

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
на здобуття освітнього ступеня «Магістр»
за спеціальністю 131 «Прикладна механіка»

на тему:

«Дослідження функціональних можливостей електромеханічного маніпулятора
типу “рука”»
« Research into the functional capabilities of an electromechanical manipulator of the
“hand” type»

Виконавець: здобувач вищої освіти 2 року
магістратури, групи ПМ-24М-3,
спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Андрій ЛЕЩИНСЬКИЙ

Керівник: доц., к.т.н.

Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

Рецензент: доц., к.т.н.

Любов ОЛІЙНІЧЕНКО

Завідувач кафедри: доц., к.т.н.

Андрій ГРЕЧКА

Центральноукраїнський національний технічний університет	
Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	другий (магістерський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-наукова програма	Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР
Андрій ГРЕЧКА

«___» _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА
Андрія ЛЕЩИНСЬКОГО

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження функціональних можливостей
електромеханічного маніпулятора типу “рука”

2. Керівник роботи: к.т.н., доц., Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

3. Строк подання роботи до захисту «17» грудня 2025 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є: Дослідження функціональних можливостей електромеханічного маніпулятора типу “рука”, а саме: конструктивних, кінематичних та жорсткісних характеристик.

Завдання:

- проаналізувати конструктивні особливості електромеханічного маніпулятора типу «рука» та класифікацію промислових роботів;
- розробити геометричну модель для визначення податливості та жорсткості маніпулятора;
- проаналізувати податливість та точність позиціонування маніпулятора;
- розробити конструкцію універсального електромеханічного маніпулятора типу «рука»;
- виконати конструктивний розрахунок елементів універсального електромеханічного маніпулятора типу «рука»;
- виконати техніко-економічне обґрунтування проекту електромеханічного маніпулятора типу «рука».

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
РОЗДІЛ 1	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 2	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 3	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 4	Ірина ЖУРИЛО		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1	АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ТА КОМПОНОВОК МАНІПУЛЯТОРІВ	Вересень 2025	Вик.
2	МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ РОБОТИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО МАНІПУЛЯТОРА ТИПУ «РУКА»	Вересень 2025	Вик.
3	АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ МАНІПУЛЯТОРА	Листопад 2025	Вик.
4	РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО МАНІПУЛЯТОРА ТИПУ «РУКА»	Листопад 2025	Вик.
5	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ	Листопад 2025	Вик.
6	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	Грудень 2025	Вик.
7	ГРАФІЧНА ЧАСТИНА ТА ОФОРМЛЕННЯ	Грудень 2025	Вик.

Дата видачі завдання « 01 » вересня 2025 р.

Керівник роботи _____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ
(підпис)

Завдання прийнято до виконання 01 » вересня 2025 р.

Здобувач _____ Андрій ЛЕЩИНСЬКИЙ
(підпис)

Анотація

Андрій ЛЕЩИНСЬКИЙ. Дослідження функціональних можливостей електромеханічного маніпулятора типу “рука”. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «магістр»: ЦНТУ, 2025. – 83 с. Матеріали презентації 8 аркушів.

Метою роботи є Дослідження функціональних можливостей електромеханічного маніпулятора типу “рука”, а саме: конструктивних, кінематичних та жорсткісних характеристик.

Для досягнення мети дослідження було вирішено такі задачі: – проаналізовано конструктивні особливості електромеханічного маніпулятора типу «рука» та класифікацію промислових роботів; розроблено конструкцію універсального електромеханічного маніпулятора типу «рука»; розроблено геометричну модель для визначення податливості та жорсткості маніпулятора; проаналізовано податливість та точність позиціонування маніпулятора; виконано техніко-економічне обґрунтування проекту електромеханічного маніпулятора типу «рука».

Актуальність: У багатьох технологічних процесах (зварювання, складання, обробка матеріалів, пакування, роботизоване виробництво) саме точність та повторюваність рухів визначають ефективність роботи роботизованої системи. Тому дослідження параметрів електромеханічного маніпулятора та пошук способів підвищення точності позиціонування є актуальними як з наукової, так і з практичної точки зору.

Практичне значення: Отримані результати досліджень дозволяють глибше зрозуміти фактори, які впливають на роботу маніпулятора типу «рука», та можуть стати основою для подальших прикладних розробок і впровадження роботизованих технологій у виробництво.

Ключові слова: електромеханічний маніпулятор, податливість, жорсткість, точність позиціонування, геометрична модель, кінематичні залежності, калібрування.

Abstract

Andrii LESHCHYNSKYI. Expansion of the technological capabilities of the 1B290P-6K six-spindle semi-automatic lathe when machining parts such as flanges, bushings, and hubs. Master's Thesis: CNTU, 2025. - 83 p. Presentation materials 8 il.

The aim of the work is to investigate the functional capabilities of an electromechanical “arm-type” manipulator, namely its structural, kinematic, and stiffness characteristics.

To achieve this goal, the following tasks were completed: the structural features of the electromechanical “arm-type” manipulator and the classification of industrial robots were analyzed; the design of a universal electromechanical “arm-type” manipulator was developed; a geometric model for determining the compliance and stiffness of the manipulator was created; the manipulator’s compliance and positioning accuracy were analyzed; a techno-economic justification for the electromechanical “arm-type” manipulator project was carried out.

Relevance: In many technological processes (welding, assembly, material processing, packaging, robotic manufacturing), the effectiveness of the robotic system is determined by the accuracy and repeatability of its movements. Therefore, the study of electromechanical manipulator parameters and the search for methods to improve positioning accuracy are relevant both scientifically and practically.

Practical significance: The obtained research results provide a deeper understanding of the factors influencing the operation of an “arm-type” manipulator and can serve as a basis for further applied developments and the implementation of robotic technologies in production.

Keywords: electromechanical manipulator, compliance, stiffness, positioning accuracy, geometric model, kinematic relations, calibration.

ЗМІСТ

Вступ.....	8
Розділ 1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПОБУДОВИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ МАНІПУЛЯТОРІВ ТИПУ «РУКА».....	10
1.1. Загальні відомості про електромеханічні маніпулятори.....	10
1.2. Класифікація електромеханічних маніпуляторів	11
1.3. Конструктивні елементи маніпулятора типу «рука».....	12
1.4. Існуючі конструкції маніпуляторів та промислових роботів.....	14
Розділ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ РОБОТИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО МАНІПУЛЯТОРА ТИПУ «РУКА».....	22
2.1. Моделювання жорсткості та ідентифікація параметрів.....	22
2.2. Спрощена модель жорсткості.....	25
2.3. Методика ідентифікації.....	32
2.4. Порівняльний аналіз моделей жорсткості.....	33
2.4.1. Геометрична модель.....	34
2.4.2. Модель жорсткості з пониженим порядком з урахуванням податливості з'єднань.....	36
2.4.3. Модель жорсткості з пониженим порядком на десять параметрів...	37
2.4.4. Модель жорсткості з пониженим порядком на дев'ять параметрів..	38
2.4.5. Практично ідентифікована повнопараметрична модель для багатонапрямого навантаження.....	38
2.5. Методика проведення експерименту.....	40
2.6. Порівняльний аналіз моделей.....	40
2.7. Дослідження можливості використання методики для інших роботів з послідовною компоновкою.....	45
2.8. Висновки до дослідного розділу.....	48
Розділ 3. КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ МАНІПУЛЯТОРА.....	51
3.1. Опис конструкції і принцип дії маніпулятора	51
3.2. Вибір редукторів.....	53
3.3. Вибір матеріалу для виготовлення деталей.....	54
3.4. Попередній розрахунок вала	55
3.5. Розрахунок вала на кручення.....	56
3.6. Розрахунок вала на опір утоми.....	24
3.7. Матеріали для виготовлення опор.....	59
3.8. Розрахунок підшипників кочення.....	60
Розділ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО МАНІПУЛЯТОРА ТИПУ «РУКА».....	65
4.1. Загальні вихідні дані.....	65
4.2. Визначення витрат на конструкторську підготовку виробництва...	66
4.3. Визначення витрат на технологічну підготовку виробництва	68
4.4. Визначення витрат на виготовлення об'єкта та обґрунтування його оптової ціни.....	69

4.5	Визначення експлуатаційних витрат (собівартості обробки) на новому обладнанні.....	74
4.6	Розрахунок показників економічної ефективності.....	78
Загальні висновки.....		80
Список використаних літературних джерел.....		81

Вступ

Однією з важливих ознак сучасного розвитку української держави є спрямованість економіки на підвищення конкурентоспроможності підприємств, модернізацію виробництва, впровадження нових технологій та устаткування. Провідна роль у цих процесах належить галузі приладобудування, машинобудування, які виробляють засоби вимірювань, аналізу, обробки і надання інформації, обладнання регулювання, автоматичні й автоматизовані системи управління. За рівнем наукоємності дана галузь повинна залишатись провідною галуззю вітчизняного виробництва. Наукові ідеї, які народжувались у ній, забезпечували надійність роботи пристроїв у космонавтиці, радіоелектроніці, ракетобудуванні та літакобудуванні, в цілому відображали стан науково-технічного розвитку України.

Виробництво сьогодні у сфері приладобудування, в загальному експорті виробництва сьогодні не перевищує 5%. Відродження машинобудівної галузі, забезпечення її випереджаючого розвитку – одна з найважливіших умов побудови постіндустріального суспільства, що базується на ефективному використанні наукових знань і високих технологій. Машинобудування має ключове значення для технологічного переозброєння всіх галузей виробництва. Сучасним напрямом технологічного обладнання стане широке використання систем штучного інтелекту та технічного зору, створення автоматизованих та роботизованих комплексів на стадії складання машинобудівної продукції масового призначення.

Дрібносерійна продукція має великий ринок. Дослідження показують, що переважна більшість деталей, закуповуваних навіть військовими організаціями, були випущені партіями менш 100 штук, а у Великобританії відповідно до проведених оцінок приблизно 75 % усіх металевих деталей випускалося партіями менш 50 штук.

Роботи ще не мають багато найважливіших якостями, властивій людині, наприклад не здатні до розумного реагування на непередбачену обстановку і зміну робітничого середовища, до самонавчання на основі власного досвіду, використанню тонкої координації системи «рука — очей». Роботи із захопленнями чи подібні їм застосовуються для виконання маніпуляцій них

операцій, наприклад для лиття, очищення злитків, куванню, термообробці, точному литті, обслуговуванні верстатів на навантаженні-розвантаженні, формуванні, упакованні, розміщенні деталей у палети і складуванні.

Руки роботів замість захоплень можуть оснащуватися різними інструментами для виконання робіт, починаючи з фарбування розпиленням, нанесення клейових і ізоляційних покриттів і кінчаючи свердлінням, зенкуванням, закручуванням гайок, шліфуванням, піскоструминним очищенням. Крім того, роботи можна використовувати для крапкового і дугового зварювання, теплової обробки і різання за допомогою чи полум'я лазера, а також при очищенні за допомогою водяних струменів. Слід зазначити, що первісні ілюзії про можливість створити універсальний робот, здатний виконати майже будь-яку роботу — від зборки до точкового зварювання, тепер у значній мірі розвіяні. В даний час роботи здобувають спеціалізацію, стаючи фарбувальними роботами, зварювальними роботами, складальними роботами тощо.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПОБУДОВИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ МАНІПУЛЯТОРІВ ТИПУ «РУКА»

1.1. Загальні відомості про електромеханічні маніпулятори

Електромеханічні маніпулятори типу «рука» є ключовими компонентами сучасних роботизованих систем. Вони виконують широкий спектр задач – від простих транспортних операцій до складних технологічних процесів, таких як зварювання, складання, полірування, фарбування та високоточне позиціонування інструментів.

Маніпулятор представляє собою механічну систему з набором кінематично зв'язаних ланок, які переміщуються за допомогою електричних приводів. В залежності від конструкції, маніпулятори можуть мати від 3 до 7 і більше ступенів свободи, що дозволяє точно повторювати рухи людської руки або виконувати нелінійні просторові траєкторії.

Основними елементами електромеханічного маніпулятора є:

- **послідовно з'єднані ланки**, які формують геометрію механізму;
- **шарнірні з'єднання**, що визначають ступені свободи;
- **електроприводи**, які забезпечують переміщення;
- **сенсорна система**, що забезпечує зворотний зв'язок;
- **робочий орган**, який взаємодіє з об'єктами;
- **система керування**, що задає рух і координує роботу всіх елементів.

Сучасні промислові маніпулятори створюються з урахуванням вимог високої точності, жорсткості, швидкодії та довговічності. Вони активно застосовуються в умовах, де для людини характерні:

- високі ризики травмування;
- монотонні повторювані дії;
- необхідність роботи з важкими або габаритними об'єктами;
- потреба у надвисокій точності.

1.2. Класифікація електромеханічних маніпуляторів

Існує багато підходів до класифікації маніпуляторів. Найпоширеніші класифікації ґрунтуються на:

1) Кінематичній структурі маніпулятора

Послідовні (традиційні) маніпулятори

Це найпоширеніший тип. Ланки з'єднані так, що рух кожної наступної залежить від попередньої.

Переваги:

- великий робочий простір;
- гнучкість траєкторій;
- простота програмування.

Недоліки:

- накопичення похибок по ланцюгу;
- нижча жорсткість порівняно з паралельними.

Паралельні маніпулятори

До цього типу належать роботизовані системи типу Stewart Platform, Delta-роботи тощо.

Переваги:

- надвисока жорсткість;
- висока точність;
- можливість роботи на великих швидкостях.

Недоліки:

- обмежений робочий простір;
- складність математичного моделювання.

Гібридні маніпулятори

Поєднують паралельні та серійні структури. Найчастіше — паралельна база з традиційним робочим органом.

2) Типу шарнірних з'єднань

Маніпулятори можуть мати такі види рухів:

- **обертальні (R – revolute)** — дозволяють обертання навколо осі;
- **поступальні (P – prismatic)** — дозволяють лінійне переміщення;
- **комбіновані** — застосовуються рідше.

3) Типу приводів

Електричні приводи

Найпоширеніші:

- серводвигуни;
- крокові двигуни;
- двигуни з редукторами високої точності.

Переваги:

- точність;
- контрольованість;
- енергоефективність.

Гідравлічні

Застосовуються там, де потрібні великі сили.

Пневматичні

Частіше у простих маніпуляторах та захоплювачах.

4) Призначенню

- зварювальні;
- збірні;
- транспортні;
- універсальні маніпулятори;
- роботи точного позиціонування;
- сервісні роботи.

1.3. Конструктивні елементи маніпулятора типу «рука»

Конструкція маніпулятора значною мірою визначає його функціональні можливості.

Основні елементи:

- **Основа маніпулятора**

Забезпечує стійкість та кріплення системи.

Важливою характеристикою є вібростійкість, оскільки навіть невеликі вібрації можуть впливати на точність.

- **Ланки маніпулятора**

Мають різну довжину та форму, визначають робочий простір.
Матеріали ланок:

- алюмінієві сплави (легкі, достатньо жорсткі);
- сталі (висока міцність);
- композитні матеріали (швидко набирають популярність).

- **Приводи**

Електроприводи задають рухи маніпулятора.

Основні типи:

- серводвигуни постійного струму;
- крокові двигуни;
- безредукторні двигуни прямого приводу;
- редукторні серводвигуни.

Критично важливі параметри:

- крутний момент;
- швидкодія;
- точність енкодера;
- інерція ротора.

- **Редуктори**

Найпоширеніші:

- гармонічні (harmonic drive);
- планетарні;
- циклоїдальні.

Впливають на:

- люфт;
- жорсткість;
- точність;
- шумові характеристики.

- **Сенсорна система**

Люди «бачать» світом очима, маніпулятори — сенсорами.

До системи сенсорів входять:

- енкодери;
- тензодатчики;

- датчики струму;
- IMU-модулі;
- датчики сили/моменту в зап'ясті.

Це формує **зворотний зв'язок**, необхідний для точного керування.

- **Виконавчий орган**

Може бути:

- механічним захоплювачем;
- вакуумним захоплювачем;
- інструментом (бур, зварювальний пальник, фреза);
- маніпулятором для дрібних деталей;
- медичним інструментом.

Вибір робочого органу визначає галузь застосування маніпулятора.

1.4. Існуючі конструкції маніпуляторів та промислових роботів

У сучасному машинобудуванні застосовується широкий спектр конструкцій промислових роботів, які відрізняються функціональністю, компоновочними рішеннями та сферою використання [4].

Одним із прикладів є роботизовані комплекси MOTOMAN, призначені для операцій складання (рис. 1.1). Використання таких систем дозволяє суттєво прискорити виробничий процес, підвищити ефективність виконання операцій та забезпечити високу точність позиціонування.

Роботизоване складання має низку переваг. Зокрема, робот, що виконує збірні операції, може бути оснащений системами технічного зору, які забезпечують розпізнавання просторового положення деталей. Завдяки цьому підвищується точність маніпулювання та якість кінцевого виробу. Крім того, робот здатний виконувати важкі, рутинні та монотонні операції, що дозволяє вивільнити персонал для виконання більш відповідальних або творчих завдань. При цьому стабільність та якість продукції лише зростають.

Для забезпечення підвищеної маневровості в лінійці MOTOMAN були розроблені дворукі роботи моделей SDA10D та SDA20D, що мають 15 ступенів вільності. Такі маніпулятори відзначаються компактністю конструкції та високою

гнучкістю виконання операцій, що дозволяє впроваджувати роботизацію без необхідності розширення виробничих площ.



Рис. 1.1.MotomanSDA10D

точкове зварювання висуває підвищені вимоги до промислового робота, насамперед щодо вантажопідйомності, оскільки на маніпулятор необхідно встановлювати зварювальні кліщі, обладнані сервоприводом та інтегрованим керуванням від контролера робота. Роботи серії MOTOMAN ефективно виконують завдання такого типу, забезпечуючи стабільну якість і повторюваність процесу.

Роботизоване точкове зварювання є оптимальним рішенням для крупносерійного виробництва, де щозміни виконується велика кількість точкових зварних з'єднань. У таких умовах вирішальним параметром стає час зварювального циклу. Представлений на рис. 1.2 робот MOTOMAN здатний точно та швидко позиціонувати зварювальні кліщі, що дозволяє суттєво скоротити тривалість циклу і, відповідно, підвищити загальну продуктивність лінії.

Компанія YASKAWA пропонує комплексні рішення для точкового зварювання, які включають серво- або пневмопривідні зварювальні кліщі, різні типи тримачів наконечників, допоміжні зварювальні пристрої, системи безпеки та

інше оснащення. Роботи MOTOMAN спеціально розроблені для забезпечення максимальної надійності та продуктивності в умовах інтенсивного точкового зварювання.

Залежно від вимог конкретного виробництва робот може бути додатково оснащений захоплювальним пристроєм для подавання деталі до стаціонарного зварювального апарата. Це розширює функціональні можливості системи, спрощує операції завантаження та розвантаження й дозволяє зменшити витрати на ручну працю.



Рис. 1.2.MotomanMS8

Робот МН50 є універсальним високошвидкісним шестивісним маніпулятором, призначеним для широкого спектра виробничих завдань, зокрема завантаження та розвантаження матеріалів, контролю якості, механічної обробки та розподільних операцій.

Завдяки обтічній конструкції корпусу маніпулятор МН50 (рис. 1.3) може розміщуватися у безпосередній близькості до технологічного обладнання, що забезпечує ефективне виконання операцій із завантаження та вивантаження деталей.

Основні переваги моделі МН50:

- висока швидкодія, гнучкість та надійність роботи;

- багатофункціональність, що дозволяє використовувати робота в різних виробничих застосуваннях;
- компактна та ергономічна конструкція, яка потребує мінімального простору для встановлення.



Рис.1.3. Motoman MH50

Компанія YASKAWA розширила модельний ряд високопродуктивних фарбувальних роботів, додавши до нього компактну модель MOTOMAN EPX1250 (рис. 1.4). Робот характеризується робочим діапазоном у 1250 мм та малогабаритною конструкцією, що робить його особливо придатним для фарбувальних ділянок із обмеженим простором або для виробництв із невеликими партіями продукції.

Завдяки своїм конструктивним особливостям MOTOMAN EPX1250 може стати ефективною альтернативою ручному фарбуванню або застосуванню традиційних поршневих фарбувальних апаратів. Висока гнучкість, безперервність робочого процесу та стабільна якість нанесення покриття забезпечують суттєве підвищення продуктивності та відповідність вимогам стандартів ISO.

Застосування робота MOTOMAN EPX1250 є особливо доцільним при фарбуванні невеликих або конструктивно нескладних виробів. Завдяки універсальності, робот може працювати з широким спектром поверхонь —

металевих, пластикових, дерев'яних тощо. Конструкція розпилювача дозволяє використовувати як рідкі, так і порошкові покриття.

Компактність моделі створює додаткові переваги при інтеграції в існуючі фарбувальні комплекси. Наприклад, коли розміри виробу не дозволяють обробити його одним роботом, MOTOMAN EPX1250 може працювати паралельно з іншими роботами, виконуючи обробку важкодоступних зон. Це сприяє оптимізації виробничого процесу та скороченню загального циклу нанесення покриття.



Рис.1.4. Motoman epx1250

Як і всі роботи серії EPX, модель MOTOMAN EPX1250 має сертифікацію АТЕХ, що підтверджує її відповідність вимогам до експлуатації у вибухонебезпечних середовищах. Внутрішня проводка та електричні компоненти конструктивно ізольовані таким чином, щоб виключити виникнення механічних чи електричних джерел займання. Це робить робот не лише ефективним у фарбувальних процесах, а й придатним для застосування в інших галузях, де необхідне дотримання вибухозахисних норм.

Програмування MOTOMAN EPX1250 може здійснюватися різними способами:

- через підвісний пульт оператора,
- за допомогою контролера,

- офлайн — через середовище MotoSim або інше сумісне програмне забезпечення,
- у комбінованому режимі онлайн/офлайн.

Для спрощення виконання повторюваних операцій можуть використовуватися макрокоманди, що зменшує тривалість програмування та підвищує зручність експлуатації.

Модель MOTOMAN ES165D є високопродуктивним шестивісним багатофункціональним роботом, призначеним для виконання широкого спектра задач, таких як переміщення матеріалів, обслуговування верстатів та робота з листозгинальними пресами.

Робот має великий робочий простір (рис. 1.5) та характеризується високими показниками моменту інерції, що дозволяє йому точно виконувати динамічні маніпуляції. Завдяки високим осьовим швидкостям і прискоренням забезпечується скорочення часу робочого циклу та підвищення загальної продуктивності виробництва.

Компактна та вузька конструкція ES165D дає змогу роботу ефективно працювати у замкнених або важкодоступних зонах, забезпечуючи високу гнучкість інтеграції в різні виробничі системи.



Рис.1.5.MOTOMAN-ES165D

Робот HP20D є високошвидкісним шестивісним маніпулятором із покращеними експлуатаційними характеристиками та широким спектром можливих застосувань. Він ефективно виконує такі технологічні операції, як завантаження й розвантаження матеріалів, упаковка, контроль виробництва, різання та складання.

Конструкція робота передбачає зручність технічного обслуговування: окремі компоненти, зокрема енкодери, можуть бути замінені без використання спеціального інструменту, що суттєво зменшує час простою обладнання.

Компактний маніпулятор HP20 (рис. 1.6) займає мінімальну площу для встановлення, забезпечуючи при цьому розширений робочий простір і покращений доступ до зони обслуговування. Таке конструктивне рішення робить його одним із найзручніших у своєму класі для інтеграції в різні виробничі комплекси.



Рис.1.6 HP20

Технічні характеристики маніпуляторів наведена в (таблиці 1.1).

Технічна характеристика роботів

Маніпулятори виробництва Motoman	Керуючих вісей	Корисне навантаження (кг)	Максимальна дальність Р-точка (мм)	Повторність (мм)	Потужність електродвигунів (кВт)	Монтажні позиції	Вага - (кг)	S-вісь °/сек	L- вісь °/сек	U- вісь °/сек	R- вісь °/сек	B – вісь °/сек	T – вісь °/сек
SDA10D	15	2x10	970	±0,1	2,7	Підлога Стелята Стіни	220	170	170	170	170	300	400
MS8	6	80	2061	±0,07	4,0	Підлога	550	170	140	160	230	230	350
MH50	6	50	2061	±0,07	4,0	Підлога	550	180	178	178	250	250	360
HP20	6	20	1717	0,06	2,8	Підлога Стелята Стіни	280	17	170	175	355	345	525
ES165D	6	165	2651	0,2	5,0	Підлога	1100	11	110	110	175	150	240
EPX1250	6	5	1256	0,15	0,2	Підлога Стелята Стіни	110	185	185	185	360	410	500

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ РОБОТИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО МАНІПУЛЯТОРА ТИПУ «РУКА»

2.1. Моделювання жорсткості та ідентифікація параметрів

Кінематична модель промислового послідовного робота складається з нерухомої основи, кінематичного ланцюга з набором пружних ланок і приводних шарнірів, а також кінцевого робочого органу (рис. 2.1 а). У цій роботі для опису пружних властивостей маніпулятора застосовано модель жорсткості, відому як модель віртуальних шарнірів. У межах цього підходу вихідну кінематичну модель розширюють шляхом введення віртуальних шарнірів із віртуальними пружинами у просторі шарнірів, які описують пружні властивості відповідних компонентів [19].

Слід зазначити, що жорсткість контуру керування та редуктора може бути легко врахована в цій моделі шляхом модифікації відповідних віртуальних шарнірів. Модель віртуальних шарнірів для робота з 6-ма ступенями вільності наведено на (рис. 2.1 б) У ній віртуальна пружина, що представляє податливість шарніра, інтегрована з віртуальними пружинами, які описують гнучкість ланок.

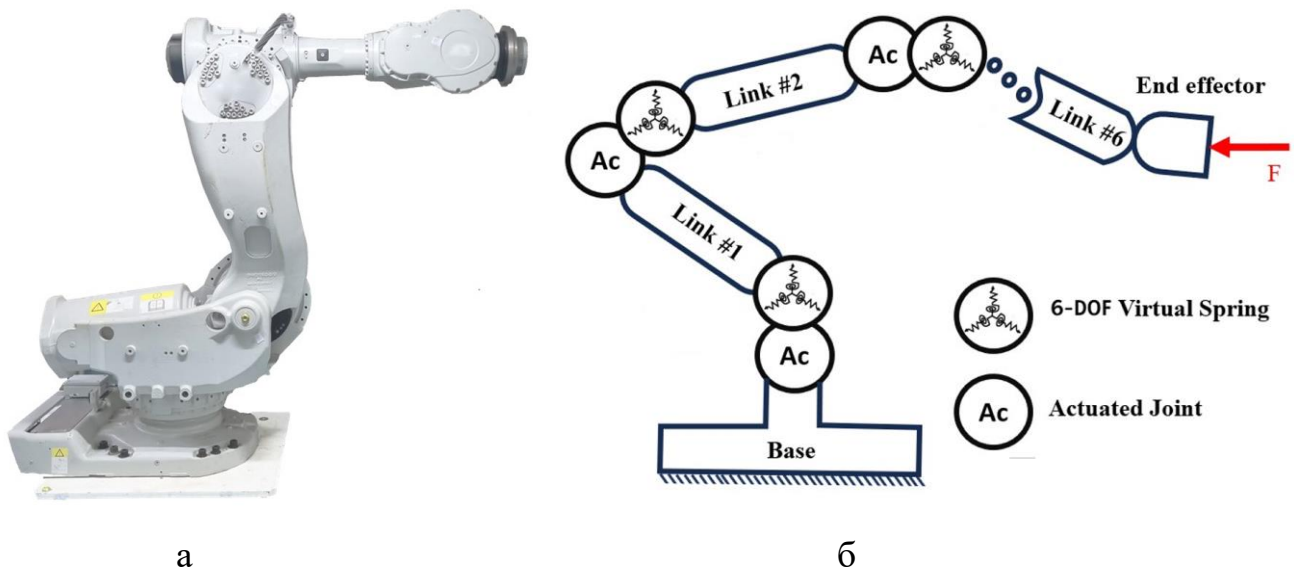


Рис. 2.1 Робот з послідовною кінематикою

- а – 6-координатний робот з послідовною кінематикою
б – модель віртуальних шарнірів промислового робота

У межах моделі віртуальних шарнірів (VJM) перетворення від системи координат вимірювального пристрою до кінцевого виконавчого органа, закріпленого на інструменті маніпулятора з n ланками/шарнірами, задається таким чином:

$$\mathbf{T} = \mathbf{T}_B \left[\prod_{i=1}^n \mathbf{T}_{\text{Joint}}^i (q^j + \theta^j) \mathbf{T}_{\text{VJM}}^i(\theta^l) \mathbf{T}_{\text{Link}}^i \right] \mathbf{T}_T \quad (2.1)$$

де:

$\mathbf{T}_B$ та $\mathbf{T}_T$ — це перетворення відповідно від системи координат вимірювального пристрою до базової системи робота та від фланця робота до інструмента.

$\mathbf{T}_{\text{Joint}}^i$ і $\mathbf{T}_{\text{Link}}^i$ — це перетворення в i -му шарнірі при номінальному куті q^j та в i -й ланці відповідно.

Ця модель розширює геометричну модель, вводячи додаткові параметри прогину θ^j та θ^l у просторі віртуальних шарнірів, які відповідають сумарній піддатливості шарніра вздовж його осі та піддатливості ланки в напрямку, ортогональному до осі шарніра.

Положення та орієнтація кінцевого виконавчого органа описуються вектором $\mathbf{t}$, який є функцією $\mathbf{g}$, як від координат приводних шарнірів $\mathbf{q}$, так і від координат віртуальних шарнірів $\boldsymbol{\theta}$ (що включають θ^j та θ^l).

$$\mathbf{t} = \mathbf{g}(\mathbf{q}, \boldsymbol{\theta}) \quad (2.2)$$

Лінеаризацію відносно поточної конфігурації $\mathbf{q}$ можна подати у такому вигляді:

$$\mathbf{t} = \mathbf{t}_0 + \Delta \mathbf{t} = \mathbf{t}_0 + \mathbf{J}_\theta \Delta \boldsymbol{\theta} \quad (2.3)$$

де $\Delta \mathbf{t}$ — це зміщення (прогин) кінцевого виконавчого органа, спричинене дією зовнішнього навантаження $\mathbf{w}$, а $\mathbf{J}_\theta = \partial(\mathbf{g}(\mathbf{q}, \boldsymbol{\theta})) / \partial \boldsymbol{\theta}$ — матриця Якобі за віртуальними координатами шарнірів $\boldsymbol{\theta}$.

Зовнішнє навантаження $\mathbf{w}$ та відповідні прогини кінцевого виконавчого органа $\Delta \mathbf{t}$ можуть бути подані у вигляді лінійної залежності через декартову матрицю жорсткості маніпулятора $\mathbf{K}^{ee}$, що визначається так:

$$\mathbf{w} = \mathbf{K}^{ee} \Delta \mathbf{t} \quad (2.4)$$

Тут K^{ee} є відображенням (проекцією) пружних властивостей віртуальних шарнірів K_θ через матрицю Якобі J_θ , і може бути подане в такій формі:

$$K^{ee} = (J_\theta^T)^{-1} K_\theta J_\theta^{-1} \quad (2.5)$$

Рівняння (2.5) описує залежність матриці K^{ee} від конфігурації маніпулятора [17]. Невідома матриця параметрів K_θ зазвичай визначається шляхом проведення експериментів з еластостатичного калібрування.

Відхилення від номінальної траєкторії, спричинене пружною деформацією, може бути подане у вигляді: $\Delta t = (J_\theta \ C_\theta \ J_\theta^T) w$, де C_θ позначає матрицю піддатливості віртуальних шарнірів.

Зв'язок між зміщеннями кінцевого виконавчого органа та описаними параметрами піддатливості може бути подано таким чином [18]

$$\Delta t = A_{i(q,w)} c_\theta \quad (2.6)$$

де матриця спостереження (A_i) встановлює зв'язок між невідомими параметрами піддатливості віртуальних шарнірів c_θ у векторній формі та зміщенням кінцевого виконавчого органа Δt . Елементи матриці спостереження для i -тої конфігурації обчислюються таким чином:

$$A_{i,(u,v)} = J_{i,(u,v)} (J_{i(v)}^T w) \quad (2.7)$$

де $J_{i(u,v)}$ — це елемент (у позиції u, v) агрегованої матриці Якобі. Такий спосіб подання широко застосовується для ідентифікації еластостатичних параметрів [19].

Для визначення цих параметрів необхідно виконати серію калібрувальних експериментів, у межах яких вимірюються зміщення кінцевого виконавчого органа за різних умов навантаження. У літературі запропоновано різні методи вимірювання зміщення координат кінцевого виконавчого органа $\Delta t = (\Delta x, \Delta y, \Delta z, \Delta \alpha, \Delta \beta, \Delta \gamma)^T$.

У деяких дослідженнях для калібрування використовуються, як залишкові похибки положення $p(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$, так і залишкові похибки орієнтації $\phi(\Delta \alpha, \Delta \beta, \Delta \gamma)$, тобто повна інформація про позу [10]. Однак пряме вимірювання компонентів орієнтації кінцевого виконавчого органа за допомогою таких пристроїв, як лазерні трекери або координатно-вимірювальні машини, є досить складним завданням.

Тому в роботі [11] запропоновано метод часткового вимірювання пози, який використовує тільки координати контрольних точок, розташованих навколо кінцевого виконавчого органа, що дає змогу уникнути неоднорідності складових похибок в оптимізаційній задачі.

Відповідно до цього підходу, матрицю спостереження можна розділити на дві частини:

$$\mathbf{A}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_i^{(p)} \\ \mathbf{A}_i^{(\phi)} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

де верхні три рядки $\mathbf{A}_i^{(p)}$ описують зв'язок між вектором піддатливості віртуальних шарнірів та складовою поступального зміщення, а нижні три рядки $\mathbf{A}_i^{(\phi)}$ відображають зв'язок із складовими кутового зміщення.

Таким чином, задачу мінімізації за методом найменших квадратів для ідентифікації шуканих параметрів піддатливості $\mathbf{c}_\theta$ можна записати у такому вигляді:

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (\Delta \mathbf{t}_i^j - \mathbf{A}_{i(\mathbf{q}_i, \mathbf{w}_i)}^{j(p)} \mathbf{c}_\theta) \xrightarrow{\mathbf{c}_\theta} \min_{\{\mathbf{q}_i, \mathbf{w}_i\}} \quad (2.9)$$

де m та n — це, відповідно, кількість конфігурацій і кількість контрольних точок у кожному експерименті. У цьому дослідженні застосовано саме таку процедуру оптимізації разом із методом часткового вимірювання позиції.

2.2. Спрощена модель жорсткості

Жорсткість роботизованого маніпулятора залежить, як від податливості шарнірів, так і від податливості ланок. Кожну з них можна описати окремою скалярною матрицею жорсткості розміром 6×6 (що містить до 36 параметрів) або моделлю проміжної розмірності [15].

Загалом шестиступеневий промисловий серійний робот характеризується 258 параметрами (36×7 для ланок та 6 для шарнірів), які описують його пружні властивості. Однак ідентифікувати всі ці параметри на практиці майже неможливо через низку причин, зокрема через їх надлишковість та взаємозв'язок. Це пов'язано з поганою обумовленістю відповідної матриці спостережень [61].

Існуючі методи використовують 26 параметрів із повної моделі, які є практично ідентифікованими [14].

Навіть у межах цієї групи ідентифікованих параметрів значимість кожного з них залежить від низки чинників — геометрії конструктивних елементів (ланок/шарнірів), відстані до точки прикладання зовнішньої сили, а також фізико-механічних властивостей структурних компонентів. Габарити та форма кожної ланки/шарніра роботизованого маніпулятора відрізняються, що впливає на відповідні параметри жорсткості.

Значимість кожного параметра оцінюється на прикладі шестиступінчастого робота, зображеного на рис. 2.2 Для еластостатичного моделювання цей маніпулятор може бути апроксимований чотирма пружними ланками (L_1 , L_2 , L_3 і L_6), розділеними одно-ступеневими пружними шарнірами (J_1 , J_2 , J_3 , J_4 , J_5 та J_6).

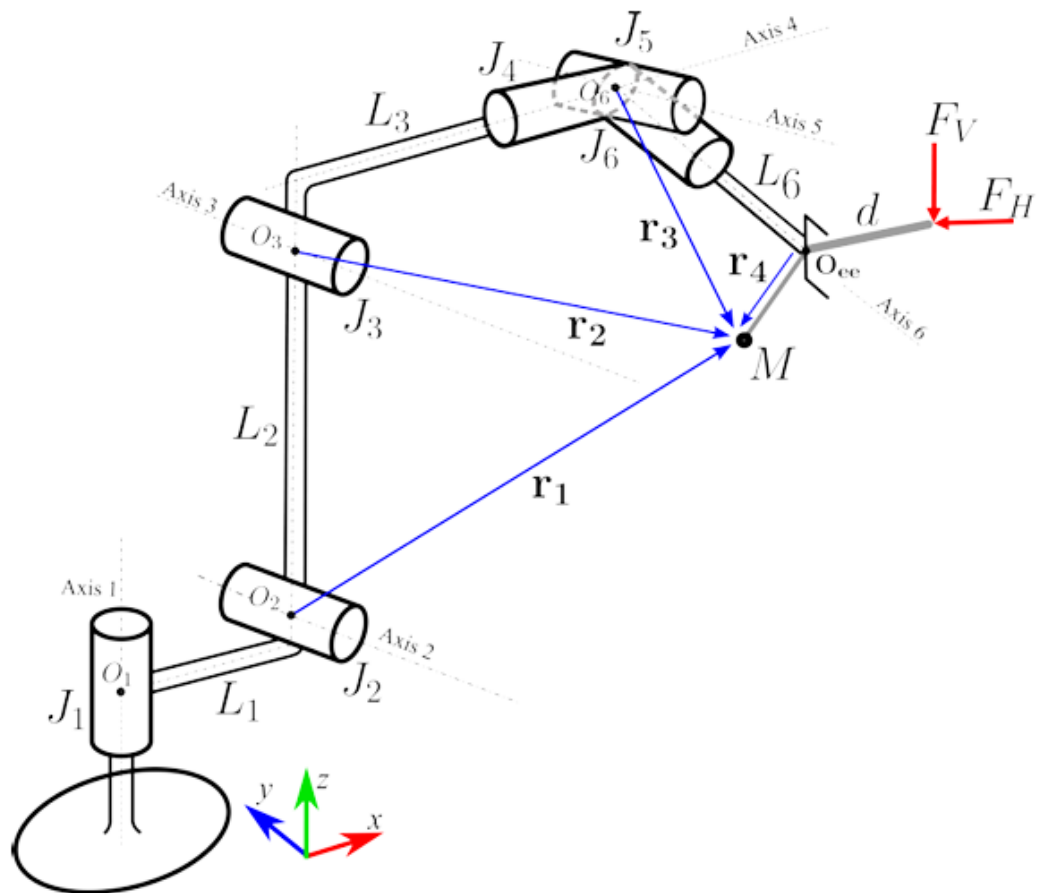


Рис. 2.2 Схема робота з 6-ма ступенями вільності

Основу маніпулятора в загальному випадку також можна розглядати як пружну. Однак на практиці вона значно жорсткіша за інші конструктивні

елементи, тому її внесок у загальну податливість можна знехтувати. Податливість інструмента можна проаналізувати окремо від маніпулятора та додати до загальної моделі пізніше.

Кожну ланку маніпулятора можна апроксимувати як пружну балку симетричного перерізу. При застосуванні методу віртуальних шарнірів до ланки №2, піддатливість балки C_{O3} представлена у вигляді 6-ступеневої пружини, розташованої на кінці балки, як показано на рис. 2.3.

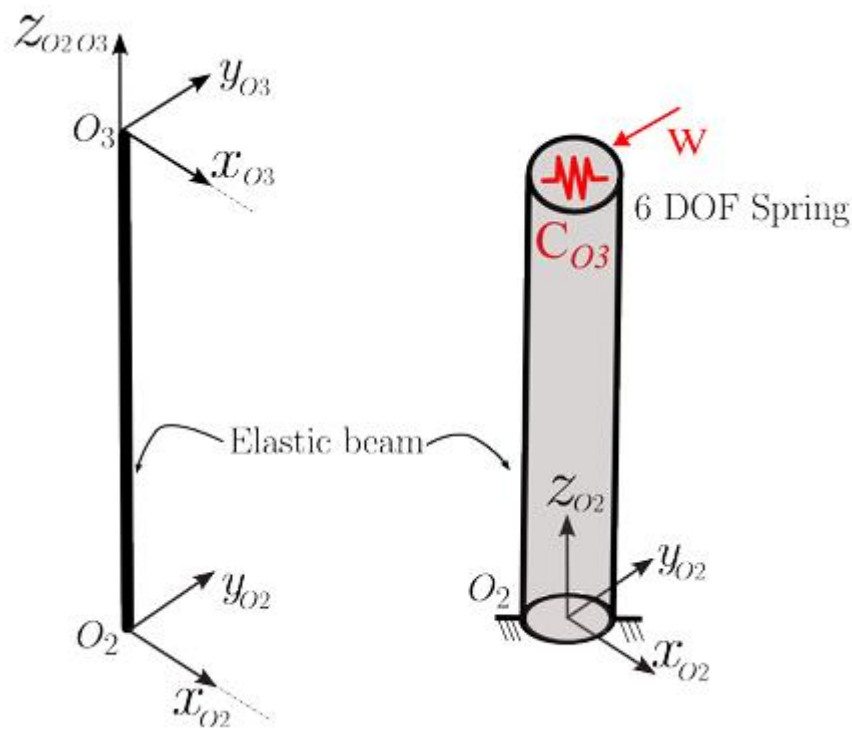


Рис. 2.3 Модель податливості ланки у вигляді віртуальної 6-ступеневої пружини

У цьому випадку його пружні властивості описуються матрицею піддатливості розміром 6×6 такого вигляду:

$$C_{link(i)} = \begin{bmatrix} c_{11}^i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{22}^i & 0 & 0 & 0 & c_{26}^i \\ 0 & 0 & c_{33}^i & 0 & c_{35}^i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44}^i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{53}^i & 0 & c_{55}^i & 0 \\ 0 & c_{62}^i & 0 & 0 & 0 & c_{66}^i \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

де c_{uv} — елементи матриці податливості. Діагональні елементи представляють поступальну/обертальну податливість, а недіагональні елементи відображають зв'язок між поступальним та обертальним переміщенням. Ненульові елементи матриці можуть бути обчислені так: $c_{11}^i = L/AE$, $c_{22}^i = L^3/12EI_z$,

$$c_{33}^i = L^3/12EI_y, c_{44}^i = L/G(I_y + I_z), c_{55}^i = L/4EI_y, c_{66}^i = L/4EI_z, c_{26}^i = c_{62}^i = -L^2/6EI_z, c_{35}^i = c_{53}^i = L^2/6EI_y$$

Тут L — довжина ланки, A — площа поперечного перерізу ланки, E та G — модуль Юнга та модуль зсуву матеріалу ланки відповідно, а I_z і I_y — моменти інерції поперечного перерізу.

Для аналізу ланки з порожнистим циліндричним поперечним перерізом із внутрішнім та зовнішнім діаметрами d_i та d_o , перший і другий моменти та пов'язані параметри можуть бути оцінені як: $A = \pi (d_o^2 - d_i^2)/4$, $I_y = I_z = \pi (d_o^4 - d_i^4)/64$

Внесок кожного параметра ланки у прогин кінцевого ефектора аналізується, розглядаючи роботу, до якого прикладено зовнішній вектор сил w у такій формі:

$$w = [F_x \ F_y \ F_z \ M_x \ M_y \ M_z]^T \quad (2.11)$$

Тут зовнішня сила тяжіння та горизонтальна сила (F_v і F_H), що діють на відстані d від фланця маніпулятора (O_{ce}), створюють зовнішній момент у кінцевому ефекторі (точка вимірювання M на Рис. 2.2).

Щоб перетворити податливість ланки $C_{link(i)}$ до системи координат виконавчого органа маніпулятора (M), її спершу необхідно повернути відповідно до попередніх кутів з'єднань (q_i) таким чином:

$$C_{link(i)}^R = \begin{bmatrix} R^T(q_i)_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} \\ 0_{3 \times 3} & R^T(q_i)_{3 \times 3} \end{bmatrix} C_{link(i)} \begin{bmatrix} R(q_i)_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} \\ 0_{3 \times 3} & R(q_i)_{3 \times 3} \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

де $R(q_i)$ представляє елементарне обертання навколо осі з'єднання, а $0_{3 \times 3}$ — нульова матриця розміру 3×3 .

Матриця податливості після обертання $C_{link(i)}^R$ перетворюється у систему координат виконавчого органа маніпулятора за допомогою такого виразу:

$$C_{link(i)}^{ee} = D_{r_i} C_{link(i)}^R D_{r_i}^T \quad (2.13)$$

де матриця D_{r_i} описує перетворення твердого тіла, що відповідає зміщенню системи відліку для пружного тіла (тут — ланки № i) на відстань, задану вектором $r_i = [r_{ix}, r_{iy}, r_{iz}]^T$, тобто описує поступальне перенесення від системи координат у з'єднанні i до системи координат кінцевого ефектора в точці M .

Відповідні матриці D_{r_i} та $D_{r_i}^T$ обчислюються таким чином:

$$\mathbf{D}_{r_i} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{3 \times 3} & -(\mathbf{r}_i \times) \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{I}_{3 \times 3} \end{bmatrix}; \mathbf{D}_{r_i}^T = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{3 \times 3} & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ (\mathbf{r}_i \times) & \mathbf{I}_{3 \times 3} \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

Оператор $(\mathbf{r}_i \times)$ перетворює вектор $\mathbf{r}_i$ у кососиметричну матрицю розміру 3×3 . Позначення $\mathbf{I}_{3 \times 3}$ та $\mathbf{0}_{3 \times 3}$ відповідають одиничній та нульовій матрицям 3×3 відповідно.

Прогини виконавчого органу, спричинені податливістю ланки № i , можуть бути обчислені з використанням закону Гука.

$$\Delta \mathbf{t}_{link(i)}^{ee} = \mathbf{C}_{link(i)}^{ee} \mathbf{w} \quad (2.15)$$

В промислових роботах деякі ланки (тут – ланка №3) можуть бути представлені як накладання декількох балок (балкових елементів №1 та №2), як показано на Рис. 2.4.

Відповідно до підходу VJM, податливість балкових елементів ($\mathbf{C}^{b1}_v$ та $\mathbf{C}^{b2}_p$) моделюється за допомогою віртуальної пружини з 6 ступенями вільності, розташованої на кінці відповідних балок.

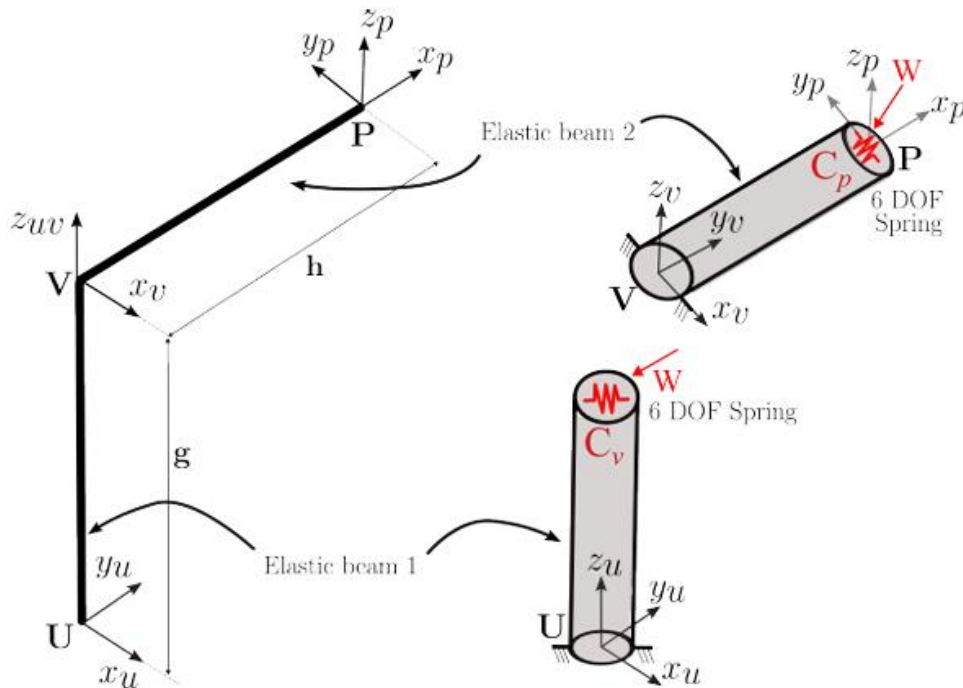


Рис. 2.4 Прогин двох ортогональних пружних балок під дією вертикального та горизонтального навантаження

Щоб описати повну матрицю податливості ланки №3, матрицю $\mathbf{C}^{b1}_v$ можна перетворити до глобальної системи відліку в точці P (позначається як $\mathbf{C}^{b1}_{v(P)}$). Для цього перетворення може бути використано рівняння (2.13) шляхом заміни

матриці D_{ri} на матрицю жорсткого тіла D_h , яка описує перенесення (трансляцію) від системи відліку в точці V до системи відліку в точці P за вектором h . Відповідні матриці D_h та D_h^T можуть бути обчислені за рівнянням (2.14) шляхом заміни оператора $(ri \times)$ на $(h \times)$, який перетворює вектор h у кососиметричну матрицю розміром 3×3 . Позначення $I_{3 \times 3}$ та $0_{3 \times 3}$ відповідають одиничній та нульовій матрицям розміру 3×3 відповідно. Сукупна податливість ланки №3 у точці P ($C_{link(3)}$) є алгебраїчною сумою податливостей окремих балок і може бути записана у вигляді:

$$C_{link(3)} = C_{v(p)}^{b1} + C_p^{b2} \quad (2.16)$$

Багато досліджень показали, що в промислових роботах податливість з'єднань (кінематичних пар) є більш домінуючою, ніж податливість ланок [15]. Внесок податливості з'єднань у податливість кінцевого ефектора може бути виражений таким чином [16]:

$$C_{joint}^{ee} = J_\theta C_\theta J_\theta^T \quad (2.17)$$

де $C_\theta = \text{diag}(c^{joint1} \dots c^{joint6})$, J_θ — матриця Якобі, що описує відображення між шарнірним (координатним) простором та декартовим простором маніпулятора.

Відхилення кінцевого ефектора, зумовлене податливістю з'єднань, оцінюється за допомогою такого статичного співвідношення:

$$\Delta t_{joint}^{ee} = C_{joint}^{ee} w \quad (2.18)$$

Загальне відхилення кінцевого ефектора, зумовлене як податливістю ланок, так і податливістю з'єднань, може бути визначене як алгебраїчна сума відхилень виконавчого органа, спричинених деформаціями всіх ланок $\Delta t_{link(i)}^{ee}$ та деформацією з'єднань Δt_{joint}^{ee} , що задається таким виразом:

$$\Delta t^{ee} = \sum_{i=1}^n (\Delta t_{link(i)}^{ee}) + \Delta t_{joint}^{ee} \quad (2.19)$$

де n — кількість ланок маніпулятора

Описані вище етапи дають змогу отримати 41 унікальний параметр податливості (по 8 для ланок №1, №2 та №6, 11 — для ланки №3 і 6 — для з'єднань), включно з 30 діагональними елементами та 11 унікальними

позадіагональними елементами, які роблять внесок у відхилення виконавчого органу шестиступеневого (6-DOF) промислового робота. Внесок цих параметрів у відхилення виконавчого органу залежить від їхньої величини. Також варто зазначити, що деякі параметри важко ідентифікувати через їхнє низьке співвідношення «параметр–шум» [14]. Крім того, окремі параметри мають помітний вплив на відхилення кінцевого ефектора лише за специфічних експериментальних умов, що залежать від конфігурації маніпулятора та прикладеного навантаження. Тому важливо знайти компроміс між складністю та точністю моделі, враховуючи ідентифікованість усіх параметрів моделі, особливості експериментальної установки та вплив шумів на точність ідентифікації. Тому критична оцінка впливу кожного параметра податливості на відхилення кінцевого ефектора є необхідною для вибору найбільш доцільного набору параметрів моделі жорсткості робота.

Крім того, рівняння (2.19) дає уявлення про те, як кожен параметр податливості впливає на відхилення кінцевого ефектора залежно від внеску векторів r , g та h , конфігурацій з'єднань і компонентів силового навантаження. Проте у символічному вигляді ця формалізація виявилася надмірно складною, що ускладнює інтуїтивне визначення внеску кожного параметра податливості у відхилення кінцевого ефектора. Тому було проведено імітаційне дослідження для кількісної оцінки цього впливу. Важливо зазначити, що складність символічного подання головним чином зумовлена аналізом усього робочого простору робота. З практичної та експериментальної точок зору обмеження аналізу певною частиною робочого простору дає змогу безпосередньо отримати значущі параметри з формалізованого виразу.

Імітаційне дослідження з геометричними та пружними характеристиками, близькими до характеристик досліджуваного промислового робота, було виконане для оцінювання впливу кожного параметра моделі. Значущість параметрів податливості кожної ланки та з'єднання оцінювалася відповідно до методики, наведеної на рис. 2.5, з використанням матеріальних і геометричних властивостей робота моделі ABB IRB 7600-500. У цьому дослідженні припускається, що ланки мають симетричні поперечні перерізи, а матеріал є однорідним по всій конструкції. Середнє відхилення кінцевого ефектора за 1000

конфігурацій оцінювалося для кожного параметра податливості за умови, що всі інші параметри дорівнюють нулю. Кількість конфігурацій було вибрано достатньо великою для забезпечення статистичної надійності та мінімізації чутливості до викидів. Під час відбору було забезпечено рівномірний розподіл конфігурацій по всьому робочому простору робота.

Встановлено, що податливість з'єднань (агрегована податливість з'єднання та ланки вздовж осі з'єднання, надалі — податливість з'єднання) робить більший внесок у відхилення виконавчого органу, ніж податливість ланок (податливість ланки в напрямі, ортогональному до осі з'єднання, надалі — податливість ланки). Цей висновок узгоджується з результатами багатьох досліджень

Підсумовуючи, після виконання етапу скорочення отримується загалом десять параметрів податливості (шість параметрів податливості акумулюють пружність приводних з'єднань і відповідних ланок, а решта чотири описують пружність ланок в ортогональних напрямках шестиступеневого (6-DOF) маніпулятора), які є значущими в межах практично ідентифікованої групи параметрів.

Запропонований метод дає змогу враховувати впливові чинники, зокрема розміри та геометрію конструктивного елемента (ланки/з'єднання), а також відстань цього елемента до точки прикладання зовнішньої сили (кінцевого ефектора). Параметри, що спричиняють мінімальні переміщення або є надлишковими за будь-якого декартового напрямку навантаження, істотно не впливають на точність траєкторії робота. Зазначений підхід може бути реалізований у більшості промислових послідовних роботів, оскільки така архітектура є типовою для роботів, що використовуються в промисловому середовищі.

2.3. Методика ідентифікації

Методика, застосована в цьому дослідженні, дає змогу ідентифікувати значущі параметри податливості, що впливають на точність позиціонування виконавчого органу під дією зовнішнього навантаження. Під час експерименту з еластостатичного калібрування до виконавчого органу прикладається статичне зовнішнє навантаження з метою аналізу відповідних деформацій маніпулятора.

Очевидно, що зовнішню силу легше контролювати в напрямі дії сили тяжіння [14]. Тому еластостатичні експерименти зазвичай проводяться з використанням навантаження сили тяжіння. Проте деякі параметри пружності не матимуть суттєвого впливу на відхилення кінцевого ефектора за дії гравітаційного навантаження. У таких випадках експерименти проводяться з прикладанням сил в інших напрямках.

Класифікація параметрів за їхнім внеском у реакцію на зовнішнє навантаження є критично важливою для розроблення моделі жорсткості робота, оскільки вона дає змогу обрати такий набір параметрів, який робить найбільший внесок у точність позиціонування під час промислового застосування з урахуванням характеру зовнішнього навантаження. Наприклад, при виконанні завдання типу *захоплення та переміщення*, діє переважно гравітаційне навантаження, тому в таких випадках достатньо враховувати лише параметри, що мають значення при дії сили тяжіння. Однак у технологічних процесах, таких як обробка різанням і формоутворення, шпиндель або інший виконавчий орган зазнає багатонапрямого зовнішнього навантаження. Тому важливо враховувати пружність робота в горизонтальній площині та в напрямі дії сили тяжіння.

2.4. Порівняльний аналіз моделей жорсткості

У цьому дослідженні розглядається послідовний робот ABB IRB 7600-500 із шістьма обертальними приводними з'єднаннями. Вважається, що ланки та з'єднання маніпулятора зазнають пружних відхилень під дією зовнішнього навантаження, прикладеного до виконавчого органу [19]. Вибір параметрів, пов'язаних із ланками та з'єднаннями, може змінюватися залежно від розглядуваної моделі жорсткості. Параметри, які не мають суттєвого впливу на зміщення виконавчого органу, у моделі не враховуються. Матеріал вважається однорідним, а його вплив ігнорується під час побудови моделі з метою її спрощення та зосередження на основних чинниках впливу. Вплив гравітаційного компенсатора на модель жорсткості також не розглядається через його незначний внесок у точність позиціонування та складність інтеграції [14].

2.4.1 Геометрична модель

Геометричну модель розглядуваного маніпулятора наведено на рис. 2.5, а відповідні перетворення систем координат в експериментальній установці проілюстровано на рис. 2.6. Під час використання зовнішніх вимірювальних пристроїв, таких як лазерний трекер, для вимірювання зміщення виконавчого органу необхідні перетворення T_B — від системи координат лазерного трекера (R) до базової системи координат маніпулятора (B), а також T_T — від фланця маніпулятора (F) до виконавчого органу (або інструментальної системи координат (T)).

Базова система координат маніпулятора (B) ідентифікується шляхом безперервного відстеження положення ретрорефлектора, встановленого на інструменті, за допомогою лазерного трекера під час обертання з'єднань №1 та №2. Аналогічна процедура з обертанням з'єднань №5 та №6 була застосована для ідентифікації перетворення T_T від фланця (F) до чотирьох інструментальних систем координат (T), розташованих у контрольних точках поперечної балки. Перетворення від базової системи координат до фланця маніпулятора позначається як T_F . Перетворення T_G від системи координат лазерного трекера (R) до інструментальної системи координат (T) подається в такому вигляді:

$$T_G = T_B [T_z(d_0) R_z(q_1) T_x(d_1) R_y(q_2) T_z(d_2) R_y(q_3) T_z(d_3) T_x(d_4) R_x(q_4) R_y(q_5) R_x(q_6) T_x(d_6)] T_T \quad (2.20)$$

де T_i позначає поступальне переміщення ($i=x,y,z$ — ортогональні осі системи координат) на номінальний параметр робота ABB IRB 7600, а R_j — елементарне обертання ($j=x,y,z$ — осі обертання з'єднань) з номінальними кутами обертання з'єднань ($q_1 - q_6$).

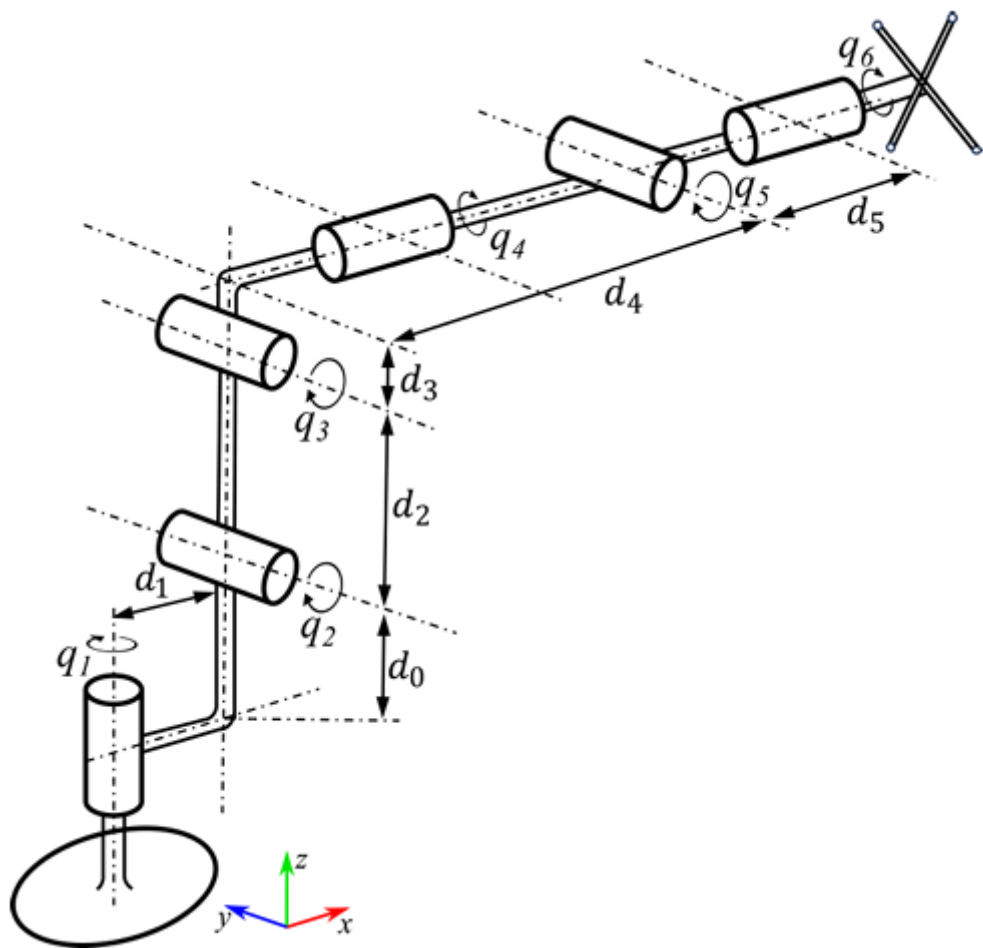


Рис. 2.5 – Геометрична модель робота

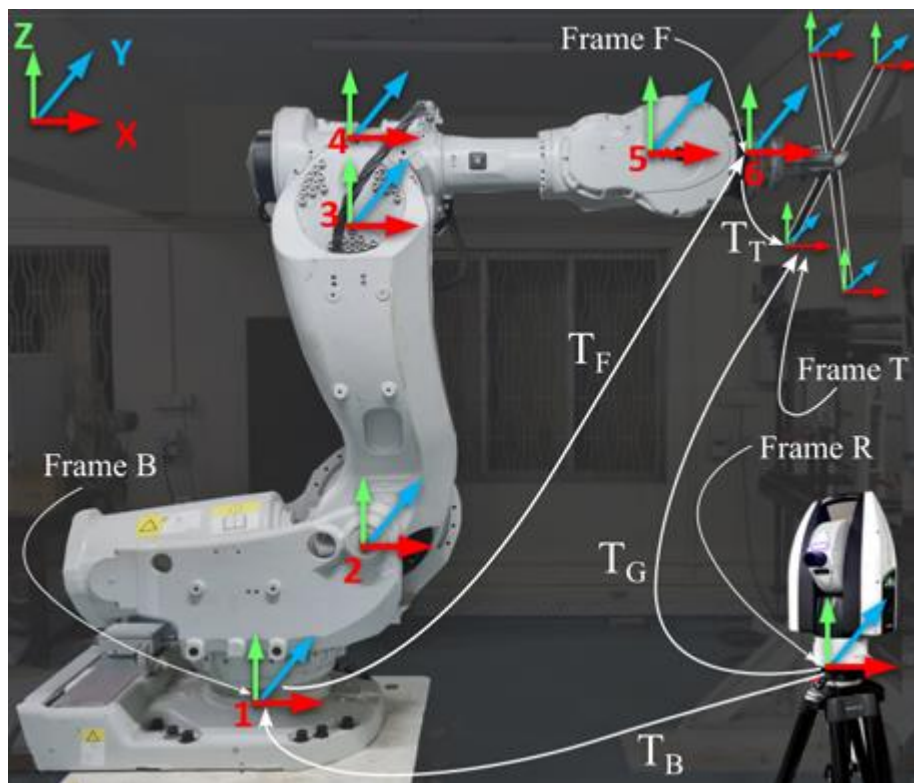


Рисунок 2.6 – Перетворення систем координат геометричної моделі

2.4.2. Модель жорсткості з пониженим порядком з урахуванням податливості з'єднань.

Модель жорсткості з припущенням податливості з'єднань розглядає гнучкість, переважно зосереджену в просторі з'єднань, при цьому вважається, що ланки забезпечують значну жорсткість в ортогональних напрямках. Для врахування відхилень, зумовлених пружністю у просторі з'єднань ($c_1, c_3, c_5, c_7, c_8, c_{10}$), у геометричну модель (рівняння 2.20) було введено додаткові шість параметрів переміщень ($\theta^1_1, \theta^2_3, \theta^3_5, \theta^4_{47}, \theta^5_8$ та θ^6_{10}).

З ілюстративною метою параметри податливості подано у вигляді пружин із кінцевою податливістю, розташованих у віртуальних з'єднаннях (рис. 2.7).

При цьому п'ять пружин у приводних з'єднаннях №2–№6 відповідають параметрам, що деформуються під дією гравітаційного навантаження, тоді як одна пружина в з'єднанні №1 відповідає параметру, що деформується під дією горизонтального навантаження. Модифікована матриця перетворення (T_{Six}) від системи координат лазерного трекера до інструментальної системи координат визначається як:

$$T_{Six} = T_B [T_z(d_0) R_z(q_1 + \theta^1_1) T_x(d_1) R_y(q_2 + \theta^2_3) T_z(d_2) R_y(q_3 + \theta^3_5) T_z(d_3) T_x(d_4) R_x(q_4 + \theta^4_{47}) R_y(q_5 + \theta^5_8) R_x(q_6 + \theta^6_{10}) T_x(d_6)] T_T \quad (2.21)$$

де параметри (θ^1_1 до θ^6_{10}), додані до номінальних кутів обертання (q_1 до q_6), кожного приводного з'єднання, входять до матриці обертального перетворення R_j .

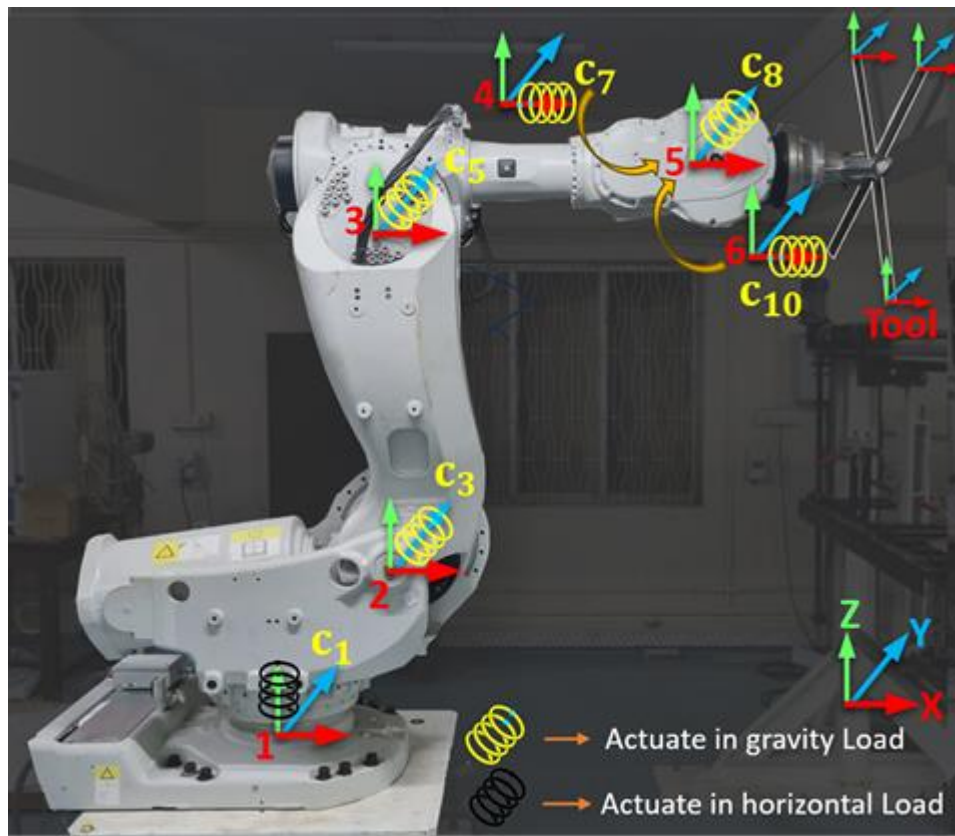


Рис. 2.7. – Модель жорсткості з урахуванням податливості з'єднань

2.4.3. Модель жорсткості з пониженим порядком на десять параметрів

Метод віртуальних з'єднань (VJM) було застосовано для врахування гнучкості ланок в ортогональному напрямі. Як зазначено в розділі 3, у цю модель жорсткості включено лише чотири параметри податливості (c_2, c_4, c_6, c_9), пов'язані з ортогональною пружністю ланок, які визнано значущими. Модель VJM та відповідну матрицю перетворення в рівнянні (2.21) було розширено чотирма параметрами відхилень ($\theta^{l1}_2, \theta^{l2}_4, \theta^{l3}_6$ та θ^{l6}_9), що представляють пружні відхилення, зумовлені ортогональною пружністю ланок.

Параметри податливості, подані у вигляді пружин у віртуальних з'єднаннях, показано на рис. 2.8. Матриця перетворення (T_{Ten}) від системи координат лазерного трекера до інструментальної системи координат подається у вигляді:

$$T_{Ten} = T_B [T_z(d_0) R_z(q_1 + \theta^{j1}_1) R_x(\theta^{l1}_2) T_x(d_1) R_y(q_2 + \theta^{j2}_3) R_z(\theta^{l2}_4) T_z(d_2) R_y(q_3 + \theta^{j3}_5) R_z(\theta^{l3}_6) T_z(d_3) T_x(d_4) R_x(q_4 + \theta^{j4}_7) R_y(q_5 + \theta^{j5}_8) R_z(\theta^{l6}_9) R_x(q_6 + \theta^{j6}_{10}) T_x(d_6)] T_T \quad (2.22)$$

де $R_x(\theta^{l1}_2)$ та $R_z(\theta^{l6}_9)$ представляють елементарні обертання, зумовлені згином ланки №1 та ланки №6 відповідно під дією гравітаційного навантаження.

Обертання $R_z(\theta_4^{/2})$ відповідає елементарному обертанню, спричиненому крученням ланки №2 у відповідь на горизонтальне навантаження. Обертання $R_z(\theta_6^{/3})$ представляє елементарне обертання, зумовлене згином ланки №3 під дією гравітаційного навантаження.

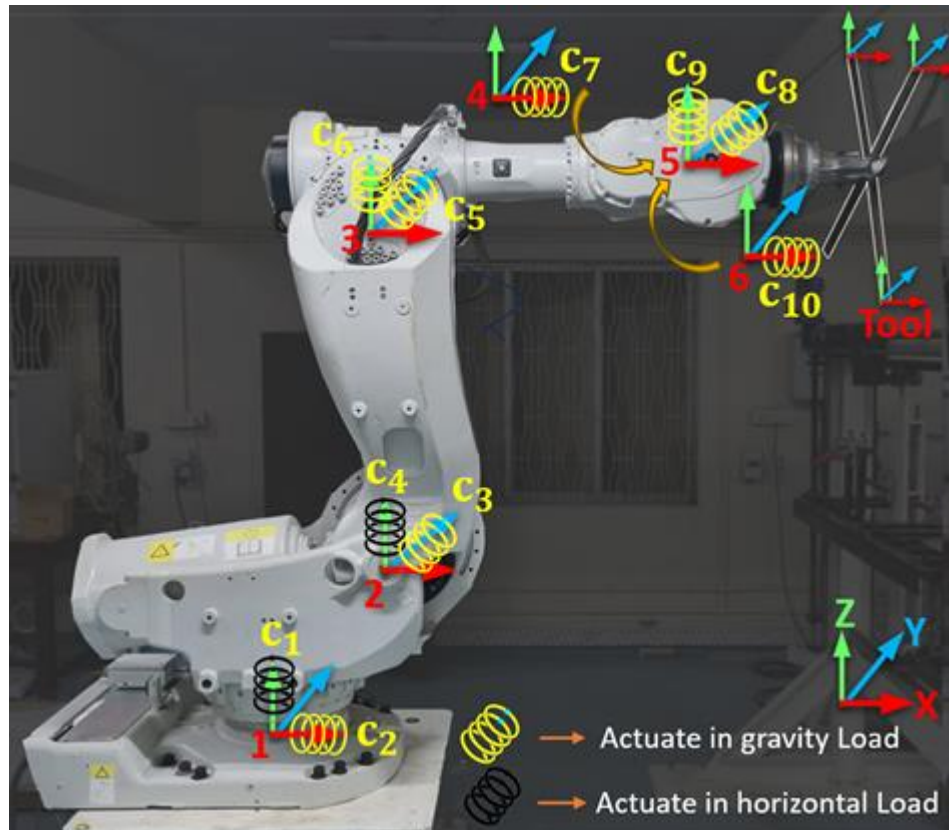


Рис. 2.8. – Модель жорсткості з пониженим порядком на десять параметрів з урахуванням податливості з'єднань і ланок

2.4.4. Модель жорсткості з пониженим порядком на дев'ять параметрів

У десятипараметричній моделі параметри податливості, призначені для ланки №2 та з'єднання №1 (c_4 та c_1), можуть бути надлишковими, оскільки вони описують кутове зміщення відносно осі z . Для перевірки надлишковості та точності прогнозування положення було запропоновано додаткову модель, у якій параметр ланки №2 (c_4) вилучено з десятипараметричної моделі жорсткості (рис.2.8).

2.4.5. Практично ідентифікована повнопараметрична модель для багатонапрямого навантаження

Робот ABB IRB 7600 є кінематичним ланцюгом із семи ланок і шести обертальних з'єднань. Кожна ланка характеризується 36 параметрами

податливості, які описують взаємозв'язок між напрямими навантаження та відхилення. З'єднання зазнають кутових переміщень навколо своїх осей під дією зовнішнього навантаження. Повна модель маніпулятора містить 258 параметрів для опису пружних властивостей. Згідно з процедурою скорочення, цю модель було зменшено до практично ідентифікованої повнопараметричної моделі з двадцятьма шістьма параметрами податливості. Детальні етапи скорочення подано в літературі [14].

Одним з обмежень практично ідентифікованої повнопараметричної моделі (двадцять шість параметрів) [16] є її неефективність за дії навантажень у всіх напрямках, зокрема тих, що мають горизонтальну складову, оскільки вона враховує лише параметри, значущі за умови вертикального навантаження.

Запропоновані моделі жорсткості з пониженим порядком розроблено для задоволення вимог за навантажень у всіх напрямках.

Для порівняння ефективності запропонованих моделей було розроблено нову практично ідентифіковану повнопараметричну модель жорсткості, яка додатково включає параметр жорсткості з'єднання №1 (усього двадцять сім параметрів). У цій моделі до VJM-моделі було додано двадцять один параметр для опису податливості ланок і шість параметрів для податливості приводних з'єднань.

Крім того, для якісного порівняння разом із запропонованою моделлю були використані моделі MGCO47, MGCO56 та MGCO68 із дослідження [16]. Як зазначено в цій роботі, під час скорочення моделі жорсткості застосовується оптимізаційна процедура з обмеженням за Граміаном. Модель MGCO47 із 47 параметрами була отримана шляхом симетризації під час скорочення моделей ланок №2 та №3, а також додаткового агрегування п'яти параметрів податливості з'єднань. У моделі MGCO56 для зменшення кількості параметрів до 56 було застосовано такі етапи скорочення, як симетризація, розрідження та агрегування параметрів ланок і з'єднань. Модель MGCO68 містить загалом 68 параметрів і була побудована шляхом симетризації під час скорочення моделей ланок №0, №2 та №3, а також додаткового агрегування п'яти параметрів з'єднань.

2.5. Методика проведення експерименту

Етап вимірювань у калібруванні робота є критично важливим, оскільки вимірювальний шум може впливати на величину параметрів моделі. Вибір вимірювальних засобів, конфігурацій та застосованої методики має першочергове значення на цьому етапі калібрування.

Експеримент було проведено у два етапи відповідно до методики ідентифікації, розглянутої в розділі 2.3.

Основною складністю під час вимірювань було прикладання навантаження в майже горизонтальному напрямку, близькому до граничної вантажопідймальності робота (500 кг), з метою підвищення точності ідентифікації. Незважаючи на те, що прикладається зовнішня сила, на виконавчому органі маніпулятора також створюється момент, оскільки навантаження прикладається через кінець циліндричного стрижня довжиною 450 мм, закріпленого на виконавчому органі. Декартові координати опорних точок у ненавантаженому та навантаженому станах робота вимірювалися за допомогою лазерного трекера. Для підвищення точності ідентифікації експеримент повторювався чотири рази для кожної конфігурації. У результаті експерименту було отримано загалом 394 вимірювальні дані (для 25 конфігурацій) за умови гравітаційного навантаження та 136 вимірювальних даних (для 9 конфігурацій) за умов майже горизонтального навантаження, які були використані для ідентифікації параметрів. Додатково було зібрано 110 тестових даних за гравітаційного навантаження та 48 тестових даних за умов майже горизонтального навантаження для випадкових конфігурацій з метою перевірки точності позиціонування, передбаченої моделями жорсткості.

2.6. Порівняльний аналіз моделей

Параметри жорсткості, ідентифіковані для запропонованих моделей жорсткості, наведено в табл. 2.1. Параметр k_4 у десятипараметричній моделі має від'ємне значення, яке не має фізичного змісту; тому параметр k_4 було виключено в дев'ятипараметричній моделі жорсткості. Це виключення впливає лише на параметр k_1 , спричиняючи збільшення його значення з $6,85 \cdot 10^6$ до $7,75 \cdot 10^6$ Н·м/рад. Це підтверджує припущення про надлишковість параметрів k_4 і k_1 .

Параметри жорсткості, ідентифіковані для різних моделей
(одиниці вимірювання – Н·м/рад)

Параметр жорсткості	Дев'ятипараметрична модель	Шестипараметрична модель
k_1	$7,75 \cdot 10^6$	$3,47 \cdot 10^6$
k_2	$1,77 \cdot 10^7$	—
k_3	$4,77 \cdot 10^6$	$4,76 \cdot 10^6$
k_4	—	—
k_5	$6,13 \cdot 10^6$	$5,19 \cdot 10^6$
k_6	$3,66 \cdot 10^6$	—
k_7	$1,06 \cdot 10^6$	$6,56 \cdot 10^5$
k_8	$7,78 \cdot 10^5$	$8,12 \cdot 10^5$
k_9	$1,24 \cdot 10^6$	—
k_{10}	$5,53 \cdot 10^5$	$6,19 \cdot 10^5$

Було виконано аналіз залишкових похибок позиціювання для оцінювання ефективності калібрування різних моделей. У табл. 2.2 узагальнено результати, що демонструють ефективність різних моделей жорсткості щодо компенсації похибок податливості для різних тестових наборів даних. Усі моделі використовували однакову комбінацію даних «конфігурація–силове навантаження» під час експерименту та аналізу.

Встановлено, що моделі з двадцятьма шістьма та двадцятьма сімома параметрами забезпечують найменше середньоквадратичне відхилення (RMS) похибки позиціювання (0,46 мм та 0,45 мм відповідно) за умов гравітаційного навантаження. Як практично можливе повною моделлю з пониженим порядком, яка адекватно відтворює пружні властивості більшості конструктивних елементів маніпулятора за умов гравітаційного навантаження.

У літературі [14] вже було показано, що двадцятишестипараметрична модель може підвищити точність позиціювання промислового робота KUKA KR270 на 95,19 % на основі експериментальних даних порівняно зі станом до калібрування. У цьому дослідженні точність позиціювання промислового робота ABB IRB 7600 покращилася від середньоквадратичного значення 7,33 мм до 0,46 мм після калібрування (покращення на 93,72 %) за умови гравітаційного навантаження, що узгоджується з даними літератури з урахуванням повторюваності робіт KUKA KR270 (0,06 мм) та ABB IRB 7600 (0,08 мм). Крім

того, слід зазначити, що вантажопідймальність і робочий радіус робота ABB IRB 7600 є значно більшими.

Таблиця 2.2

Ефективність компенсації похибки податливості для запропонованих та існуючих моделей

Похибка положення, мм

Модель жорсткості	Використані дані	x Max	x Mean	x RMS	y Max	y Mean	y RMS	z Max	z Mean	z RMS	Позиція Max	Позиція Mean	Позиція RMS
До калібрування	HV	11.06	3.08	4.3	5.27	1.6	2.03	11.3	5.14	5.92	11.68	7.29	7.6
	V	3.93	1.37	1.65	5.06	1.43	1.78	11.3	6.52	6.91	11.45	7.03	7.33
	H	11.06	7.02	7.39	5.27	1.99	2.5	5.45	1.97	2.46	11.68	7.89	8.19
Модель жорсткості шарнірів	HV	2.94	0.63	0.94	1.56	0.41	0.53	1.14	0.41	0.51	3.03	0.99	1.19
	V	1.31	0.312	0.39	1.3	0.31	0.4	1.14	0.42	0.52	1.51	0.69	0.76
	H	2.94	1.36	1.6	1.56	0.63	0.73	1.13	0.39	0.49	3.03	1.67	1.83
9-параметрична модель	HV	1.59	0.34	0.43	0.88	0.29	0.35	1.27	0.33	0.38	1.62	0.62	0.68
	V	0.79	0.24	0.29	0.88	0.23	0.28	1.27	0.35	0.41	1.28	0.54	0.58
	H	1.59	0.55	0.64	0.77	0.42	0.47	0.59	0.28	0.32	1.62	0.82	0.86
26-параметрична модель	HV	6.9	1.75	2.93	3.01	0.42	0.69	0.8	0.22	0.28	7.03	1.91	3.03
	V	0.73	0.25	0.3	0.61	0.18	0.24	0.8	0.19	0.26	0.96	0.42	0.46
	H	6.9	5.18	5.3	3.01	0.99	1.2	0.72	0.27	0.33	7.03	5.33	5.45
27-параметрична модель	HV	1.29	0.35	0.46	0.9	0.28	0.37	0.8	0.22	0.28	1.42	0.57	0.66
	V	0.75	0.23	0.29	0.62	0.17	0.23	0.8	0.19	0.26	0.98	0.4	0.45
	H	1.29	0.61	0.72	0.9	0.53	0.57	0.72	0.27	0.33	1.42	0.95	0.97

Примітки:

HV – для аналізу залишкових похибок використано як горизонтальні, так і гравітаційні навантаження;

V – використано дані випробувань під дією гравітаційного навантаження;

H – використано дані випробувань при майже горизонтальному навантаженні.

Ключовий акцент цього дослідження полягає у врахуванні впливу багатонапрямого навантаження (горизонтальної та гравітаційної складових) у моделі жорсткості та процедурі калібрування. Двадцятишестипараметрична модель демонструє низьку ефективність (3,03 мм) за умови багатонапрямого навантаження робота, оскільки вона враховує лише параметри, значущі за гравітаційного навантаження. Запропонована двадцятисемипараметрична модель усуває це обмеження шляхом введення додаткового параметра для з'єднання №1 та інтеграції його в методологію. Ця модель може забезпечити середню точність позиціонування 0,66 мм (покращення на 91,32 % порівняно з некаліброваним станом із середнім значенням 7,60 мм) за умови багатонапрямого навантаження та 0,45 мм за умов гравітаційного навантаження для розглядуваного робота. Ця модель забезпечує точність 0,66 мм поблизу граничного корисного навантаження робота (4900 Н). У традиційних процесах механічної обробки багатонапрямна реактивна сила значно менша за зовнішнє навантаження, використане в цьому дослідженні [16], що гарантує необхідну точність під час виконання всіх операцій обробки.

Попри те, що двадцятисемипараметрична модель забезпечує високу точність позиціонування, реалізувати стратегію ідентифікації з більшою кількістю параметрів жорсткості для вже встановлених роботів, особливо в умовах виробництва, є складно. Для калібрувального експерименту потрібна більша різноманітність і кількість вимірювальних конфігурацій. Крім того, параметри, ідентифіковані з цієї моделі, не мають безпосереднього фізичного змісту, тому застосування цих параметрів до іншого робота подібної конструкції не забезпечить належної точності компенсації (детальніше розглянуто в наступному підрозділі).

За експериментальними даними спостерігається, що запропоновані моделі жорсткості з пониженим порядком моделі з пониженим порядком (дев'ять параметрів) забезпечує таку саму точність позиціонування (із середньоквадратичним відхиленням 0,68 мм), як і практично ідентифікована повнопараметрична модель (двадцять сім параметрів) за умови багатовісного навантаження. Примітно, що такої точності було досягнуто з використанням лише третини кількості параметрів порівняно з двадцятисемипараметричною моделлю.

Основною перевагою запропонованої моделі з пониженим порядком є вища точність за відносно мінімальної кількості експериментів і низького впливу вимірювального шуму. Крім того, параметри цієї моделі мають фізичний зміст і можуть бути використані для калібрування іншого робота з аналогічними конструктивними характеристиками.

Як зазначається в літературі, у більшості робототехнічних застосувань використовується модель жорсткості з припущенням податливості з'єднань. У цьому аналізі така модель забезпечує точність 1,19 мм. Введення трьох додаткових параметрів (які представляють податливість ланок в ортогональному напрямі у дев'ятипараметричній моделі) у модель жорсткості підвищило точність на 42,9 % за мінімального додаткового експериментального зусилля.

Крім того, порівняння точності за умови вертикального навантаження показує, що всі моделі демонструють зіставну ефективність. Це свідчить про те, що всі моделі жорсткості забезпечують добру працездатність для робототехнічних застосувань із гравітаційним навантаженням, таких як операції *pick-and-place*, складання, зварювання та подібні процеси, пов'язані з дією власної ваги. Проте модель із податливістю з'єднань має низьку ефективність (1,83 мм) за умови горизонтального навантаження, що вказує на її обмеження для застосувань, у яких на кінцевий ефектор діє багатонапрявне навантаження. Покращення точності компенсації в двадцятисемипараметричній моделі за рахунок урахування податливості з'єднання №1 свідчить про те, що перше з'єднання робить істотний внесок у відхилення кінцевого ефектора за умови багатонапрявного навантаження через значне плече сили.

Графічне порівняння рівня компенсації похибок податливості для результуючого зміщення та для компонент у напрямках x , y і z наведено на рис. 2.9. Це підтверджує, що ефективність компенсації моделі є майже рівномірною та відносно вищою в напрямі Z . Гістограми розподілу залишкових похибок податливості для тестових даних, наведені на рис. 2.10, 2.11 і 2.12, показують, що похибка позиціонування після компенсації для різних моделей є незміщеною та має близький до нормального розподіл.

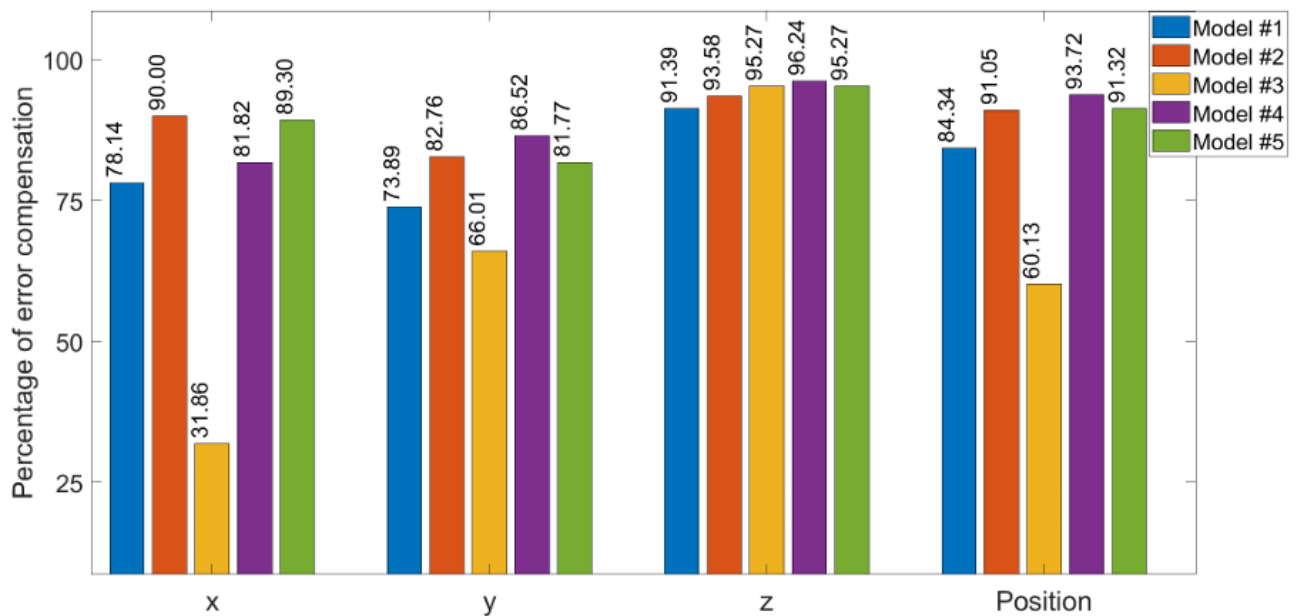


Рис. 2.9. – Відсоток компенсації похибки податливості для запропонованих та наявних моделей

В1: До калібрування

Модель №1: модель жорсткості з урахуванням податливості з'єднань

Модель №2: дев'ятипараметрична модель (з урахуванням податливості з'єднань і ланок)

Модель №3: повнопараметрична модель (26 параметрів) з використанням тестових даних за горизонтального та гравітаційного навантаження

Модель №4: повнопараметрична модель (26 параметрів) з використанням тестових даних лише за гравітаційного навантаження

Модель №5: повнопараметрична модель (27 параметрів) з використанням тестових даних за горизонтального та гравітаційного навантаження

2.7. Дослідження можливості використання методики для інших роботів з послідовною компоновкою

Важливим аспектом калібрування роботів є можливість використання параметрів жорсткості, ідентифікованих під час калібрувальних експериментів для одного робота, на іншому роботі зі схожою геометрією з метою компенсації похибок податливості.

Дані про жорсткість із наукової літератури часто застосовуються в робототехнічних системах для компенсації похибок позиціювання [17, 18]. Варто зазначити, що параметри жорсткості, ідентифіковані в різних калібрувальних експериментах, можуть мати різні значення. Наприклад, у літературі наведено різні значення ідентифікованих параметрів з'єднань робота KUKA KR500 [19].

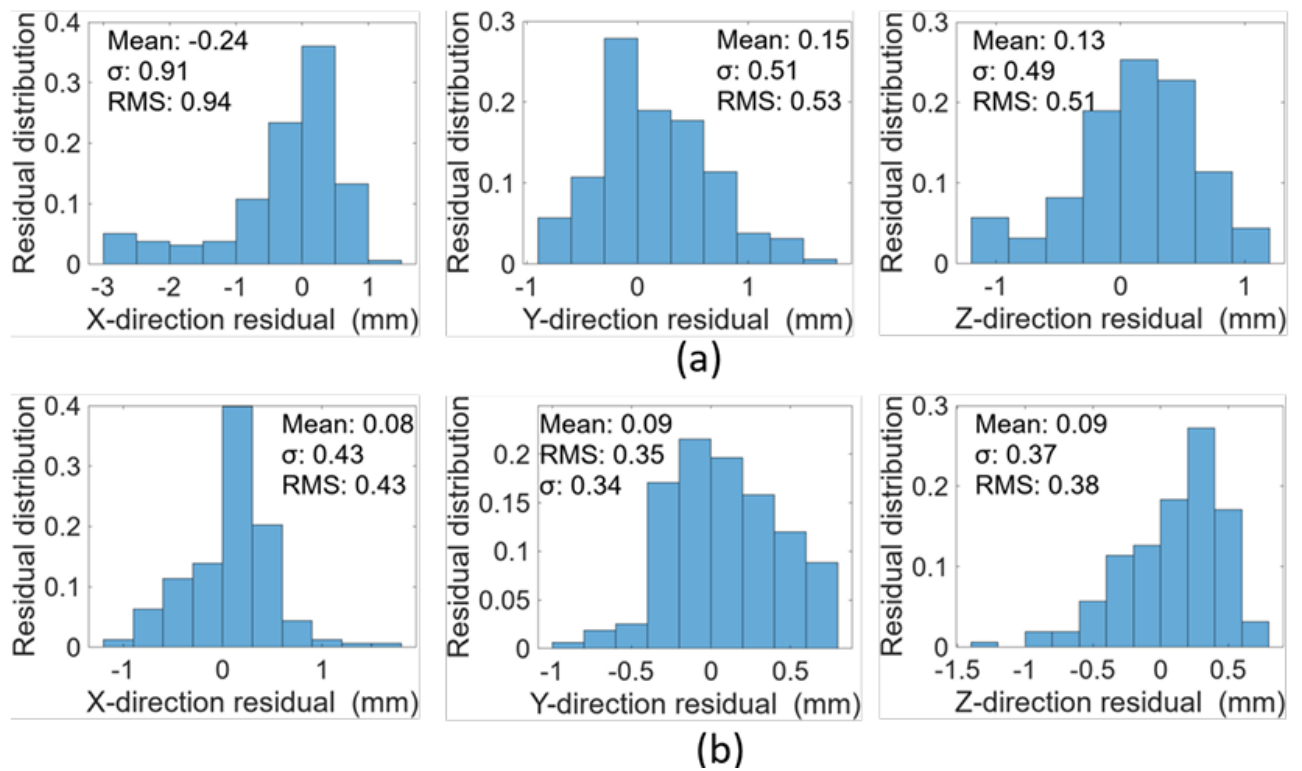


Рис. 2.10 – Гістограми розподілу похибки позиціювання після компенсації: (а) шестипараметрична модель; (б) дев'ятипараметрична модель

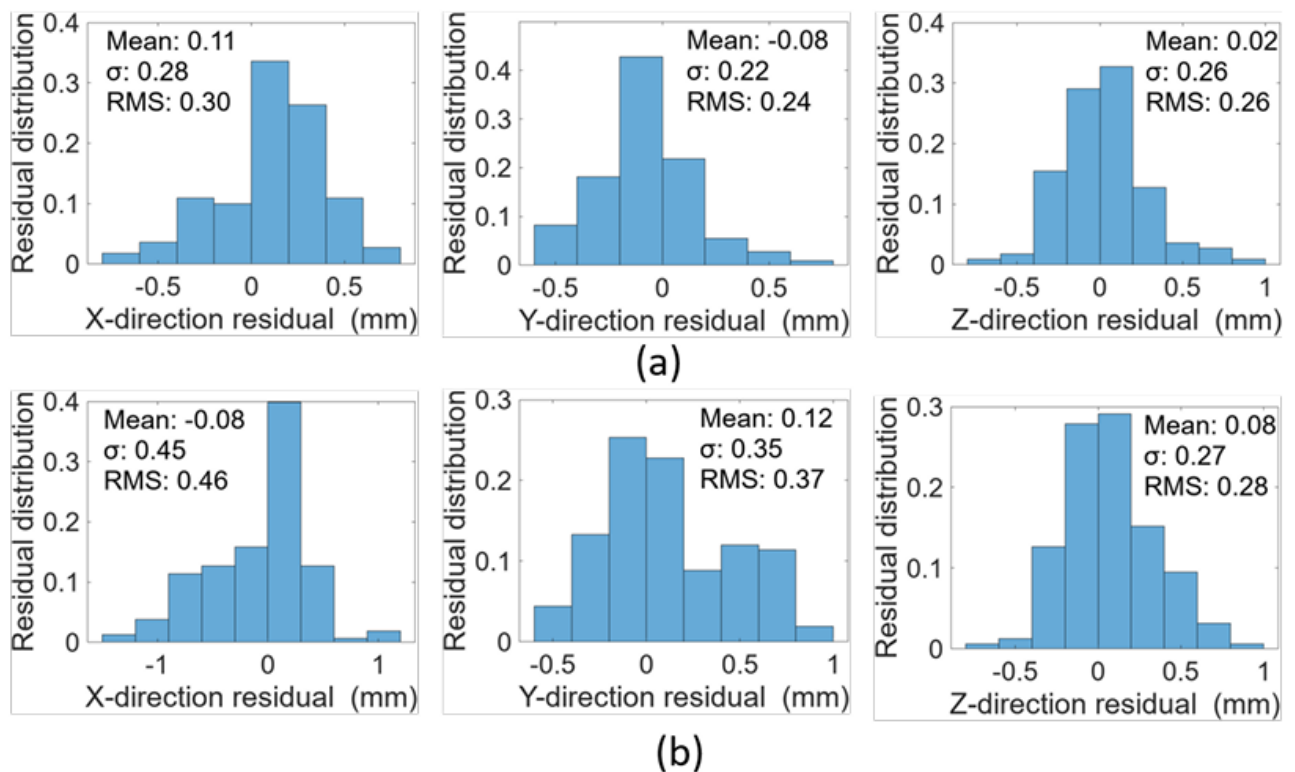


Рис. 2.11. – Гістограми розподілу похибки позиціювання після компенсації: (а) двадцятишестипараметрична модель (гравітаційне навантаження); (б) двадцятисемипараметрична модель (гравітаційне та горизонтальне навантаження)

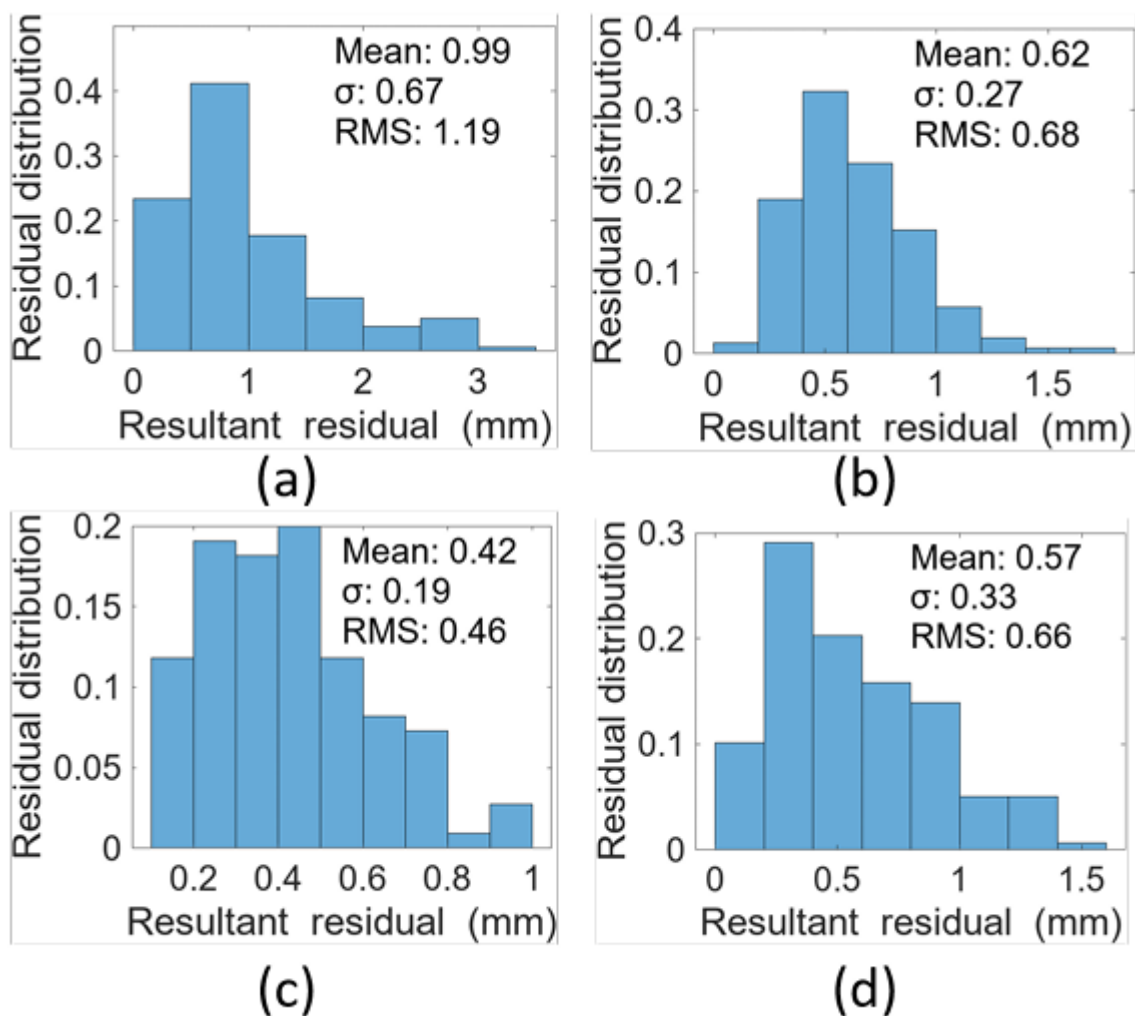


Рисунок 16 – Гістограми розподілу результуючої похибки позиціювання після компенсації: (а) шестипараметрична; (б) дев'ятипараметрична; (в) двадцятишестипараметрична (гравітаційне навантаження); (г) двадцятисемипараметрична модель (гравітаційне та горизонтальне навантаження)

Різні чинники, такі як модель жорсткості, методика та вимірювальні засоби, впливають на точність ідентифікації, серед яких модель жорсткості має визначальний внесок. Тому використання параметрів моделей з літературних джерел для різних робототехнічних застосувань є критично важливим, оскільки вони безпосередньо впливають на ефективність кінцевого технологічного процесу.

З метою перевірки сумісності параметрів було проведено експерименти на двох роботах (умовно — Робот №1 та Робот №2) з ідентичними конструктивними характеристиками, виготовлених одним виробником (ABB IRB 7600). Обидва роботи були виготовлені в один і той самий період, а термін їх експлуатації також є однаковим (1 рік).

Для оцінювання того, наскільки добре параметри жорсткості, ідентифіковані для одного робота, компенсують похибки на іншому роботі, параметри, визначені для Робота №1 (наведені в табл. 6), були застосовані до тестових даних Робота №2, після чого було проаналізовано точність прогнозування положення кінцевого ефектора Робота №2. Експеримент було проведено на Роботі №2, у результаті чого отримано загалом 293 тестові вимірювання за умов гравітаційного навантаження та 96 — за умов майже горизонтального навантаження. У табл. 9 наведено узагальнений огляд порівняння ефективності компенсації точності компенсації для двох роботів із використанням однакових параметрів жорсткості. Слід зазначити, що обидва роботи демонструють практично однакову точність позиціонування до калібрування (7,60 та 7,63 мм). Серед розглянутих моделей модель жорсткості з урахуванням податливості з'єднань показує найменший відсоток варіації похибки (9,16 %) після компенсації (від 1,19 до 1,31 мм). Це зумовлено насамперед тим, що варіація жорсткості, пов'язаної з приводними з'єднаннями, є меншою між різними роботами порівняно з жорсткістю ланок. Жорсткість ланок залежить від технології виготовлення, зокрема лиття, зварювання тощо, а також від однорідності матеріалу по всій конструкції.

Застосування запропонованої моделі, яке призводить до варіації точності на рівні близько 35 %, вважається прийнятним, з огляду на те, що точність компенсації для Робота №2 із використанням запропонованих моделей залишається кращою (1,05 мм та 1,07 мм), ніж у моделі жорсткості з урахуванням податливості з'єднань (1,31 мм). Крім того, варто підкреслити, що відсоток компенсації похибки для Робота №2 демонструє тенденцію, подібну до тієї, що спостерігається для Робота №1.

2.8. Висновки до дослідного розділу

У статті представлено моделі жорсткості з пониженим порядком для еластостатичної калібрування промислових роботів за наявності багатонапрямних сил, прикладених до кінцевого ефектора. На основі проведеного аналізу було ідентифіковано значущі параметри, що дало змогу сформулювати дев'ятипараметричну модель жорсткості. Запропоновану модель порівняно з

розширеною версією наявної моделі (27 параметрів) на прикладі промислового робота ABB IRB 7600. Запропонована дев'ятипараметрична модель змогла компенсувати 91 % похибки позиціонування за умови багатонапрямого навантаження.

Запропонована модель продемонструвала підхід до врахування параметрів податливості ланок з урахуванням кінематики робота. Показано, що за багатовісного навантаження близько 4,9 кН урахування параметрів податливості ланок підвищує точність позиціонування робота на 42,9 % порівняно з моделлю, що враховує лише податливість з'єднань. Отримане підвищення точності обґрунтовує доцільність застосування запропонованої моделі для різноманітних застосувань, таких як механічна обробка, інкрементальне формоутворення, зварювання тертям з перемішуванням, а також для процесів обробки важкооброблюваних матеріалів, що супроводжуються значними багатонапрямленими навантаженнями та в яких жорсткі вимоги до точності є критично важливими.

Отримані параметри жорсткості виявилися сумісними під час випробувань на іншому роботі з аналогічними технічними характеристиками. Ефективність компенсації моделей демонструвала тенденцію, подібну до результатів для вихідного робота, однак для другого робота спостерігалися більші залишкові похибки. Це спостереження має практичне значення має практичні наслідки для проектування промислових роботів. Узагальнюючи, основні внески цієї роботи полягають у такому:

1) Порівняно з попередніми дослідженнями, у цій роботі кількісно оцінено значущість як параметрів жорсткості ланок, так і параметрів жорсткості з'єднань на основі їх зваженого внеску у відхилення кінцевого ефектора. Під час ідентифікації значущих параметрів враховано конфігурацію робота. Крім того, запропоновано підхід до класифікації параметрів за їхньою значущістю з урахуванням багатонапрямлених навантажень, що імітують різні прикладні сценарії.

2) Отримана дев'ятипараметрична модель жорсткості є практично ідентифікованою та має чіткий фізичний зміст порівняно з параметрами, наведеними в попередній роботі [14].

3) Проведено дворівневу валідацію на основі експериментів на промисловому роботі ABB IRB 7600 із вантажопідіймальністю 500 кг, а також на іншому роботі того самого виробника та з аналогічними технічними характеристиками, що підтверджує придатність запропонованої моделі у поєднанні з експериментальною методикою.

4) Порівняльне дослідження запропонованих і наявних моделей показало, що введення трьох додаткових параметрів, пов'язаних з ортогональною пружністю ланок, дає змогу підвищити точність позиціонування робота. Це спостереження надає орієнтири для вибору калібрувальних моделей жорсткості в майбутніх дослідженнях робототехнічних застосувань.

5) Запропоновано експериментальну методику, придатну для ідентифікації розробленої моделі, яка забезпечує інтуїтивно зрозумілий зв'язок між експериментальною процедурою та отриманими результатами, тобто оціненими параметрами.

КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ МАНІПУЛЯТОРА

3.1.Опис конструкції і принцип дії маніпулятора

Універсальний електромеханічний маніпулятор складається з двох частин ПР (маніпулятора) і пристрою керування ЕОМ. Маніпулятор з шістьма ступеннями рухомості (рисунок 3.1) працює в антропоморфній системі координат. Ланки якого з'єднуються одна з іншою в вузлах. Кожна пара, яка складається з ланки вузла, утворює одну ступінь рухомості.

Через центри вузлів проходять осі координат, навколо яких обертаються ланки. Передавання обертального руху на ланки здійснюється через хвильові редуктори.

Для керування рухом маніпулятора необхідно постійно контролювати положення і швидкість руху ланок. Для контролю рухом встановлюються імпульсні датчики

Маніпулятор складається з ланок:

1. Основа
2. Поворотна плита
3. Важіль основний
4. Важіль допоміжний
5. Плече
6. Кутник
7. Кронштейн
8. Скоба
9. Захватний пристрій

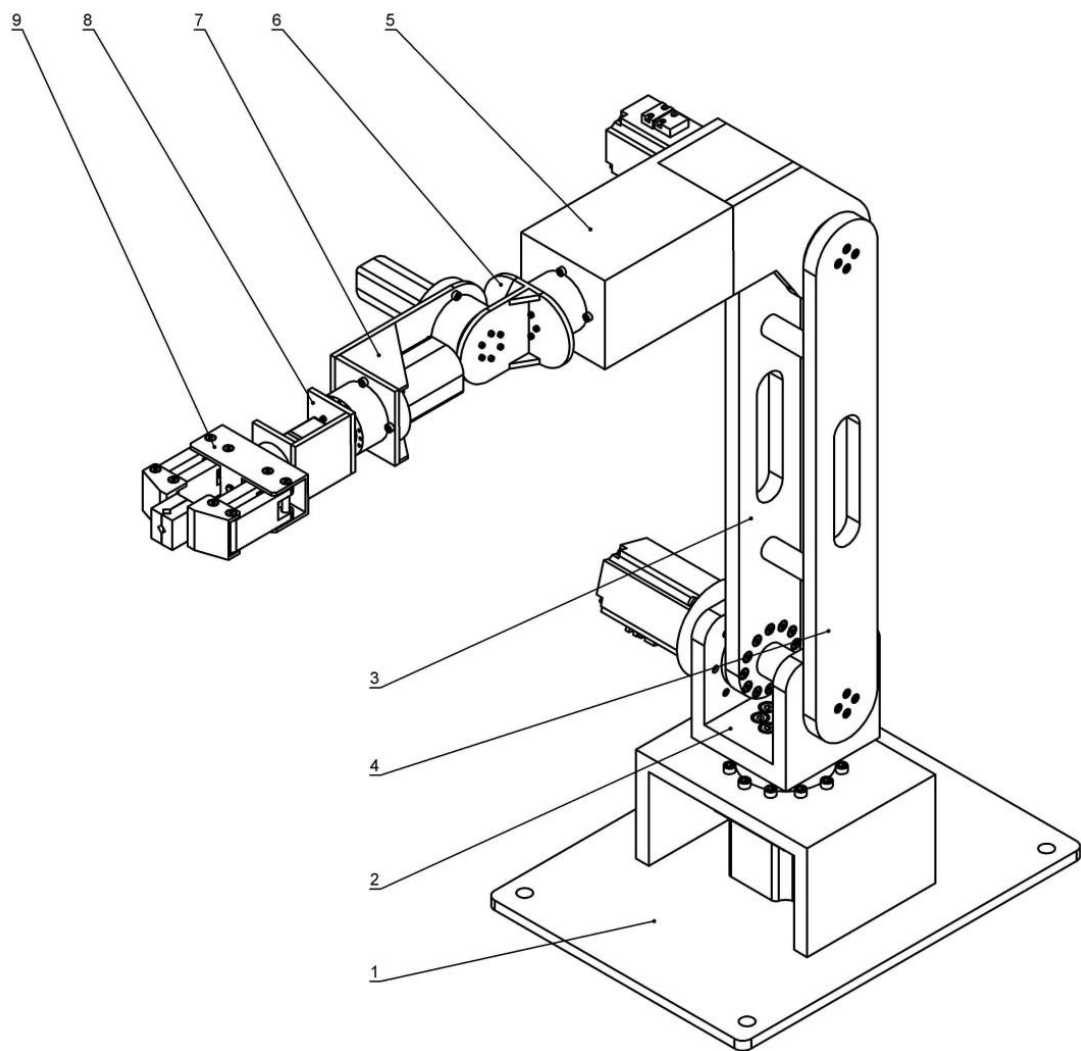


Рис.3.1 Універсальний електромеханічний маніпулятор

Першу ступінь рухомості забезпечує поворотна плита маніпулятора, другу – важіль, третю – плече, четверту – кутник, п’яту – кронштейн, шосту – скоба. Маніпулятор має три системи координат, по відношенню до яких він рухається: узагальнену, базову (основну) і систему координат інструмента.

Узагальнена система координат пов’язана з осями координат вузлів. Базова система координат складається з трьох взаємоперпендикулярних осей X , Y , Z , які пересікаються в плечі маніпулятора. Базова система координат не рухається при переміщенні ланок. Три осі системи координат інструмента пересікаються у кутнику і рухаються з скобою при русі маніпулятора.

3.2 Вибір редукторів

Хвильові редуктори, що випускаються компанією Harmonic Drive (Німеччина), займають заслужене місце на ринку високопродуктивних рішень для систем електроприводу з високими вимогами до параметрів. Відсутність люфту, висока точність передачі руху, компактність, наявність порожнього вала і висока надійність дозволяють застосовувати хвильові редуктори Harmonic Drive (рис.2.2) в самих різних областях техніки. Серед типових областей застосування можна назвати приводу високоточних верстатів і обробних центрів, промислові та Андроїдні роботи, технологічне обладнання для різних галузей промисловості, телекомунікаційне й оптичне обладнання, авіаційну і космічну промисловість[5].

Серії редукторів CSG і SHG виконані на основі установчого комплексу підвищеної продуктивності, завдяки чому їх продуктивність вища на 30% в порівнянні з серією CPU, а крім того, вони мають збільшений термін служби (на 40%). Серія SHG випускається в одному розмірі (65, діаметр 284 мм) і має порожнистий вал великого діаметру. Серія CSG, навпаки, випускається в широкому ряді габаритів: від 14 до 65 і не має полого вала.



Рис.3.2.Редуктор

Редуктори в зборі включають в себе інсталяційний комплект разом з інтегрованим вихідним підшипником. Потужний передньо навантажений вихідний підшипник забезпечує високий допустимий згинальний момент і високу

жорсткість на вигин. Це, як правило, позбавляє від необхідності примінити додатковий підшипник і дозволяє отримати відмінне співвідношення ціни та якості вирішення в компактній конструкції.

У стандартних виконань готові редуктори Harmonic Drive поставляються з консистентним мастилом на весь термін служби і, таким чином, не вимагають періодичного обслуговування. Готові редуктори серії CPU доступні в трьох різних виконаннях. У порівнянні з готовими редукторами серії HFUC і CSG, серія CPU має вихідний підшипник більшого розміру, який одночасно грає роль корпусу редуктора. З усіх серій редуктори CPU демонструють меншу биття і мають кращу точність.

3.3. Вибір матеріалу для виготовлення деталей

Для виготовлення деталей для даного маніпулятора приймаємо матеріал сталевого листового прокату ГОСТ 16523-89, ГОСТ 14637-89.

Лист гарячекатаний звичайної якості виготовляється з тонколистової сталі (товщина 0,5 мм - 3,9 мм) ГОСТ 16523-89 і товстолистової сталі (товщина 4 мм - 160 мм) ГОСТ 14637-89[6].

Сортамент листа ст3 відповідає ГОСТ 19903-74, хімічний склад сталі - ГОСТ 380-88.

Гарячекатаний лист товщиною 2 мм, 2,5 мм, 3 мм, лист 4-6 мм, 8-10 мм, 12 мм, 14-16 мм, 18 мм, 20-32 мм, 35 мм, 36 мм, 40 мм, 45 мм, 50 мм, 60 мм, 65 мм, 70 мм, 80 мм, 90 мм, 103 мм марки стали 3СП/ПС, стали 09Г2С-12; лист товщиною від 4 мм до 50 мм марки стали 45.

При виробництві гарячекатаного сталевого листа метал спочатку розжарюється, а потім деформується за допомогою спеціальних прокатних станів шляхом прокатування. Холодна прокатка забезпечує рівномірну товщину листа, а також підвищує його властивості шляхом наклепу поверхні.

Наклеп утворюється в результаті зміни структури сталевого листа. Зерна металу при пластичній деформації листа металу витягуються і орієнтуються вздовж напрямку пластичної течії металу осями найбільшої міцності. Металевий лист набуває різні властивості вздовж і впоперек, тобто по довжині і по ширині сталевого листа. При великих ступенях пластичної деформації всі зерна металу

практично однаково орієнтовані в структурі сталевого листового прокату. Пластична деформація при прокаті сталевого листа викликає зміцнення металу - наклеп чи інакше нагартровка.

Гарячекатаний і холоднокатаний лист використовується в машинобудуванні, будівництві, добувної промисловості та інших галузях. Власне область застосування і визначає вимоги до листового металу. Для виготовлення виробів методом штампування використовується листовий метал: лист холоднокатаний, лист гарячекатаний, рулон холоднокатаний, оцинкована сталь в рулонах та аркушах.

3.4. Попередній розрахунок вала

Механічні характеристики матеріалу: для сталі 45 нормалізованої границя текучості $\sigma_T = 360$ МПа; границя міцності $\sigma_B = 600$ МПа; допустиме напруження згину можна прийняти заниженим з тим, щоб можна було обмежитись тільки розрахунком на статичну міцність і не виконувати досить громіздкий розрахунок на жорсткість – $[\sigma_{зг}] = 50 \dots 60$ МПа; допустиме напруження кручення для орієнтовного розрахунку можна прийняти $[\tau_{кр}] = 25$ МПа [7].

Орієнтовно діаметр вихідного кінця валу знаходимо із умови міцності на кручення за формулою

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{1,1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 6 \text{ мм.} \quad (3.1)$$

За стандартним рядом розмірів приймаємо $d_v = 6$ мм.

Попереднє опрацювання конструкції полягає в орієнтовному прийнятті його конструктивної форми і розмірів ділянок під посадку деталей, які на ньому встановлюються.

Приймаємо:

$d_{пл} = 30$ мм – діаметр валу під підшипник;

$B_1 = 16$ мм – ширина підшипника;

$l_1 = 60$ мм – відстань між опорами;

$l = 80$ мм – загальна довжина вала.

3.5. Розрахунок вала на кручення

На кручення розраховуються вали, які передають тільки крутний момент, а також вали, що передають крутний момент при незначних за величиною напруженнях від згинальних моментів. Такі випадки мають місце, наприклад, при розрахунку швидкохідних валів передач порівняно невеликої потужності.

Умова міцності на кручення:

$$\tau_k = \frac{T}{W_k} = \frac{T}{0,2 d^3} \leq [\tau_k] \quad (3.2)$$

де τ_k – розрахункове напруження кручення в перерізі вала;

T – крутний момент у перерізі вала;

$W_k = 0,2 d^3$ – полярний момент опору перерізу вала для круглого вала діаметром d суцільного перерізу;

$[\tau_k] = 0,5 [\sigma_{zg}]$ – допустиме напруження при крученні для вала; $[\sigma_{zg}]$ – допустиме напруження згину для вала.

Рівняння використовується для перевірного розрахунку валів на кручення, з нього одержимо формулу для проектувального розрахунку:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau_k]}} \dots\dots\dots (3.2.3)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{1,10 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 6$$

$$\tau_k = \frac{1,10 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 6^3} = 25 \leq [\tau_k]$$

Розрахунок валів на кручення використовують іноді як попередній. Після нього вал розраховують на статичну міцність – спільнудію згину і кручення, та на опір втоми.

При попередньому умовному розрахунку валів тільки на кручення наявність неврахованих напружень згину компенсується заниженими значеннями дотичних напружень. Для сталевих валів можна прийняти $[\tau_k] = 20 \dots 25$ МПа.

3.6. Розрахунок вала на опір втоми.

Розрахунок валів на опір втоми є перевірочним, і виконується після

попереднього розрахунку, коли відомі розміри вала і визначена їх конструкція. При розрахунку на опір утоми враховуються всі основні фактори, що впливають на міцність валів (характер зміни напружень, статичні та втомнісні характеристики матеріалів, концентрація напружень, масштабний фактор, стан поверхні і поверхневе зміцнення).

Розрахунок на опір утоми полягає в тому, що для кожного приблизно небезпечного перерізу визначають дійсний коефіцієнт запасу міцності s і порівнюють його з допустимим значенням цього коефіцієнта $[s]$.

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (3.4)$$

де s_σ і s_τ – коефіцієнти запасу міцності відповідно при згині та крученні.

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{K_d K_v} + \psi_\sigma \sigma_m}; \dots \dots \dots (3.5)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{K_d K_v} + \psi_\tau \tau_m}; \quad (3.6)$$

де σ_{-1} , τ_{-1} – границі витривалості відповідно при згині і крученні, при симетричному циклі навантаження;

σ_a , τ_a – амплітуда напружень циклів відповідно при згині та крученні;

σ_m , τ_m – середні напруження циклів відповідно при згині та крученні;

K_σ , K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень відповідно при згині та крученні; тут $K_\sigma = 1,75$; $K_\tau = 1,5$

K_d , K_v – коефіцієнти впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу (масштабний фактор) і стану поверхні валу; тут $K_d = 0,79$; $K_v = 0,85$

ψ_σ , ψ_τ – коефіцієнти чутливості до асиметрії циклу напруження відповідно при згині та крученні, тут $\psi_\sigma \approx 0,15$; $\psi_\tau \approx 0,1$ $\tau_{\max} = 1,3$

Значення K_σ , K_τ , K_d , K_v , ψ_σ , ψ_τ наводяться в довідниках.

Значення границь витривалості σ_{-1} і τ_{-1} визначають за формулами:

– для вуглецевої сталі при згині

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,45) \sigma_B ;$$

$$\sigma_{-1} = 0,45 \sigma_B = 0,45 \cdot 600 = 270 \text{ МПа};$$

– для сталі при крученні

$$\tau_{-1} = 0,25 \sigma_B ,$$

$$\tau_{-1} = 0,25 \sigma_B = 0,25 \cdot 600 = 150 \text{ МПа}.$$

де σ_B – границя міцності матеріалу вала

$$\sigma_m = \sigma_p = T / \frac{\pi d_{\text{ш}}^3}{4} = \frac{4 \cdot 1,10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20^3} = 3,5$$

МПа – середнє значення нормального напруження;

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W_{\text{нетто}}} \text{ – амплітуда нормальних напружень,}$$

$$\text{де } W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d_{\text{ш}}^3}{32} - \frac{b t (d_{\text{ш}} - t)^2}{2 d_{\text{ш}}} = \frac{3,14 \cdot 20^3}{32} - \frac{20 \cdot 6 \cdot (20 - 6)^2}{2 \cdot 20} = 7430 \text{ мм}^3$$

осьовий момент з урахуванням шпонкового пазу ($b=20$ мм, $t=6$ мм).

$$\text{Тоді} \quad \sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W_{\text{нетто}}} = \frac{151 \cdot 10^3}{7430} = 20,3 \text{ МПа};$$

$\psi_{\sigma} \approx 0,15$ при ($\sigma_B = 350 \dots 600$ МПа) – коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу напруження при згині.

$$s_{\sigma} = \frac{270}{\frac{1,75 \cdot 0,203}{0,79 \cdot 0,85} + 0,15 \cdot 3,5} = 5,01;$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2 W_{\text{нетто}}} \text{ – амплітуда тангенціального напруження;}$$

$$W_{\rho \text{ нетто}} = \frac{\pi d_{\text{ш}}^3}{16} - \frac{b t (d_{\text{ш}} - t)^2}{2 d_{\text{ш}}} = \frac{3,14 \cdot 20^3}{16} - \frac{20 \cdot 6 \cdot (20 - 6)^2}{2 \cdot 20} = 15280 \text{ мм}^3$$

полярний момент з урахуванням шпонкового пазу ($b=20$ мм, $t=6$ мм).

$$\text{Тоді} \quad \tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2 W_{\text{нетто}}} = \frac{1,10 \cdot 10^3}{2 \cdot 15280} = 3,6 \text{ МПа}.$$

$\psi_{\tau} \approx 0,1 \tau_{\max} = 1,3$ – коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу напруження та крученні.

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau} \tau_a}{K_d K_v} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{150}{\frac{1,5 \cdot 3,6}{0,79 \cdot 0,85} + 1,3 \cdot 3,6} = 11,8.$$

Загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності:

$$s = \frac{2,7 \cdot 6,54}{\sqrt{2,7^2 + 6,54^2}} = 4,6 > [s] = 1,5 \dots 2,5,$$

тобто втомна міцність забезпечена.

Якщо в результаті розрахунку умова $s \geq [s]$ не виконана, необхідно змінити конструкцію: знайти кращі форми валу у небезпечному перерізі з метою зменшення значення K_{σ} , застосувати зміцнення з метою підвищення механічних характеристик матеріалу, збільшити розміри деталі в розрахунковому перерізі з метою зменшення напружень $\sigma_{\max}$, $\tau_{\max}$ і т. д. Те чиіншерішення приймається на основі техніко-економічного обґрунтування. Після цього знову визначають коефіцієнт запасу міцності. Такимчином, послідовниминаближеннямивстановлюютьнеобхіднувідповідністьміжрозрахунковими і допустимими значеннямикоефіцієнтів запасу міцності.

3.7. Матеріали для виготовлення опор.

Основними матеріалами для кілець і тіл кочення підшипників є кулькопідшипникові високовуглеродисті хромисті сталі ШХ15 і ШХ15СГ. Число в позначенні марки вказує на середній склад хрому в десятих долях відсотків. Середній склад вуглеводу 1-1,1%. Сталь ШХ15СГ містить також кремній і марганець.

Широко застосовуються також цементуємі леговані сталі 18ХГТ і 20Х2Н4А.

Твердість кілець і роликів (окрім витих і довгих циліндричних) зазвичай HRC 60 – 65, кульок HRC 62 – 66.

Для роботи в умовах високої температури використовують теплостійкі сталі 95Х18, ЭИ347Ш и інші. При потребі не магнітності – берилієву бронзу.

Сепаратори масових підшипників виготовляють із м'якої вуглеводистої сталі методом штампування; для високошвидкісних підшипників використовують

масивні сепаратори із антифрикційних бронз, анодированого дюралюмінію, металокераміки, текстоліту, пластифіцированої деревини, поліамідів; в спеціальних випадках використовують пластмасові сепаратори з металевим каркасом.

В умовах ударних навантажень і високих потреб до безшумності роботи починають застосовувати тіла кочення з пластмас. При цьому різко знижається вимоги до твердості кілець і їх можна виготовляти із легких сплавів [5].

3.8. Розрахунок підшипників кочення.

Підшипники кочення виходять з ладу в результаті поломки або ушкодження робочих поверхонь деталей підшипника. При перевантаженні підшипників може відбутися розколювання кілець і тіл кочення. Сепаратори руйнуються в результаті великого тиску з боку тіл кочення під дією відцентрових сил. У більшості випадків підшипники виходять з ладу внаслідок абразивного зношування, пластичних деформацій і втомлювального викришування робочих поверхонь. Абразивне зношування відбувається при роботі погано захищеного підшипника в середовищі, забрудненому абразивним пилом.

Пластичні деформації відбуваються внаслідок перевищення границі текучості матеріалу на поверхні контакту тіла кочення з кільцем (зазвичай при динамічних і великих статичних навантаженнях без обертання).

Втомне викришування робочих поверхонь відбувається в результаті циклічного контактного навантаження і є основною причиною виходу підшипників кочення з ладу. Зазвичай викришування починається на доріжках кочення найбільш напружених кілець: у більшості підшипників – на внутрішніх, а в сферичних – на зовнішніх. Циклічність навантаження нерухомого внутрішнього кільця приблизно удвічі вище, ніж обертового. Отже обертання зовнішнього кільця менш сприятливе. У підшипниках найчастіше обертається внутрішнє кільце.

Враховуючи викладене, підшипники кочення з частотою обертання $n > 1$ об/хв розраховують на довговічність (ресурс) з умови втомлювального викришування. Необертові підшипники кочення й обертові з частотою $n < 1$ об/хв розраховують на статичну вантажопідйомність з умови попередження

залишкових деформацій.

Розрахунок підшипників кочення на довговічність виконують по номінальній довговічності (розрахунковому терміну служби) $L_{\text{підшипника}}$. При розрахунку враховують еквівалентне динамічне навантаження F для підшипника і його динамічну вантажопідйомність C .

Еквівалентним динамічним навантаженням F для радіальних і радіально-упорних підшипників кочення називається таке умовне постійне радіальне навантаження, яке при дії на підшипник з обертовим внутрішнім і нерухомим зовнішнім кільцями забезпечує таку ж довговічність, яку даний підшипник має при дійсних умовах навантаження й обертання. Для упорних і упорно-радіальних підшипників кочення під еквівалентним динамічним навантаженням розуміють таке умовне постійне центральне осьове навантаження, яке при дії на підшипник з обертовим посадковим кільцем на валу і нерухомим у корпусі підшипника забезпечує ту ж довговічність, яку даний підшипник має при дійсних умовах навантаження й обертання.

Значення еквівалентного динамічного навантаження визначається за формулою:

– для радіальних шарикопідшипників і радіально-упорних шарико- і роликопідшипників

$$F = (XVF_r + YF_a)k_{\sigma}k_T; \quad (3.7)$$

де F_r і F_a – постійні за розміром і напрямком відповідно радіальне та осьове навантаження на підшипник;

X і Y – коефіцієнти відповідно радіального й осьового навантажень;

V – коефіцієнт обертання, що враховує, внутрішнє ($V=1$) чи зовнішнє ($V=1,2$) кільце обертається;

k_{σ} – коефіцієнт безпеки, що враховує характер навантаження на підшипник;

k_T – температурний коефіцієнт, що враховує робочу температуру нагрівання підшипника.

Динамічна вантажопідйомність C – постійне навантаження, яке підшипник може витримати протягом одного мільйона обертів без появи ознак втоми не

меншому 90% з визначеного числа підшипників, що піддаються випробуванням. При цьому під навантаженням розуміють: радіальну – для радіальних і радіально-упорних підшипників (з необертним зовнішнім кільцем) і осьову – для упорних і упорно-радіальних підшипників (при обертанні одного з кілець). Значення Сприведені в каталогах.

У результаті випробувань на утому підшипників кочення була встановлена залежність між довговічністю L , еквівалентним динамічним навантаженням F і динамічною вантажопідйомністю C :

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^p$$

де $p = 3$ для кулькових підшипників

Номінальна довговічність L (млн. об.) визначається по заданому терміну служби підшипника L_h :

$$L = 60 \cdot 10^{-6} n L_h.$$

Термін служби підшипників встановлюють у залежності від призначення машини та особливостей її експлуатації (зазвичай $L_h = 4 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^4$ год.).

Підшипники кочення вибирають з каталогу по динамічній вантажопідйомності C . При цьому повинна виконуватися умова

$$C_p \leq C_n,$$

де C_p – розрахункове значення динамічної вантажопідйомності, отримане з (3.6); C_n – паспортне значення C (наводиться в каталозі для кожного типу підшипника).

Практично навантаження обмежене статичною міцністю деталей підшипника кочення, чи так називаною статичною вантажопідйомністю, по якій підбирають підшипники при малих частотах обертання ($n < 1$ об/хв), коли число циклів навантажень мале і не викликає втомлювальних руйнувань, а також перевіряють підшипники, розраховані по динамічній вантажопідйомності.

Умова для перевірки і підбору:

$$F_0 < C_0,$$

де F_0 – еквівалентне статичне навантаження;

C_0 – статична вантажопідйомність.

Під статичною вантажопідйомністю розуміють таке статичне навантаження, якій відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення і кілець у найбільш навантаженій точці контакту, рівна 0,0001 діаметра тіла кочення. При цьому під навантаженням розуміють радіальну – для радіальних і радіально-упорних підшипників, осьову – для упорних і упорно-радіальних підшипників кочення. Значення C_0 зазначені в каталозі для кожного типорозміру підшипника.

Вихідні дані для розрахунку: навантаження на підшипники – реакції опор $R_A = 1390\text{ Н}$, $R_B = 290\text{ Н}$, крутний момент $T = 1,10 \cdot 10^3\text{ Н}$; термін служби підшипників $h = 20000$ год.;

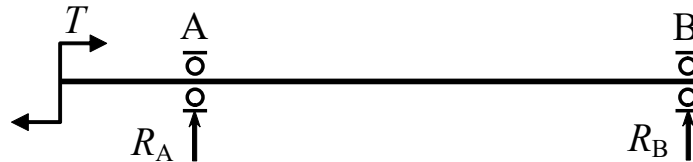


Рис. 3.3. Схема навантаження підшипників

Для даної задачі вибираємо схему установки підшипників, показану на рис. 3.3. Тут внутрішні та зовнішні кільця обох підшипників мають двобічну фіксацію на валу.

При виборі підшипників кочення треба прагнути до того, щоб підшипник, відповідаючи заданим умовам працездатності, мав при цьому мінімальні розміри, клас точності, а звідси і мінімальну вартість. Відомо, якщо $T/F_r < 0,35$, можна застосувати кульковий радіальний підшипник.

Згідно з розрахунками реакцій опор більш навантаженим є підшипник А, на який діє радіальна сила R_A і момент T . Тому розрахунок будемо проводити для опори А.

Зважаючи на значне радіальне навантаження, а також на те, що

$$T/R_A = \frac{1,10 \cdot 10^3}{1390} = 0,79 > 0,35, \quad (3.8)$$

попередньо вибираємо радіальний кульковий підшипник важкої серії 104. Для цього підшипника базова статична вантажопідйомність $C_0 = 4500000\text{ Н}$, базова

динамічна вантажопідйомність $C=93600$ Н, $n_{cp}=20000$ об/хв.

Умовою працездатності підшипника буде: $h < L_h$, де, L_h – номінальна довговічність підшипника в годинах, котра при сталому режимі роботи визначається за формулою:

$$L_h = \frac{10^6}{60 n} \cdot \left(\frac{C}{F} \right)^p. \quad (3.9)$$

Еквівалентне навантаження F для радіальних кулькових підшипників визначаємо за формулою:

$$F = (XVF_r + YF_a) k_\sigma k_t, \quad (3.10)$$

де коефіцієнт обертання $V=1$; радіальне навантаження $F_r = R_A = 1390$ Н; момент $T = 1,10 \cdot 10^3$ Н; температурний коефіцієнт $k_t = 1$ при робочій температурі менше 100°C ; коефіцієнт безпеки $k_\sigma = 1$ при спокійному навантаженні.

Для визначення коефіцієнтів радіального X та осьового Y навантаження визначимо відношення $T/C_0 = \frac{1,10 \cdot 10^3}{4500000} = 0,00024$ вибираємо параметр осьового навантаження $e = 0,32$.

Потім за співвідношенням $\frac{T}{VF_r} = \frac{1,10 \cdot 10^3}{1 \cdot 1390} = 0,79 > e = 0,32$ приймаємо

$X = 1; Y = 0$.

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник $F = R_A = 1390$ Н.

Розрахункова довговічність підшипника показник степеня для кулькових підшипників $p=3$

$$L_h = \frac{10^6}{60 n} \cdot \left(\frac{C}{F} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 20000} \cdot \left(\frac{93600}{1390} \right)^3 = 25440 \text{ год} > h = 20000 \text{ год}.$$

Отже вибраний підшипник 104 ГОСТ 8338-75 задовольняє умову працездатності.

Розділ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО МАНІПУЛЯТОРА ТИПУ «РУКА»

4.1. Загальні вихідні дані

Метою кваліфікаційної роботи є проектування та дослідження функціональних можливостей електромеханічного маніпулятора типу «рука». На даному етапі, заміна застарілого вітчизняного маніпулятора (обраного нами у якості бази для порівняння при розрахунках показників економічної ефективності), на відміну від якого новий маніпулятор має ряд переваг, зокрема, значно більшу продуктивність обробки. Придбання австрійського аналогу верстата паралельної структури вимагає значних витрат на його придбання, транспортування та митне оформлення.

Загальні вихідні техніко-економічні показники базового та нового верстатів зведені до табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Загальні вихідні техніко – економічні показники

№ п/п	Показники	Одиниця	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1.	Програма виробництва верстатів	шт./рік	-	5
2.	Програма виробництва деталей у конкретного споживача	шт./рік	10000	10000
3.	Штучний час обробки однієї деталі	хв.	4,41	2,0
4.	Маса верстата	кг	3200	50
5.	Площа яку займає верстат	м ²	6,161	1
6.	Встановлена потужність електродвигунів	кВт	8	0,5
7.	Категорія ремонтної складності:			
	а) механічної частини	УРО	8	10
	б) електричної частини	УРО	6	9,5
8.	Розряд роботи:			
	а) верстатника	розряд	3	4
	б) наладчика	розряд	4	4
9.	Оптова ціна базового верстата	грн.	756100	-

4.2 Конструкторська підготовка виробництва

4.2.1 Встановлюю етапи конструкторської підготовки виробництва:

- технічне завдання;
- технічна пропозиція;
- ескізний проект;
- технічний проект;
- робочий проект.

4.2.2 Встановлюємо групу новизни та складності верстата, який конструюється [7, дод.1]. Він має IV групу новизни і IV групу конструкторської складності.

4.2.3 Визначаємо кількість деталей, які підлягають розробці, диференціюючи їх за видами. За допомогою коефіцієнтів переводу [7, дод.2] деталі різних видів переводимо в «умовні деталі».

4.2.4 Трудомісткість технічного і робочого проектів визначаємо як добуток відповідної загальної кількості «умовних деталей» на трудомісткість однієї умовної деталі [7, дод.3] в залежності від групи новизни та складності проектного верстата.

4.2.5 Трудомісткість технічного завдання, технічної пропозиції, ескізного проекту визначаємо відповідно групі новизни і складності верстата [7, дод.3].

4.2.6 Використовуючи дані трудомісткості етапів робіт конструкторської підготовки виробництва, розроблюємо сітьовий графік, який дозволяє організувати процес проектування так, щоб виконати його в найкоротший термін (розд. 4.7).

4.2.7 Після визначення трудомісткості робіт розраховуємо витрати на конструкторську підготовку виробництва.

4.2.8 Всі отримані результати зводимо до табл. 4.2.

Розрахунок трудомісткості та витрат на конструкторську підготовку виробництва

№ п/п	Показники та етапи робіт	Одиниця	Технічне завдання	Технічна пропозиція	Ескізний проєкт	Технічний проєкт	Робочий проєкт	Всього
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Група новизни	гр.	4	-	-	-	-	4
2.	Група складності	гр.	4	-	-	-	-	4
3.	Кількість деталей × коефіцієнт переводу в "умовні деталі":	шт.	-	-	-	-	-	-
	б) литих та зварних, які не є корпусними	-	-	-	-	12×2	12×4	
	в) оригінальних, які не є литими та корпусними	-	-	-	-	56×1	56×1	-
	г) використаних з іншого виробу	-	-	-	-	2×0,5	2×0,5	-
	д) уніфікованих у вузли	-	-	-	-	4×7	4×3,5	-
	е) стандартних нормалізованих	-	-	-	-	272×0,15	272×0,15	-
	є) покупних деталей та виробів	-	-	-	-	21×0,15	21×0,15	-
4.	Кількість умовних деталей	шт.	-	-	-	153	163	-
5.	Норма на умовну деталь	н-год	-	-	-	5,8	7	-
6.	Трудомісткість етапу робіт	н-год	45	270	440	887,4	1141	2783,4
7.	Середньогодинна заробітна плата конструктора	грн./год.	113,25	102,66	97,54	98,79	90,86	
8.	Зарплата основна (З _о)	грн.	5096,3	27718,20	42917,60	87666,25	103671,3	267069,6
9.	Зарплата додаткова (З _д): 10% від З _о	грн.	509,63	2771,82	4291,76	8766,62	10367,13	26706,96
10.	Єдиний соціальний внесок: 22,0% від (З _о +З _д)	грн.	1233,3	6707,80	10386,06	21215,23	25088,44	64630,83
11.	Витрати на відрядження: 5% від З _о	грн.	254,81	1385,91	2145,88	4383,31	5183,56	13353,48
12.	Накладні витати: 45% від З _о	грн.	2293,3	12473,19	19312,92	39449,81	46652,07	120181,3
13.	Всього вартість проєкту	грн.	9387,3	51056,92	79054,22	161481,2	190962,5	491940,0

4.3 Технологічна підготовка виробництва

4.3.1 Технологічну підготовку виробництва здійснюємо відповідно до вимог «Єдиної системи технологічної підготовки виробництва», яка встановлює такі етапи:

- технологічний контроль креслень, їх налагодження та розмноження;
- розробка техпроцесів: виготовлення деталей та складання вузлів;
- конструювання спеціального оснащення та нестандартних засобів механізації та автоматизації;
- виготовлення спеціального оснащення та нестандартних засобів механізації та автоматизації;
- перепланування та переустановлення обладнання.

Перш ніж починати визначення трудомісткості і витрат на технологічне проектування, було проведено аналіз технологічності конструкції і визначено перелік тих етапів, які слід включити до технологічної підготовки виробництва даного об'єкта.

4.3.2 Трудомісткість технологічної підготовки виробництва визначаємо в такій послідовності.

В залежності від кількості деталей та вузлів різної технологічної складності і на підставі диференційованих норм часу визначаємо трудомісткість проектування технологічних процесів виготовлення деталей і складання вузлів.

Трудомісткість останніх етапів робіт технологічної підготовки виробництва визначаємо у відсотках від трудомісткості проектування технологічних процесів обробки деталей та складання вузлів.

4.3.3 Після визначення трудомісткості виконання етапів робіт з технологічної підготовки виробництва визначаємо вартість проекту $B_{пт}$.

4.3.4 Всі отримані результати зводимо до табл.4.3

Витрати на технологічну підготовку

№ п/п	Показники та етапи робіт	Одиниця	Кількість	Кількість нормо-годин на одиницю	Загальна кількість нормо годин	Середньогодинна зарплата технолога	Зарплата основна З _о , грн.	Додаткова зарплата З _д , 10% від З _о , грн.	Відрахування у соціальні фонди 22% від (З _о +З _д)	Накладні витрати 55% від З _о , грн.	Загальна вартість
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	Технологічний контроль креслень, їх відладка та розмноження	нормо-год.			32,5	105,6	3433,30	343,33	830,86	1888,32	6495,80
2	Розробка техпроцесів виготовлення деталей:										
	а) загальна кількість деталей	шт.	68		686		65714,6	6571,5	15902,9	36143,1	124332,1
	б) в т.ч. за групами технологічної складності: I		20	4,5	90	83,93	7553,70				
	II		30	9	270	83,93	22661,1				
	III		16	17	272	106,2	28894,6				
	IV		2	27	54	122,3	6605,28				
3	Розробка технологічного процесу складання верстата VII групи складності	шт.	1	31,8	31,8	122,3	3889,8	388,98	941,33	2139,38	7359,46
4	Інші витати	нормо-год.			44,8	83,93	3760,1	376,01	909,94	2068,04	7114,04
5	Всього вартість проекту				795,1		76797,8	7679,8	18585,1	42238,8	145300,0

4.4 Визначення собівартості та оптової ціни проектного верстата

Після визначення трудомісткості виготовлення проектного верстата розраховуємо:

а) основну заробітну плату виробничих робітників:

$$З_{\text{ор}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{г}} \cdot T_i, \quad (4.1)$$

де n – кількість i -тих видів робіт;

$C_{\text{г}}$ – середньогодинна тарифна ставка робітників, які виконують i -й вид

робіт з урахуванням умов праці, грн./год.

Так, основна заробітна плата виробничих робітників на механічних роботах:

$$З_{\text{ор}}^{\text{м}} = 93,6 \cdot 92,015 = 8612,60 \text{ грн.}$$

б) витрати на утримання та експлуатацію обладнання:

$$B_{\text{o}} = \sum_{i=1}^n З_{\text{ор}_i} \cdot \frac{\Pi_{\text{пп}_i}}{100}, \quad (4.2)$$

де $\Pi_{\text{пп}_i}$ – процент витрат на утримання та експлуатацію обладнання по кожному i -му виду робіт за заводською калькуляцією.

Так, на механічних роботах:

$$B_{\text{o}} = 8612,60 \cdot \frac{322}{100} = 27732,58 \text{ грн.}$$

в) цехові витрати:

$$B_{\text{цех}} = \sum_{i=1}^n З_{\text{ор}_i} \cdot \frac{\Pi_{\text{цп}_i}}{100}, \quad (4.3)$$

де $\Pi_{\text{цп}}$ – процент цехових витрат по кожному i -му виду робіт за заводською калькуляцією.

Для механічних робіт:

$$B_{\text{цех}}^{\text{м}} = 8612,60 \cdot \frac{232}{100} = 19981,24 \text{ грн.}$$

Аналогічно виконуємо розрахунки даних статей на інших роботах, результати заносимо до табл. 4.4.

Трудомісткість виготовлення та окремі види витрат, включені до
собівартості верстата

Види робіт	Трудомісткість робіт нормо-год.	Середній розряд	Середньогодинна тарифна ставка робітників, грн./год.	Основна заробітна плата робітників $Z_{ор}$, грн.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання, B_o ,		Загально- цехові витрати $K_{цех}$	
					%	грн.	%	грн.
Зварювально-заготівельні	27,6	4	106,770	2946,85	245	7219,79	132	3889,84
Механічні	93,6	4	92,015	8612,60	322	27732,58	232	19981,24
Слюсарсько-складальні	64,8	4	92,015	5962,57	210	12521,40	142	8466,85
Фарбувальні	5	2	72,922	364,61	110	401,07	120	437,53
Пакувальні	4,2	2	67,486	283,44	110	311,79	120	340,13
Інші	38	3	82,810	3146,78	220	6922,92	140	4405,49
Всього	233,2	-	-	21316,86	-	55109,55	-	37521,09

Собівартість (повну) верстата розраховуємо за статтями витрат за допомогою отриманих на підприємстві кошторисних і звітних калькуляцій.

Розрахунок виконуємо за формулою:

$$C_{\text{вир}} = M_o + M_d + P_n + T_v - B_{\text{зв}} + E_{\text{тех}} + P_{\text{тех}} + \\ + Z_{\text{ор}} + Z_{\text{др}} + B_{\text{ес}} + B_{\text{цп}} + B_{\text{цех}} + B_{\text{зав}} + B_{\text{ін}}, \quad (4.4)$$

де M_o , M_d – відповідно витрати на основні та допоміжні матеріали, грн.;

P_n – покупні напівфабрикати та комплектуючі вироби, грн.;

Розрахунки M_o , P_n , зводимо до табл. 5.5.

Склад матеріальних витрат на верстат

№ п.п	Матеріали, покупні комплектуючі вироби	Одиниця	Витрати (шт., кг)	Ціна, грн.	Витрати на виріб, грн.
1. Основні матеріали					
1.	Трубка сталевая 10×800	шт.	1	48,00	48,00
2.	Трубка сталевая 30×100	шт.	1	145,1	145,10
3.	Лист металевий	шт.	15	515,8	7737,00
4.	Текстоліт 200×200	шт.	1	187,4	187,4
5.	Фторопласт 10×100	шт.	1	552,5	552,50
6.	Пруток калібрований 16×1500	м	1	167,7	167,70
7.	Труби квадратного профілю	м	10	37,8	378,00
8.	Інші матеріали				1241,94
Всього основних матеріалів		-	-	-	10457,64
2. Покупні комплектуючі вироби					
1.	Система ЧПУ	шт.	1	20950,00	20950,00
2.	Електродвигун Yaskawa SGMPH Sigma II	шт.	3	35530,00	106590,00
3.	Шпиндель	шт.	1	29930,00	29930,00
4.	Підшипник лінійний закритий LM16UU	шт.	6	195,00	1170,00
5.	Шків Desch 24-3m	шт.	3	238,30	714,90
6.	Пас Vando HTD 309 3m	шт.	1	783,00	783,00
7.	Кульково-гвинтова передача	шт.	3	699,00	2097,00
8.	Віброопора	шт.	3	552,0	1656,00
9.	Інші покупні				8926,00
Всього покупних		-	-	-	99623,90

B_T – транспортно-заготівельні витрати, грн.;

$B_{зв}$ – зворотні відходи, які реалізуються (віднімаються), грн.;

$E_{тех}$, $P_{тех}$ – енергія та паливо на технологічні цілі, грн.;

$Z_{др}$ – допоміжна заробітна плата виробничих робітників, грн.;

$B_{ес}$ – єдиний соціальний внесок, грн.;

$B_{щп}$ – відшкодування зносу інструмента та пристосувань цільового призначення, грн.;

$B_{зав}$, $B_{ін}$ – загальнозаводські та інші виробничі витрати, грн.;

$K_{пв}$ – позавиробничі витрати, грн.

Повна собівартість та оптова ціна верстата

№ п.п	Стаття калькуляції	Коротке позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат, сума, грн.
1.	Матеріали основні	M_o	табл. 5.5	10457,64
2.	Матеріали допоміжні	M_d	4% від M_o	418,31
3.	Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств	P_n	табл. 5.5	172816,90
4.	Зворотні відходи	$-B_{зв}$	6% від M_o	627,46
5.	Транспортно-заготівельні витрати	B_t	5% від $(M_o + M_d + P_n)$	7347,71
6.	Паливо та енергія на технологічні цілі	$P_{тех}, E_{тех}$	59,8% від M_o	12747,48
7.	Всього матеріальні витрати			203160,58
8.	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{ор}$	табл. 5.4	21316,86
9.	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{др}$	10% від $З_{ор}$	2131,69
10.	Єдиний соціальний внесок	$B_{сс}$	22,0% від $(З_{ор} + З_{др})$	5158,68
11.	Відшкодування зносу інструментів та пристосувань цільового призначення	$B_{цп}$	12,0% від $З_{ор}$	2600,66
12.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	B_o	табл. 5.4	55109,55
13.	Цехові витрати	$B_{цех}$	табл. 5.4	37521,09
14.	Загальнозаводські витрати	$B_{зав}$	221% від $З_{ор}$	47110,26
15.	Інші виробничі витрати	$B_{ін}$	4,3% від $З_{ор}$	724,77
16.	Виробнича собівартість	$C_{вир}$	Σст.1-15	374834,13
17.	Позавиробничі витрати	$B_{пв}$	1% від $C_{вир}$	3748,34
18.	Повна собівартість	$C_{пов}$	$C_{вир} + B_{пв}$	378583,0
19.	Прибуток	$П_p$	20% від $C_{пов}$	75717,0
20.	Оптова ціна верстата	$Ц_{опт}$	$C_{пов} + П_p$	454300,0

Оптову ціну верстата розраховуємо за формулою:

$$Ц_{опт} = C_{нов} + П_n, \quad (4.5)$$

де $П_n$ – нормативний прибуток, грн.:

$$П_n = \frac{P_{np} \cdot C_{нов}}{100}, \quad (4.6)$$

де P_{np} – рентабельність маніпулятора, %

$$P_n = \frac{378583 \cdot 20}{100} = 75717 \text{ грн.}$$

$$C_{ont} = 378583 + 75717 = 454300 \text{ грн.}$$

4.5 Визначення експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю продукції в базовому та проектному варіантах

Розрахунок виконуємо за формулою:

$$B_e = \sum_{i=1}^m B_i, \quad (4.7)$$

де B_z – витрати на заробітну плату основну, додаткову та єдиний соціальний внесок, грн.;

$B_{ел}$ – витрати на силову електроенергію, грн.;

$B_{дм}$ – витрати на допоміжні матеріали, грн.;

B_p – витрати на ремонт обладнання, грн.;

B_n – витрати на утримання площі, грн.;

B_a – витрати на амортизацію обладнання, грн.;

B_n – витрати на налагодження верстата, грн.

Витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування у соціальні фонди:

$$B_z = C_{zp} \cdot \frac{t_{шт}}{60} \cdot (1 + K_d) \cdot (1 + K_c), \quad (4.8)$$

де C_{zp} – середньо-годинна ставка робітника, грн.;

$t_{шт}$ – час обробки деталі, хв.;

K_d, K_c – коефіцієнти додаткової зарплати та єдиного соціального внеску відповідно.

В базовому варіанті:

$$B_z^{баз} = 82,813 \cdot \frac{4,41}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 9,173 \text{ грн.}$$

В проектному варіанті:

$$B_z^{пр} = 92,015 \cdot \frac{2,0}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 4,622 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$B_{ел} = \frac{N_y \cdot K_o \cdot K_N \cdot K_d}{\eta_m \cdot \eta_c} \cdot \frac{t_{ум}}{60} \cdot C_{ел}, \quad (4.9)$$

де N_y – установлена потужність електродвигунів верстата, кВт;

K_o – коефіцієнт одночасної роботи електродвигунів (приймають 0,65...0,8);

K_N – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю (приймають 0,5...0,8);

K_d – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів верстата за часом (приймають 0,3...0,5);

η_c – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів (приймають 0,86...0,9);

η_m – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі підприємства (приймають 0,92...0,96);

$C_{ел}$ – ціна 1 кВт/год. силової електроенергії без ПДВ, грн.

$$B_{ел}^{баз} = \frac{8 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{4,41}{60} \cdot 18,10 = 2,495 \text{ грн.}$$

$$B_{ел}^{пр} = \frac{0,5 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{2,0}{60} \cdot 8,10 = 0,070 \text{ грн.}$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$B_{ом} = \frac{M_{зв} \cdot R_m \cdot t_{ум}}{60 \cdot 100} \cdot K_n, \quad (4.10)$$

де $M_{зв}$ – годинні витрати на допоміжні матеріали на 1 УРО механічної частини всіх типів верстатів, грн.;

R_m – категорія складності ремонту механічної частини верстата, УРО;

K_n – коефіцієнт, який враховує тип виробництва (для серійного виробництва $K_n=1$).

$$B_{ом}^{баз} = \frac{78,5 \cdot 8 \cdot 4,41}{60 \cdot 100} \cdot 1 = 0,462 \text{ грн.}$$

$$B_{ом}^{пр} = \frac{78,5 \cdot 10 \cdot 2,0}{60 \cdot 100} \cdot 1 = 0,262 \text{ грн.}$$

Витрати на експлуатацію універсального різучого інструменту:

$$B_{ip} = \frac{(S_u + pS_{неп}) \cdot \gamma \cdot t_{ум}}{t_e(p+1)} K_n, \quad (4.11)$$

де S_u – первісна вартість універсального ріжучого інструменту, грн.;

p – кількість переточок ріжучого інструменту до повного зносу по лімітуючому розміру ріжучої грані [11, табл. 7.12.];

$S_{\text{пер}}$ – вартість однієї переточки, грн.;

γ – питома значення машинного часу роботи обладнання в загальному варіанті його роботи [11, табл. 7.11.];

t_e – економічна стійкість інструменту, хв. [11, табл. 7.12.];

K_n – коефіцієнт обліку втрати інструменту [11, табл. 7.12].

$$B_{ip}^{\text{баз}} = \frac{(756 + 5 \cdot 18,82) \cdot 0,7 \cdot 4,41}{90 \cdot (5 + 1)} \cdot 1,15 = 5,589 \text{ грн.};$$

$$B_{ip}^{\text{нр}} = \frac{(1109 + 5 \cdot 18,82) \cdot 0,7 \cdot 2,0}{90 \cdot (5 + 1)} \cdot 1,15 = 3,587 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$B_p = \frac{R_m \cdot P_{\text{вм}} + R_e \cdot P_{\text{ве}}}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{t_{\text{ум}}}{60}, \quad (4.12)$$

де $P_{\text{вм}}, P_{\text{ве}}$ – відповідно річні витрати на всі види ремонту на одну категорію ремонтної складності механічної та електричної частини верстата, грн./рік;

$F_{\text{дрм}}$ – дійсний річний фонд часу роботи верстата (при двозмінному режимі роботи для серійного виробництва – 3950 год.).

$$B_p^{\text{баз}} = \frac{8 \cdot 980 + 6 \cdot 750}{3950 \cdot 60} \cdot 4,41 = 0,230 \text{ грн.}$$

$$B_p^{\text{нр}} = \frac{10 \cdot 980 + 9,5 \cdot 750}{3950} \cdot \frac{2,0}{60} = 0,143 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання приміщення:

$$B_{\text{ун}} = \frac{F_o \cdot K_f \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{t_{\text{ум}}}{60}, \quad (4.13)$$

де F_o – виробнича площа, яку займає одиниця обладнання, м²;

K_f – коефіцієнт, який враховує додаткову площу (на проходи, проїзди, побутові та службові приміщення)

C – річні витрати, пов'язані з використанням 1 м² виробничого приміщення, грн./м².

$$B_{\text{уп}}^{\text{баз}} = \frac{6,161 \cdot 2,5 \cdot 520}{3950} \cdot \frac{4,41}{60} = 0,149 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{уп}}^{\text{пр}} = \frac{1,0 \cdot 4,0 \cdot 520}{3950} \cdot \frac{2,0}{60} = 0,018 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію верстата:

$$B_a = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_a}{F_{\text{орм}} \cdot 100} \cdot \frac{t_{\text{шт}}}{60}, \quad (4.14)$$

де: H_a – норма амортизації, %;

$\Phi_{\text{бал}}$ – балансова вартість верстата, грн., розраховується за формулою:

$$\Phi_{\text{бал}} = C_{\text{онт}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}} + K_{\text{ф}}), \quad (4.15)$$

де $C_{\text{онт}}$ – оптова ціна верстата, грн.;

$K_{\text{тр}}$, $K_{\text{м}}$, $K_{\text{ф}}$ – відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05...0,1), монтаж (0,04...0,06), улаштування фундаменту (0,02...0,08).

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}} = 765100 \cdot (1 + 0,08 + 0,05 + 0,06) = 910469 \text{ грн.}$$

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} = 454300 \cdot (1 + 0,08 + 0,05 + 0,06) = 540617 \text{ грн.}$$

$$B_a^{\text{баз}} = \frac{910469 \cdot 20}{3950 \cdot 100} \cdot \frac{4,41}{60} = 3,388 \text{ грн.}$$

$$B_a^{\text{пр}} = \frac{540617 \cdot 20}{3950 \cdot 100} \cdot \frac{2,0}{60} = 0,912 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків зводимо до таблиці 4.7.

Таблиця 4.7

Експлуатаційні витрати (собівартість обробки)

№ п.п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1.	Заробітна плата робітника основна, додаткова з відрахуваннями у соціальні фонди	B_z	9,173	4,622
2.	Силова електроенергія	$B_{\text{ел}}$	2,495	0,070
3.	Допоміжні матеріали	$B_{\text{дм}}$	0,462	0,262
4.	Універсальний ріжучий інструмент	$B_{\text{ін}}$	5,589	3,587
5.	Ремонт обладнання	$B_{\text{р}}$	0,230	0,143
6.	Утримання приміщення	$B_{\text{уп}}$	0,149	0,018
7.	Амортизація обладнання	B_a	3,388	0,912
8.	Загальна сума	B_e	21,486	9,614

4.6 Розрахунок показників економічної ефективності

4.6.1 Річний економічний ефект, який отримує виробник верстата, виконуємо за формулою:

$$E_{p.e} = (C_{онт} - C_{нов}) \cdot P_e - E_n \cdot K_e \quad (4.16)$$

де $C_{онт}$ – оптова ціна проектного верстату, грн.;

$C_{нов}$ – повна собівартість проектного верстату, грн.;

P_e – програма виробництва об'єктів, шт./рік;

E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, $E_n=0,16$;

K_e – додаткові капітальні витрати у виробника, грн.

$$K_e = B_{пк} + B_{пт}, \quad (4.17)$$

де $B_{пк}$, $B_{пт}$ – відповідно, вартість конструкторської та технологічної підготовки виробництва, грн.

$$K_e = 491940 + 145300 = 637240 \text{ грн.}$$

$$E_{p.e} = (454300 - 378583) \cdot 5 - 0,16 \cdot 637240 = 277000 \text{ грн.}$$

4.6.2 Річний економічний ефект, який отримує підприємство споживач:

$$E_{p.cn} = (B_e^{\delta} - B_e^n) \cdot N_{\delta} - E_n \cdot K_{cn} \quad (4.18)$$

де B_e^{δ}, B_e^n - відповідно річні експлуатаційні витрати у базовому та проектному варіанті, грн.;

N_{δ} – річна програма випуску продукції, грн.;

K_{cn} – додаткові капітальні витрати у споживача, грн.;

$$K_{cn} = \Phi_{бал}^{np} \cdot Q_{np} - \Phi_{бал}^{баз} \cdot Q_{баз} \quad (5.19)$$

де $\Phi_{бал}^{np}, \Phi_{бал}^{баз}$ - відповідно, балансова вартість проектного та базового верстатів, грн.;

$Q_{np}, Q_{баз}$ – потреба в об'єктах відповідно в проектному та в базовому варіантах для виконання річної програми випуску деталей, шт.

$$Q = \frac{N_{\delta} \cdot t_{шт}}{F_{дрм} \cdot 60 \cdot K_{вн}}, \quad (4.20)$$

де: $K_{вн}$ – коефіцієнт виконання норм часу.

В базовому варіанті:

$$Q_{\text{баз}} = \frac{10000 \cdot 4,41}{3950 \cdot 60 \cdot 1,01} = 0,18$$

Приймається 1 верстат з коефіцієнтом завантаження $\eta=0,18$.

В проектному варіанті:

$$Q_{\text{пр}} = \frac{10000 \cdot 2,0}{3950 \cdot 60 \cdot 1,01} = 0,08$$

Приймається 1 верстат з коефіцієнтом завантаження $\eta=0,08$.

$$K_{\text{сн}} = 540617 \cdot 1 - 910469 \cdot 1 = -369852 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{р.сн}} = (21,486 - 9,614) \cdot 10000 - 0,16 \cdot (-369852) = 177900 \text{ грн.}$$

4.6.3 Строк окупності додаткових капітальних вкладень у виробника:

$$T_{\text{ок.в}} = \frac{K_{\text{в}}}{(C_{\text{опт}}^{\text{пр}} - C_{\text{нов}}^{\text{пр}}) \cdot P_{\text{в}}} = \frac{637240}{(454300 - 378583) \cdot 5} = 1,7 \text{ р.}, \quad (4.21)$$

4.6.4 У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників (табл. 4.8).

Таблиця 4.8

Підсумкові техніко-економічні показники базового та проектного варіантів

№	Показники	Одиниця	Варіанти		Зміна % ($\pm$)
			Базовий	Проект	
1.	Програма виробництва верстатів	шт./рік	—	5	—
2.	Річний випуск продукції із застосуванням верстата	шт./рік	10000	10000	-
3.	Штучний час обробки виробу	хв.	4,41	2,0	-54,6
4.	Потреба у верстатах для виконання річної програми випуску деталей	шт.	1	1	-
5.	Коефіцієнт завантаження верстата	η_z	0,18	0,08	-55,6
6.	Собівартість (повна) виготовлення верстату	грн.	—	378583	—
7.	Оптова ціна верстату	грн.	765100	454300	-40,6
8.	Балансова вартість верстатів у споживача	грн.	910469	540617	-40,6
9.	Собівартість одиниці обробки з застосуванням верстату	грн.	21,486	9,614	-55,3
10	Капітальні витрати на конструкторську та технологічну підготовку виробництва	грн.	—	637240	—
11	Строк окупності додаткових капітальних витрат у виробника	років	—	1,7	—
12	Річний економічний ефект:				
	а) у виробника:	грн.	—	277000	—
	б) у споживача:	грн.	—	177900	—

Загальні висновки

Метою роботи є Дослідження функціональних можливостей електромеханічного маніпулятора типу “рука”, а саме: конструктивних, кінематичних та жорсткісних характеристик.

Для досягнення мети дослідження було вирішено такі задачі: – проаналізовано конструктивні особливості електромеханічного маніпулятора типу «рука» та класифікацію промислових роботів; розроблено конструкцію універсального електромеханічного маніпулятора типу «рука»; розроблено геометричну модель для визначення податливості та жорсткості маніпулятора; проаналізовано податливість та точність позиціонування маніпулятора; виконано техніко-економічне обґрунтування проекту електромеханічного маніпулятора типу «рука».

Виконані всі необхідні організаційно-економічні розрахунки. Річний економічний ефект від впровадження верстата автомата для обробки фаски в центральному отворі шестерні у виробництво складає: у виробника 277000 грн. і у споживача 177900 грн. , окупляться додаткові капітальні вкладення у виробника за 1,7 роки, що дозволяє зробити висновок про економічну доцільність впровадження електромеханічного маніпулятора типу «Рука» у виробництво.

Список використаних літературних джерел

1. Модульно-параметричний принцип розробки проектів шестеренних гідравлічних машин. / Апаракін А.Р. // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 51-58.
2. Валявський, І. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. / І. А. Валявський, О. В. Лисенко, І. А. Лисенко ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 281 с.
3. Shcherbyna K. Kinematics of cutting process while honing holes with a hone with variable geometry of sticks / K. Shcherbyna, A. Hrechka, V. Mazhara, T. Diachenko//Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2020. – Вип.50. – С.159-164
4. Щербина К.К. Експериментальне дослідження деформації пружно-гвинтового хона / К.К. Щербина, М.М. Підгаєцький, В.А. Мажара, А.І. Гречка, Т.В. Дяченко // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки: зб. наук. пр. – Кропивницький : ЦНТУ, 2022. – Вип. 5 (36). – Ч. 2. – С. 31-38.
5. Годунко М.О. Розробка методики силового розрахунку вертикально орієнтованого захватного пристрою / М.О. Годунко, О.А. Кислун, В.А. Мажара, В.К. Щербина, Р.А. Кравченко, В.В. Ключкін // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 27-33.
6. Годунко М.О. Дослідження можливості підвищення точності захватного пристрою робота за рахунок компенсуючої ланки затискного важеля. Годунко М.О., Мажара В.А., Кислун О.С., Щербина В.К., Писанка С.В. // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки : зб. Наук пр. – Хмельницький : ХНУ, 2024. – Вип. №3. – С. 52-56.
7. Kyrychenko A. The principle of contradiction in scientific and pedagogical research on AI (methodological aspect) / A. Kyrychenko, Z. Stezhko // Вісник Львівського університету. Серія філос.-політолог. студії. - Львів: Видавничий дім «Гельветика», 2024. – Вип. 53. – С. 78-85.

8. Апаракін А.Р. Синтез схем навантаження силових елементів кулькогвинтового гідропідсилювача з аксіальною структурою приводу / А.Р. Апаракін, П.М. Єрємін, В.А. Мажара // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. – Кропивницький: ЦНТУ, 2024. – Вип. 9 (40). - Ч. II. – С. 23-31.
19. Мажара В.А. Система автоматизованого проектування технологічного оснащення / В.А. Мажара, К.К. Щербина, А.М. Артюхов, С.А. Тененика, І.С. Шестаков // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – Вип. 54. – С. 12-23.
9. Пузирьов О.Л. Аналіз ефективності впровадження волочильного стану для підготовки заготовок з металопрокату для верстатів з ЧПК / О.Л. Пузирьов, А.І. Гречка // Технології та інжиніринг. – К.: КНТУТД, 2024. – Вип. 5 (22). – С. 71-78.
10. Кириченко А. М. Аналіз кінематики верстата з двохкоординатним механізмом паралельної структури "біпод" / А. М. Кириченко, Л. В. Ленченко, С. М. Заїка // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - Тернопіль : ТДТУ, 2008. - № 2. - С. 74-81
11. Кириченко А. М. Дослідження кінематики трьохкоординатного верстата з комбінованою структурою / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, Л. В. Ленченко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - Кіровоград : КНТУ, 2008. - Вип. 20. - С. 97-103.
12. Кириченко А. М. Визначення силових характеристик приводів обладнання з механізмами паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДПУ, 2008. - Вип. 5 (52), ч. 2. - С. 50-53.
13. Заїка С. М. Точність верстатів із плоскими механізмами паралельної структури / С. М. Заїка, А. М. Кириченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". - Суми : СумДУ, 2010. - № 4. - С. 19-23.
14. Кириченко А. М. Особливі положення плоских механізмів паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, А. М. Федотьев // Вісник

- Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДУ, 2010. - Вип. 5 (64), ч. 1. - С. 94-99.
15. Надеин В.С. Повышение точности шевингования облегающими шеверами / В.С. Надеин, М.Г. Сторчак, А.В. Кривошея, С.Н. Заика, Д.В. Грынь // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Проблемы механического привода. - Харьков : НТУ "ХПИ". - 2012. - № 35. - С. 106-112.
16. Щербина К. Динамічний аналіз кульково-клинового хону в зоні малих переміщень / Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка С., Масляніков В. // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2024. - №3 (337). - С.250-254.
17. Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка А., Масляніков В. Дослідження повздовжньої сталості пружно-гвинтового хону з гвинтовими канавками // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.493-499.
18. Щербина, К., Заїка, А., Заїка, С., Мажара, В., & Скібінський, Я. (2025). Управління точністю нарізання черв'ячних коліс збірними черв'ячними фрезами з поділенням на дві частини профілем інструментальної рейки. Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences, 349(2), 364-370.
19. Заїка, С., Заїка, А., Лисенко, О., & Скібінський, Я. (2025). Підвищення ефективності обробки отворів корпусних деталей із чавуну деформуючим протягуванням. Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences, 357(5.1), 167-174.
20. Економічні розрахунки організаційно-планові розрахунки при розробці нових виробів. – Кіровоград: КДТУ, 2001. – 36 с.
21. Планування діяльності підприємства. Методичні вказівки з використання сітєвих методів в плануванні діяльності підприємства. – Кіровоград: КДТУ, 2002. – 30 с.