,233$ $K_{F\beta}^0 = 1,61$.

Коефіцієнт динамічності $K_{F\vartheta} = 1,54$. Тоді $K_F = 1 \cdot 1,61 \cdot 1,54 = 2,48$.

Допустима напруга на вигин

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim1}^0}{S_F} = \frac{1,8 \overline{HB}}{S_F} = \frac{1,8 \cdot 180}{1,75} = 194 \text{ МПа.}$$

Ширина шестерні

$$b_1 = 1,12 b_2 = 1,12 \cdot 25 = 28 \text{ мм.}$$

Тоді попереднє значення модуля за формулою (7.7)

$$m = \frac{5 \cdot 644,7 \cdot 1 \cdot 2,48}{28 \cdot 194} = 1,47 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартний модуль $m = 1,6$ мм.

Сумарна кількість зубів

$$z_\Sigma = z_2 + z_1 = \frac{2a}{m} \cos \beta \quad (7.10)$$

Для прямозубої циліндричної передачі $\beta=0$

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 125}{1,6} = 156,25.$$

Приймаємо $z_{\Sigma} = 156$.

Число зубів шестерні

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u + 1} = \frac{156}{1,33 + 1} = 66,9.$$

Приймаємо $z_1 = 67$.

Число зубів колеса $z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 156 - 67 = 89$.

Перевіряємо фактичну напругу вигину зубів шестерні:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} Y_{\beta}}{b_1 m} F_t K_{Fd} K_F. \quad (7.11)$$

Коефіцієнт форми зуба $Y_{F1} = 3,616$. Коефіцієнт нахилу зуба $Y_{\beta} = 1$.

Тоді

$$\sigma_{F1} = \frac{3,616 \cdot 1}{28 \cdot 1,6} 644,7 \cdot 1 \cdot 2,48 = 129 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 194 \text{ МПа}$$

Ділильні діаметри відповідно шестерні та колеса

$$d_1 = m z_1 = 1,6 \cdot 67 = 107,2 \text{ мм};$$

$$d_2 = m z_2 = 1,6 \cdot 89 = 142,4 \text{ мм}.$$

Діаметри вершин зубів визначаються за формулою

$$d_a = d + 2m(1 + \kappa) \quad (7.12)$$

Для некоригованих зубів $\kappa = 0$, отже

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 107,2 + 3,2 = 110,4 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 142,4 + 3,2 = 145,6 \text{ мм}.$$

Діаметри западин зубів, обчислені за формулою

$$d_f = d - 2m(1 - \kappa) \quad (7.13)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 107,2 - 2,5 \cdot 1,6 = 103,2 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 142,4 - 2,5 \cdot 1,6 = 138,4 \text{ мм}.$$

Остаточно запишемо основні параметри редуктора: $a = 125$ мм; $u = 1,33$; $\psi_a = 0,2$; $b_1 = 28$ мм; $b_2 = 25$ мм; $m = 1,6$ мм; $z_1 = 67$; $z_2 = 89$; $d_1 = 107,2$ мм; $d_2 = 142,4$ мм; $d_{a1} = 110,4$ мм; $d_{a2} = 145,6$ мм; $d_{f1} = 103,2$ мм; $d_{f2} = 138,4$ мм.

За цими параметрами виконують компоновання редуктора з наступними перевірочними розрахунками валів, підшипників, шпонкових з'єднань.

7.2 Хвильові зубчасті передачі

Хвильові передачі застосовують у промислових роботах і маніпуляторах, у механізмах з великим передатним ставленням, а також пристроях з підвищеними вимогами до кінематичної точності та герметичності.

Диференціальні хвильові зубчасті передачі з гнучким колесом у вигляді кільця використовуються в механізмах при воді ланок маніпулятора ПР (наприклад, в редукторах приводів з двома ступенями рухливості, що орієнтують рух пензля ПР).

Хвильові зубчасті редуктори застосовують у механізмах повороту платформи маніпулятора, руки (в ПР типу РГШ-40, ПР-4, «Універсал-5» та ін.).

Хвильові передачі дозволяють при малих габаритних розмірах передавати великі навантаження (оскільки в зачепленні одночасно знаходиться до V , всіх зубів), а також рух у герметизований простір без застосування ущільнень. Вони характеризуються великим передатним ставленням при малих габаритних розмірах і порівняно високому ККД (для однієї ступені $u \leq 315$ при $\eta = 0,8 \dots 0,9$), високою демпфуючою здатністю, працюють з меншим шумом.

До недоліків хвильових передач відносяться : складність виготовлення гнучкого колеса і генератора; обмеження кутової швидкості валу генератора при великих діаметрах коліс (щоб уникнути великих окружних швидкостей в обіді генератора).

Хвильовою називають механічну передачу, в якій обертання передають за рахунок переміщення зони деформації пружної гнучкої ланки. Механічні хвильові передачі можуть бути фрикційними і зубчастими.

1. Пристрій і принцип роботи фрикційної хвильової передачі

Основними елементами передачі є (рис. 7.2, а - в):

1 - гнучке колесо, що представляє собою тонкостінну оболонку в вигляді циліндра з дном, з'єднане з валом;

2 - жорстке колесо, з'єднане з корпусом;

h - генератор хвиль в вигляді двох роликів великого діаметру, розташовується на водієві, з'єднаний з швидкохідний вал.

На практиці зустрічаються і інші конструктивні виконання основних елементів.

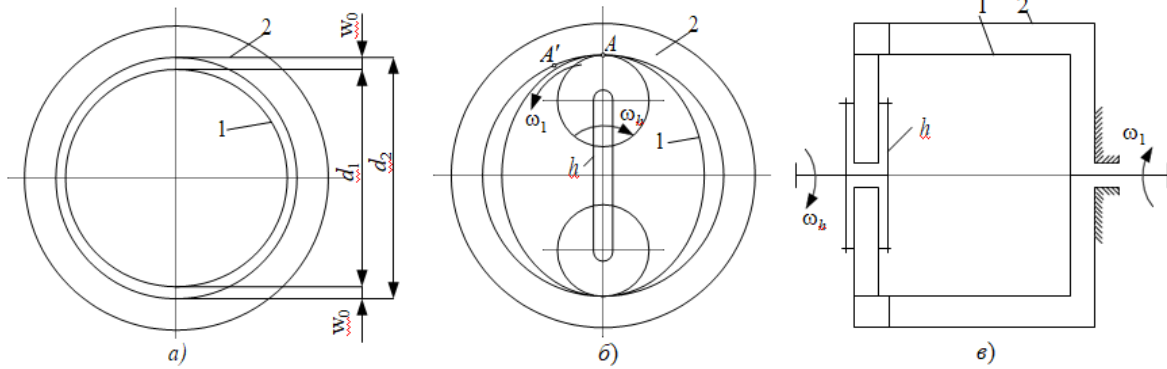


Рисунок 7.2 – Відносне розташування недеформованого гнучкого 1 та жорсткого 2 коліс

На рис. 7.2, а показано відносне розташування недеформованого гнучкого 1 та жорсткого 2 коліс. При цьому $d_1 < d_2$; $2 W_0 = d_2 - d_1$.

Встановлюючи генератор h деформують гнучке колесо 1, надаючи йому форму еліпса (рис. 7.2 б). Силова взаємодія деталей хвильової передачі відбувається в точках контакту на великій осі еліпса. Генератор притискає гнучке колесо до жорсткого з силою, достатньою для передачі навантажених силами тертя. При нерухомому жорсткому колесі обертання генератора викликає обкатування гнучкого колеса по жорсткому, і обертання його в протилежному обертанню генератора напрямку.

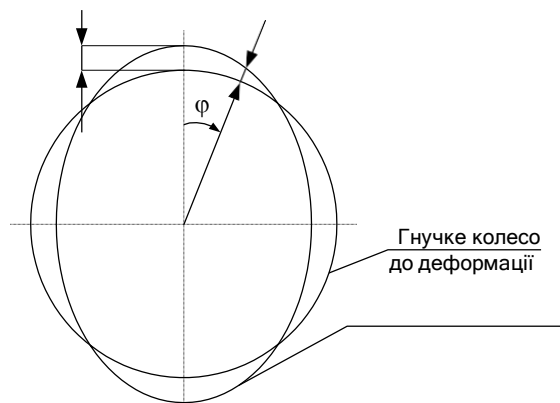


Рисунок 7.3 – Гнучке колесо до деформування

Виділимо на гнучкому колесі 1 точку A , що знаходиться в контакті з жорстким колесом 2. Через один оборот генератора h , що обертається по напрямленню руху годинникової стрілки, т. а на гнучкому колесі поєднується з т. а на жорсткому колесі (рис. 19.1 б), так як довжина кола гнучкого колеса діаметром d_1 менше довжини кола жорсткого колеса діаметром d_2 . Відповідно, гнучке колесо обертається в напрямі, протилежному напрямленню обертання генератора.

На рис. 7.3 показано гнучке колесо до деформування (окружність) та після деформування генератором (еліпс). Максимальну деформацію в напрямку великої осі еліпса позначають W_0 . Поточне значення W деформації залежить від кута φ . Кут φ відраховують від більшої осі еліпса в напрямку руху вартової стрілки.



Залежність $W = f(\varphi)$ представляє собою хвильову функцію (рис. 7.4) на куті $\varphi = 2\pi$ укладають дві хвилі деформації. Таку передачу називають двоухвильовою.

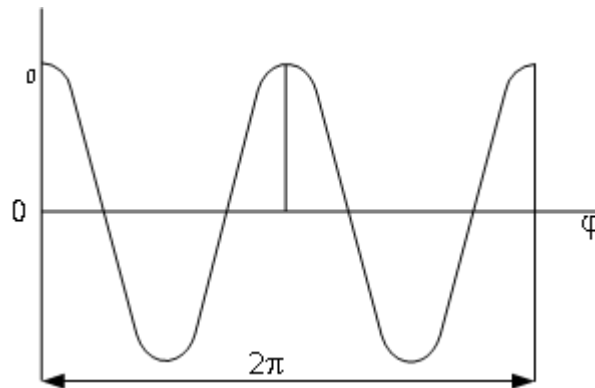


Рисунок 7.4 – Залежність $W = f(\varphi)$, яка представляє собою хвильову функцію на куті $\varphi = 2\pi$

Зубчаста хвильова передача

Гнучке колесо в такій передачі являє собою тонкостінний циліндр, на деформованому кінці якого виконаний зубчастий вінець з поверхневими зубами евольвентного профілю. Жорстке колесо має зуби внутрішнього зачеплення. Число зубів z_2 жорсткого колеса більше числа зубів z_1 гнучкого колеса. Генератор хвиль, являє собою водило, складається з овального кулачка і напесованого на нього спеціального (гнучкого) шарикопідшипника. Профіль кулачка виконують еквідістантним до прийнятій формі деформування гнучкого колеса.

Гнучкий підшипник - підшипник з тонкостінними кільцями каючий радіальну деформацію кілець, сумарну з їх товщиною, і що забезпечує передачу обертального руху при деформованих кільцях.

Такий генератор, званий кулачковим, краще за інших зберігає задану форму деформування під навантаженням.

При складанні в кругле гнучке колесо вставляють генератор хвиль, надає колесу овальну форму, і вводять в зачеплення з жорстким колесом.

На рис. 7.5 штриховими лініями показано гнучке колесо і покладення зубів на ньому до деформування, суцільними лініями після деформування. При деформуванні гнучкого колеса генератором під дією радіальних сил F_r зуби гнучкого колеса переміщуються по радіусу та входять у зачеплення із зубами жорсткого колеса у напрямку великої осі еліпса. У напрямку малої осі еліпса зуби гнучкого колеса внаслідок його деформації переміщуються до центру та виходять із зачеплення із зубами жорсткого колеса.



У напрямку великої осі еліпса зачеплення зубів гнучкого колеса з зубами жорсткого колеса відбувається по всій висоті зуба.

При переході від великої осі до малої зубця гнучкого колеса поступово виходять з зачеплення. У одночасному зачепленні знаходиться велике число зубів: 25-40% від числа зубів гнучкого колеса. Навіть за невеликого навантаження на кожен зуб передача може передавати значний обертовий момент.

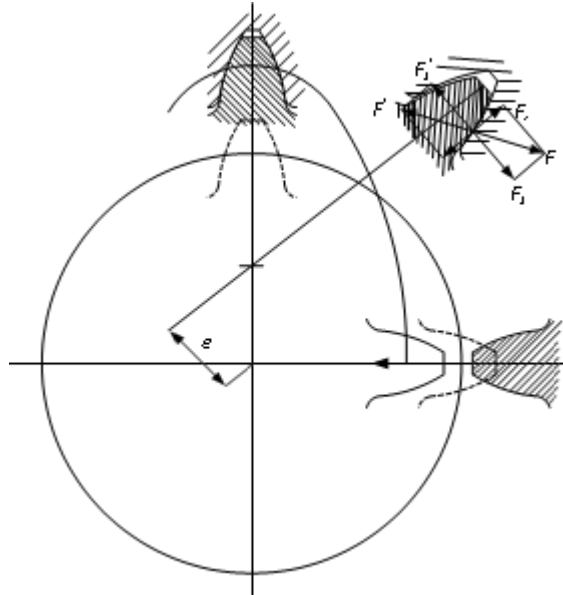


Рисунок 7.5 – Гнучке колесо і покладення зубів на ньому до деформування

Принцип роботи хвильової зубчастієї передачі

При повороті генератора на кут φ зуб гнучкого колеса, переміщуючись в радіальному напрямку на W , тисне на зуб жорсткого колеса силою F , спрямованою за нормаллю до поверхонь, що контактують (рис. 7.5). Силу F можна уявити в вигляді складових сил: окружної F_t і радіальної F_r .

На зуб гнучкого колеса діють реакції F_t та F_r .

Якщо провідним є генератор ($\omega_h \neq 0$), а жорстке колесо закріплене але ($\omega_2 \neq 0$), то під дією сили F_t гнучке колесо обертається ($\omega_1 \neq 0$) в напрямі, протилежному обертанню генератора, на що, як ми бачимо надалі, вкаже знак мінус у формулі передатного відношення.

Якщо нерухомо гнучке колесо ($\omega_1 \neq 0$), то під дією сили F_t жорстке колесо обертається ($\omega_2 \neq 0$) в напрямку обертання генератора ($\omega_h \neq 0$) – знак плюс у формулі передатного відношення.

На рис. 7.6 показана схема хвильової передачі з нерухомим гнучким колесом. Хвильова передача – єдина механічна передача, яка може передавати обертання «через стінку» з герметизованого у вакуум без застосування рухомих ущільнень обертових деталей.

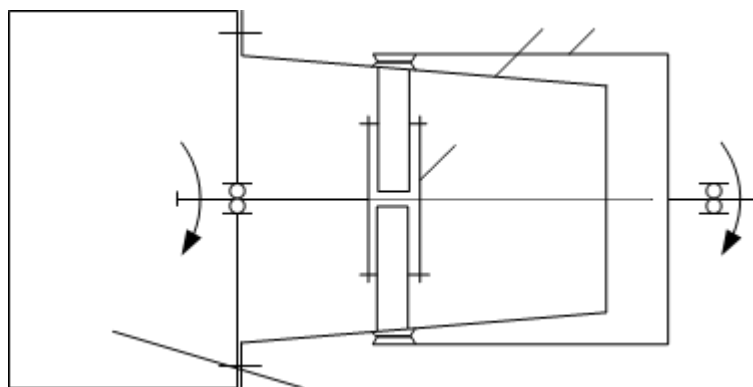


Рисунок 7.6 – Схема хвильової передачі з нерухомим гнучким колесом

У хвильовій передачі кожен із трьох основних елементів може бути провідним. Так, наприклад, при закріпленому гнучкому та повороті жорсткого колеса проти напрямку руху годинникової стрілки гнучке колесо впливає на генератор силою $F'r$ (Рис. 7.5). Лінія дії сили $F'r$ - за нормаллю до кривої, що описує форму деформування гнучкого колеса. Під дією виєм моменту $T = 2F' r e$ (тут 2 - число хвиль деформації) генератор обертається в напрямку обертання жорсткого колеса.

Передавальне ставлення хвильової зубчастої передачі

Як і планетарна, хвильова передача має три основні ланки, які сприймають зовнішні моменти. Будь-яка основна ланка може бути зупинена.

Інакше кажучи, передатне відношення в хвильовій передачі радіусу веденого колеса до різниці радіусів жорсткого та гнучкого коліс або до розміром деформування W_o .

Звідси випливає, що великі значення передатного відношення і можуть бути досягнуті при малих значеннях W_o тобто. при дрібних модулях; Найменшим значенням і відповідають великі розміри деформування W_o , при яких значно зростає кривизна гнучкого колеса в зоні зачеплення і, отже, напруги вигину.

Допустимий діапазон передатного відношення хвильової передачі: $70 < i < 320$.

Менші значення і обмежені міцністю гнучкого колеса по напругам вигину, великі мінімальними значеннями модуля ($w > 0,15$ мм).

Переваги хвильових передач.

1. Можливість отримання великого передатного відношення в одній щаблі при порівняно високому ККД. Для одного ступеня та до 320 при ККД: $\eta = 0,7 - 0,9$.

2. Здатність передавати великі крутні моменти при малих габаритах та масі, так як у зачепленні одночасно знаходиться велике кількість зубів.



3. Плавність роботи, мала кінематична похибка внаслідок двозонності та багатопарності зачеплення.

4. Можливість передачі обертання з герметизованого простору, без застосування ущільнення обертових деталей.

5. Малі навантаження на вали та опори внаслідок симетричності конструкції.

6. Робота з меншим шумом.

Недоліки.

1. Складність виготовлення тонкостінного гнучкого колеса і генератора

хвиль.

2. При необхідності застосування дрібних модулів потрібно спеціальне зубодовбежне обладнання.

3. Обмежені частоти обертання генератора хвиль, виникнення вібрації.

Застосування. Хвильові передачі застосовують у промислових роботах та маніпуляторах, у механізмах з великим передатним ставленням, а також у пристроях з підвищеними вимогами до кінематичної точності або до герметичності.

Характер і причини відмов деталей хвильових передач

1. Руйнування гнучкого колеса внаслідок появи втомних тріщин у западинах зубів. Колесо піддається впливу знакозмінних напружень вигину.

2. Руйнування підшипників генератора хвиль внаслідок дії сил в зачепленні та опорі гнучкого колеса деформування.

3. Проскок генератора хвиль (обертання вала генератора при не обертанні вихідного валу) внаслідок великих пружних деформацій генератора хвиль і жорсткого колеса при передачі великих обертових моментів.

4. Зношування зубів. Незначне зношування зубів обумовлено перекосом гнучкого колеса, що деформується з одного торця; прогресуюче зношування – ковзанням зубів при входженні в зачеплення.

Матеріалом для гнучких коліс служать марки 30ХГСА, 40Х13, 40ХНМА. Для хвильових редукторів загального призначення найчастіше застосовують сталь 30ХГСА з термообробкою поліпшення ($H = 280 - 320$ НВ), а зубчастий вінець піддають дробоструминному наклепу або азотуванню ($\sigma_B = 1100$ МПа; $\sigma_{-1} = 480 - 500$ МПа). Термічній обробці піддають заготівлю у вигляді товстої труби. Азотування та наклеп зубчастого вінця заповнюють після механічної обробки і нарізування зубів.

Жорстке колесо хвильових передач по конструкції подібно до коліс з поверхневими зубами звичайних і планетарних передач. Характеризується менш високим напруженим станом, чим гнучке колесо. Виготовляють з звичайних конструкційних сталей, наприклад, марок 45 або 40Х.

Контрольні запитання до теми 7

1. Що таке зубчаста передача?
2. Які основні типи зубчастих передач існують?
3. Які переваги мають зубчасті передачі у порівнянні з іншими видами механічних передач?
4. Які фактори впливають на довговічність зубчастих передач?
5. Що таке передатне відношення і як воно впливає на роботу зубчастої передачі?
6. Які види зубчастих коліс застосовуються у механізмах?
7. Що таке контактна витривалість зубів і як вона розраховується?
8. Що таке згинальна витривалість зубів і як вона розраховується?
9. Які параметри впливають на знос зубчастих передач?
10. Як вибір матеріалу впливає на роботу зубчастої передачі?
11. Що таке кінематична схема і як вона використовується при розрахунках зубчастих передач?
12. Які основні параметри зубчастих коліс необхідно враховувати при проектуванні передачі?
13. Як розрахувати передатне відношення редуктора?
14. Що таке коефіцієнт довговічності і як його визначити?
15. Які фактори враховуються при розрахунку контактної напруги зубів?
16. Як визначити міжосьову відстань у зубчастій передачі?
17. Що таке модуль зубів і як його розрахувати?
18. Як визначити ділільні діаметри шестерні та колеса?
19. Що таке хвильові зубчасті передачі і де вони застосовуються?
20. Які переваги мають хвильові зубчасті передачі?
21. Які недоліки мають хвильові зубчасті передачі?
22. Що таке генератор хвиль і як він працює?
23. Які основні елементи фрикційної хвильової передачі?
24. Як розрахувати окружну силу в зубчастій передачі?
25. Які параметри необхідно враховувати при komponуванні редуктора?

Використана література

1. Кошевий О. П., Григор'єва Л. О., Левківський Д. В. Опір матеріалів в лекціях і задачах: навчальний посібник. Київ : КНУБА; Кам'янець-Подільський : ТОВ «Друкарня «Рута», 2019. 340 с.
2. Григор'єва Л. О., Левківський Д. В., Кошевий О. П. Опір матеріалів з основами теорії пружності : курс лекцій. Київ : Видавництво Ліра-К, 2021. 270 с.



3. Ельперін І. В., Пупена О. М., Сідлецький В. М., Швед С. М. Автоматизація виробничих процесів. Вид. 2-ге, переробл. Київ : Ліра-К, 2021. 378 с.
4. Гнусов Ю. В., Тулупов В. В., Пересічанський В. М. Метрологія та вимірювання : навчальний посібник. Харків : Харк. нац. ун-т внутр. справ, 2019. 125 с. URL: <http://surl.li/uqvza>.
5. Лавренова Д. Л. Основи метрології та електричних вимірювань : навч. посіб. для студ. спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка». 2-ге видання, переробл. та допов. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 133 с. URL: <http://surl.li/uqvzh>.
6. Основи мехатроніки : навч. посіб. / О. М. Артюх та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 372 с. URL: <http://surl.li/uqvzb>.
7. Хорольський В. П., Коренець Ю. М., МЕХАТРОНІКА (мехатроніка та інтелектуальна автоматика) : навчальний посібник. Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2023. 342 с. URL: <http://surl.li/uqvzi>.
8. Поздєєв В. О., Січко В. М. Математичне моделювання фізичних процесів : навчальний посібник (для дистанційної форми навчання). Миколаїв : СПД Румянцева, 2021. 134 с. URL: <http://surl.li/uqvzl>.
9. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 275 с. URL: <http://surl.li/uqvzm>.



ТЕМА 8

ГВИНТОВІ МЕХАНІЗМИ

Метою вивчення теми є ознайомлення гвинтовими механізмами, передачею гвинт – гайка та її проектуванням.

Завдання вивчення теми збігаються з переліком питань для розгляду, що наведений нижче.

Перелік питань до розгляду

- 8.1 Передачі гвинт – гайка
- 8.2 Проектування гвинтових передач

8.1. Передачі гвинт – гайка

Багато сучасних машин, у тому числі й роботи, містять гвинтові механізми. Широке застосування гвинтових механізмів пояснюється цілим рядом їх переваг, до яких в першу чергу слід віднести: високу надійність; компактність при високій здатності навантаження; плавність та безшумність; великий вигаш у силі ; можливість досягнення високої точності переміщень.

Гвинтові механізми (або передачі гвинт – гайка) служать для перетворення обертального руху на поступальне (рідше – поступального у обертальне). Вони поділяються на передачі з тертям ковзання та тертям кочення.

Передачі гвинт - гайка з тертям ковзання, незважаючи на суттєві недоліки (підвищений знос різьблення внаслідок великого тертя і низький ККД – не більше 50%), широко застосовуються завдяки простоті виготовлення та експлуатації, а також можливості легко здійснювати самогальмування . Виробництво передач цього типу добре освоєно, за ними є великий теоретичний та експериментальний матеріал.

Конструктивно гвинтові пари ковзання утворюються за допомогою різьблення різного профілю Різьблення того чи іншого виду застосовуються в залежності від призначення гвинтових механізмів.

У скріплювальних механізмах застосовують метричну (трикутну) різьбу як таку, що володіє найбільшою міцністю і підвищеним наведеним коефіцієнтом тертя. Якщо є небезпека заїдання гвинта, а також при ударних навантаженнях використовують кругле різьблення.

У вантажних механізмах, призначених для передачі різної навантаження (крутного моменту, осьової сили), зазвичай застосовується трапеційдальне різьблення, що характеризується достатньою міцністю, жорсткістю і простотою виготовлення. При передачі великого одностороннього навантаження використовують напольгиве різьблення.

У передавальних механізмах, які служать для передачі руху (навантаження при цьому незначне), застосовують різні види різьблень в залежності від безпосереднього призначення механізму. Так, у механізмах подачі використовують гвинти з багатозахідним трапеційдальним різьбленням, що зменшує тертя; у мікрометрах – метричне різьблення тощо.

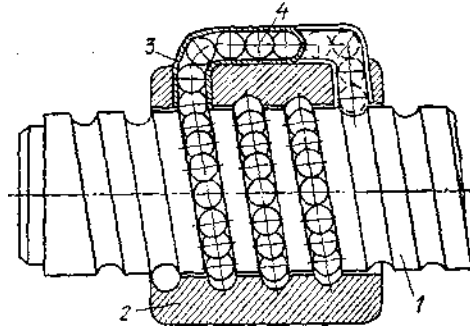


Рисунок. 8.1 – Принципова схема кулькогвинтового механізму

На відміну від гвинтових пар з тертям ковзання, робочі поверхні в парах з тертям кочення не торкаються. Різьблення гвинта 1 і гайки 2 виконана у вигляді канавок, по яких перекочуються кульки 4, що є проміжними тілами, що з'єднують гвинт із гайкою (рис. 8.1). Ланцюг кульок замикається за допомогою спеціального перепускного каналу 3. У процесі роботи відбувається безперервна циркуляція кульок, аналогічна циркуляції кульок у шарикопідшипнику.

Передачі гвинт – гайка з тертям кочення застосовують у механізмах точних переміщень, системах, що стежать, і відповідальних силових передачах. До них переваг у порівнянні з гвинтовими парами з тертям ковзання відносяться:

- високий ККД, що досягає навіть при відносно малому куті підйому різьби 90%;
- висока кінематична чутливість;
- мінімальний знос;
- висока точність і рівномірність поступального руху зі збереженням стабільності цих параметрів у процесі експлуатації;
- можливість повного виключення осьового люфту;
- можливість надійної роботи як у діапазоні температур від -60° до $+500^{\circ}$ С, так і в агресивних середовищах та вакуумі;
- можливість перетворення поступального руху одного з елементів механізму в обертальний рух іншого і навпаки при малих кутах підйому різьблення.

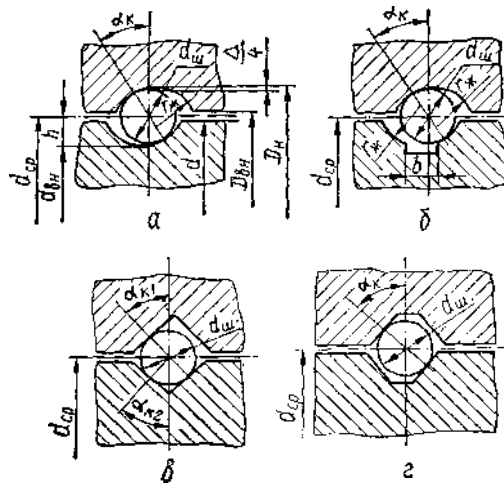


Рисунок 8.2 – Види профілю різьблення гвинта та гайки

До недоліків кулькогвинтових механізмів належать складність і трудомісткість їх виготовлення. Особливо трудомістка операція шліфування спеціального профілю різьблення гайки та ходового гвинта.

Конструкція окремих елементів кулькогвинтової пари та механізму загалом певною мірою визначається експлуатаційними вимогами.

В даний час в кулькогвинтових механізмах застосовуються криволінійний, прямолінійний і комбінований профілі канавок (рис. 8.2). Профілі канавок розглядаються в площині, перпендикулярній до гвинтової лінії.

Найбільш поширений у шарико-гвинтових механізмах круглий профіль канавки (рис. 8.2 а). Він характеризується найменшими контактними напруженнями, внаслідок чого вимагає меншої порівняно з іншими профілями кількості кульок при однаковій вантажопідйомності. Нарізка та шліфування круглого профілю не представляють будь-яких технологічних труднощів. Експлуатація таких канавок виправдана, якщо вони захищені від забруднення. У разі попадання на робочу частину механізму з круглою канавкою пилу він виходить з ладу швидше, ніж механізми з іншими формами канавок. Кількість мастильного матеріалу в канавці невелика через малі вільні об'єми для його розміщення. Для поліпшення умов мастила іноді виконують проточки (рис. 8.2, б). При такому конструктивному рішенні з робочої поверхні можна видаляти абразивні частинки та пил.

Прямолінійний профіль різьблення (трикутний, трапецієдальний) (рис. 8.2, г) найбільш технологічний, забезпечує сталість кута контакту і дозволяє отримувати триточковий контакт між кулькою та елементами різьблення гвинта та гайки. Однак він значно поступається за здатністю навантаження криволінійному профілю. Навантаження, що допускається, на кульку, що знаходиться в канавці з профілем у вигляді дуги кола, більш ніж у три рази перевищує допустиме навантаження на кульку, що лежить на плоскій поверхні трикутного профілю різьблення. Тому прямолінійний профіль різьблення застосовується, як правило, у кулькогвин-



тових механізмах, призначених для сприйняття невеликих осьових навантажень, наприклад у механізмах приладів.

Діаметр кульок вибирається, як правило, з умов вантажопідйомності гвинтової пари та вимог, що пред'являються до її габаритних розмірів.

Зазвичай механізми комплектуються кульками однакового діаметра з різнорозмірністю в межах допуску (різниця діаметрів не повинна перевищувати 3 мкм).

З метою підвищення навантажувальної здатності, довговічності та ККД кулькових механізмів діаметр кульок бажано вибирати найбільшим, оскільки розміри кульок мають значно більший вплив на навантажувальну здатність і довговічність механізмів, ніж їх число. Однак збільшення розмірів кульок тягне за собою збільшення габаритних розмірів механізму і зменшення його кінематичної чутливості через зростання інерції мас, що рухаються. Діаметр кульки бажано вибирати в межах 2,5...10 мм.

Повернення кульок з кінця різьблення гайки на початок досягається застосуванням перепускного каналу, вмонтованого в гайку. У деяких конструкціях, що рідко зустрічаються, перепускний канал виконують у тілі гвинта.

У цьому випадку габаритні розміри передачі помітно зменшуються, але гайку доводиться робити значно довшою за звичайну, оскільки хід механізму визначається її довжиною.

Нормальна і надійна робота кулькових механізмів багато в чому залежить від конструкції та якості з'єднання перепускного каналу. Давно застосовним і водночас найпоширенішим способом є перепуск кульок за допомогою зігнутої трубки 3 (див. рис. 8.1), що з'єднує початок і кінець гвинтової канавки гайки 2. Направляються кульки 4 в трубку або безпосередньо кінцем самої трубки, або спеціальними відбивачами, які встановлюються в корпусі гайки у кінці трубки. Такі відбивачі мають загартовані виступи і виконуються у формі скребка для очищення від бруду гвинтової канавки. Істотний недолік розглянутих конструкцій для повернення кульок – збільшення радіальних розмірів гайки.

Відома інша конструкція кулі ковінтового механізму, в якій повернення кульок відбувається за спеціальним каналом, профрезерованим з зовнішнього боку гайки і з'єднаним з отворами, що ведуть до початку і кінця гвинтової канавки гайки (рис. 8.3). Напрямок кульок у каналі повернення тут також проводиться спеціальними відбивачами, що встановлюються на початку і в кінці каналу повернення.

При даному способі зменшуються радіальні розміри гайки, проте, як і в раніше розглянутих конструкціях, є значні втрати на тертя при переміщенні кульок по перепускному каналу.

Кулькогвинтові механізми можуть виготовлятися з одним або кількома – замкнутими ланцюжками циркулюючих кульок і відповідно з однією або декількома трубками чи каналами перепуску кульок. Збільшення кількості замкнутих ланцюжків у однієї гайки підвищує надійність механі-



зму , оскільки при виході з ладу одного каналу працездатність механізму може зберегтися.

На відміну від гвинтової пари з тертям ковзання, де внаслідок зношування поверхонь, що труться, навантаження на витки перерозподіляється в кулькогвинтовій парі нерівномірний розподіл навантаження між витками з огляду на надзвичайно мале зношування залишається довгий час. Тому в загальному випадку кулькова гвинтова пара не повинна мати більше 3...4 робочих витків, оскільки наступні витки навантаження практично не сприймають, а лише збільшують тертя, розмір гайки і т. п. Якщо необхідно забезпечити максимальну довговічність передачі, то кількість витків можна збільшити до шести.

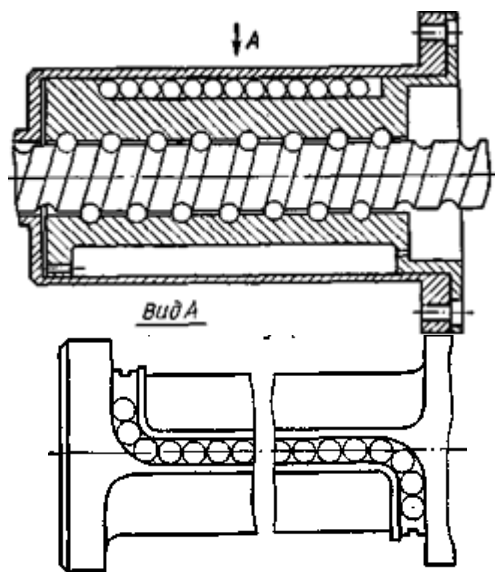


Рисунок – 8.3. Перепуск кульок спеціальним каналом у тілі гайки

Застосування багатозахідних різьблень з відповідним числом замкнених кульок також підвищує навантажувальну здатність кулькогвинтового механізму.

Для гвинтових передач стежать систем, механізмів приводів верстатів з програмним управлінням, промислових роботів та інших точних механізмів осьові зазори неприпустимі. Один із способів усунення зазору – створення внутрішнього натягу в парі гвинт – гайка.

У кулькогвинтовому механізмі попередній натяг створюється при збиранні гвинтової пари кульками дещо більшого діаметру. Переваги такого способу полягають у зменшенні габаритних розмірів, маси та вартості передачі. Однак при цьому підвищується знос і потрібна дуже висока точність виготовлення всіх елементів гвинтової пари.

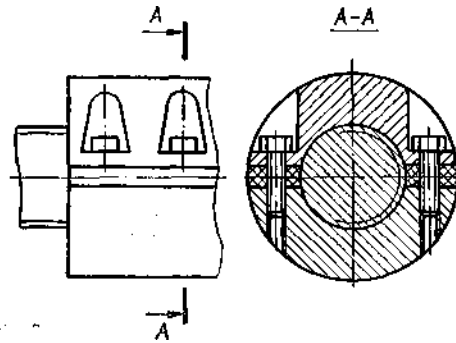


Рисунок. 8.4 – Усунення осьового зазору стягуванням двох напівгайок гвинтами

Для гвинтів з тертям ковзання попередній натяг можна створювати стягуванням двох напівгайок, розрізаних уздовж осі гвинта (рис. 8.4)

Інший поширений спосіб усунення зазору в кулькогвинтових механізмах і гвинтових механізмах з тертям ковзання – зміна взаємного розташування двох півгайок в осьовому або кутовому напрямку. Гайка у разі складається з двох половинок. Змінювати положення півгайок тільки в осьовому напрямку можна за допомогою пружин (рис. 8.5), які створюють таке зусилля розтискання, яке більше за максимальне зусилля, що виникає в процесі роботи механізму, або набору прокладок (рис. 8.6). При цьому в другому випадку забезпечується велика жорсткість передачі, а в першому – авторегулювання, так як у міру зносу поверхонь, що труться, люфт вибирається автоматично.

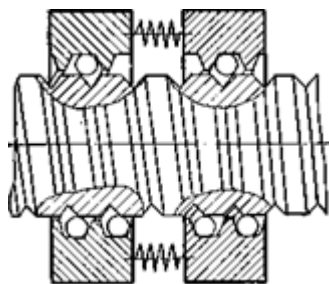


Рисунок 8.5 – Вибір осьового зазору за допомогою подвійної гайки та пружин

Усунення осьового зазору відбувається і у разі повороту півгайок у кутовому напрямку відносно один одного при їх незмінному осьовому взаємному розташуванні.

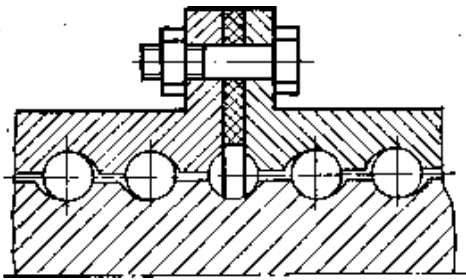


Рисунок. 8.6 – Двосекційна гайка

Матеріали гвинтів для пар з тертям ковзання повинні в першу чергу мати досить високу зносостійкість і хорошу оброблюваність. Матеріали важко навантажених гвинтів повинні мати високу міцність. Гвинти виготовляють з углеродистих і легованих сталей (сталі 45, 50, У10, 65Г, 40Х, 40ХГ та ін.). Вибір марки сталі, видів термічної обробки та покриття залежить від призначення гвинтової пари, терміну служби, умов експлуатації тощо.

Матеріали для гайок різноманітні. Широко застосовуються гайки з антифрикційного чавуну і сірого чавуну. Чавун має високі ливарні властивості, що дає можливість одержувати деталі складної конфігурації, а крім того, антифрикційними властивостями. Чавун застосовується у випадках відсутності ударних навантажень на гвинтові пари.

Для виготовлення гайок використовуються також олов'яні і безолов'яні бронзи БрОЮФ1, БрОБЦБСЗ, БРАЕЖЗЛ та ін. бронзи.

Останнім часом для виготовлення гайок все ширше застосовують різні пластмаси (оргскло, поліетилен високого і низького тиску, полістирол, фторопласт, поліамід та ін.), деякі характеристики яких обумовлюють їх переваги в порівнянні з металами: корозійна та хімічна стійкість; хороші фрикційні, демпфуючі, тепло- та електроізоляційні властивості; мала питома вага; висока зносостійкість; низька вартість при масовому виробництві. Пластмаси добре обробляються литтям, холодним і гарячим пресуванням, зварюванням та різанням.

До недоліків пластмас слід віднести їх невисоку теплостійкість (100... 150 °С), здатність до вологопоглинання та порівняно швидке старіння.

У вітчизняному машинобудуванні в якості матеріалів для виготовлення гвинтів і гайок для кулькових механічних служать хромисті сталі ШХ 6, ШХ9, ШХ15СГ, цементуванні сталі 18ХГТ, 12ХНЗА, 12Х2Н4А, 20Х2Н4А, азотовані сталі 38Х2МЮА, 30ХГСА. Ходові гвинти іноді виготовляють із легованих сталей марок 35Х, 40Х, інструментальної легованої сталі ХВГ.

Твердість поверхонь кочення гвинта і гайки повинна бути достатньо високою (59...61 HRC₃) і рівномірною (неоднорідність за твердістю не повинна перевищувати 3 HRC₃).



Кульки виготовляють із кульки підшипникових сталей, а для спеціальних умов роботи – з корозійностійкої сталі 95X18. Твердість кульок, що працюють при температурі до 100 °С, повинна бути 63...65 HRC₃.

8.2 Проєктування гвинтових передач

Проєктувальний розрахунок гвинтової передачі не є однозначним. Його можна виробляти за різними методиками. Багато залежить від вихідних даних, конструктивної схеми гвинтової передачі, її призначення тощо.

Кінематичні розрахунки, а також вибір діаметра ходового гвинта (з умови стійкості при поздовжньому вигині) для силових кулькових механізмів і аналогічних гвинтових механізмів з тертям ковзання мають багато спільного.

У гвинтових парах кутова швидкість, ω , рад/с, і частота обертання n_B , об/хв., пов'язані зі швидкістю поступального руху V залежностями

Таблиця 8.1 – Кут тертя ρ і коефіцієнт тертя μ , в передачах гвинт - гайка

Матеріал пари		μ	ρ
гвинт	гайка		
Сталь	Бронза олов'яно-фосфорна	0,1	5° 43'
	Бронза безолов'яна	0,12	6° 51'
	Антифрикційний чавун	0,13	7° 25'

$$\omega = \frac{2\pi}{sn} v; n_B = \frac{60}{sn} v, \quad (8.1)$$

де s - крок різьблення, мм; n_B - число заходів різьблення; V - Швидкість поступального руху, мм / с.

ККД гвинтової пари з урахуванням додаткових втрат у різьбленні (через помилку виготовлення та втрат в опорах) у разі перетворення обертального руху на поступальне

$$\eta_{B \rightarrow \Pi} = (0,9 \dots 0,95) \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho)} \quad (8.2)$$

де ψ - Кут підйому гвинтової лінії (різьблення); ρ - наведений кут тертя (табл. 8.1).

ККД передач гвинт - гайка з тертям ковзання невисокий: при $\psi = 2 \dots 20^\circ$ і $\rho = 5^\circ$ отримаємо $\eta_{B \rightarrow \Pi} = 0,25 \dots 0,70$.

Перетворення поступального руху на обертальний можливе при $\psi \geq 2\rho$. В цьому випадку

$$\eta_{B \rightarrow \Pi} = (0,9 \dots 0,95) \frac{\operatorname{tg}(\psi - \rho)}{\operatorname{tg} \psi} \quad (8.3)$$

При $\psi \leq \rho$ отримуємо $\eta_{B \rightarrow \Pi} \leq 0$, тобто передача руху неможлива. Це так звана самогальмуюча передача, тобто передача, яку можна привести в рух тільки з боку провідної ланки, причому спроба впливати на передачу з боку провідної ланки викликає загальмовування. Ведучою називають ланку, до якої підводиться енергія від двигуна, веденою – ланка, що йде до робочої машини.

Самогальмування використовується в механізмах, щоб виключити самовільний рух у разі раптового відключення двигуна.

З кінематичної схеми механізму, в якому застосовується гвинтова пара, визначаються хід гвинта або гайки, конструкція опор, крок різьблення, осьове навантаження, що діє.

Розміри гвинтової пари з тертям ковзання знаходять умовним розрахунком на неவிдавлювання мастила між робочими поверхнями різьблення гвинта та гайки:

$$\rho = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z} \leq [\rho]. \quad (8.4)$$

Тут ρ і $[\rho]$ – відповідно середній (робочий) і допустимий тиск між робочими поверхнями різьблення гвинта і гайки, $[\rho] = 12$ МПа для сталі по сталі, бронзі або антифрикційному чавуну, $[\rho] = 6$ МПа для сталі по сірому чавуну (тиск у різьбленні гвинтів, службовців для точних переміщень, має бути в 2...3 рази менше, ніж у різьбленні гвинтів загального призначення); F_a - осьове навантаження на передачу; d_2 - середній діаметр різьби; H_1 – робоча висота профілю різьблення (для трапеційдального різьблення $H_1 = 0,5s$); z - число витків різьблення в гайці, $z = H_r/s$, де H_r - висота гайки. Підставивши у формулу (8.4) значення H_r і z і виразив H_r через d_2 ($H_r = Kd_2$), отримуємо вираз для визначення середнього діаметра різьблення трапеційдального профілю -гвинтової пари з тертям ковзання:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F_a}{\pi K [\rho]}}, \quad (8.5)$$

де $K = 1,2 \dots 2,5$ для нерозрізних гайок і $K = 2,5 \dots 3,5$ - для розрізних.

За значенням d_2 , отриманому з формули (8.5), підбирають найближчі -великі значення параметрів різьби відповідно до ДСТУ.



Тіло гвинта перевіряють на міцність залежно від виду навантаження. Якщо гвинт зазнає стиснення, то, щоб уникнути поздовжнього вигину, його перевіряють за об'єднаною умовою міцності та стійкості, справедливою для гвинтів будь-якої довжини:

$$\sigma = \frac{F_a}{S} \leq \varphi [\sigma_{ст}] \quad (8.6)$$

Тут $S = \pi d_3^2 / 4$ – площа поперечного перерізу гвинта за внутрішнім діаметром різьблення; φ – коефіцієнт зменшення основної напруги, що допускається; $[\sigma_{ст}]$ – допустиме напруження на стиск для матеріалу гвинта. Коефіцієнт φ залежить від гнучкості гвинта $\lambda = v/i$, де v – коефіцієнт приведення довжини, що залежить від способу закріплення і розташування опор гвинта; l – для двоопорних гвинтів – відстань між опорами, а для гвинтів, у яких другою опорою служить гайка, – відстань між опорою і серединною гайкою; $i = d_3/4$ – радіус інерції поперечного перерізу гвинта. Ця залежність представлена в табл. 8.2. Значення коефіцієнта φ з правого стовпця відносяться до сталей підвищеної якості.

Таблиця 8.2 – Залежність коефіцієнта φ від гнучкості λ

λ	φ		λ	φ	
0	1,00	1,00	80	0,70	0,65
10	0,98	0,97	90	0,62	0,55
20	0,95	0,95	100	0,51	0,43
30	0,91	0,91	110	0,43	0,35
40	0,89	0,87	120	0,37	0,30
50	0,86	0,83	130	0,33	0,26
60	0,82	0,79	140	0,29	0,23
70	0,76	0,72	150	0,26	0,21

За знайденим значенням d_3 визначають гнучкість λ , а за табл. 8.2 – відповідне їй значення φ , після чого перевіряють виконання умови (8.6). Якщо умова не виконується, необхідно збільшити діаметр d_3 та знову виконати перевірку.

При перевірці умови міцності та стійкості (8.6) в якості розрахункової схеми приймають крайнє положення гайки, коли гвинт піддається стиску на максимальній довжині. Якщо кінці гвинта закріплені в однорядному підшипнику, коефіцієнт приведення довжини v приймається рівним 1; якщо встановлені здвоені підшипники, можна прийняти $v = 0,5$. У конструкціях, де закріплений лише один кінець гвинта, а інший вільний, $v = 2$.

Сильно навантажені гвинти перевіряють також на міцність за еківалентною напругою:

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{F_a}{S}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{W_p}\right)^2} \leq [\sigma_p] \quad (8.7)$$

де $M_k = M$, M - момент, що скручує гвинт; $W_p = \pi d_3^3/16$ - момент опору по внутрішньому діаметру: $[\sigma_p] = \sigma_T/3$ - допустиме напруження матеріалу гвинта на розтяг.

Залежність між моментом M і осьовою силою F_a , визначається рівнянням

$$M = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \quad (8.8)$$

Потужність N на провідній ланці, необхідна для створення на веденій ланці не осьової сили F_a , знаходиться з виразу

$$N = \frac{F_a}{\eta_{B \rightarrow \Pi}} \quad (8.9)$$

Для кулькогвинтової пари внутрішній діаметр різьблення ходового гвинта d_{BH} визначається з умови міцності при простому стисканні (розтягуванні), але за збільшеною приблизно на 25% осьовій силі:

$$d_{BH} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 F_a}{\pi [\sigma]}} \quad (8.10)$$

Перевірка гвинта на стійкість наводиться так само, як і для гвинтів передачі гвинт – гайка з тертям ковзання.

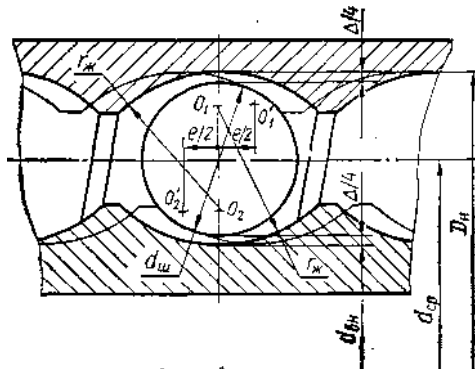
Діаметр кульок вибирають із зв'язку

$$d_{ш} = (0,08 \dots 0,15) d_{BH} \quad (8.11)$$

і округляють до найближчого значення відповідно до ДСТУ з ряду 1,5; 2,5; 3; 3,5; 4; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 15; 16; 17; 19мм.

Крок різьблення гвинта, мм, визначають з виразу $s = d_{ш} + (1 \dots 5)$ і округлюють до найближчого цілого числа.

Радіус профілю жолоба різьблення гвинта та гайки для зменшення тертя повинен бути більшим за радіус кульок; $r_{ж} = (0,515 \dots 0,53) d_{ш}$.



вісь шарикової пари

Рисунок 8.7 – Схема визначення радіального та осьового зазорів у кулькогвинтовій парі

Після вибору діаметра кульок $d_{ш}$ і радіусу профілю жолоба $r_{ж}$ визначають інші параметри кулькогвинтової пари з напівкруглим профілем різьблення.

Спочатку задають радіальний зазор Δ (рис. 8.7), який у разі, якщо технічні вимоги на нього не встановлені, приймають у межах $\Delta = 0,03...0,12$ мм. Як видно з рисунку, радіальний зазор Δ виражається через зовнішній діаметр різьблення гайки D_H , діаметр кульки $d_{ш}$ і внутрішній діаметр різьблення гвинта $d_{вн}$ співвідношенням

$$\Delta = D_H - (2 d_{ш} + d_{вн}). \quad (8.12)$$

Середній діаметр різьблення гвинта $d_{сер}$, за який приймають відстань між центрами діаметрально протилежних кульок, спочатку визначають за виразом

$$d_{сер} = d_{вн} - d_{ш} \quad (8.13)$$

а потім округляють до найближчого цілого більшого значення. Після цього уточнюють внутрішній діаметр різьблення гвинта:

$$d_{вн} = d_{сер} - \left(d_{ш} + \frac{\Delta}{2} \right) \quad (8.14)$$

і знаходять зовнішній діаметр різьблення гайки:

$$D_H = d_{сер} - \left(d_{ш} + \frac{\Delta}{2} \right) \quad (8.15)$$

Число кульок робочої частини визначають з виразу

$$z_{\text{ш}} = \frac{\pi d_{\text{сеп}} m}{d_{\text{ш}}} - 1 \quad (8.16)$$

де m – число витків в одному замкнутому робочому ланцюжку.

Отримане значення $z_{\text{ш}}$ округлюють до найближчого меншого цілого числа. Якщо при розрахунку виявиться, що $z_{\text{ш}} > 65$, то число кульок слід зменшити, збільшивши їх діаметр. Число кульок у неробочому ланцюгу витка визначають залежно від обраної конструкції та довжини зворотного каналу. Загальний сумарний зазор між кульками $(0,7 \dots 1,2) d_{\text{ш}}$.

Робоча база L_1 гайки повинна обмежувати відхилення осьової лінії гвинта в радіальному напрямку. Необхідну базу забезпечують створенням незалежних замкнутих робочих ланцюжків кульок, розташованих на певній відстані один від одного.

При заданій довжині $(L_2 - L_1/2)$ випущеної частини гвинта (рис. 8.8), граничних допустимих значеннях зазору Δ і відхилення гвинта δ необхідна довжина робочої бази

$$L_1 \geq \frac{\Delta}{\delta} L_2. \quad (8.17)$$

Для визначення внутрішнього діаметра різьблення гайки $D_{\text{вн}}$ і зовнішнього діаметра ходового гвинта d необхідно визначити глибину профілю різьблення:

$$h = \frac{d - d_{\text{вн}}}{2}. \quad (8.18)$$

Глибина профілю різьблення у ходового гвинта і кулькової гайки для першого варіанту профілю (див. рис. 8.2 а) до $h = (0,3 \dots 0,35) d_{\text{ш}}$. Найменше значення h приймається для кулькогвинтових механізмів, що сприймають невеликі осьові навантаження, а більше – для механізмів, що сприймають великі осьові навантаження.

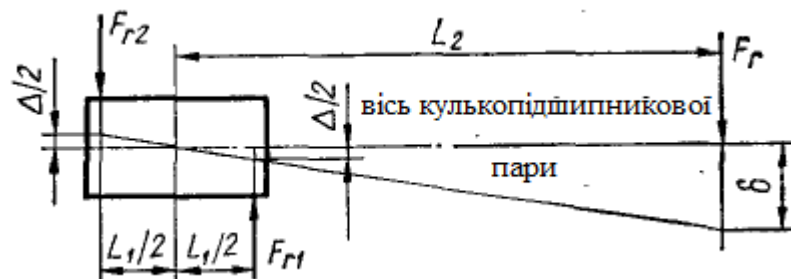


Рисунок 8.8 – Схема визначення реакцій при навантаженні гвинта радіальною силою та визначення робочої бази гайки

Зовнішній діаметр ходового гвинта в залежності від прийнятої глибини профілю

$$d = d_{\text{вн}} + 2h, \quad (8.19)$$

а внутрішній діаметр різьблення гайки

$$D_{\text{вн}} = D_{\text{в}} - 2h. \quad (8.20)$$

Кулькогвинтовій парі з двоточковим контактом властива наявність осьового зазору e (див. рис. 8.7). Він визначається за формулою

$$e = \frac{\sqrt{(2r_{\text{ж}} - d_{\text{ш}})\Delta - \Delta^2/4}}{\cos \psi} \quad (8.21)$$

Тут ψ - кут підйому різьблення на середньому діаметрі:

$$\psi = \arctan \frac{s}{\pi d_{\text{сеп}}} \quad (8.22)$$

де s - крок різьби.

Оскільки кут ψ малий, то $\cos \psi \approx 1$, а значенням $\Delta^2/4$ в порівнянні з першим доданком можна знехтувати; вираз (8.21) для осьового зазору запишеться

$$e = \sqrt{(2r_{\text{ж}} - d_{\text{ш}})\Delta} \quad (8.23)$$

Після визначення геометричних розмірів кулькогвинтової пари ходові гвинти, що випробовують великі осьові навантаження, перевіряють також на міцність за наведеною напругою з урахуванням роботи гвинта на стиск (розтяг) і крутіння за формулою (8.7). Крутний момент у разі кулькогвинтової пари

$$M = F_a \frac{d_{\text{сеп}}}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho_k), \quad (8.24)$$

де F_a - осьова сила на веденій ланці; $\rho_k = \operatorname{arctg} \mu_k$ - наведений кут тертя кочення.

Потужність, необхідна передачі осьової сили F_a , визначається за формулою (8.9).

Якщо провідна ланка, що рухається поступально, навантажена радіальною силою F_r (див. рис. 8.8), то на провідній ланці виникає додатковий момент тертя

$$M_{\text{тер.}} = F_r \mu_k d_{\text{сеп}} \frac{L_2}{L_1} \quad (8.25)$$

Тут μ_k - наведений коефіцієнт тертя кочення. При загартованих гвинтових поверхнях твердістю $HRC \geq 54$ і сталевих кульках твердістю $HRC_e \geq 64$ приймають $\mu_k = 0,004 \dots 0,005$, коли гвинт обертається, і $\mu_k = 0,006 \dots 0,007$, коли обертається гайка.

Вантажопідйомність кулькогвинтового механізму при вибраних діаметрах ходового гвинта і кульок залежить від числа кульок, що одночасно сприймають навантаження, від твердості контактуючих поверхонь кінематичних елементів кулькогвинтової пари, терміну служби механізму.

При одночасному дії осьової та радіальної навантажень перевірку на контактну міцність проводять окремо для кожного навантаження.

Відносне розташування деталей кулькогвинтової пари при осьовому навантаженні показано на рис. 8.9. При цьому навантаження, що діє на одну кульку по нормалі до поверхні контакту, визначається за формулою

$$F_{ш} = \frac{F_a}{z_{ш} K_1 u \cos \psi \sin \alpha_k}, \quad (8.26)$$

де K_1 - коефіцієнт нерівномірності навантаження кульок (зазвичай приймають $K_1 = (0,63 \dots 0,7)$); u - число замкнутих робочих ланцюжків; α_k - кут контакту

$$\alpha_k = \arccos \left[1 - \frac{\Delta}{2(2r_{ж} - d_{ш})} \right]. \quad (8.26)$$

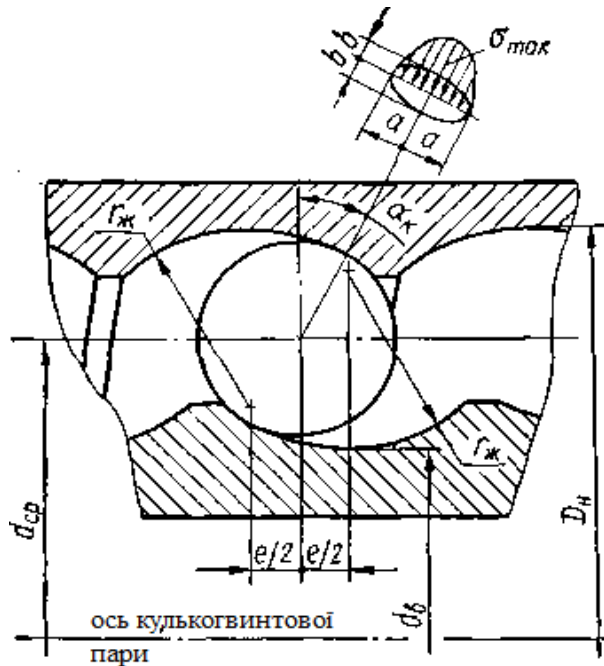


Рисунок 8.9 – Схема відносного розташування деталей кулькогвинтової пари при осьовому навантаженні

За обчисленим значенням $F_{ш}$ знаходять найбільші контактні напруги, МПа:
на поверхні різьблення ходового гвинта

$$\sigma_{max}^B = \frac{870}{K_a K_b} \sqrt[3]{F_{ш} \left(\frac{4}{d_{ш}} - \frac{1}{r_{ж}} + \frac{\cos \alpha_K}{d_{BH}} \right)^2} \quad (8.27)$$

на поверхні різьблення гайки

$$\sigma_{max}^{\Gamma} = \frac{870}{K'_a K'_b} \sqrt[3]{F_{ш} \left(\frac{4}{d_{ш}} - \frac{1}{r_{ж}} + \frac{\cos \alpha_K}{D_H} \right)^2} \quad (8.28)$$

Тут K_a , K_b , K'_a , K'_b - коефіцієнти, які визначаються за табл. 8.3 залежно від величин Ω_B та Ω_{Γ} і відповідно для гвинта

$$\Omega_B = \frac{\frac{1}{4} + \frac{\cos \alpha_K}{r_{ж} + \frac{d_{BH}}{2}}}{\frac{1}{d_{ш}} + \frac{1}{r_{ж}} + \frac{1}{d_{BH}}} \quad (8.29)$$

та для гайки

$$\Omega_{\Gamma} = \frac{\frac{1}{4} + \frac{\cos \alpha_K}{r_{ж} + \frac{D_H}{2}}}{\frac{1}{d_{ш}} + \frac{1}{r_{ж}} + \frac{1}{D_H}} \quad (8.30)$$

У формулі (8.29), (8.30) значення сили $F_{ш}$ треба підставляти в ньютонх, значення $d_{ш}$, $r_{ж}$, d_{BH} – у міліметрах.

Оскільки контактні напруги між кулькою та поверхнею різьблення гайки, обчислені за формулою (8.28), будуть меншими, ніж контактні напруги між кулькою і поверхнею різьблення гвинта, визначені за формулою (8.27), то для оцінки міцності кулькогвинтової пари по контактних напруг отримане значення σ_{max}^B порівнюють з допустимою контактною напругою $[\sigma_K]$ матеріалу гвинта.

Таблиця 8.3 – Чисельні значення коефіцієнтів K_a (K'_a), K_b (K'_b) залежно від Ω

$\Omega_B (\Omega_{\Gamma})$	K_a (K'_a)	K_b (K'_b)	$\Omega_B (\Omega_{\Gamma})$	K_a (K'_a)	K_b (K'_b)
0,0192	1,013	0,9873	0,8441	2,557	0,5114
0,0835	1,058	0,9465	0,8904	2,975	0,4704
0,1602	1,117	0,9005	0,9150	3,311	0,4442
0,2545	1,198	0,8472	0,9264	3,514	0,4304
0,3755	1,322	0,7822	0,9383	3,781	0,4142



0,4914	1473	0,7216	0,9467	4,014	0,4014
0,5291	1,532	0,7019	0,9556	4320	0,3864
0,5702	1603	0,6801	0,9649	4750	0,3680
0,6155	1693	0,6557	0,9749	5,432	0,3436
0,6662	1,812	0,6276	0,9803	5,976	0,3273
0,7238	1,979	0,5938	0,9861	6,837	0,3058
0,7911	2,248	0,5505	0,9923	8,609	0,2722

Якщо воно перевищить значення, що допускається, збільшують число замкнених ланцюгів u .

При короткочасній роботі кулькові гвинтові механізми допускається на напругу при твердості контактуючих поверхонь кулькогвинтових пар $HRC_e \geq 61$ приймають рівним 4000 МПа.

Таблиця 8.4 – Значення коефіцієнта K_T залежно від твердості поверхонь, що контактують

HRC _e	Хромисті сталі	Вуглецеві низьколеговані сталі
61,0	1,0	1,0
51,0	0,7	0,5
41,5	0,5	0,2
31,5	0,38	0,1

Для кулькогвинтових механізмів, розрахованих на тривалий термін служби, допустимі контактні напруження при тій же твердості контактуючих поверхонь приймають меншими: $[\sigma_k] = 2500 \dots 3000$ МПа (із розрахунку, щоб передача витримувала $N = 10^7$ циклів навантаження).

Зі зниженням твердості контактуючих поверхонь допускається контактна напруга зменшується і визначається за формулою

$$[\sigma_k]^T = K_T [\sigma_k], \quad (8.31)$$

де K_T - коефіцієнт, знайдений за табл. 8.4.

При тривалій роботі, коли критерієм працездатності є втомне фарбування поверхневих шарів кулькового механізму, не дивлячись на те, що в місці контакту кульки з поверхнею різьблення гвинта на напругу більше, ніж у місці контакту з поверхнею різьблення гайки, довговічність гайки, як правило, менше, ніж довговічність гвинта. Це пояснюється тим, що різьблення гайки піддається більшій кількості навантажень, ніж різьблення гвинта.

Число навантажень гайки пропорційно шляху, пройденому нею по гвинту. Відомо, що при постійному навантаженні на гвинтову пару протя-



гом циклу знос гвинта максимальний у середній частині і поступово зменшується до країв. Це відповідає максимальному числу навантажень гвинта в середній частині і зменшення кількості навантажень до країв, наприклад, за лінійним законом.

При такому законі розподілу навантажень по гвинту контактна витривалість різьблення гвинта і гайки однакова, якщо виконується умова

$$l_p^B \approx 2L_1^\Gamma \frac{N_{max}^\Gamma}{N_{max}^B}. \quad (8.32)$$

Тут l_p^B - довжина різьбової частини гвинта, при якій гайка та гвинт рівномічні за контактною витривалістю; L_1^Γ - довжина робочої частини гайки

$$L_1^\Gamma = ms, \quad (8.33)$$

N_{max}^Γ , N_{max}^B – максимальне число циклів навантаження відповідно гайки та гвинта з умови довговічності. Відношення числа циклів навантаження гайки і гвинта визначається через відношення навантажень, що допускаються на різьблення гайки і гвинта, знайдених з умови міцності по контактним напругам:

$$\frac{N_{max}^\Gamma}{N_{max}^B} = \left(\frac{[F_{ст}^\Gamma]}{[F_{ст}^B]} \right)^3, \quad (8.34)$$

де $[F_{ст}^B]$ - допускається статичне навантаження для гвинта, яка встановлюється залежно від виду навантаження з формули (8.27); $[F_{ст}^\Gamma]$ - допустиме статичне навантаження для гайки, Н,

$$[F_{ст}^\Gamma] = \frac{[\sigma_k]^3 (K'_a)^3 (K'_b)^3 z_{ш} K_1 u \cos \psi \sin \alpha_k}{870^3 \left(\frac{4}{d_{ш}} \frac{1}{r_{ж}} \frac{2 \cos \alpha_k}{D_H} \right)^2} \quad (8.35)$$

Якщо задана довжина різьбової частини гвинта менша за l_p^B , тобто ($l^B < l_p^B$), то ресурс кулькогвинтової передачі залежатиме від довговічності гвинта, якщо $l^B > l_p^B$ - від довговічності гайки.

Довговічність різьблення можна визначити за основним рівнянням контактної витривалості:

$$F^3 N = F_\sigma^3 N_\sigma, \quad (8.36)$$

де N - число циклів навантаження поверхні різьблення силою F; F_σ – навантаження, що викликає напруги на майданчику контакту кульки з

різьбленням, рівні межі витривалості при базовому числі циклів навантаження (зазвичай $N_\sigma = 10^7$ циклів). Тоді

$$\frac{F_\sigma}{F} = \sqrt[3]{\frac{N}{N_\sigma}}, \quad (8.37)$$

Розрахунок втомної довговічності зводиться до обчислення коефіцієнта довговічності K_D за формулою

$$K_D = K_F \frac{F_\sigma}{F} = K_F \sqrt[3]{\frac{N^\Gamma}{N_\sigma}}, \quad (8.38)$$

де K_F - коефіцієнт змінності навантаження.

За відсутності попереднього натягу та ступінчастої зміни поточного навантаження

$$K_F = \sqrt[3]{\sum_i \left(\frac{F_j}{F_{max}} \right)^3 \frac{N_i}{N^\Gamma}}, \quad (8.39)$$

де F_j - поточне навантаження; F_{max} - максимальне навантаження нормально протікає технологічного процесу; N_i - число циклів, відпрацьованих при навантаженні F_j ; N^Γ - сумарна кількість циклів навантаження гайки протягом заданого терміну служби передачі.

За наявності попереднього натягу приймають $K_F = 0,9$. Якщо упорядкований графік навантаження є похилі лінії, то коефіцієнт змінності навантаження K_F можна визначити за ДСТУ.

Число циклів N^Γ навантаження для гайки N^Γ знаходять за формулою

$$N^\Gamma = 60 t n_B N_1. \quad (8.40)$$

Тут t - розрахунковий термін служби передачі, год (у верстатобудуванні зазвичай $t = 5000$ год); n_B - частота обертання гвинта (або гайки), об/хв; N_1 - число циклів навантаження за один оборот гвинта (або гайки):

$$N_1 = 0,5 z_{роб} \left(1 + \frac{d_{ш}}{d_{сер}} \cos \alpha_K \right), \quad (8.41)$$

де $z_{роб}$ - число робочих кульок в одному витку гайки.

Якщо відповідальним за довговічність передачі є гвинт, число циклів навантаження гвинта визначають з вираження (8.32):

$$N^B \approx \frac{2L_1^\Gamma}{l^B} N^\Gamma, \quad (8.42)$$

де N^Γ - число циклів навантаження гайки -, знайдене за формулою (8.40) з урахуванням виразу (8.41).

Отримане значення N^B підставляють у формулу (8.38) замість N^Γ і визначають коефіцієнт довговічності K_d . Якщо $K_d \leq 1$, то $[F] = [F_{ст}]$; якщо $K_d > 1$, то $[F] = [F_{ст}]/K_d$. Тут $[F]$ – осьова або радіальна (залежно від виду навантаження гвинта), що допускається, навантаження при розрахунковій втомній довговічності передачі, зібраної без попереднього натягу. Це означає, що якщо $K_d < 1$, то відповідне навантаження, обчислене з умови статичного навантаження, допустима і з умови довговічності; якщо $K_d > 1$ то навантаження потрібно зменшити в K_d раз.

Для гвинтів механізмів подач верстатів, гвинтових механізмів промислових роботів-збирачів, вимірювальних гвинтових механізмів, де осьове зусилля на гвинт невелике, а вимоги до точності позиціювання дуже високі, необхідна велика осьова жорсткість передачі. У цих випадках проводиться розрахунок на жорсткість з урахуванням попереднього натягу, а розміри передачі, як правило, визначаються допустимою податливістю δ_Σ , що складається з податливості опор гвинта $\delta_{оп}$, деформації розтягування (або стиснення) гвинта δ_p , контактної деформації δ з'єднанні гвинт - гайка:

$$\delta_\Sigma = \delta_{оп} + \delta_p + \delta$$

Перелічені переваги гвинтових механізмів зумовили їх широке застосування у промислових роботах. Наприклад, у промисловому роботі СМ40Ф2.80.01, призначеному для групового обслуговування металорізальних верстатів з горизонтальною віссю шпинделя (рис. 8.10), кулькові пару використовуються для переміщення руки робота.

Дволанкова шарнірна рука -встановлена на каретці, що переміщається по монорельсу. Привід ведучого 3 і веденого 1 ланок руки забезпечується від крокових електродвигунів з гідропідсилювачами ШД1 і ШД2, що передають рух через одноступінчасті зубчасті редуктори 2 н 5 на шарикогвинтові пари 7 –6 та 8 – 9. Поворотно-поступальний рух кульок 6 та 9 викликає поворот ведучої ланки руки навколо осі 4, закріпленої на каретці, та веденої ланки 1 – навколо осі 10. У редукторах приводів гойдання ланок руки застосовані електромагнітні муфти ЕТМ1 і ЕТМ2, що забезпечують гальмування при припиненні подачі електричного струму.

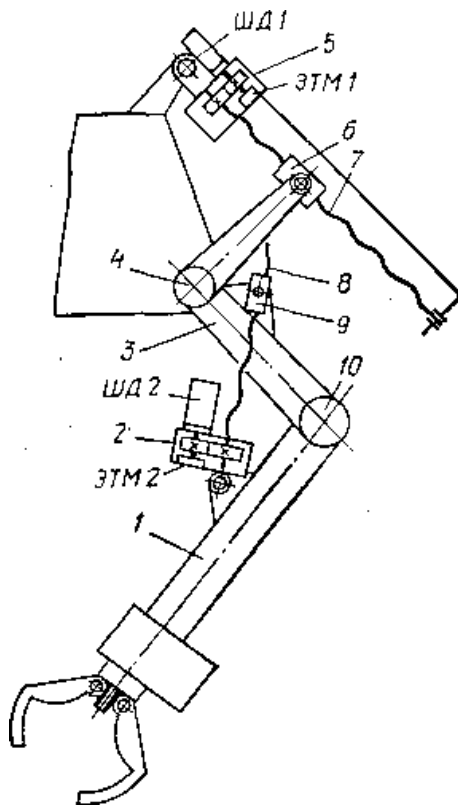


Рисунок 8.10 – Кінематична схема промислового робота SM40Ф2.80.01

У промислових роботах УМ160Ф2.81.01 вантажопідйомністю 160 кг і «Asea IR-6», «Asea IRb-60» (Швеція) вантажопідйомністю 6 та 60 кг, як і в попередньому випадку, зміна кута між ланками триланкової руки здійснюється за допомогою застосування кульок.

У промислових роботах фірми «Fujitsu Fanuc» (Японія) вантажопідйомністю 31 і 50 кг гвинтові механізми застосовуються для переміщення руки у вертикальному та горизонтальному напрямках. Кінематичні схеми вказаних роботів, їх описи та технічні дані наведено у довіднику.

Гвинтові механізми застосовуються також для стиснення губок ЗП та ротації ЗП. У механізмі ротації ЗП, на відміну від усіх попередніх випадків, поворотно-поступальне переміщення гайки створює обертання гвинта, що призводить до обертання ЗП.

Контрольні запитання до теми 8

1. Які основні переваги гвинтових механізмів?
2. Для чого служать гвинтові механізми (передачі гвинт – гайка)?
3. На які типи поділяються передачі гвинт – гайка?
4. Які недоліки мають передачі гвинт – гайка з тертям ковзання?
5. Які різьблення застосовуються у скріплювальних механізмах?
6. Для яких випадків застосовується кругле різьблення?
7. Які різьблення використовуються у вантажних механізмах?



8. Чому трапеційдальні різьблення є популярними у вантажних механізмах?
9. Як працюють передачі гвинт – гайка з тертям кочення?
10. Які основні переваги передач гвинт – гайка з тертям кочення порівняно з тертям ковзання?
11. Чому гвинтові пари з тертям кочення мають високий ККД?
12. Які основні недоліки кулькогвинтових механізмів?
13. Який профіль канавки є найпоширенішим у кулькогвинтових механізмах?
14. Чому круглий профіль канавки вважається найбільш ефективним?
15. Які особливості має прямолінійний профіль різьблення?
16. Як діаметр кульок впливає на навантажувальну здатність та довговічність механізмів?
17. Яким чином здійснюється повернення кульок у кулькогвинтових механізмах?
18. Які конструкції використовуються для перепуску кульок?
19. Яка роль перепускного каналу у кулькогвинтових механізмах?
20. Які методи усунення осьового зазору використовуються в гвинтових передачах?
21. Як створюється попередній натяг у кулькогвинтовому механізмі?
22. Які матеріали використовуються для виготовлення гвинтів з тертям ковзання?
23. Які переваги мають пластмаси для виготовлення гайок?
24. Чому різьблення з тертям ковзання дозволяють самогальмування?
25. Яким чином покращується умов мастила у гвинтових передачах?

Використана література

1. Кошевий О. П., Григор'єва Л. О., Левківський Д. В. Опір матеріалів в лекціях і задачах: навчальний посібник. Київ : КНУБА; Кам'янець-Подільський : ТОВ «Друкарня «Рута», 2019. 340 с.
2. Григор'єва Л. О., Левківський Д. В., Кошевий О. П. Опір матеріалів з основами теорії пружності : курс лекцій. Київ : Видавництво Ліра-К, 2021. 270 с.
3. Ельперін І. В., Пупена О. М., Сідлецький В. М., Швед С. М. Автоматизація виробничих процесів. Вид. 2-ге, переробл. Київ : Ліра-К, 2021. 378 с.
4. Гнусов Ю. В., Тулупов В. В., Пересічанський В. М. Метрологія та вимірювання : навчальний посібник. Харків : Харк. нац. ун-т внутр. справ, 2019. 125 с. URL: <http://surl.li/uqvza>.



5. Лавренова Д. Л. Основи метрології та електричних вимірювань : навч. посіб. для студ. спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка». 2-ге видання, переробл. та допов. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 133 с. URL: <http://surl.li/uqvzh>.
6. Основи мехатроніки : навч. посіб. / О. М. Артюх та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 372 с. URL: <http://surl.li/uqvzb>.
7. Хорольський В. П., Коренець Ю. М., МЕХАТРОНІКА (мехатроніка та інтелектуальна автоматика) : навчальний посібник. Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2023. 342 с. URL: <http://surl.li/uqvzj>.
8. Поздєєв В. О., Січко В. М. Математичне моделювання фізичних процесів : навчальний посібник (для дистанційної форми навчання). Миколаїв : СПД Румянцева, 2021. 134 с. URL: <http://surl.li/uqvzl>.
9. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 275 с. URL: <http://surl.li/uqvzm>.



Навчально-методичне видання

Цимбал Богдан Михайлович

**ДЕТАЛІ МЕХАТРОННИХ МОДУЛІВ, РОБОТІВ ТА ЇХ
КОНСТРУЮВАННЯ**

**курс лекцій з навчальної дисципліни
«Деталі мехатронних модулів,
роботів та їх конструювання»**

**Частина 1. Загальні дані про роботів та розрахунок та конструюван-
ня простих механічних систем промислових роботів**

Самостійне електронне мережеве видання

Публікується в авторській редакції