Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
«____» _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за другим (магістерським) рівнем вищої освіти

на тему:

Дослідження силового навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів

Виконав здобувач вищої освіти
ІІ-го курсу групи ГМ-24М-3
ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
_____ Вячеслав СТАЦЕНКО

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА

Рецензент:
_____ _____

Кропивницький – 2026

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	другий (магістерський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	133 Галузеве машинобудування
Освітньо-наукова програма	Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММіР
_____ Андрій ГРЕЧКА

«____»_____ 2026 р.

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

Вячеслава СТАЦЕНКА
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження силового навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів

2. Керівник роботи: к.т.н., доцент Андрій ГРЕЧКА

3. Строк подання роботи до захисту 10 травня 2026 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: дослідження силового навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних для раціонального підбору двигунів приводів подачі та подальшого розв'язку задач динаміки.

Завдання:
– аналіз побудови механізмів з різними кінематичними структурами;
– вибір прототипу механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних;
– розробка схеми навантаження обраного механізму паралельної структури;
– розробка математичної моделі силового навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних;
– розрахунок силових залежностей в штангах обраного механізму паралельної структури для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки;
– розрахунок економічної ефективності від впровадження результатів роботи.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Дослідно-конструкторський	Андрій ГРЕЧКА		
Організаційно-економічний	Ірина ЖУРИЛО		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд.	12.02	вик.
2.	Огляд літературних джерел.	27.02	вик.
3.	Вибір прототипу механізму і опис конструкції.	07.03	вик.
4.	Розв'язок зворотної задачі кінематики.	12.03	вик.
5.	Розробка схеми навантаження.	19.03	вик.
6.	Розробка математичної моделі силового навантаження.	26.03	вик.
7.	Розрахунок силових залежностей в штангах механізму паралельної структури.	02.04	вик.
8.	Аналіз отриманих графіків.	09.04	вик.
9.	Розрахунок економічної ефективності.	19.04	вик.
10.	Оформлення пояснювальної записки.	29.04	вик.
11.	Оформлення презентації роботи.	01.05	
12.	Здача роботи на кафедру та перевірка на антиплагіат.	10.05	вик.

Дата видачі завдання «_____» _____ 20___ р.

Керівник роботи _____ Андрій ГРЕЧКА
(підпис)

Завдання прийнято до виконання «_____» _____ 20___ р.

Здобувач вищої освіти _____ Вячеслав СТАЦЕНКО
(підпис)

Анотація

СТАЦЕНКО Вячеслав. Дослідження силового навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів. Кваліфікаційна робота за другим (магістерським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2026. – 74 с. Матеріали презентації 9 іл.

Синтезовано схеми навантаження вихідного органу механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів. Розроблено математичні моделі розрахунку внутрішніх сил в штангах механізму. Проведено комп'ютерне моделювання впливу параметрів схем навантаження на величини внутрішніх сил в штангах механізму. Результати моделювання представлено у вигляді графіків.

Очікуваний економічний ефект складає 24254 грн.

Актуальність: вперше розроблені просторові схеми навантаження вихідного органу механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів та вперше отримано аналітичні залежності величини реакцій, що виникають в штангах приводів подачі зазначеного органу від параметрів цих схем та у його з'єднувальному підшипниковому вузлі.

Практичне значення: розв'язано зворотні кінематичні задачі для механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів, розроблено схеми навантаження вихідного органу зазначеного механізму та проведено розрахунки величин внутрішніх силових факторів, що виникають у його штангах.

Ключові слова: робот, паралельні кінематичні структури, схеми навантаження, математична модель.

Summary

STATSENKO Viacheslav. Study of the force load of a parallel structure mechanism with three linear and one rotary motion of the output member with aligned sliders. Qualification work at the second (master's) level of higher education: CUNTU, 2026.– 74 p. Presentation materials 9 il.

It is synthesized the loading schemes of the output member of a parallel structure mechanism with three linear and one rotary motion of the output member with aligned sliders. It is developed mathematical models of internal forces in the rods of the mechanism. Computer modeling of the influence of parameters of loading schemes on value of internal forces in the rods of the mechanism was carried out. The results of modeling are presented in the form of graphs.

The expected economic effect is UAH 24,254.

Topicality: For the first time, it is developed spatial load schemes of the output member of a parallel structure mechanism with three linear and one rotary motion of the output member with aligned sliders and, for the first time, analytical dependences of the magnitude of the reactions that arise in the rods of the drive for the movement of the specified organ on the parameters of these schemes and in its connecting bearing unit were obtained.

Practical significance: inverse kinematics problems solved for of a parallel structure mechanism with three linear and one rotary motion of the output member with aligned sliders, load schemes for the output member of the specified mechanism have been developed and calculations of the values of internal force factors arising in its rods were carried out.

Keywords: robot, parallel kinematic structures, loading schemes, mathematical model.

ЗМІСТ

сторінка

ВСТУП 7

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПОБУДОВИ ТРАДИЦІЙНИХ МЕХАНІЗМІВ ТА МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ. ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ РЕАКЦІЙ 10

1.1 Порівняльний аналіз побудови традиційних механізмів та механізмів паралельної структури 10

1.2 Загальні принципи розрахунку реакцій в стрижневих фермах 20

1.3 Специфічні питання розрахунку реакцій в механізмах паралельної структури 22

1.4 Мета і задачі досліджень 24

РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ 27

2.1 Опис прототипу досліджуваного механізму паралельної структури 27

2.2 Розв’язок зворотних кінематичних задач 32

2.3 Математична модель дослідження силового навантаження механізму 40

2.4 Розрахунок реакцій в штангах механізму паралельної структури 48

РОЗДІЛ 3 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ 61

3.1 Загальні вихідні дані 61

3.2 Визначення експлуатаційних витрат при застосуванні роботів 62

3.3 Розрахунок показників економічної ефективності 67

ВИСНОВКИ 69

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 71

ВСТУП

Актуальність роботи. В теперішній час технологічне обладнання, побудоване на основі паралельних кінематичних структур, має більш універсальну функціональність, ніж зразки аналогічного обладнання, побудовані на основі традиційних послідовних кінематичних структур. Свого часу важко було повірити, що робот-маніпулятор може замінити верстат. Жорсткості тодішніх конструкцій хватало хіба для забезпечення виконання неточних операцій типу фрезерування кінцевою фрезою чи свердління отворів за умови використання інструментів невеликих діаметрів. Або чи можна було уявити, що фрезерний верстат здатний виконувати високошвидкісні транспортні функції з переміщення і орієнтування деталей.

При всій складності елементної бази інформаційних систем та необхідності потужного обладнання для швидкодії спеціалізованого програмного забезпечення в режимі реального часу порівнювати конструкції технологічного обладнання аналогічного функціоналу, побудованого з використанням різного підходу до побудови кінематичних структур напряму важко. Можна стверджувати, що при степенях вільності вихідного органа механізму паралельної структури чотири і більше конструктивна складність такого обладнання мало відрізняється в порівняння зі зразками, побудованими на основі послідовних кінематичних схем. Однак механізмам паралельної структури притаманні такі переваги, як вища жорсткість, менша маса переміщуваних ланок, нижча матеріало- та енергоємність в процесі експлуатації, вищі динамічні показники. Зазначені переваги дозволяють реалізувати технологічні процеси з суттєво вищими швидкостями. Рухомість обладнання з степенями вільності більше трьох, є особливо затребуваними у сфері виконання транспортувальних операцій з необхідністю швидкої орієнтації для захвату об'єкта маніпулювання, так і його правильного розміщення в кінцевій точці траєкторії. Проте такому обладнанню притаманні певні недоліки. Окрім зазначених вище, сюди варто вілнести

малий коефіцієнт використання робочого простору. В механізмах паралельної структури вже використовуються ряд способів підвищення просторової рухомості вихідного органу. Серед них варто відзначити спосіб функціонального розділення приводів, які окремо забезпечують лінійні та кутові переміщення вихідного органа механізму.

На початкових етапах проєктування технологічного обладнання з паралельними кінематичними структурами для підвищення раціональності конструкції важливий інтерес становить питання розрахунку внутрішніх силових факторів, що напряму в подальшому впливає на визначення міцності механізму, вибір двигунів його приводів подач, а також на підбір шарнірних з'єднань механізму, які є одними зі «слабких» його місць, яких до того ж багато. Визначення силових залежностей в штангах механізмів паралельної структури є актуальним науково-технічним завданням, що має практичну цінність.

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є дослідження силового навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних для раціонального підбору двигунів приводів подачі та подальшого розв'язку задач динаміки. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– проаналізувати побудову механізмів з різними кінематичними структурами;

– обрати прототип механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних;

– розробити схему навантаження обраного механізму паралельної структури;

– розробити математичну модель силового навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних;

– розрахувати силові залежності в штангах обраного механізму паралельної структури для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки.

Додатково до поставленої мети необхідно оцінити економічну ефективність від впровадження механізму паралельної структури пропонованої конструкції.

Об'єкт дослідження – механізм паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних.

Предмет дослідження – параметри схеми навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних.

Практичне значення – розв'язано зворотні кінематичні задачі для механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів, розроблено схеми навантаження вихідного органу зазначеного механізму та проведено розрахунки величин внутрішніх силових факторів, що виникають у його штангах.

Особистий внесок – розв'язано зворотні кінематичні задачі, розроблено схеми навантаження вихідного органу механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів, розраховано величини внутрішніх силових факторів, що виникають у його штангах, та проведено їх аналіз.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ ПОБУДОВИ ТРАДИЦІЙНИХ МЕХАНІЗМІВ ТА МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ. ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ РЕАКЦІЙ

1.1 Порівняльний аналіз побудови традиційних механізмів та механізмів паралельної структури

У технологічному обладнанні використовуються різні механізми, які відрізняються за службовим призначенням, своїми технологічними і функціональними можливостями, кінематичними структурами, за принципом дії та конструктивним виконанням. Вибір та склад відповідних механізмів покликаний реалізувати основну загальну функцію технологічного обладнання – виробництво продукції визначеної якості із заданою продуктивністю. Проте, незважаючи на різноманітність свого функціонального призначення, застосовані кінематичної структури, безпосереднє конструктивне виконання механізмів, усі вони будуть мати багато загального за принципами побудови і проектування.

В наш час більшість механізмів, які застосовуються у технологічному обладнанні, будуються на традиційних підходах і принципах їх проєктування, відповідно мають свої недоліки конструкторського, технологічного й функціонального характеру, які формуються ще на етапах їх проєктування [1]. Механізми або кінематичні ланцюги з послідовним з'єднанням мають таку характерну особливість, що кінематичні показники вихідної ланки попереднього механізму збігаються з відповідними кінематичними показниками вхідної ланки наступного механізму, при цьому сили в них однакові за величиною, але протилежні за знаком. Передатне відношення сукупності таких послідовно з'єднаних механізмів дорівнює добутку передатних відношень усіх механізмів, що входять до зазначеної сукупності. Аналогічно визначаються і інші параметри механізмів, наприклад, коефіцієнт їх корисної дії.

В переважній більшості такі механізми реалізують тільки одне функціональне призначення: передача сукупності рухів і сил по одному одному кінематичному ланцюгові. Відтак для реалізації необхідної кількості функцій технологічного обладнання, а також сукупності рухів і сил необхідно використати аналогічну кількість кінематичних ланцюгів чи навіть механізмів. Схема сукупності механізмів для реалізації трикоординатного переміщення виконавчого органу у випадку послідовної структури наведена на рис. 1.1.

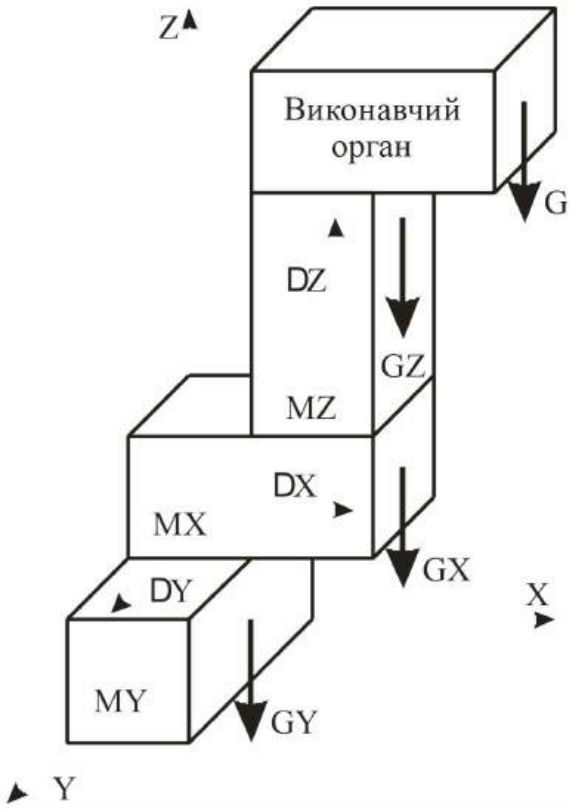


Рис. 1.1 – Блокова структура механізму три координатного переміщення виконавчого органу

Виконавчий орган та кожен складовий механізм характеризуються своєю масою G (виконавчий орган) і GX, GY, GZ (складові механізми), а також похибкою позиціювання ΔX, ΔY, ΔZ для кожного складового механізму. При переміщенні виконавчого органу до заданої точки А, що має координати X_A, Y_A, Z_A, кожен зі складових механізмів під час своєї роботи

переміщує різні маси: механізм MZ переміщує масу виконавчого органу, механізм MX переміщує масу виконавчого органу та механізму MZ, механізм MY переміщує масу виконавчого органу та двох механізмів MZ і MX. Таке послідовне нагромадження обумовлює появу великих рухомих мас та негативно впливає на динамічні характеристики технологічного обладнання.

Точність позиціювання виконавчого органа залежить від сумарної похибки сукупності послідовно з'єднаних механізмів (чим більше кінематичних ланок має механізм переміщень, тим більше похибка позиціювання).

Крім того, при переміщенні механізмів та виконавчого органу в крайні положення можуть виникати додаткові сили внаслідок зсуву їх центрів мас, що призводить до появи напруг згину у відповідних елементах кінематичних ланок, а також перекосу рухомих елементів на напрямних.

Таким чином, послідовне з'єднання механізмів негативно впливає на основні характеристики технологічного обладнання: точність, жорсткість і динамічні характеристики.

Досвід експлуатації механізмів технологічного обладнання показує, що майже всі вони мають певні недоліки конструктивно-технологічного і функціонального характеру. До перших можна віднести: консольність конструкції основних механізмів, широку номенклатуру елементів кожного механізму, значні маси рухомих елементів, розімкненість кінематичних ланцюгів, недостатня жорсткість механізмів. До других відносять: однофункціональність механізмів, однопотоковість передачі руху та сил, велика матеріалоємність, великі витрати енергії, недостатня точність позиціювання.

Слід зазначити, що внаслідок традиційних підходів до проєктування технологічного обладнання, більша частина цих недоліків закладається в його конструкцію ще на перших етапах проєктування, а саме:

– практично всі існуючі механізми технологічного обладнання мають розімкнені кінематичні ланцюги, які не забезпечують необхідний рівень їх

жорсткості. В таких випадках необхідна жорсткість кінематичних ланок забезпечується шляхом збільшення розмірів поперечних перерізів тягових елементів механізмів, внаслідок чого збільшується матеріалоємність і підвищуються енергетичні витрати на їхнє переміщення;

– незамкненість кінематичних ланцюгів сприяє утворенню консольних конструкцій механізмів та, як наслідок, нераціональне розміщення їх центрів мас, що призводить до перекосів рухомих елементів на напрямних та створює додаткові навантаження на останні;

– однофункціональність механізмів призводить до збільшення номенклатури складових елементів, яка теж впливає на матеріалоємність технологічного обладнання і збільшує витрати на його виробництво;

– однопотоковість передачі рухів і навантажень потребує збільшення жорсткості елементів механізму за рахунок підвищення матеріалоємності та створення попереднього натягу елементів.

Підвищення ефективності технологічного обладнання здійснюється як шляхом удосконалення конструкцій існуючих механізмів, так і пошуком нових нетрадиційних підходів до їх побудови. Одним з перспективних напрямків удосконалення механізмів технологічного обладнання є їхня побудова на основі:

– передачі сукупності рухів і сил декількома кінематичними ланцюгами шляхом раціонального перерозподілу рухів і навантажень між ними;

– реалізації паралельної передачі енергії по декільком кінематичним ланцюгам і механізмам;

– створення замкнених кінематичних ланцюгів, що здатні створити замкнений контур підвищеної жорсткості;

– побудова безконсольних конструкцій механізмів.

Вдосконалення, створення та проєктування високоефективних механізмів може формуватися на наступних засадах:

– надвисокі швидкості виконання технологічних процесів;

– висока точність позиціювання;

– мінімальна номенклатура складових елементів механізмів та їх уніфікація;

– відсутність складних і точних елементів механізмів чи їх мінімізація;

– мінімальні трудоємність складання механізмів;

– значна кількість ступенів вільності виконавчого органу;

– мінімальна матеріало- та енергоємність;

– багатофункціональність;

– багатопотоковість;

– відсутність напружень згину в елементах кінематичних ланок;

– простота експлуатація та утилізації;

– паралельна робота кінематичних ланок;

– геометрична симетрія конструкції;

– модульна організація конструкція;

– замкненість кінематичних ланцюгів;

– розташування приводів на нерухомому органі конструкції;

– мінімізація мас рухомих елементів та уникнення їх нагромадження;

– висока жорсткість конструкції;

– відсутність консольно розташованих елементів конструкції механізму.

Проведений аналіз структурних схем механізмів у випадках їх послідовного, паралельного та паралельно-послідовного з'єднання, що наведені на рис. 1.2, показує, що їх розташування у загальному енергетичному потоці від початкової до кінцевої кінематичної ланки впливає на більшість параметрів функціонування технологічного обладнання, серед яких варто відзначити насамперед точність позиціювання, жорсткість, динамічні характеристики, коефіцієнт корисної дії тощо.

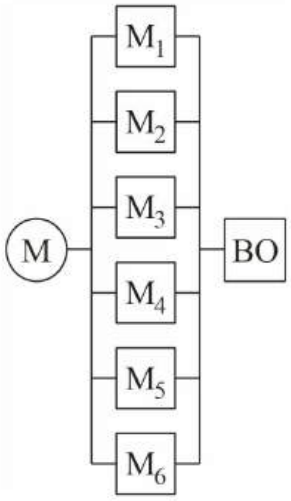
Для прикладу розглянемо вплив різних типів кінематичних з'єднань механізмів на коефіцієнт корисної дії всієї механічної системи технологічного обладнання [2].

У випадку послідовного з'єднання n механізмів $M_1 \ldots M_6$ (рис. 1.2, *а*) із коефіцієнтами корисної дії $\eta_1 \ldots \eta_6$ кожного перший механізм M_1 витрачає роботу рухомих сил A_1 і виконує корисну роботу $A_2=A_1\eta_1$, другий механізм M_2 витрачає роботу рухомих сил A_2 і виконує корисну роботу $A_3=A_2\eta_2$ або $A_3=A_1\eta_1\eta_2$. Продовжуючи ланцюг подібних міркувань та зводячи результати, отримуємо рівняння для визначення корисної роботи A_n системи механізмів:

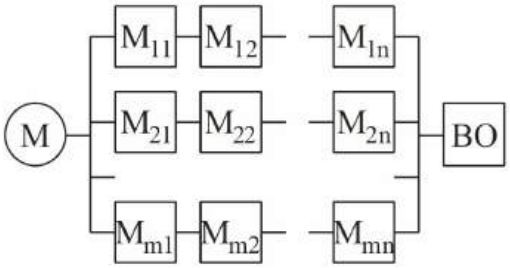
$$A_n = A_1 \prod_{i=0}^{n} \eta_i .$$



а)



б)



в)

Рис. 1.2 – Структурні схеми з'єднання ланок механізму: а) послідовна; б) паралельна; в) паралельно-послідовна

Загальний коефіцієнт корисної дії системи механізмів з послідовним з'єднанням відносно енергетичного потоку можна визначити за формулою:

$$\eta = \frac{A_n}{A_1} = \prod_{i=0}^{n} \eta_i .$$

При паралельному з'єднанні m механізмів $M_1 \ldots M_6$ (рис. 1.2, *б*) кожний k-й механізм системи витрачає роботу рухомих сил A_k і виконує корисну роботу $A_{nk}=A_k\eta_k$. Загальну роботу рухомих сил, яку витрачають всі механізми, визначається як

$$A = \sum_{k=1}^{m} A_k .$$

Корисну роботу, яку виконують усі механізми, можна розрахувати за формулою:

$$A_n = \sum_{k=1}^{m} A_k \eta_k .$$

Загальний коефіцієнт корисної дії системи механізмів з паралельним з'єднанням відносно енергетичного потоку можна визначити за формулою:

$$\eta = \frac{A_n}{A} = \frac{\sum_{k=1}^{m} A_k \eta_k}{\sum_{k=1}^{m} A_k}.$$

При паралельно-послідовному з'єднанні механізмів (рис. 1.2, *в*) розглядають окремі ділянки ланцюгів, які мають паралельне чи послідовне з'єднання, коефіцієнти корисної дії яких слід розраховувати по відповідних

формулах. Після чого, залежно від структури з'єднань механізмів, визначається загальний коефіцієнт корисної дії.

Загальний коефіцієнт корисної дії системи механізмів, які з'єднані послідовно, визначається за формулою:

$$\eta = \frac{\sum_{k=1}^{m} A_{nk}\eta_k}{\sum_{k=1}^{m} A_k} = \frac{\sum_{k=1}^{m} A_k \prod_{i=0}^{n} \eta_i}{\sum_{k=1}^{m} A_k},$$

де n – кількість механізмів, які з'єднані послідовно в паралельних ланцюгах; m – кількість паралельних ланцюгів.

З наведених вище залежностей слідує, що коефіцієнт корисної дії системи механізмів у випадку паралельного з'єднання буде більшим за величиною, ніж у системи механізмів, які з'єднані послідовно чи паралельно-послідовно. Тобто, для прикладу, якщо шість механізмів мають однаковий коефіцієнт корисної дії, який дорівнює 0.9, тоді у випадку послідовного з'єднання загальний коефіцієнт корисної дії буде 0.9×6=0.53, а у випадку паралельного з'єднання залишиться 0.9, тобто буде більшим в 1.7 раз. Подібні аналогії можна провести і для інших параметрів функціонування технологічного обладнання, в результаті яких отримаємо схожі висновки.

Порівняльний аналіз переваг і недоліків механізмів у випадках послідовного і паралельного типів з'єднань [3] показує, що більш ефективно функціонують механізми з паралельним з'єднанням, і це дозволяють зменшити енергетичні витрати на переміщення рухомих мас виконавчого органу, забезпечити мінімальну матеріалоємність і збільшити коефіцієнт корисної дії. Тому при побудові технологічного обладнання слід по можливості надавати перевагу механізмам паралельної структури.

Таким чином, використання в технологічному устаткуванні системи механізмів з паралельним з'єднанням або створення механізмів з

паралельним з'єднанням його кінематичних ланок має значні переваги в порівнянні із системою механізмів з послідовним з'єднанням.

Наведеним вимогам повністю відповідає створення механізмів паралельної структури, основною особливістю яких є передача енергетичних потоків і рухів декількома паралельними шляхами. Подібні механізми мають ряд переваг в порівнянні із традиційними механізмами послідовної структури, основними з яких є:

– використання кінематичних ланок у вигляді стрижнів, які працюють як на розтягування, так і на стискання за відсутності напруг згину;

– можливість розташування виконавчого органу на нерухомих елементах або на елементах, які повільно переміщуються;

– застосування рухомих елементів мінімальної маси, які витрачають незначну кількість енергії для переміщення виконавчого органу;

– використання замкнених стрижневих систем при паралельній передачі сил створює жорстку просторову ферму;

– раціоналізація розподілу напрямків і величин навантажень дозволяють зменшити витрати енергії та забезпечити мінімальне навантаження на кінематичні ланки й приводи;

– мінімізація кількості з'єднань елементів і кінематичних ланок механізму, що забезпечує зменшення пружних деформацій, підвищення жорсткості системи, а також дозволяє підвищити точність позиціювання виконавчого органу та динамічні характеристики технологічного обладнання.

Механізми паралельної структури – це відносно новий клас просторових механізмів, фізична суть яких полягає в тому, що рухомий виконавчий орган технологічного обладнання шарнірно пов'язаний з його нерухомим елементом (стаціонарним блоком) механізму кінематичними ланцюгами, кожний з яких має індивідуальний привід або накладає певну кількість в'язей на переміщення виконавчого органу.

Багатопотоковість і паралельність передачі навантажень у механізмах паралельної структури дозволяє їм здійснити раціональний перерозподіл сил

і рухів між декількома кінематичними ланками, що представляють собою стрижні з відповідними шарнірами на кінцях і мають незначну масу, оскільки дані елементи не піддаються напруженням згину. Стрижні в механізмах паралельної структури працюють лише на розтягання або стиск, хоча теоретично можливий випадок настання осьового згину. Замкненість кінематичних ланок дозволяє створювати геометрично симетричні конструкції механізму. Усі кінематичні ланки в такому механізмі працюють одночасно (паралельно), що дозволяє виконавчому органу переміщуватися в просторі, забезпечуючи необхідний закон руху.

Крім того, можливість розміщення індивідуальних приводів кінематичних ланок на нерухомому стаціонарному блоці також зменшує масу рухомих елементів, яка дозволяє реалізувати надвисокі швидкості і прискорення виконавчого органу.

Разом з певними перевагами механізмам паралельної структури притаманні і ряд недоліків, що пов'язані з використанням складних і дорогих інформаційних систем, які за допомогою датчиків дозволяють отримувати інформацію про стан усіх елементів енергетичної системи, систем програмного управління, тому що для завдання керуючих імпульсів окремим приводам по координатних осях опорні точки траєкторії в робочому просторі повинні бути перераховані відповідно до зміни довжини штанг або координат опорних шарнірів відносно напрямних. Перетворення координат повинне виконуватися в такті інтерполяції системи управління відповідного технологічного обладнання, що вимагає потужного програмного забезпечення.

Крім того, кінематична структура механізму незалежно від фактичного положення виконавчого органу принципово допускає можливість зіткнення окремих кінематичних ланок, тому разом з перетворенням координат необхідно контролювати такт інтерполяції зони можливого зіткнення.

1.2 Загальні принципи розрахунку реакцій в стрижневих фермах

Механізми паралельної структури є одним з видів здебільшого просторових ферм з шарнірно поєднаними стрижнями. Існує окремий клас плоских механізмів подібної структури, проте наша робота присвячена саме просторовим механізмам.

Загалом стрижневі конструкції можуть утворювати не тільки ферми, а й рами, арки і т.п. Різниця полягає у способах кріплення опорних елементів та з'єднання стрижнів у вузлах. При жорсткому з'єднанні внаслідок дії зовнішньо прикладених сил виникатимуть різні види деформацій: розтяг-стиск, згин, кручення та поєднання таких деформацій у більш складні форми. Введення ідеальних шарнірів у з'єднання стрижнів у довільній фермі дозволяє уникнути виникненню таких деформацій, як згин та кручення. Відповідно такі стрижні працюють в умовах сприйняття тільки розтягуючи або стискаючих внутрішніх сил. Саме така особливість шарнірно-поєднаних ферм робить їх цікавими для побудови механізмів паралельної структури [3].

Перед початком розрахунку внутрішніх сил в фермах необхідно переконатися, що дана система буде геометрично незмінною, тобто не зможе змінювати свою форму без деформації стрижнів, і визначити її статичну властивість. Механізми паралельної структури з кількістю рухів більше одного не будуть геометрично незмінними, проте для них методи розрахунку внутрішніх сил в стрижнях також підходять, якщо такий механізм розглядати нерухомим в довільно обраний момент часу за рахунок зусиль спротиву, що розвиваються приводами штанг.

Загалом відомі наступні методи розрахунку повздовжніх сил в стрижнях у фермах з шарнірно-поєднаними елементами [4].

1. Метод вирізання вузлів (метод Максвелла-Кремони).

Найкраще підходить для послідовного розрахунку всіх стрижнів ферми. Спочатку система уявно розчленується на окремі вузли. Потім для кожного вузла складаються рівняння рівноваги збіжної системи сил ($\Sigma X=0$,

$\Sigma Y=0$). Обхід починають з вузла, у якому збігаються не більше двох стрижнів із невідомими зусиллями.

2. Метод наскрізних перерізів (метод Ріттера).

В основному використовується, якщо потрібно знайти зусилля лише в кількох конкретних (наприклад, серединних) стрижнях, не розраховуючи всю систему. Спочатку ферму розрізають на дві частини так, щоб переріз пройшов через три стрижні з невідомими зусиллями. Потім розглядають рівновагу однієї з частин (лівої або правої). Рівняння рівноваги складають у вигляді моментів відносно точок Ріттера – точок перетину двох інших невідомих стрижнів ($\Sigma M_R=0$). Це дозволяє одразу отримати рівняння з одним невідомим.

3. Метод заміни стрижнів (метод Геннеберга).

В першу чергу застосовується для складних ферм, де неможливо знайти вузол із двома невідомими або зробити класичний розріз Ріттера (наприклад, у складних тришарнірних або комбінованих системах). Спочатку один зі стрижнів складної системи уявно видаляють (або переносять в інше місце), щоб перетворити її на просту ферму. Потім замість видаленого стрижня прикладають невідоме зусилля X. Система розраховується від дії зовнішнього навантаження та від отриманої одиничної сили X. Зусилля X знаходять з умови, що відстань між вузлами, де стояв стрижень, не повинна змінюватися (або через геометричні міркування рівноваги).

У складних стрижневих системах (зокрема просторових або у механізмах на основі паралельних кінематичних структур) стандартні методи розв'язку плоских ферм потребують модифікації [5]. В просторових шарнірно-стрижневих системах рівняння рівноваги для вузла складаються вже в трьох проекціях ($\Sigma X=0$, $\Sigma Y=0$, $\Sigma Z=0$). Розрахунок зазвичай ведеться в матричній формі через матрицю напрямних косинусів з використанням методу скінченних елементів або матричного методу сил. У випадку наявності нульових стрижнів перед початком аналізу ферми варто візуально розвантажити схему. Наприклад, якщо у вузлі збігаються три стрижні, два з

яких лежать на одній прямій, а навантаження у вузлі відсутнє, то зусилля в третьому стрижні дорівнює нулю.

Для складних систем простий розрахунок стає неефективним. Сучасний підхід базується на використанні методу скінченних елементів у формі методу переміщень. Спочатку складається глобальна матриця жорсткості системи [K], яка об'єднує геометричні та пружні параметри всіх стрижнів (E, A, L). Далі формується вектор вузлових навантажень {F}. Потім розв'язується система лінійних рівнянь для визначення переміщень вузлів {u}:

$$[K]\cdot\{u\}=\{F\}.$$

За знайденими переміщеннями вузлів обчислюються деформації кожного стрижня, а через них – кінцеві поздовжні внутрішні сили N:

$$N=\frac{E\times A}{L}\Delta L.$$

Такий підхід виявляється універсальним як для статично визначених, так і для статично невизначених складних стрижневих систем будь-якої конфігурації.

1.3 Специфічні питання розрахунку реакцій в механізмах паралельної структури

Розгляд механізму паралельної структури, наприклад, платформи Стюарта, Delta-робота або механізмів класу H4/I4, як просторової системи шарнірно поєднаних стрижнів, здійснюється перехід від класичної механіки до геометричного та кінематичного аналізу просторових ферм-механізмів [5].

Головна відмінність тут полягає в тому, що такі системи є кінематично змінними (кількість степенів вільності $W > 0$), але їх геометрія однозначно фіксується в кожен момент часу завдяки приводам (актуаторам), які керують довжиною або положенням опорних стрижнів.

У плоских системах шарнір має лише одну степінь вільності, а саме обертання навколо однієї осі. У просторових механізмах паралельної структури стрижні з'єднуються з рухомою платформою та нерухомою основою за допомогою складніших шарнірів:

– циліндричні (C) або обертальні (R) мають одну степінь вільності;

– карданні/універсальні (U) мають дві степені вільності, що дозволяє виконувати повороти у двох взаємно перпендикулярних площинах;

– сферичні (S) мають три степені вільності, що дозволяє виконувати повне тривісне обертання. Для того, щоб стрижень сприймав тільки поздовжнє зусилля на розтяг чи стиск і в ньому не виникало згинаючих або крутних моментів, класична кінематична пара просторового механізму паралельної структури проєктується за схемою U-P-S (Universal - Prismatic - Spherical) або R-S-S (Rotational - Spherical - Spherical). Оскільки сферичний і карданний шарніри не передають моменти, кожен такий стрижень працює як ідеальний двошарнірний просторовий стержень, де вектор внутрішньої сили N спрямований чітко вздовж осі, що проходить через центри шарнірів.

У механізмах паралельної структури розрахунок внутрішніх сил у стрижнях напряму пов'язаний з трансформацією швидкостей та сил між простором рухомої платформи та простором приводів. Головним оператором тут виступає матриця Якобі (J) [3].

Припустимо, що на рухому платформу діє зовнішній головний вектор сил та моментів (в загальному вигляді – просторовий гвинт сили) $F = [F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z]^T$. Нам потрібно знайти вектор поздовжніх сил у стрижнях $N = [N_1, N_2, ..., N_m]^T$. Використовуючи принцип віртуальних переміщень, зв'язок між зовнішнім навантаженням на платформі та зусиллями в стрижнях буде описуватися через транспоновану матрицю Якобі:

$$F = J^T \cdot N.$$

Якщо механізм, наприклад, має 6 стрижнів (як гексапод на основі платформи Стюарта), то матриця J^T є квадратною (6×6). Якщо вона невироджена ($\det(J) \neq 0$), то внутрішні сили в стрижнях знаходяться через обернену матрицю:

$$N = (J^T)^{-1} \cdot F.$$

Для механізмів із лінійними актуаторами (де змінюється довжина стрижнів) і-й рядок транспонованої матриці Якобі визначається через геометрію системи:

$$J_i^T = [\ n_i \quad r_i \times n_i\ ],$$

де $n_i = [\ n_{ix} \quad n_{iy} \quad n_{iz}\ ]$ – одиничний напрямний вектор поздовжньої осі і-го стрижня, r_i – радіус-вектор точки кріплення шарніра i-го стрижня на рухомій платформі відносно її власного центру мас або системи координат.

Добуток $r_i \times n_i$ є векторним.

Таким чином, для знаходження внутрішніх сил в штангах механізмів паралельної структури є обов'язковим розв'язок зворотної задачі кінематики.

1.4 Мета і задачі досліджень

Проведений порівняльний аналіз побудови механізмів за традиційними послідовними кінематичними структурами та з використанням нових паралельних кінематичних структур демонструє великі перспективи розвитку нового типу механізмів. Їх переваги беззаперечні: велика жорсткість, мала

маса переміщуваних ланок, низька матеріало- та енергоємність функціонування, високі динамічні показники. Це відкриває перспективну значного покращення вихідних характеристик технологічного обладнання, побудованого на основі паралельних кінематичних структур. Свого часу важко було повірити, що робот-маніпулятор може замінити верстат. Жорсткості тодішніх конструкцій хватало хіба для забезпечення виконання неточних операцій типу фрезерування кінцевою фрезою чи свердління отворів за умови використання інструментів невеликих діаметрів. Або чи можна було уявити, що фрезерний верстат здатний виконувати високошвидкісні транспортні функції з переміщення і орієнтування деталей. Застосування механізмів паралельних структур підвищує універсальність використання технологічного обладнання.

Проте механізмам з паралельними структурами притаманні і ряд недоліків, які стримують його розвиток. Окрім зазначеної складності елементної бази інформаційних систем та програмного забезпечення є складнощі суто механічного характеру, серед яких наявність особливих положень механізму, за яких втрачається його працездатність, та низький коефіцієнт використання робочого простору, який в рази менший за аналогічний показник обладнання з послідовними кінематичними структурами. Пошук ефективного рішення описаних проблем дозволить розширити сферу використання механізмів з паралельними кінематичними структурами, а раціональний розподіл навантаження між ланками таких механізмів підвищить ефективність їх наявного використання, що робить вивчення такої задачі актуальною та надає їй практичної цінності.

Метою даної роботи є дослідження силового навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних для раціонального підбору двигунів приводів подачі та подальшого розв'язку задач динаміки. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– проаналізувати побудову механізмів з різними кінематичними структурами;

– обрати прототип механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних;

– розробити схему навантаження обраного механізму паралельної структури;

– розробити математичну модель силового навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних;

– розрахувати силові залежності в штангах обраного механізму паралельної структури для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки.

Додатково до поставленої мети необхідно оцінити економічну ефективність від впровадження механізму паралельної структури пропонованої конструкції.

РОЗДІЛ 2
ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

2.1 Опис прототипу досліджуваного механізму паралельної структури

Визначимося з основними параметрами нашого механізму паралельної структури. Як походить з поставленого завдання, пропонований механізм повинен забезпечувати три лінійні та одне кутове переміщення вихідного органу. Положення осі даного кутового переміщення в завданні не регламентується. Якщо брати до уваги вертикальне розташування осі повороту вихідного органу, то серед усього різноманіття конструкцій першочергово варто звернути увагу на зразки авторства Р. Клавела та Ф. П'єро [6, 7]. Однак дані механізми вже достатньо вивченні як з точки зору кінематики, так і силових характеристик. Також може бути варіант вертикальної осі кутового переміщення вихідного органу, що не співпадає з віссю самого органу. Дані конструкції мають обмежене використання, оскільки їх кутовий рух в такому випадку виконує основну функцію збільшення робочого простору в напрямку, паралельному площині основи.

Залишається проаналізувати варіанти конструкцій з горизонтальним розташуванням осі повороту вихідного органу механізму паралельної структури. Якщо вісь кутового переміщення не буде співпадати з віссю робочого органа, то в такому випадку це призводить до зміни орієнтації розташування самого органу, наприклад, від вертикальної до горизонтальної. Така функціональність може бути затребуваною для верстатів на основі паралельних кінематичних структур, оскільки у випадку надання обертання заготовці стає можливим забезпечити довільне взаємне розташування оброблюваної заготовки та інструменту. Ряд таких конструкцій авторства А.Гречки [8-10] достатньо вивчені як з точки зору кінематики, так і дослідження внутрішніх силових факторів. Однак для механізмів-

маніпуляторів така функція мало що дає. Для таких механізмів є більш затребуваними випадки суміщення осі кутового переміщення з віссю самого вихідного органу. Для механізмів-маніпуляторів за аналогією з класичними роботами кінцевий вихідний орган називатиметься «рука». На відміну від зразків такого технологічного обладнання з вертикальним розташуванням осі обертання руки конструкції з горизонтальним розташуванням осі є менш вивченими. Отже, будемо розглядати механізм паралельної структури з горизонтальним розташуванням осі повороту руки.

Суміщене розташування повзунів, поставлене в завданні до даної роботи, означає, що приводи переміщення вихідного органу базуватимуться на основі штанг постійної довжини. У випадку попарного розташування повзунів на двох напрямних (або інших комбінацій суміщення повзунів на двох напрямних) буде складно добитися забезпечення трьох лінійних переміщень вихідного органу. Тому будемо використовувати три напрямні, на одній з яких буде розміщуватися два повзуни. Переходячи до безпосереднього визначення концепції побудови нашого механізму паралельної структури, візьмемо за основу принцип функціонального поділу приводів,що забезпечують окремо лінійні та кутові переміщення. Такий функціональний поділ, як показано в роботі [11], забезпечує спрощення системи керування механізмом та дозволяє збільшити коефіцієнт використання робочого простору, хоч і за рахунок зменшення жорсткості конструкції. Однак можливість хоча б часткового вирішення однієї з головних проблем механізмів паралельної структури варте часткового зниження іншої вихідної характеристики.

Найбільш вдалим прикладом реалізації лінійних переміщень серед механізмів паралельної структури володіють дельта-роботи з використанням трьох шарнірних паралелограмів, основну ідею яких закладено у винаході Р. Клавела [6]. В нашому випадку будемо використовувати лінійні приводи переміщення пар паралельних штанг шарнірних паралелограмів повзунами. Повзун приводу обертання руки буде суміщатися на одній з напрямних з

одним із повзунів приводу лінійних переміщень вихідного органу. Оскільки в основу нашої конструкції покладено принцип функціонального розділення переміщень вихідного органу, і вже зазначено, що обертання виконує рука механізму, то виконання лінійних переміщень буде здійснювати інша частина вихідного органу, яку назвемо рухомою платформою. Обидві частини вихідного органу повинні бути пов'язані між собою за допомогою простого шарніру з однією стелінню вільності.

Приступаємо до опису пропонованої конструкції механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на одній напрямній. Схема механізму представлена на рис. 2.1 [12]. До базового елементу конструкції всього механізму, яку для зручності сприйняття назвемо основою 1, жорстко кріпляться три напрямні 2 вертикального розташування. Для забезпечення рівнобіжного та жорсткого положення напрямних 2 з протилежного їх боку вони скріплюються між собою кришкою 3. Будемо вважати основу 1 низом нашого механізму паралельної структури, а кришку 3 – верхом. По напрямним 2 за імпульсами від системи керування переміщуються три повзуни 4, кожен по своїй напрямній. Сама система керування на рис. 2.1 не зображена, оскільки до конструкції механізму вона не належить. До кожного повзуна 4 приєднуються по дві штанги постійної довжини 5. Довжина зазначених штанг не тільки постійна, але ще й однакова. Зазначене з'єднання повинно виконуватися за допомогою поворотних шарнірів з двома чи навіть з трьома степенями вільності. Для простоти далі будемо просто називати таке з'єднання шарнірним без уточнення його характеристик, а дві подібні штанги – парою штанг постійної довжини 5. За кількістю повзунів 4 таких пар штанг постійної довжини буде три. Кожна така пара штанг постійної довжини 5 іншим своїм кінцем шарнірно прикріплюється до рухомої платформи 6. Шарніри такого кріплення аналогічні попередньому випадку. Відстані між центрами шарнірів пар штанг постійної довжини 5 на повзунах 4 та рухомій платформи 6 однакові.

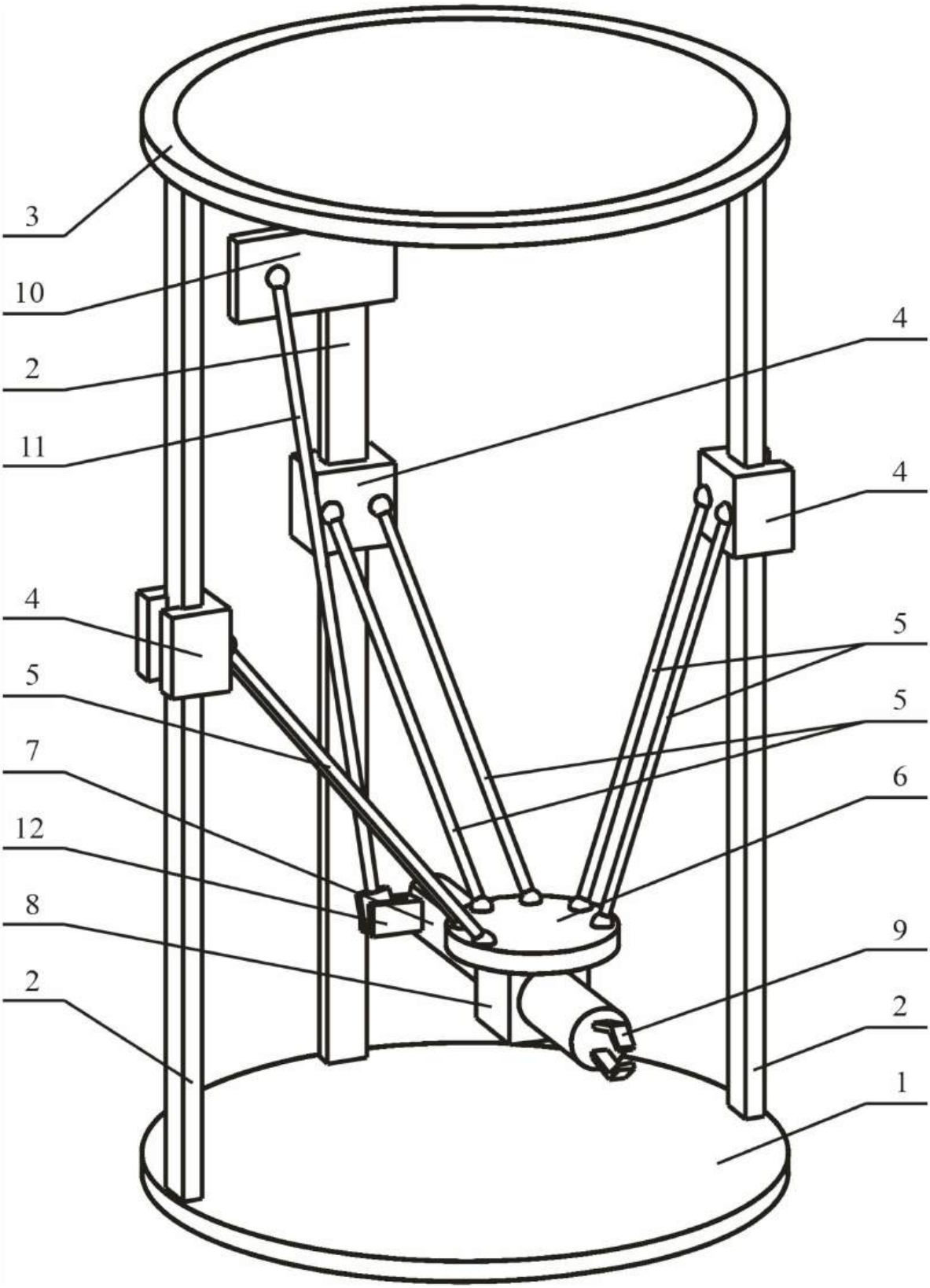


Рис. 2.1 – Пропонований варіант конструкції механізму паралельної структури

Внаслідок приєднання всіх шести штанг 5 до рухомої платформи 6 відрізки, що поєднують центри шарнірів пар зазначених штанг на повзунах 4, конструктивно будуть завжди паралельними аналогічним відрізкам на рухомій платформі 6 в довільній точці робочого простору механізму. Таким чином виникають три шарнірно сполучених паралелограми, що забезпечуватимуть переміщення рухомої платформи 6 тільки по трьом лінійним координатам. Це означає, що кутове положення даної платформи в робочому просторі відносно основи 1 механізму буде константним.

Ще одним рухом вихідного органу нашого механізму згідно поставленого завдання є обертання руки 7 навколо своєї осі, що матиме горизонтальне розташування відносно основи 1 механізму. Зазначимо, що реалізація даного обертання повинна бути функціонально відділена від реалізації лінійних подач рухомої платформи 6, тобто виконуватися різними приводами. Для цього рухома платформа 6 має частиною своєї конструкції кронштейн 8 з підшипниковим вузлом. Саме в цьому кронштейні обертається рука 7, частиною конструкції якої буде захватний пристрій 9.

Привід обертання руки 7 разом з захватним пристроєм 9 забезпечуватиметься окремим приводом, робота якого базується на переміщенні за імпульсами від системи керування повзуна 10. До повзуна 10 шарнірно прикріплюється одинична штанга 11. Іншим своїм кінцем одинична штанга 11 шарнірно приєднується до рогача 12, який в свою чергу обертається навколо осі, що є перпендикулярною до осі руки 7. Повзун 10 переміщується по одній з напрямних 2, тобто разом з одним з повзунів 4. Таким чином виконується поставлене завдання суміщення повзунів на одній з напрямних 2. Дотик зазначених повзунів є категорично неприпустимим і повинен строго відслідковуватися системою керування.

Привід обертання руки 7 в описаній конструкції матиме особливі положення штанги одиничної штанги 11, рогача 12 та осі обертання руки 7, що обмежує діапазон повороту вихідного органу.

2.2 Розв'язок зворотних кінематичних задач

В розділі 1 даної роботи показано, що знаходження реакцій в штангах механізмів паралельної структури неможливе без попереднього вирішення зворотної задачі кінематики. При цьому розв'язку зазначеної задачі повинне передувати вирішення задачі синтезу механізму. Зазначимо, що подібний за конструкцією механізм паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на одній з напрямних розглядався як з один варіантів в роботі [12], де була розроблена та реалізована методика синтезу механізму. Отже, вважаємо, що задача синтезу механізму розв'язана у роботі [12], і як її результат в нашій роботі використовуємо наступні дані:

- конструктивні параметри руки та рухомої платформи як вихідного органа нашого механізму паралельної структури;
- розміщення центрів шарнірів на руці та рухомій платформі;
- координати проєкції на площину основи механізму траєкторії переміщення центрів шарнірів штанг на повзунах при їх русі вздовж напрямних;
- розраховані довжини штанг приводів механізму.

Варто зазначити, що перші дві позиції перелічених даних є вхідними параметрами до розв'язку задачі синтезу механізму, і тільки інші дві є безпосереднім результатом розв'язку даної задачі.

Для спрощення розв'язку нашої задачі дослідження силового навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів необхідно прийняти ряд спрощень. Почнемо з конструктивних спрощень. У приводі переміщення рухомої платформи можна відмовитися від розгляду пар паралельних штанг, що поєднують частину вихідного органа з відповідними трьома повзунами, утворюючи при цьому шарнірний паралелограм. Заміна кожної такої пари штанг на еквівалентну штангу

дозволить вдвічі зменшити кількість реакцій, які необхідно знайти. Для розв'язку нашої задачі така заміна є доцільною та припустимою. Вважатимемо і надалі, що зміна кутового розташування рухомої платформи у просторі буде відсутня, даний орган здійснює виключно лінійні переміщення без розгляду впливу шарнірних паралелограмів. Оскільки для забезпечення рівноваги тіла у просторі за умови сталості його кутової орієнтації достатньо трьох реакцій зв'язків, наявність трьох еквівалентних штанг повністю відповідає постулату. Схема утворення еквівалентної штанги продемонстрована на рис. 2.2.

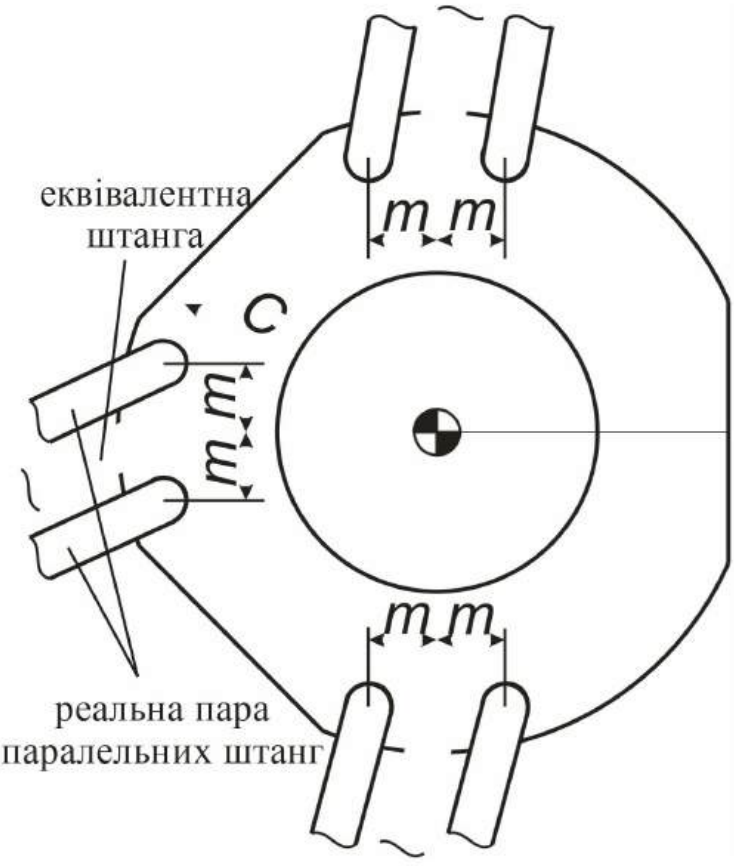


Рис. 2.2 – Схема утворення еквівалентної штанги

Приймемо, що в конструкції нашого механізму паралельної структури паралельні штанги приводу лінійних переміщень рухомої платформи розміщуються таким чином, що відстань між центрами шарнірів зазначених штанг на згаданій частині вихідного органу та повзуна даного приводу

становитиме $2m$. Зміщенням зазначених центрів на величину m до середини встановленого відрізка $2m$ поєднуємо дві паралельні штанги в одну еквівалентну. Щоправда за точним виконанням такого перетворення змінюється величина радіуса, що поєднує центр шарніру еквівалентної штанги з центром кола їх розташування на рухомій платформі, у порівнянні з аналогічним радіусом при розгляді реальних штанг. Будемо вважати, що даний радіус C на рухомій платформі зберігається, а похибкою, що виникає у розрахунку довжини еквівалентної штанги, зважаючи на порівняння розмірів даних штанг та згаданого радіусу, можна знехтувати.

Результатом розв'язку зворотної кінематичної задачі для механізму паралельної структури буде визначення координат розташування розрахункових точок повзунів на напрямних за заданого положення вихідного органу. Розв'язок поставленої задачі будемо проводити в декартовій системі координат. За початок обраної системи координат обираємо центр площини основи нашого механізму паралельної структури та приймаємо наступні напрямки осей:

- вісь Z направлена вертикально вгору;

- вісь Y направлена з центру прийнятої системи координат через точку проєкції траєкторії переміщення центру шарніра еквівалентної штанги на повзуні його руху по напрямній на площину основи механізму в протилежному напрямку, при цьому дана напрямна знаходиться умовно по центру між двома іншими за умови нерівномірного їх розташування навколо робочого простору;

- вісь X відповідно буде направлена з центру системи координат перпендикулярно площині YOZ за правилом правої декартової системи координат.

- напрямок осі повороту руки механізму паралельної структури буде рівнобіжним напрямку осі Y.

Серед даних, які будуть необхідні для розв'язку зворотної кінематичної задачі та визначаються внаслідок вирішення задачі синтезу механізму паралельної структури, як показано вище, приймемо наступні позначення:

- координати розташування сліду траєкторії переміщення центру шарніра штанги, що виникає під час руху повзуна по напрямній, на площину основи механізму паралельної структури x_{Ni}, y_{Ni}, де i – індекс штанги;

- довжини штанг L_i без уточнення їх належності до приводів;

- конструктивні параметри рухомої платформи і руки робота та пов'язані з ними координати розташування центрів шарнірів еквівалентних та одиничної штанг x_{Pi}, y_{Pi}, z_{Pi} на зазначених частинах вихідного органу механізму.

Індекси еквівалентних штанг приводу лінійних переміщень рухомої платформи приймаємо від 1 до 3, причому будемо вважати, що штанга, повзун переміщення якої наводить проєкцію сліду руху центру шарніру даної штанги на площину основи механізму таким чином, що через дану точку проходить вісь Y системи координат, має індекс 1. Одиничній штанзі приводу обертання руки надаємо індекс 4.

Початкову розрахункову точку вихідного органу у зворотній задачі кінематики для нашого механізму паралельної структури розмістимо у центрі захватного пристрою. Вважаємо, що даний центр знаходитиметься на перетині осі руки та осі умовної циліндричної деталі номінального діаметру, яка затиснена у даному пристрої, а його конструкція забезпечує незмінність положення даної точки вздовж осі руки. На схемі, що показана на рис. 2.3, дана точка має вигляд круга з двома зафарбованими протилежними секторами, що розбивають цю фігуру на чотири рівні частини.

Координати початкової розрахункової точки вихідного органу приймаємо як x_0, y_0, z_0, також задаємо кут орієнтації захвату α, він же буде кутом повороту руки. Встановлюємо, що початкова розрахункова точка вихідного органу розташована на відстані V від центру підшипникового

вузла кронштейну шарнірного кріплення руки до рухомої платформи. Це точка *Q* на схемі з рис. 2.3.

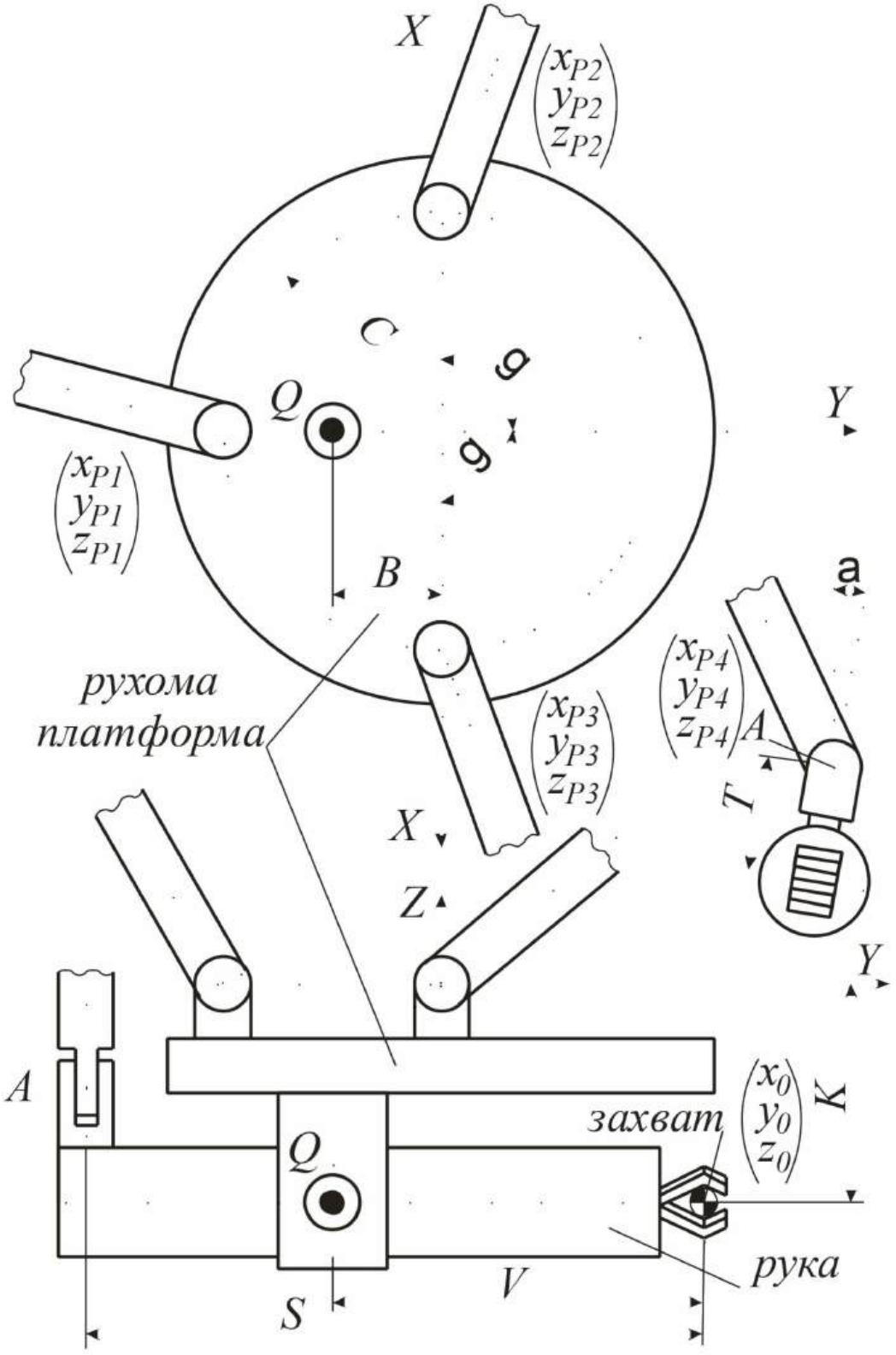


Рис. 2.3 – Схема розташування розрахункових точок вихідного органу та його конструктивних параметрів

Аналогічно встановлюємо, що на відстані S вздовж осі руки від початкової розрахункової точки вихідного органу розташований центр кріплення одиничної штанги до рогача. Це точка A на схемі з рис. 2.3. Ексцентриситет точки A вилок відносно осі руки встановлюємо рівним T.

Через центри шарнірів еквівалентних штанг, що розташовані на рухомій платформі, можна провести площину, відстань від якої до центру підшипникового вузла кронштейну шарнірного кріплення руки до даної платформи, що позначена на схемі з рис. 2.3 як точка Q, становить K. Коло радіусом C, що поєднує центри шарнірів еквівалентних штанг на рухомій платформі, як то показано на рис. 2.1, також зображаємо і на рис. 2.3 для поліпшення загального сприйняття розрахункової схеми. Відстань між центром даного кола та проєкцією точки Q на площину, що проходить через центри шарнірів еквівалентних штанг, які розташовані на рухомій платформі, становить B. Відрізок B внаслідок обраної конструкції вихідного органу співпадає з віссю Y. Радіуси C , що проведені з центра кола до центрів шарнірів еквівалентних штанг, які розташовані на рухомій платформі, утворюють два кути γ відносно осі Y. Оскільки вихідний орган механізму паралельної структури є симетричним, то два кути γ будуть однаковими.

Послідовно розрахуємо координати центрів шарнірів штанг на рухомій платформі. Для наочності ці параметри також показані на рис. 2.3. Координати точки Q знаходяться за наступними залежностями:

$$x_Q = x_0;\ y_Q = y_0 - V;\ z_Q = z_0.$$

Для знаходження координат центру шарніру одиничної штанги 4 спочатку визначимо координати точки A за наступними залежностями:

$$x_A = x_0 + T\sin(\alpha);\ y_A = y_0 - S;\ z_A = z_0 + T\cos(\alpha).$$

Координати центру розташування шарніру еквівалентної штанги 1 на рухомій платформі виражаються за наступними залежностями:

$$x_{P1} = x_Q;\ y_{P1} = y_Q + B - C;\ z_{P1} = z_Q + K,$$

які з врахуванням координат початкової розрахункової точки перетворяться на вирази:

$$x_{P1} = x_0;\ y_{P1} = y_0 - V + B - C;\ z_{P1} = z_0 + K.$$

Координати центру розташування шарніру еквівалентної штанги 2 на рухомій платформі виражаються за наступними залежностями:

$$x_{P2} = x_Q - C\sin(\gamma);\ y_{P2} = y_Q + B + C\cos(\gamma);\ z_{P2} = z_Q + K,$$

які з врахуванням координат початкової розрахункової точки перетворяться на вирази:

$$x_{P2} = x_0 - C\sin(\gamma);\ y_{P2} = y_0 - V + B + C\cos(\gamma);\ z_{P2} = z_0 + K.$$

Координати центру розташування шарніру еквівалентної штанги 3 на рухомій платформі виражаються за наступними залежностями:

$$x_{P3} = x_Q + C\sin(\gamma);\ y_{P3} = y_Q + B + C\cos(\gamma);\ z_{P3} = z_Q + K,$$

які з врахуванням координат початкової розрахункової точки перетворяться на вирази:

$$x_{P3} = x_0 + C\sin(\gamma);\ y_{P3} = y_0 - V + B + C\cos(\gamma);\ z_{P3} = z_0 + K.$$

Для приведення до спільних формул координатам точки A, які є координатами розташування шарніру кріплення одиничної штанги, присвоїмо індекси $P4$ за аналогією з центрами розташування шарнірів еквівалентних штанг на рухомій платформі:

$$x_{P4} = x_0 + T\sin(\alpha);\ y_{P4} = y_0 - S;\ z_{P4} = z_0 + T\cos(\alpha).$$

Розміри проєкцій відрізків, що поєднують центри шарнірів на штангах і які ми приймаємо за довжини штанг, на площину основи механізму, що є площиною XOY обраної системи координат, знаходимо за наступною залежністю:

$$d_i = \sqrt{(x_{Ni} - x_{Pi})^2 + (y_{Ni} - y_{Pi})^2},$$

де i – індекс штанги.

Координати x_{Ni}, y_{Ni} в даній задачі є заданими і їх визначення виходить за рамки нашої роботи, окрім координат проєкції сліду траєкторії переміщення центру шарніру кріплення одиничної штанги до повзуна, про що буде згадано окремо далі по тексту роботи.

Величини напрямних косинусів отриманих відрізків d_i, що є проєкціями довжин штанг приводів механізму на площину XOY обраної системи координат, до осей X та Y розраховуємо з наступних виразів:

$$\cos(\gamma_{Xi}) = \frac{x_{Ni} - x_{Pi}}{d_i},\ \cos(\gamma_{Yi}) = \frac{y_{Ni} - y_{Pi}}{d_i}.$$

Оскільки відрізки d_i є нічим іншим, як катетами прямокутних трикутників, гіпотенузами яких будуть повні довжини штанг приводів механізму L_i, то відповідно іншим катетом зазначених трикутників

виступатиме координата z_i положення повзуна на напрямній. нагадаємо, що довжини штанг L_i в даній задачі є заданими і їх визначення виходить за рамки нашої роботи. Тому згідно теореми Піфагора:

$$z_{Ni} = z_{Pi} + \sqrt{L_i^2 - d_i^2}\,.$$

Величина напрямного косинуса повної довжини штанги L_i до осі Z розраховується за наступною залежністю:

$$\cos(\mathrm{r}_{Zi}) = \frac{\sqrt{L_i^2 - d_i^2}}{L_i}\,.$$

На цьому зворотну кінематичну задачу та, як наслідок, задачу визначення залежностей для напрямних косинусів штанг приводів механізму до осей обраної системи координат вважаємо розв'язаною.

2.3 Математична модель дослідження силового навантаження механізму

Аналітичний розв'язок зворотної задачі кінематики був першим етапом загальної методики визначення силового навантаження. Наступним етапом цієї методики є безпосереднє створення математичної моделі для дослідження такого навантаження на штанги механізму паралельної структури. Використання на кінцях штанг шарнірів з двома чи трьома степенями вільності призводить до відсутності зусиль скручування чи згину, що діють на штангу. Теоретично можливий випадок згину внаслідок дії осьових сил виключаємо, оскільки настання таких умов відбудеться вже після дії інших серйозних наслідків для працездатності механізму. Таким

чином, у штангах нашого механізму паралельної структури діятимуть тільки осьові сили, спрямовані на розтяг чи стик. Будемо їх називати реакціями, оскільки вони насправді виникатимуть як реакції в шарнірах на дію зовнішньоприкладених сил до вихідного органу механізму.

На початку розв'язку зворотної кінематичної задачі було зроблено заміну пар штанг, що утворюють шарнірний паралелограм, на одну еквівалентну штангу. Визначено, що така заміна є припустимою і суттєво спрощує створення математичної моделі силового навантаження нашого механізму, оскільки рівновага рухомої платформи тепер визначатиметься не шістьма, а всього трьома реакціями, що є достатнім за відсутності кутових переміщень органа, які усунуті за припущенням.

Наш механізм паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних призначений в основному для виконання транспортувальних функцій. Відповідно саме вага переміщуваної деталі буде корисним навантаженням для вихідного органу і механізму в цілому. Визначимо її G_D та відповідно зобразимо на схемі, що показана на рис. 2.4. Початок вектору дії прийнятої ваги переміщуваної деталі розмістимо в центрі ваги умовної циліндричної деталі номінального діаметру, яка закріплена у захватному пристрої. Оскільки матеріал даної умовної деталі однорідний, то даний центр розміщуватиметься на осі деталі. Умовна циліндрична деталь номінального діаметру може захоплюватися і утримуватися довільним чином. Значить центр її ваги в загальному випадку не співпадатиме з початковою розрахунковою точкою захватного пристрою руки. Відстань між цими двома точками на осі умовної деталі позначимо U.

Додатково до ваги умовної циліндричної деталі номінального діаметру при розробці математичної моделі необхідно враховувати вагу основних конструктивних складових вихідного органа нашого механізму: руки і рухомої платформи. Визначимо їх відповідно G_R і G_P. Центр ваги руки буде початком вектори сили G_R та буде розміщуватися на осі руки на відстані W

від центру Q підшипникового вузла кронштейну шарнірного кріплення руки до рухомої платформи. Нехай вектори сили G_R довільним чином буде розташовуватися ближче до початкової розрахункової точки захватного пристрою, як це показано на схемі, представленій на рис. 2.4. Відрізок W може набувати від'ємного значення, що означатиме розташування вектору сили G_R ближче до рогача приводу обертового руху руки.

Внаслідок симетричності конструкції рухомої платформи центр її ваги розміщуватиметься на осі Y. Однак відносно осі X конструкція рухомої платформи не буде симетричною, тому початкова точка вектору сили G_P буде зміщена відносно осі X. Величину такого зміщення позначимо E і нехай воно довільним чином буде спрямовано в сторону кронштейну шарнірного кріплення руки до рухомої платформи, як це показано на схемі, що представлена на рис. 2.5, тобто в сторону від'ємних значень вздовж осі Y. Зміщення E може набувати від'ємного значення, що означатиме розташування вектору сили G_P на стороні додатних значень вздовж осі Y.

Задачу знаходження реакцій в штангах будемо вирішувати в два етапи. Спочатку відокремлено розглянемо схему навантаження руки вихідного органу механізму паралельної структури, яка наведена на рис. 2.4. Кожну реакцію на схемі позначимо літерою R з індексом, що відповідає індексу штанги, з направлення вздовж осі якої вона діє. В певних випадках замість індексу штанги будемо використовувати індекс осі, проекцією якої на дану вісь буде реакція, та найменування точки прикладення. Саме таким чином будемо враховувати взаємодію між рухомою платформою та рукою вихідного органу механізму, тобто через реакції R_{XQ}, R_{YQ}, R_{ZQ}, які прикладені до точки Q вздовж відповідних осей координат, позначеннях яких входить до індексів.

Складаємо рівняння рівноваги руки вихідного органу механізму паралельної структури. Достатньо буде системи з чотирьох рівнянь, оскільки потрібно знайти чотири невідомих: R_4, R_{XQ}, R_{YQ}, R_{ZQ}. Значення косинусів

напрямного кута ρ_4 нам відомі з розв'язку задачі зворотної кінематики для нашого механізму паралельної структури.

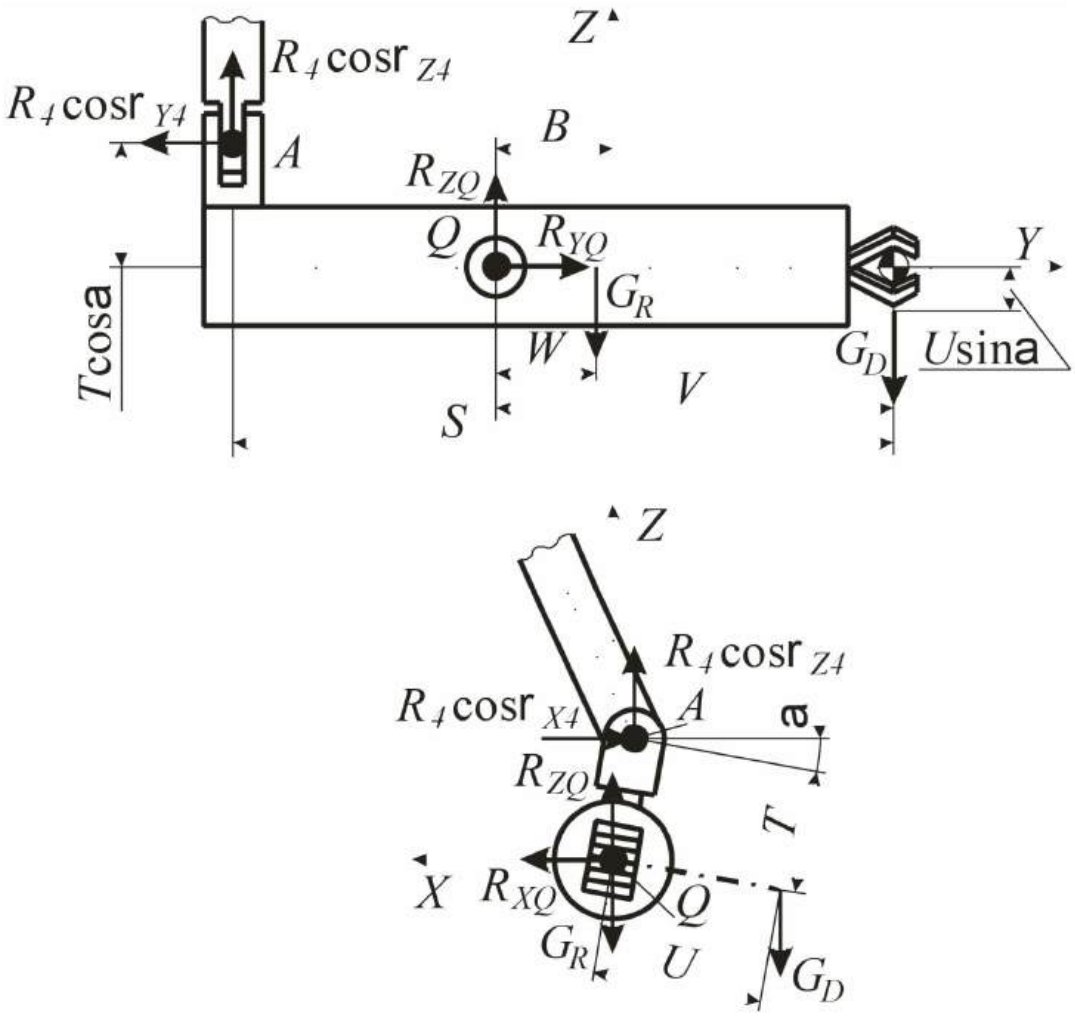


Рис. 2.4 – Схема навантаження руки вихідного органу механізму паралельної структури

Згадана система має вигляд:

$$\sum Y = 0 : R_{YQ} - R_4 \cos(\rho_{Y4}) = 0;$$

$$\sum M_X = 0 : -G_D(V - B) + G_R(W - B) - R_4 \cos(\rho_{Z4})(S - V + B) +$$

$$+ R_4 \cos(\rho_{Y4}) T \cos(\alpha) - R_{ZQ} B = 0;$$

$$\sum M_Y = 0 : -G_D U \cos(\alpha) - R_4 \cos(\gamma_{X4}) T \cos(\alpha) + R_4 \cos(\gamma_{Z4}) T \sin(\alpha) = 0;$$

$$\sum M_Z = 0 : R_{XQ} B - R_4 \cos(\gamma_{X4})(S - V + B) + R_4 \cos(\gamma_{Y4}) T \sin(\alpha) = 0.$$

З рівняння рівноваги моментів сил навколо осі Y можна знайти невідому реакцію R_4:

$$R_4 \cos(\gamma_{Z4}) T \sin(\alpha) - R_4 \cos(\gamma_{X4}) T \cos(\alpha) = G_D U \cos(\alpha);$$

$$R_4 = \frac{G_D U \cos(\alpha)}{\cos(\gamma_{Z4}) T \sin(\alpha) - \cos(\gamma_{X4}) T \cos(\alpha)}.$$

З рівняння рівноваги моментів сил навколо осі Z можна знайти невідому складову реакції в точці Q R_{XQ}:

$$R_{XQ} B = R_4 \cos(\gamma_{X4})(S - V + B) - R_4 \cos(\gamma_{Y4}) T \sin(\alpha);$$

$$R_{XQ} = \frac{G_D U \cos(\alpha)(\cos(\gamma_{X4})(S - V + B) - \cos(\gamma_{Y4}) T \sin(\alpha))}{B(\cos(\gamma_{Z4}) T \sin(\alpha) - \cos(\gamma_{X4}) T \cos(\alpha))}.$$

З рівняння рівноваги моментів сил навколо осі X можна знайти невідому складову реакції в точці Q R_{ZQ}:

$$R_{ZQ} B = R_4 \cos(\gamma_{Y4}) T \cos(\alpha) - R_4 \cos(\gamma_{Z4})(S - V + B) - G_D(V - B) + G_R(W - B);$$

$$R_{ZQ} = \frac{\frac{G_D U \cos(\alpha)(\cos(\gamma_{Y4}) T \cos(\alpha) - \cos(\gamma_{Z4})(S - V + B))}{\cos(\gamma_{Z4}) T \sin(\alpha) - \cos(\gamma_{X4}) T \cos(\alpha)} - G_D(V - B) + G_R(W - B)}{B}$$

З рівняння суми проекцій сил на вісь Y можна знайти четверту з означених вище невідомих, а саме складову реакції в точці Q R_{YQ}:

$$R_{YQ} = R_4 \cos(\mathrm{r}_{Y4});$$

$$R_{YQ} = \frac{G_D U \cos(\mathrm{a})\cos(\mathrm{r}_{Y4})}{\cos(\mathrm{r}_{Z4})T\sin(\mathrm{a}) - \cos(\mathrm{r}_{X4})T\cos(\mathrm{a})}.$$

Математичні залежності для розрахунку чотирьох невідомих R_4, R_{XQ}, R_{YQ}, R_{ZQ} з першого етапу синтезу математичного моделі силового навантаження вихідного органу механізму паралельної структури знайдено. Переходимо до знаходження рівнянь навантаження рухомої платформи, що походять від силової взаємодії між нею рукою вихідного органу. Покажемо на рис. 2.5 схему навантаження рухомої платформи з відомими силами R_{XQ}, R_{YQ}, R_{ZQ}, які прикладені в точці Q з протилежним відносно схеми навантаження на рис. 2.4 напрямком.

Маємо три невідомі реакції R_1, R_2, R_3, що виникають в еквівалентних штангах з відповідними індексами. Значення косинусів напрямних кутів ρ_1, ρ_2, ρ_3 нам відомі з розв'язку задачі зворотної кінематики для нашого механізму паралельної структури. Необхідно скласти систему з трьох рівнянь. Використаємо два рівняння рівноваги моментів сил та одне рівняння проекцій сил на вісь. Маємо:

$$\sum M_X = 0: -R_1\cos(\mathrm{r}_{Z1})C + G_P(E + C\cos(\mathrm{g})) + R_{YQ}K + R_{ZQ}(B + C\cos(\mathrm{g})) = 0;$$

$$\sum M_Y = 0: R_2\cos(\mathrm{r}_{Z2})C\sin(\mathrm{g}) - R_3\cos(\mathrm{r}_{Z3})C\sin(\mathrm{g}) + R_{XQ}K = 0;$$

$$\sum Z = 0: R_1\cos(\mathrm{r}_{Z1}) + R_2\cos(\mathrm{r}_{Z2}) + R_3\cos(\mathrm{r}_{Z3}) - R_{ZQ} = 0.$$

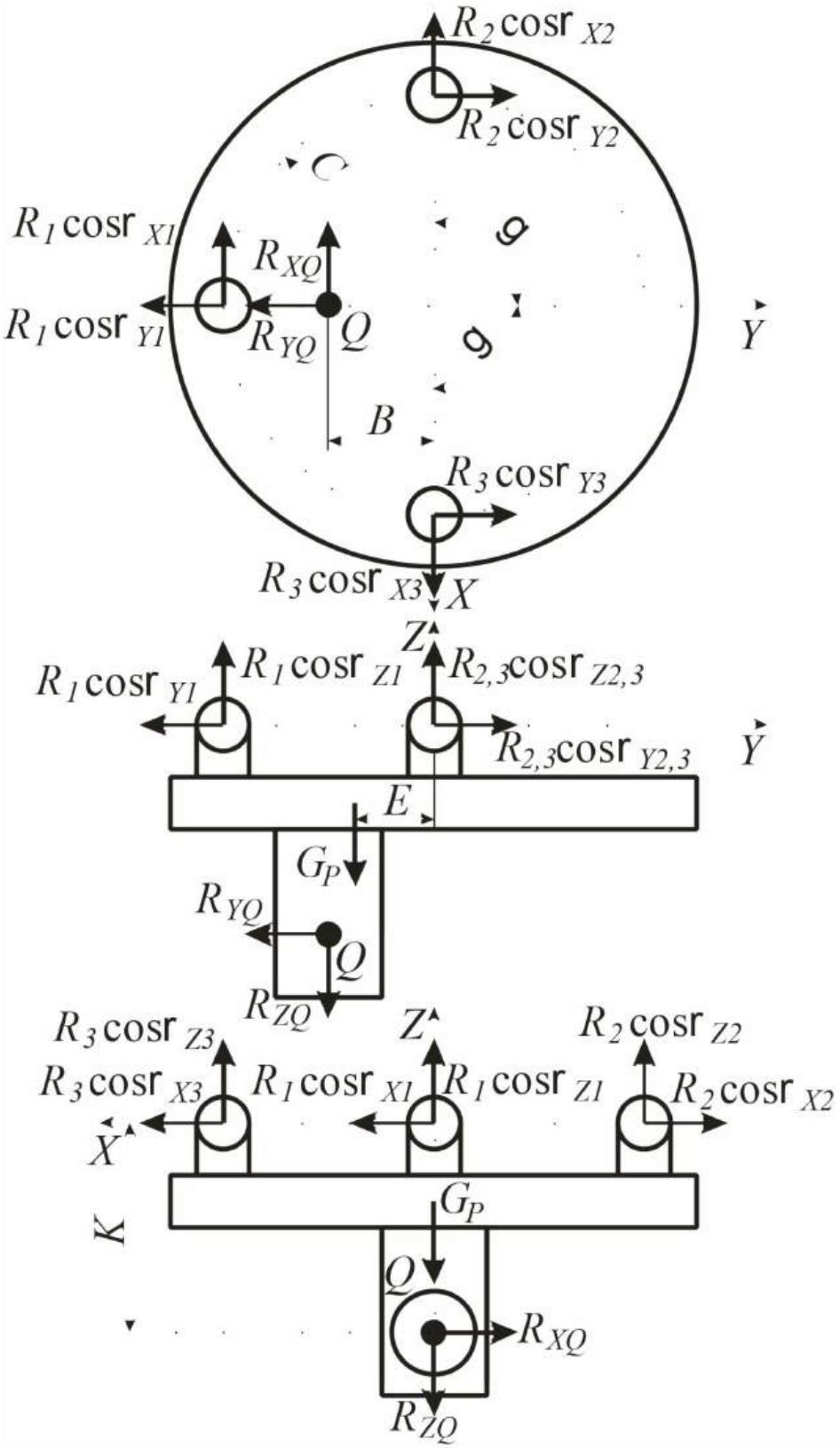


Рис. 2.5 – Схема навантаження рухомої платформи вихідного органу механізму паралельної структури

З першого рівняння моментів сил навколо осі X знаходимо реакцію R_1:

$$R_1 \cos(\rho_{Z1}) C = G_P (E + C\cos(\gamma)) + R_{YQ} K + R_{ZQ} (B + C\cos(\gamma));$$

$$R_1 = \frac{G_P (E + C\cos(\gamma)) + R_{YQ} K + R_{ZQ} (B + C\cos(\gamma))}{C\cos(\rho_{Z1})}.$$

З другого рівняння моментів сил навколо осі Y знаходимо складову реакції $R_3\cos(\rho_3)$:

$$R_3 \cos(\rho_{Z3}) C\sin(\gamma) = R_{XQ} K + R_2 \cos(\rho_{Z2}) C\sin(\gamma);$$

$$R_3 \cos(\rho_{Z3}) = \frac{R_{XQ} K + R_2 \cos(\rho_{Z2}) C\sin(\gamma)}{C\sin(\gamma)}.$$

Підставляємо знайдені вирази для R_1 та $R_3\cos(\rho_3)$ у рівняння проєкцій сил на вісь Z:

$$\frac{G_P (E + C\cos(\gamma)) + R_{YQ} K + R_{ZQ} (B + C\cos(\gamma))}{C} +$$

$$+ R_2 \cos(\rho_{Z2}) + \frac{R_{XQ} K + R_2 \cos(\rho_{Z2}) C\sin(\gamma)}{C\sin(\gamma)} - R_{ZQ} = 0.$$

З даної математичної залежності знаходимо реакцію R_2:

$$R_2 \cos(\rho_{Z2}) + \frac{R_{XQ} K + R_2 \cos(\rho_{Z2}) C\sin(\gamma)}{C\sin(\gamma)} =$$

$$= R_{ZQ} - \frac{G_P\left(E + C\cos(\gamma)\right) + R_{YQ}K + R_{ZQ}\left(B + C\cos(\gamma)\right)}{C};$$

$$2R_2\cos(\rho_{Z2}) = R_{ZQ} - \frac{G_P\left(E + C\cos(\gamma)\right) + R_{YQ}K + R_{ZQ}\left(B + C\cos(\gamma)\right)}{C} - \frac{R_{XQ}K}{C\sin(\gamma)};$$

$$R_2 = \frac{R_{ZQ}C\sin(\gamma) + \left(R_{YQ}K + R_{ZQ}\left(B + C\cos(\gamma)\right) - G_P\left(E + C\cos(\gamma)\right)\right)\sin(\gamma) - R_{XQ}K}{2C\cos(\rho_{Z2})\sin(\gamma)}.$$

Маючи вираз для реакції R_2:, знаходимо математичну залежність для визначення реакції R_3, беручи за основу вираз для складової реакції $R_3\cos(\rho_3)$:

$$R_3\cos(\rho_{Z3})C\sin(\gamma) = R_{XQ}K +$$

$$+ \frac{R_{ZQ}C\sin(\gamma) + \left(R_{YQ}K + R_{ZQ}\left(B + C\cos(\gamma)\right) - G_P\left(E + C\cos(\gamma)\right)\right)\sin(\gamma) - R_{XQ}K}{2};$$

$$R_3 = \frac{R_{ZQ}C\sin(\gamma) + \left(R_{YQ}K + R_{ZQ}\left(B + C\cos(\gamma)\right) - G_P\left(E + C\cos(\gamma)\right)\right)\sin(\gamma) + R_{XQ}K}{2C\cos(\rho_{Z3})\sin(\gamma)}.$$

Математичні вирази для знаходження реакцій у всіх чотирьох штангах спрощеної схеми навантаження механізму паралельної структури знайдено. Вагу штанг та рогача в означеній схемі не враховано, прогнозуючи мале їх співвідношення до ваги врахованих елементів вихідного органу.

2.4 Розрахунок реакцій в штангах механізму паралельної структури

Як зазначено вище, подібний за конструкцією механізм паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з

суміщеним розташуванням повзунів на одній з напрямних розглядався як з один варіантів в роботі [12], де була розроблена та реалізована методика синтезу механізму. Провівши рекомендовані розрахунки та проаналізувавши отримані величини щодо дотримання рекомендацій відносно їх раціональних значень, описаних у наведеній роботі, та виконавши попередні ескізні прорахунки, приймаємо наступні величини вхідних параметрів, що потребує наша математична модель:

- вага умовної циліндричної деталі номінального діаметру $G_D = 100$ Н;

- зміщення вектору прикладення ваги зазначеної умовної деталі $U = 100$ мм;

- вага руки механізму паралельної структури з урахуванням всіх внутрішніх елементів її конструкції $G_R = 30$ Н;

- зміщення вектору прикладення ваги руки механізму паралельної структури внаслідок специфіки її внутрішньої будови $W = 50$ мм;

- вага рухомої платформи механізму паралельної структури з урахуванням усіх елементів її конструкції $G_P = 40$ Н;

- зміщення вектору прикладення ваги рухомої платформи механізму паралельної структури внаслідок специфіки її будови $E = 40$ мм;

- виліт початкової розрахункової точки захватного пристрою відносно центру підшипникового вузла кронштейну рухомої платформи $V = 250$ мм;

- відстань вздовж осі руки між центром шарніру на рогачі та початковою розрахунковою точкою захватного пристрою $S = 350$ мм;

- ексцентриситет відносно осі руки центру шарніру кріплення одиничної штанги на рогачі $T = 75$ мм;

- віддалення осі руки робота відносно площини розміщення центрів еквівалентних штанг приводу переміщення рухомої платформи $K = 80$ мм;

- радіус кола, що проведене через три центри шарнірів еквівалентних штанг приводу переміщення рухомої платформи $C = 80$ мм;

- відстань між центром кола радіусом C та проєкцією центру підшипникового вузла кронштейну кріплення руки до рухомої платформи на площину зазначеного кола $B = 50$ мм;

- кут між радіусом, що проведений до центру шарніру еквівалентної штанги 1 на рухомій платформі з центру кола радіусом C та аналогічними радіусами, проведеними до центрів шарнірів еквівалентних штанг 2 і 3 $\gamma = 90°$.

При визначенні координат розташування напрямних приймемо, що кут між їхнім розташуванням відносно центра кола, проведеного через сліди проєкцій траєкторій руху центрів шарнірів на повзунах при русі останніх вздовж напрямних, на площину основи, відповідатиме куту γ. Таким чином, зазначені сліди проекцій матимуть наступні координати:

- для напрямної повзуна переміщення еквівалентної штанги 1 $x_{N1} = 0$, $y_{N1} = 400$ мм;

- для напрямної повзуна переміщення еквівалентної штанги 2 $x_{N2} = 400$ мм, $y_{N2} = 0$ мм;

- для напрямної повзуна переміщення еквівалентної штанги 3 $x_{N3} = -400$ мм, $y_{N3} = 0$ мм.

Повзун приводу обертання руки будемо суміщати на одній напрямній з повзуном переміщення еквівалентної штанги 1, як то показано на схемі на рис. 2.1. В загальному випадку сліди траєкторій переміщення центрів шарнірів на повзунах переміщення еквівалентної штанги та одиничної штанги можуть не співпадати. Таким чином, координати сліду траєкторії руху центру шарніру переміщення одиничної штанги на повзуні на площину основи матимуть інші координати. Припустимо, що $y_{N4} = y_{N1} = 400$ мм, проте $x_{N4} = x_{N1} - N$, де N – відстань між зазначеними траєкторіями руху, які будуть рівнобіжними, оскільки повзуни обох приводів рухатимуться по одній напрямній. Величина N може варіюватися.

Довжини всіх штанг приводів переміщення вихідного органу механізму паралельної структури приймаємо рівними $L_i = 800$ мм.

За робочий простір аналогічних механізмів найчастіше приймають циліндр діаметром D і висотою H. Встановимо значення розмірів робочого простору на рівні $D = 200$ мм і $H = 300$ мм.

Оскільки в приводі обертання руки в нашому механізмі паралельної структури використано лише один повзун, то діапазон величин кута такого обертання обмежується можливими особливими положеннями. Приймемо, що діапазон зміни величина даного кута α згідно схем, показаних на рис. 2.3 і 2.4, не перевищуватиме 90°. Нульове значення даного кута відповідатиме положенню рогача, за якого відрізок T буде рівнобіжним осі Z.

Проведемо дослідження навантажень у вигляді реакцій, що виникають у штангах прийнятого до розгляду механізму паралельної структури. Результати дослідження впливу зміни вхідних параметрів схеми навантаження на величини реакцій представимо у вигляді відповідних графіків, які наведені на рис. 2.6 – 2.19, згідно розрахунків, що визначені при побудові математичної моделі.

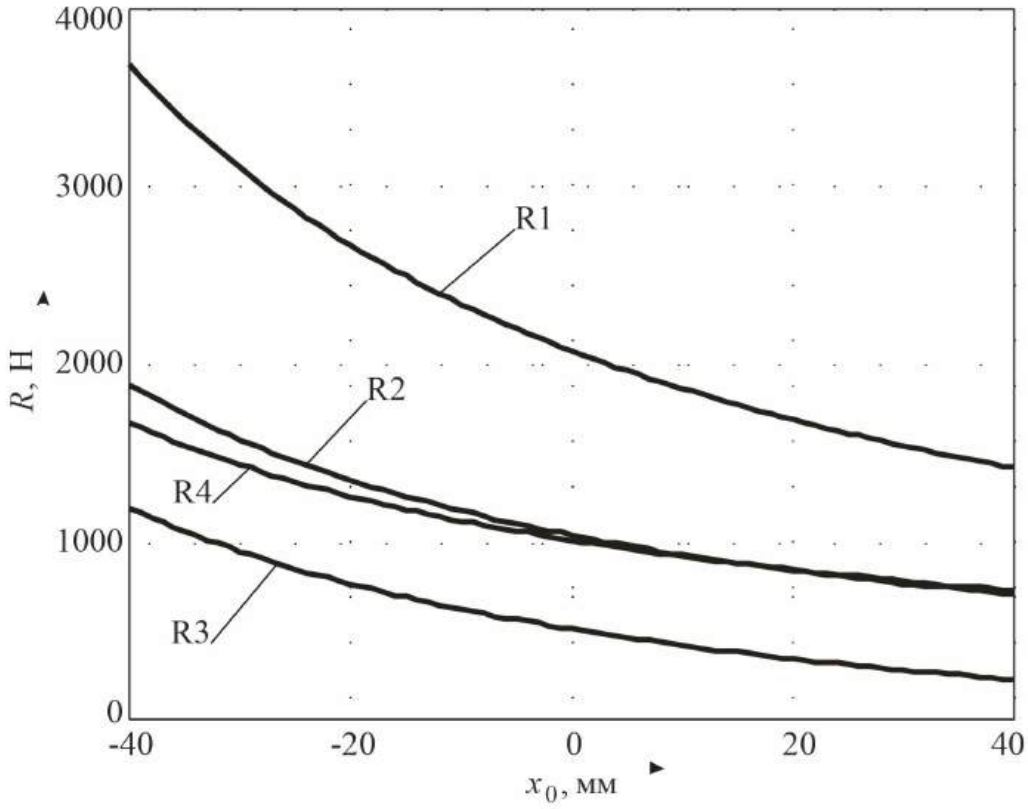


Рис. 2.6 – Зміна величин реакцій при русі руки вздовж осі X

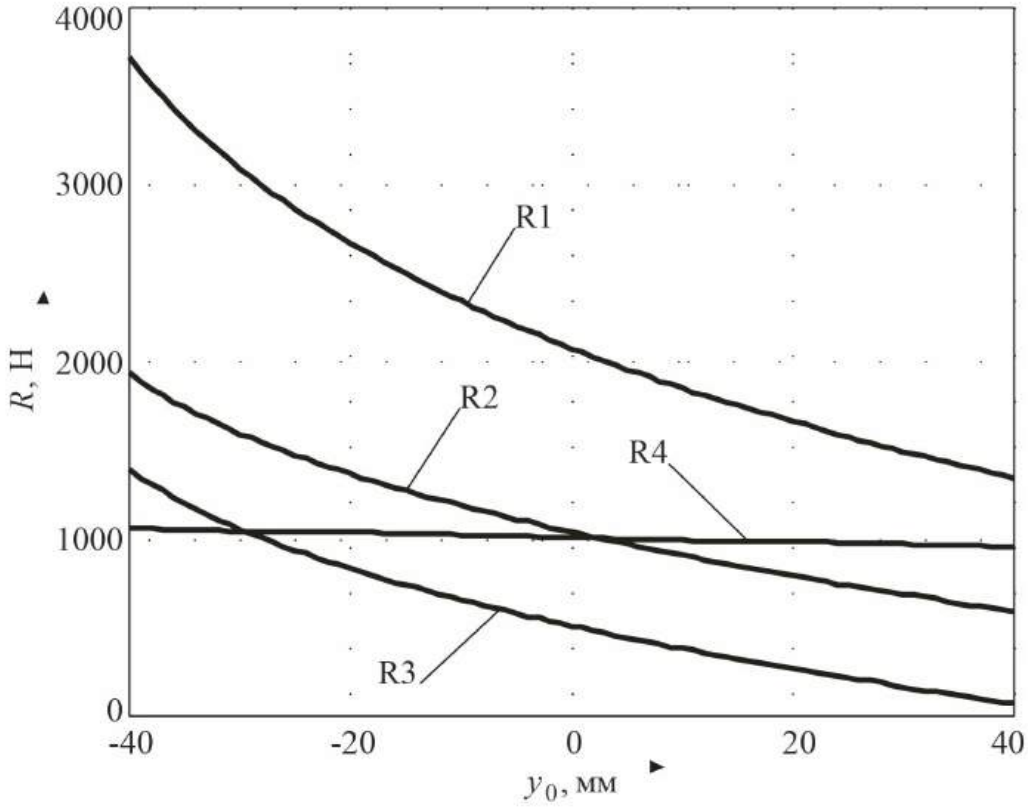


Рис. 2.7 – Зміна величин реакцій при русі руки вздовж осі *Y*

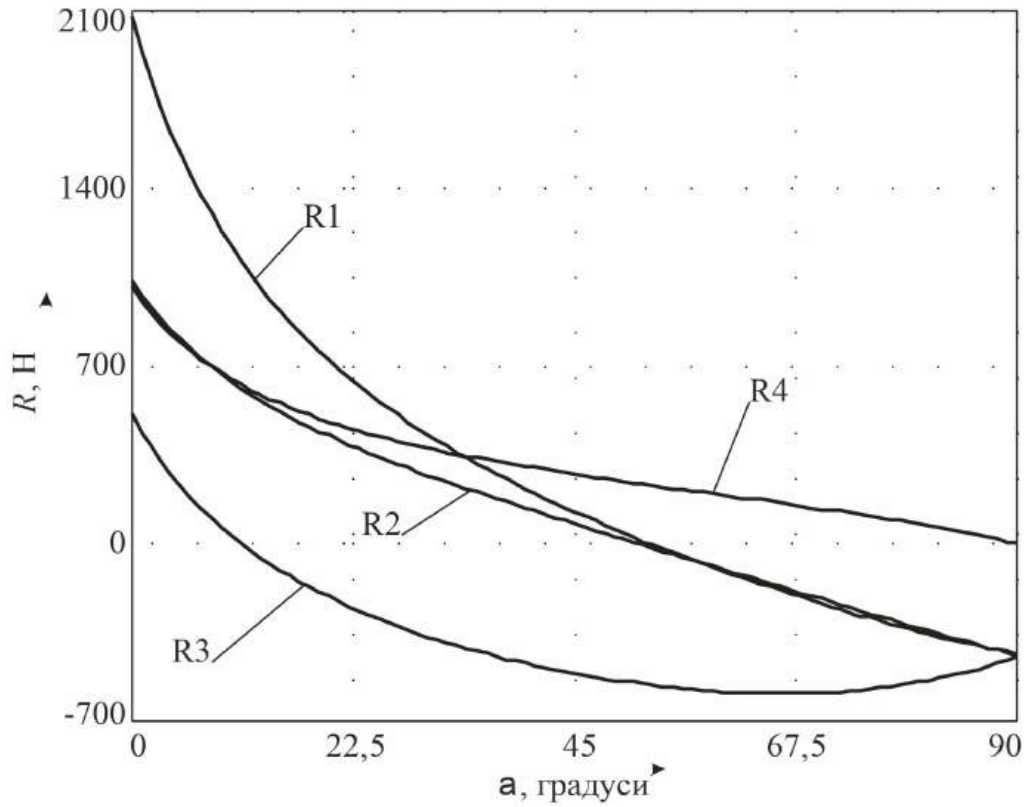


Рис. 2.8 – Зміна величин реакцій при варіюванні кута обертання руки

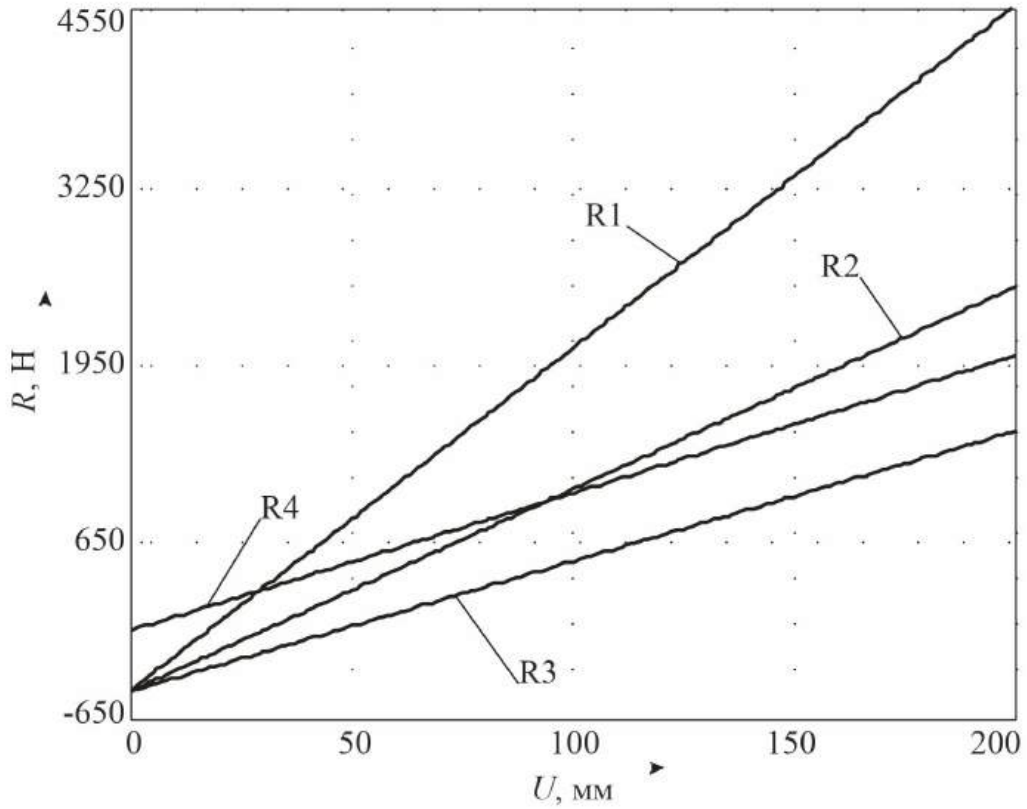


Рис. 2.9 – Зміна величин реакцій при варіюванні плеча прикладення ваги умовної деталі

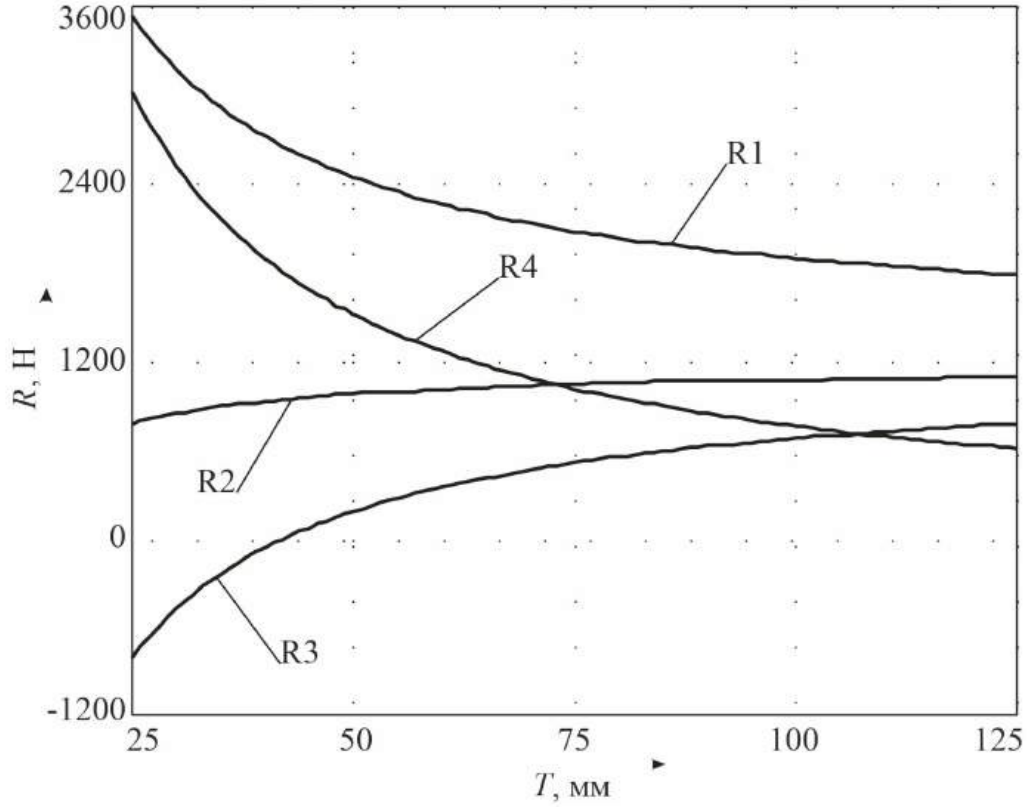


Рис. 2.10 – Зміна величин реакцій при варіюванні довжини рогача

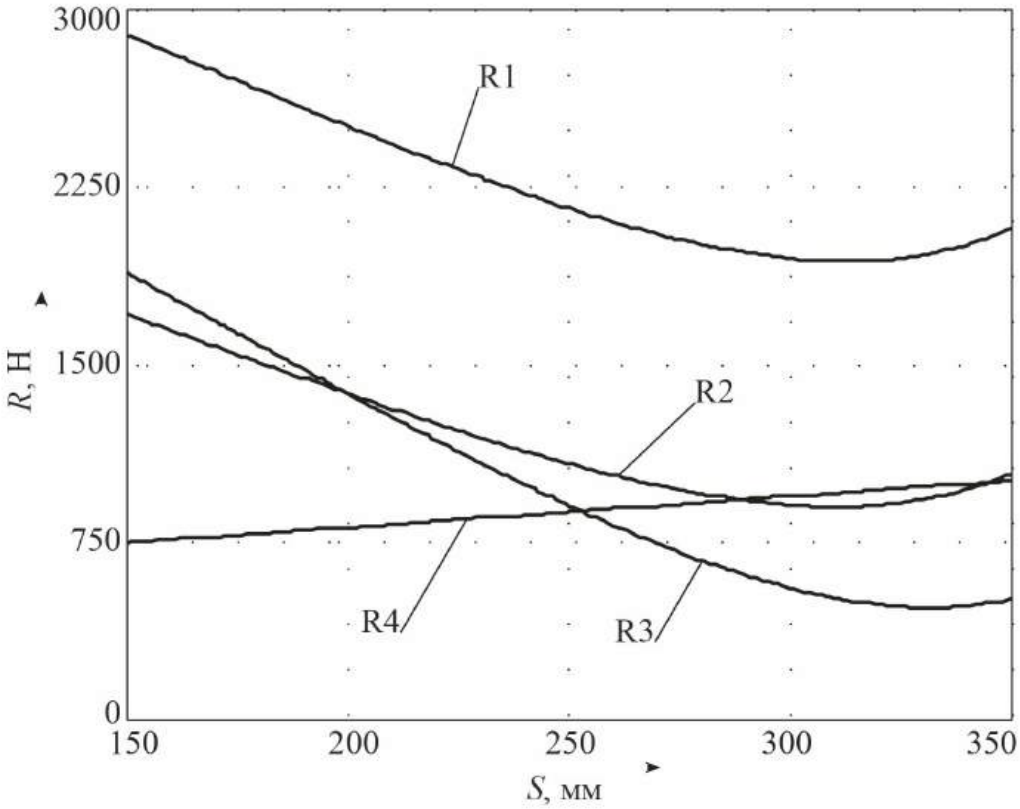


Рис. 2.11 – Зміна величин реакцій при варіюванні вильоту рогача

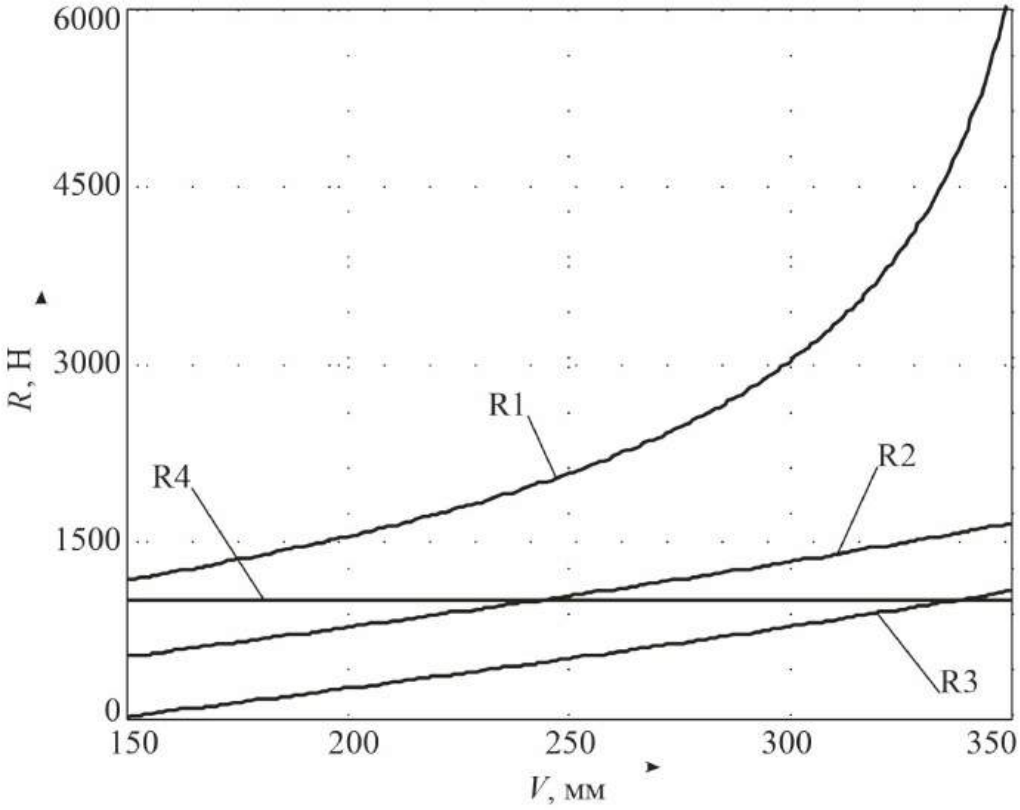


Рис. 2.12 – Зміна величин реакцій при варіюванні вильоту захватного пристрою

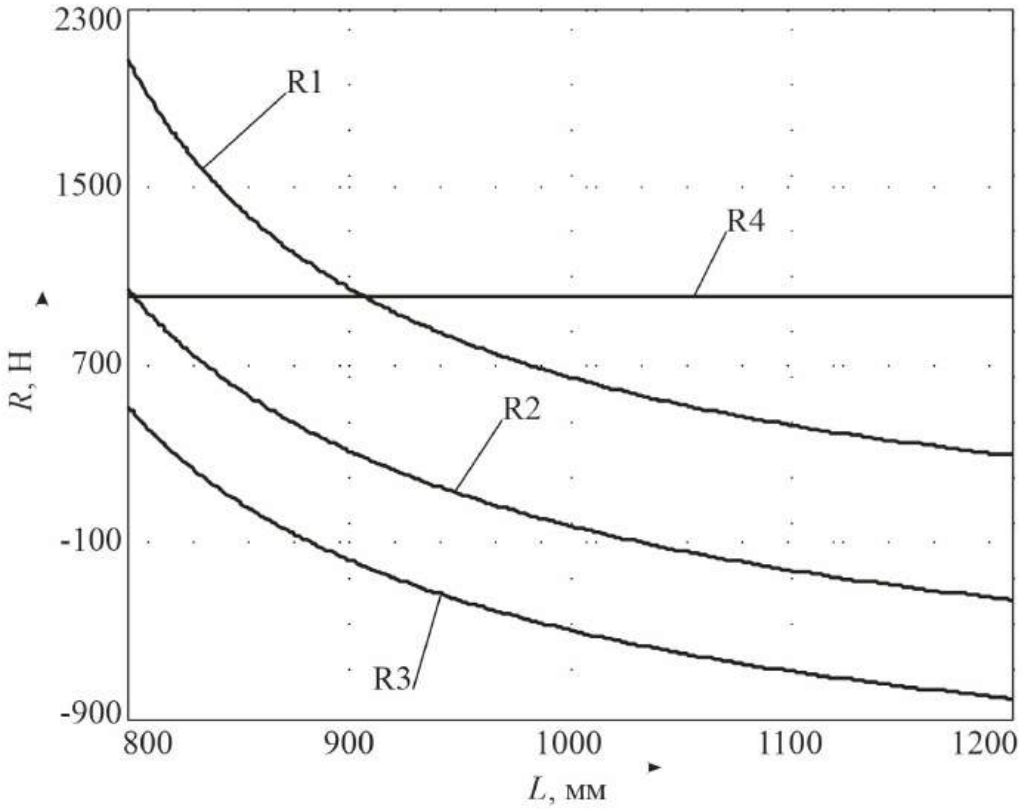


Рис. 2.13 – Зміна величин реакцій при варіюванні довжин штанг

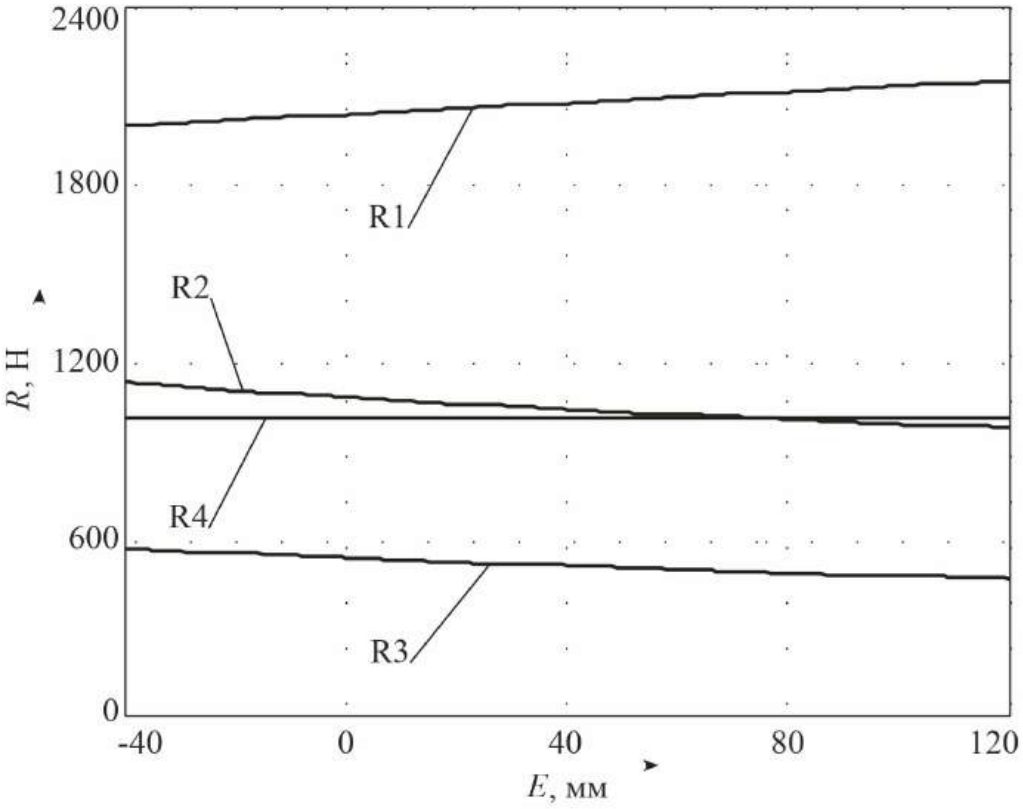


Рис. 2.14 – Зміна величин реакцій при варіюванні плеча прикладення ваги рухомої платформи

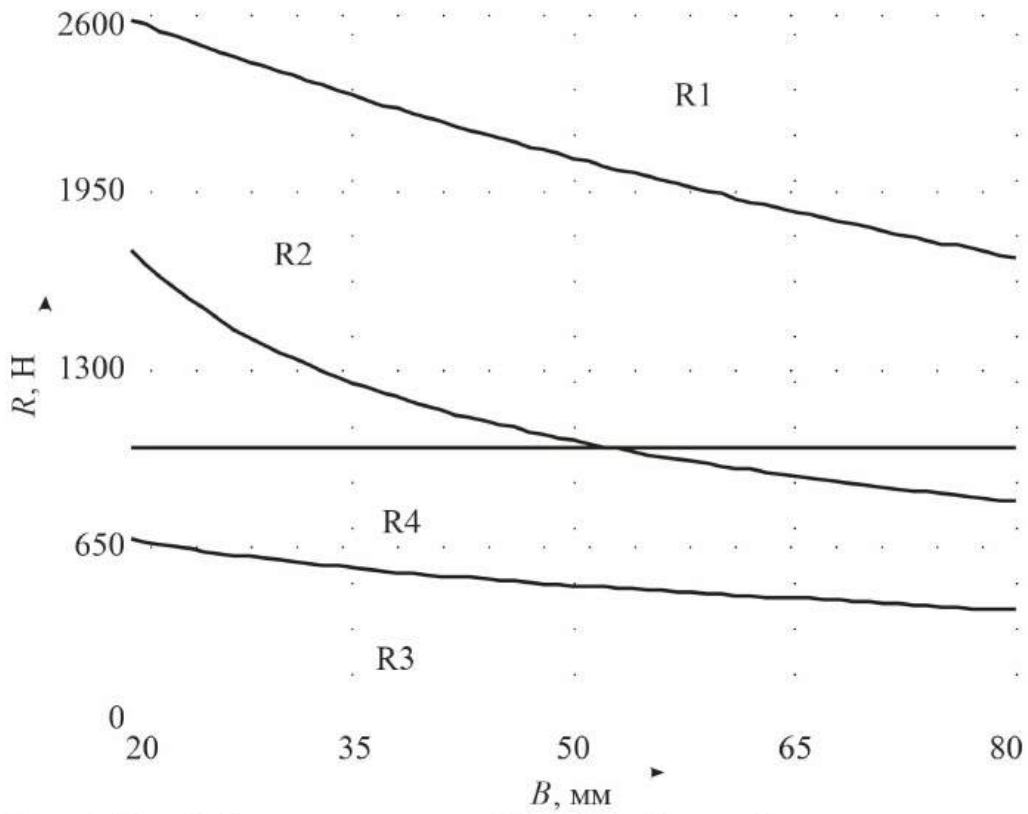


Рис. 2.15 – Зміна величин реакцій при варіюванні ексцентриситету шарніру обертання руки відносно центру рухомої платформи

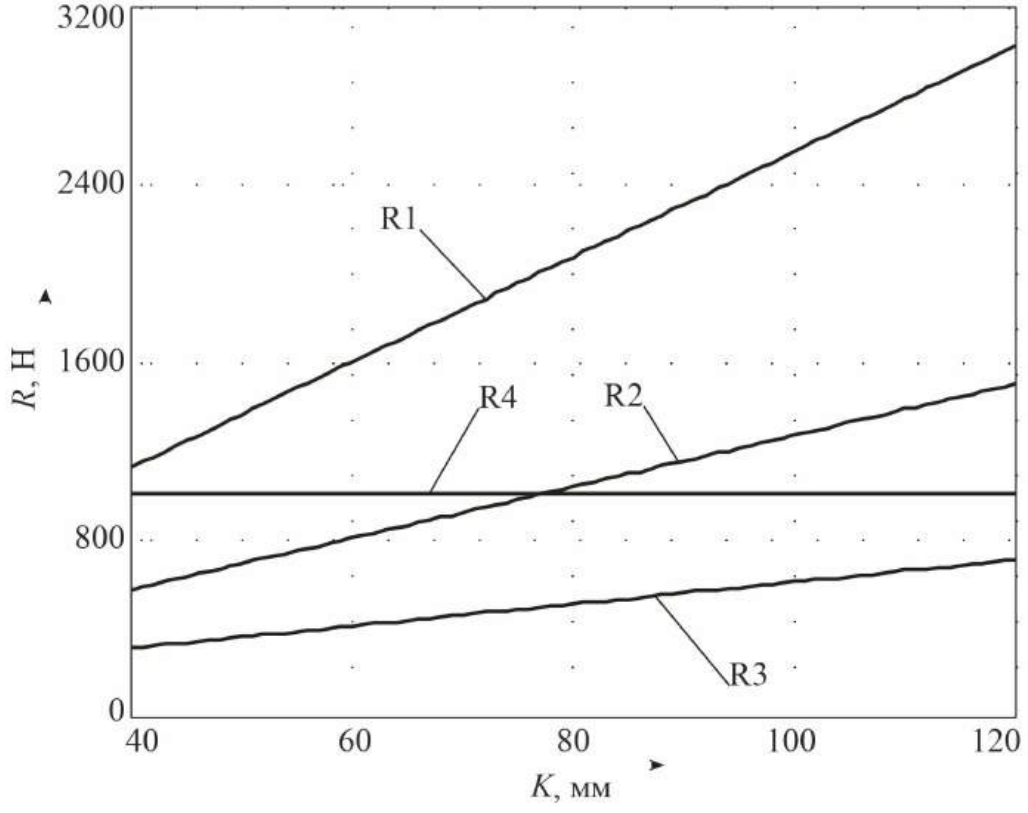


Рис. 2.16 – Зміна величин реакцій при варіюванні висоти розташування шарніру обертання руки відносно центру рухомої платформи

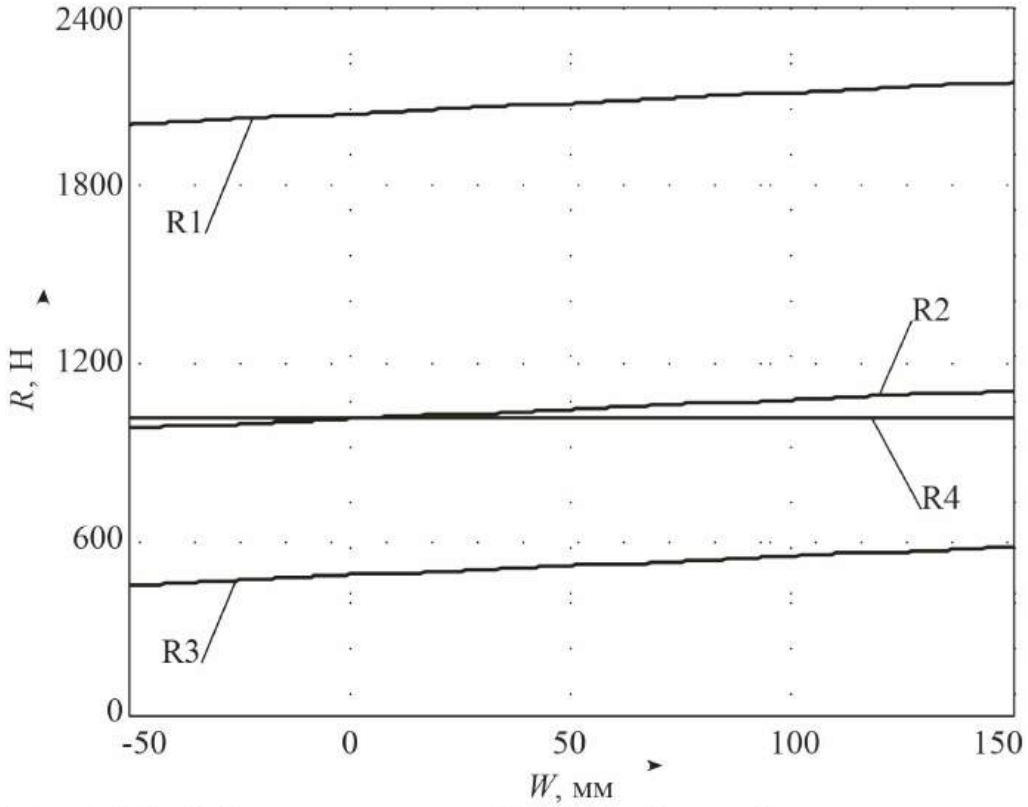


Рис. 2.17 – Зміна величин реакцій при варіюванні плеча прикладення ваги руки

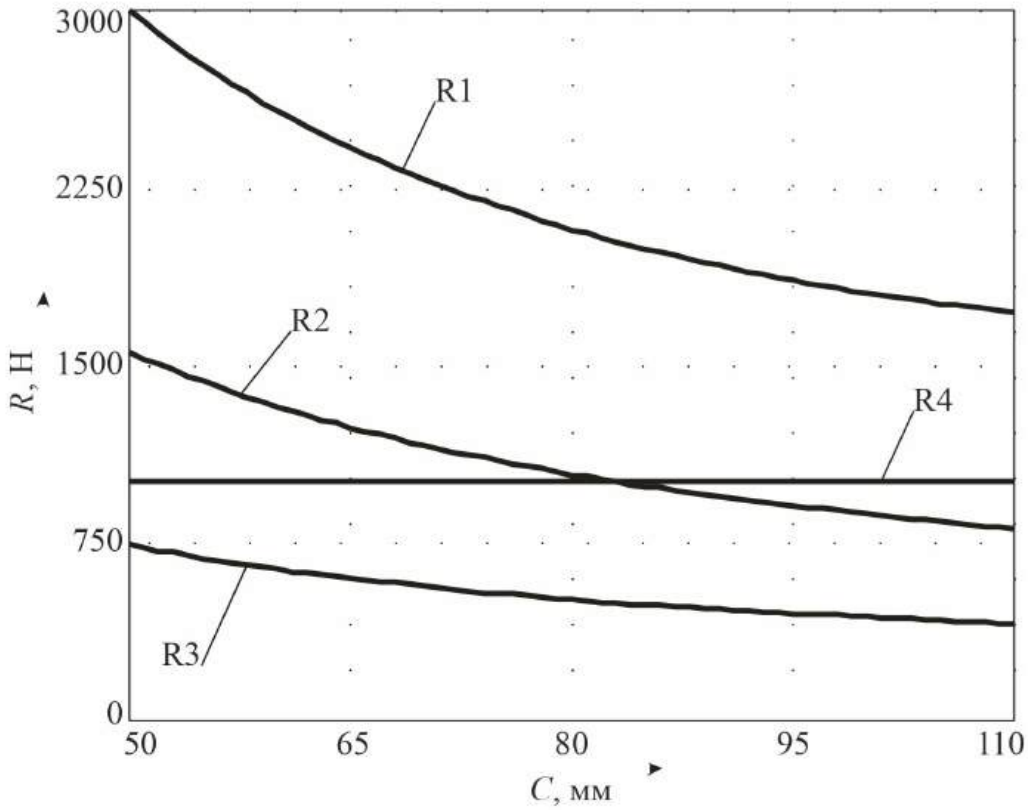


Рис. 2.18 – Зміна величин реакцій при варіюванні радіуса розташування центрів шарнірів штанг на рухомій платформі

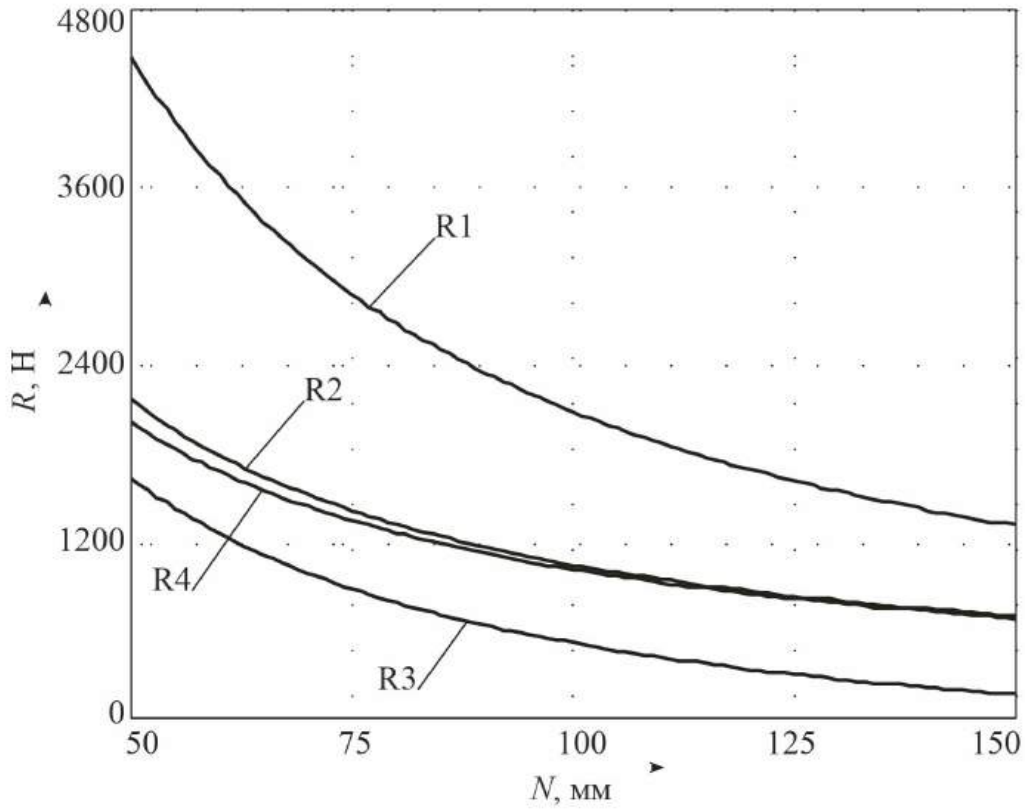


Рис. 2.18 – Зміна величин реакцій при варіюванні вильоту плеча розташування шарніру одиничної штанги на повзуні

Специфіка побудови математичної моделі та прийнятих при цьому припущень призводить до того, що графіки на рис. 2.12 – 2.18 не показують впливу параметрів схеми навантаження на величину реакції в одиничній штанзі. Від'ємні значення величин реакцій, що спостерігаються на графіках на рис. 2.8 – 2.10 і 2.13, означають, що їх напрямок є протилежним показаному на схемах навантаження, представлених на рис. 2.4 і 2.5.

Спільною ознакою всіх графіків є перевищення за величиною реакції R_1 в переважній більшості випадків. Подекуди в певних діапазонах максимальною величиною володіє реакція R_4. Зокрема, такі випадки можна спостерігати на графіках на рис. 2.8, 2.9, 2.13. Такий розподіл пояснюється консольним ефектом положень механізму. Найменша величина спостерігається для реакції R_3, що пояснюється винесенням плеча кріплення шарніру одиничної штанги на повзуні в іншу частину робочого простору механізму.

На певних графічних залежностях спостерігаються ознаки асимптотичних зростань величин реакцій в штангах. Це пояснюється негативною комбінацією конструктивних параметрів схеми навантаження, за яких загальна конструкція механізму паралельної структури стає схильною до появи особливих положень. Наприклад, негативні ефекти починають спостерігатися при наближенні значень параметрів вильотів рогача та захватного пристрою, якщо дивитися на графіки на рис. 2.11 і 2.12. Річ в тім, що при рівності даних величин стає неможливим компенсувати вплив моменту від ваги деталі, що закріплюється в захватному пристрої. Подібні висновки можна зробити і для інших параметрів схеми навантаження. При цьому на етапі синтезу конструкції такі явища проконтролювати неможливо, відтак аналіз силового навантаження механізму паралельної структури відіграє велику роль в ході раціоналізації значень конструктивних параметрів, ще до етапу розрахунку динамічних показників. Слід зазначити, що подібний аналіз необхідно робити комплексно, оскільки раціоналізація конструкції лише за одним параметром схеми навантаження може спричиняти перевищення негативних впливів від інших.

Серед однозначних рекомендацій щодо конструювання механізму паралельної структури будуть такі:

- потрібно мінімізувати плече прикладення ваги умовної деталі відносно осі руки;

- потрібно збільшувати довжину рогача, щоб центр шарніру кріплення одиничної штанги до нього був якомога далі від осі руки;

- потрібно мінімізувати виліт захватного пристрою відносно шарніру кріплення руки до рухомої платформи;

- бажано досягати зростання довжин штанг;

- необхідно збільшувати ексцентриситет розташування шарніру обертання руки відносно центру рухомої платформи;

- необхідно зменшувати відстань між віссю обертання руки та площиною розташування центрів шарнірів штанг приводу переміщення рухомої платформи;

- радіус розташування подібних центрів шарнірів штанг відносно центру рухомої платформи бажано зменшувати;

- плече кріплення шарніру одиничної штанги на повзуні необхідно збільшувати.

Варто зазначити, що на графіках залежності реакцій в штангах від плеча вильоту рогача вздовж осі руки, які показані на рис. 2.11, спостерігаються локальні мінімуми, тому для даного параметру однозначних рекомендацій щодо збільшення чи зменшення його величини зробити неможливо.

РОЗДІЛ 3
ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

3.1 Загальні вихідні дані

Проєктний робот є універсальною машиною, що може бути використана як для здійснення механічної обробки деталей основним інструментом, так і для транспортування деталей і заготовок, шляхом заміни одного вузла.

Оскільки розроблена конструкція не має прямого комерційного аналога серед серійно виготовлюваних зразків, то для визначення показників економічної ефективності проєкту, у якості бази для порівняння приймемо два маніпулятори, один з яких може виконувати лише механічні операції, а інший – операції транспортування. Сумарний штучний час виконання операцій проєктним роботом враховує також заміну робочого органу (шпинделя на руку і навпаки) і перевстановлення програмного забезпечення (ПЗ) при переході на інший режим роботи. Використання проєктного робота дозволить зменшити капітальні вкладення споживача за рахунок заміни двох вузькоспеціалізованих маніпуляторів на один універсальний, а також скоротити втрати, пов‘язані з простоюваннями маніпуляторів за відсутності виробничої потреби у виконанні відповідних операцій.

Порівняння буде проведено за критеріями: капітальні витрати на закупівлю обладнання, витрати на технічне обслуговування, час переналагодження системи та її гнучкість при зміні виробничих завдань.

Отже, метою цього розділу є встановлення економічної ефективності застосування розробленого універсального маніпулятора шляхом обґрунтованого аналізу переваг у порівнянні з альтернативними технічними рішеннями.

Загальні техніко-економічні показники базових та проектного роботів зведено до табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Загальні вихідні техніко-економічні показники

№ п/п	Показник	Одиниця	Варіанти	
			Базовий	Проєкт
1	2	3	4	5
1.	Річна програма випуску продукції	шт./рік	10000	10000
2.	Потреба у роботах-маніпуляторах	шт./рік	2	1
3.	Штучний час виконання операцій:		0,27	0,245
	механічної обробки	хв.	0,23	0,21
	транспортування	хв.	0,04	0,035
4.	Час на заміну робочого органу та ПЗ	хв.	–	0,4
5.	Потужність електродвигунів	кВт	0,7	1,0
6.	Площа, яку займає робот	$м^2$	1,6	2,1
7.	Категорія ремонтної складності механічної/електричної частини	УРО	7/18	8/20
8.	Оптова ціна робота	грн.	142900	149000

3.2 Визначення експлуатаційних витрат при застосуванні роботів

Визначення експлуатаційних витрат будемо проводити двох варіантів: базового та нового. До розрахунку включаються лише ті статті витрат, які відрізняються у порівнюваних варіантах. Кошторис річних експлуатаційних витрат розраховується за такими статтями:

– витрати на електроенергію силову;

– витрати на допоміжні матеріали;

– витрати на ремонт;

– витрати на утримання приміщення;

– амортизаційні відрахування;

– витрати на переналагодження робота.

Витрати на електроенергію силову:

$$B_{е} = \frac{N_{в} \times K_{о} \times K_{N} \times K_{д}}{h_{м} \times h_{с}} \times T_{нор} \times Ц_{ел}, \quad (3.1)$$

де $N_{в}$ – встановлена потужність електродвигунів робота, кВт;

$K_{о}$ – коефіцієнт одночасної роботи двигунів (приймають 0,65...0,8);

K_{N} – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю (для фрезерної обробки – 0,6...0,7);

$K_{д}$ – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за часом (приймають 0,4);

$h_{с}$ – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів – 0,86;

$h_{м}$ – коефіцієнт, який враховує втрати електроенергії в мережі підприємства;

$T_{нор}$ – норма часу на виконання операції, хв.;

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

В базовому варіанті:

$$B_{ел}^{баз} = \frac{(0,75 \cdot 0,23 + 0,7 \cdot 0,04) \cdot 0,6 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92 \cdot 60} \cdot 7,5 = 0,0046 \text{ грн.}$$

$$B_{ел}^{баз} = \frac{0,7 \times 0,6 \times 0,6 \times 0,4}{0,86 \times 0,92} \times \frac{0,27}{60} \times 18,1 = 0,0104 \text{ грн.}$$

В проектному варіанті:

$$B_{ел}^{пр} = \frac{1,0 \times 0,6 \times 0,6 \times 0,4}{0,86 \times 0,92} \times \frac{0,245}{60} \times 18,1 = 0,0135 \text{ грн.}$$

Витрати на допоміжні матеріали:

, (3.2)

де $M_{гв}$ – годинні витрати на допоміжні матеріали на 1 УРО механічної частини, коп.;

$R_м$ – категорія складності ремонту механічної частини робота, УРО;

$K_п$ – коефіцієнт, який враховує тип виробництва (для серійного $K_п = 1,0$).

$$B_{дм}^{баз} = \frac{78,5 \cdot 7 \cdot 0,27}{100 \cdot 60} \cdot 1,0 = 0,0247 \text{ грн.} \quad B_{дм}^{баз} = \frac{79,5 \times 7 \times 0,27}{100 \times 60} \times 1,0 = 0,0250 \text{ грн.}$$

$$B_{дм}^{пр} = \frac{79,5 \times 8 \times 0,245}{100 \times 60} \times 1,0 = 0,0260 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання:

, (3.3)

де $Г_{вм}$, $Г_{ве}$ – відповідні річні витрати на всі види ремонту на 1 УРО механічної та електричної частин верстата, грн./рік;

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

$$B_{р}^{баз} = \frac{7 \cdot 880 + 18 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{0,27}{60} = 0,0218 \text{ грн.} \quad B_{р}^{баз} = \frac{7 \times 880 + 18 \times 720}{3950} \times \frac{0,27}{60} = 0,0232 \text{ грн.}$$

$$B_{р}^{пр} = \frac{8 \times 880 + 20 \times 720}{3950} \times \frac{0,245}{60} = 0,0236 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання приміщення:

$$B_{уп} = \frac{F_о \cdot С}{F_{дрм}} \cdot T_{нор} \quad B_{уп} = \frac{F_о \times T_{нор}}{F_{дрм} \times 60}, \quad (3.4)$$

де F_o – виробнича площа, яку займає робот, включаючи площу його переміщення, м^2;

C – річні витрати, пов'язані з використанням 1 м^2 виробничого приміщення, грн./м^2.

$$B_{\text{уп}}^{\text{баз}} = \frac{1{,}6 \cdot 0{,}27}{3950 \cdot 60} \cdot 780 = 0{,}0014 \text{ грн.} \quad B_{\text{уп}}^{\text{баз}} = \frac{1{,}6 \times 780 \times 0{,}27}{3950 \times 60} = 0{,}0014 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{уп}}^{\text{пр}} = \frac{2{,}1 \times 780 \times 0{,}245}{3950 \times 60} = 0{,}0017 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію робота:

, (3.5)

де H_a – норма амортизації, %;

$Ф_{\text{бал}}$ – балансова вартість робота, грн.

Балансову вартість роботів знайдемо за формулою:

$$Ф_{\text{бал}} = Ц_{\text{опт}} \cdot \left(1 + K_{\text{тр}} + K_м\right), \qquad (3.6)$$

де $Ц_{\text{опт}}$ – оптова ціна робота, грн.;

$K_{\text{тр}}$, $K_{\text{м}}$, $K_{\Ф}$ – відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05...0,1) та монтаж (0,04...0,06) робота.

Таким чином, балансова вартість:

– базового робота:

$$Ф_{\text{бал}}^{\text{баз}} = 142900 \times \left(1 + 0{,}06 + 0{,}05\right) = 158619 \text{ грн.},$$

– нового робота:

$$Ф_{бал}^{пр} = 149000 \times (1 + 0,06 + 0,05) = 165390 \text{ грн.},$$

$$B_а^{баз} = \frac{158619 \times 20 \times 0,27}{3950 \times 100 \times 60} = 0,0361 \text{ грн.},$$

$$B_а^{пр} = \frac{165390 \times 20 \times 0,245}{3950 \times 100 \times 60} = 0,0342 \text{ грн.}$$

Витрати на переналагодження проєктного робота:

(3.7)

де $C_{гн}$ – годинна тарифна ставка наладчика, грн./год.;

A – кількість налагоджень на рік;

$T_{нал}$ – час налагодження, хв.;

$N_д$ – річна програма випуску деталей, шт./рік.

$$B_н^{пр} = 121,665 \times (1 + 0,1) \times (1 + 0,22) \times \frac{0,4 \times 12}{60 \times 10000} = 0,0013 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Експлуатаційні витрати

№ п/п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1.	Силова електроенергія	$B_{ел}$	0,0104	0,0135
2.	Допоміжні матеріали	$B_{дм}$	0,0250	0,0260

3.	Ремонт робота	$B_р$	0,0232	0,0236
4.	Утримання приміщення	$B_{уп}$	0,0014	0,0017
5.	Амортизація робота	$B_а$	0,0361	0,0342
6.	Переналагодження робота	$B_н$		0,0013
Загальна сума		$B_е$	0,0961	0,1003

3.3 Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект у споживача розрахуємо за формулою:

$$E_{р_{сп}} = \left(B_e^{баз} - B_e^{пр}\right) \cdot N_д - E_н \cdot K_{сп}, \quad (3.8)$$

де $P_е^{баз}, P_е^{пр}$ – експлуатаційні витрати відповідно в базовому та проектному варіантах, грн.;

$N_д$ – річна програма випуску деталі, шт./рік;

$K_{сп}$ – додаткові капітальні витрати у споживача, грн.

$$K_{сп} = Ф_{бал}^{пр} \times Q_{пр} - Ф_{бал}^{баз} \times Q_{баз}, \quad (3.9)$$

$Ф_{бал}^{пр}, Ф_{бал}^{баз}$ – відповідно балансова вартість проектного та базових роботів, грн.;

$Q_{пр}$, $Q_{баз}$ – потреба у роботах для виконання річної виробничої програми виготовлення деталей.

$$K_{сп} = 165390 \times 1 - 158619 \times 2 = -151848 \text{ грн.}$$

$$E_{р_{сп}} = (0,0961 - 0,1003) \times 10000 - 0,16 \times (-151848) = 24254 \text{ грн.}$$

У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників проекту (табл. 3.3).

Таблиця 3.3 – Підсумкові техніко-економічні показники проєкту

№ п/п	Показники	Одиниця	Базовий варіант	Проект	Зміна, % (+,)
1.	Потреба у роботах	шт./рік	2	1	–50,0
2.	Річний випуск виробів	шт./рік	10000	10000	–
3.	Штучний час виконання операцій:	хв.	0,27	0,245	–9,3
	механічної обробки	хв.	0,23	0,21	–8,7
	транспортування	хв.	0,04	0,035	–12,5
4.	Час на заміну робочого органу та ПЗ	хв.	–	0,4	–
4.	Оптова ціна роботу	грн.	142900	149000	+4,3
5.	Експлуатаційні витрати із застосуванням робота (на один виріб)	грн.	0,0961	0,1003	+4,4
6.	Річний економічний ефект	грн.	–	24254	–

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі за другим (магістерським) рівнем вищої освіти розв'язане важливе науково-технічне завдання дослідження силового навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних для раціонального підбору двигунів приводів подачі та подальшого розв'язку задач динаміки.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

– проаналізовано побудову механізмів з різними кінематичними структурами;

– обрано прототип механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних;

– розроблено схему навантаження обраного механізму паралельної структури;

– розроблено математичну модель силового навантаження механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних;

– розраховано силові залежності в штангах обраного механізму паралельної структури для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки;

– виконано розрахунок економічної ефективності від впровадження результатів роботи.

У проведеному аналізі побудови механізмів з різними кінематичними структурами визначено їх сильні та слабкі сторони, продемонстровано перспективність використання обладнання, побудованого на основі паралельних кінематичних структур. При висвітленні окремих специфічних питань розрахунку реакцій в механізмах паралельної структури показано важливість вирішення даної задачі та пов'язану з цим необхідність розв'язку

зворотної кінематичної задачі, що й було зроблено в другому розділі даної роботи.

Задачу визначення внутрішніх реакцій в штангах механізму паралельної структури розділено на два етапи. На першому етапі розглядається окремо силове навантаження руки механізму, на другому – навантаження рухомої платформи з урахуванням результатів розв'язку першої частини завдання. Силовий зв'язок між рукою та рухомою платформою враховується через прикладення складових реакцій, спрямованих по осям просторової системи координат, та які виникають у підшипниковому вузлі шарнірного механізму вихідного органу. Синтезовано дві схеми навантаження складових частин вихідного органу механізму паралельної структури, на основі яких розроблено дві математичні моделі залежності реакцій у штангах приводів даного механізму. При розробці останніх було прийнято певні припущення та проведені допустимі спрощення.

В результаті комп'ютерного моделювання на основі розроблених математичних моделей отримано графічні залежності величин реакцій, що виникають в штангах механізму паралельної структури, від прикладеного зовнішнього корисного навантаження, ваги складових частин вихідного органу при варіюванні конструктивних параметрів схем навантаження. Отримані результати можуть бути використанні в подальшому при раціональному підборі двигунів приводів механізму паралельної структури та як попередній етап розв'язку задач його динаміки.

Також в роботі проведено розрахунок очікуваної економічної ефективності від впровадження результатів роботи. Очікуваний економічний ефект склав 24254 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х част. Під ред. Ю.М. Кузнецова. Навч. посібних для ВНЗ. – Кіровоград, 2003 р.

2. Кіницький, Я. Т. Теорія механізмів і машин : підручник / Я. Т. Кіницький – Київ: Наукова думка, 2002. - 662 с.

3. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Скляров Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою. – Кіровоград, 2004. - 449с.

4. Павловський, М. А. Теоретична механіка : навчальне видання / М. А. Павловський – Київ: Техніка, 2002. - 511 с.

5. Grosch P., Thomas F. Parallel Robots With Unconventional Joints Kinematics and Motion Planning. Springer Nature Switzerland AG, 2019. - 107 p.

6. Clavel, R., "Device for the Movement and Positioning of an Element in Space," US Patent No. 4,976,582, December 11, 1990.

7. Pierrot F., Company O., Krut S., Nabat V. Quattro: A New Parallel Manipulator for Very High-Speed Picking. The International Journal of Robotics Research. 2009. Vol. 28, No. 2. P. 223–240.

8. Пат. на кор. модель 122703 Україна, МПК (2006) B23Q5/00 B23Q5/32 (2006.01). Верстат з комбінованою кінематичною структурою / Гречка А.І., Лимар Я.В.; заявник і патентовласник Центральноукраїнський національний технічний університет. – № u201707219; заявл. 10.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

9. Пат. на корисну модель 131333 Україна, МПК B23G5/02. Механізм паралельної структури з дуговою напрямною привода повороту шпинделя / А.І. Гречка, В.О. Ковальчук, В.С. Лесь.; заявник і патентовласник Центральноукраїнський національний технічний університет. - № u201807712 ; заявл. 09.07.2018 ; опубл. 10.01.2019 ; Бюл. № 1.

10. Пат. на корисну модель 146761 Україна, МПК B23G 5/02. Механізм паралельної структури / А.І. Гречка, Т.І. Федьоха, О.О. Кропівний.; заявник і

патентовласник Центральноукраїнський національний технічний університет. - № u2020 05056 ; заявл. 04.08.2020 ; опубл. 17.03.2021 ; Бюл. № 11.

11. Пат. на кор. модель 114304 Україна, МПК B23Q 5/00 (2017.01). Привод переміщення вихідного органа верстата з п'ятьма штангами /Гречка А.І., Кириченко А.М., Аль-Ібрахімі Метак М.А.; заявник і патентовласник Кіровоградський національний технічний університет. - № u201607831; заявл. 15.07.2016; опубл. 10.03.2017, Бюл. № 5.

12. Кирнасовська, А. С. Синтез механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом вихідного органу навколо горизонтальної осі з суміщеним розташуванням повзунів : спец. 131 «Прикладна механіка» / наук. кер. А. І. Гречка ; Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2025. - 72 с.

13. Павленко І.І. Захватні пристрої роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Захватні пристрої роботів: монографія. – Кропивницький: «КОД», 2020. – 386 с.

14. Павленко І.І. Дослідження кутових переміщень платформи МПС із ріжучим інструментом / І. І. Павленко, М. О. Годунко, О. А. Кислун, Є. С. Костюк // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2020. - Вип. 3 (34). - С. 117-129.

15. Кропівний О.О. Кінематичні залежності двокоординатного механізму паралельної структури з поворотним кріпленням шарнірів штанг змінної довжини / О.О. Кропівний, А.І. Гречка, А.М. Кириченко, К.К. Щербина // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки: зб. наук. пр. – Кропивницький : ЦНТУ, 2022. – Вип. 5 (36). – Ч. 2. – С. 22-30.

16. Гречка А.І. Інноваційні підходи до підвищення ефективності процесів механічної обробки деталей / А.І. Гречка, О.Л. Пузирьов // Технічні науки та технології. – Чернігів : НУ «Чернігівська політехніка», 2025. No 4(42). С. 55-62.

17. Пузирьов О.Л. Економічна ефективність впровадження гнучких систем управління технічною документацією в машинобудуванні / О.Л. Пузирьов, А.І. Гречка, О.В. Павлова // Журнал "Український журнал прикладної економіки та техніки". – Тернопіль : Західноукраїнський національний університет, 2026. Том 11. № 1. С. 100 – 103.

18. Бочков В.М., Сілін Р.І. Обладнання автоматизованого виробництва. Навчальний посібник / За ред. Сіліна Р.І. – Львів: Видавництво Державного університету «Львівська політехніка», 2000. – 380 с.

19. Костюк В.І., Спину Г.О., Ямпольський Л.С. Робототехніка. – К.: Вища школа, 1994. – 446 с.

20. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.

21. Павленко І.І. Рухові характеристики промислових роботів. – Кіровоград: КДТУ, 2000. – 124 с.

22. Павленко І.І. Структура промислових роботів. – Кіровоград: КІСМ, 1998. – 100 с.

23. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання: Навчальний посібник / Ю.В. Кодра, З.А. Стоцько; За ред. З.А. Стоцька. – Львів: Бескид БІТ, 2004. – 466 с.

24. Єрьомін П.М. Сучасний стан та перспективи розвитку пристроїв для механічного подрібнення пластикових відходів 3D друку під час їх вторинної переробки / П.М. Єрьомін, А.М. Кириченко, А.І. Гречка, А.Р. Апаракін, Є.О. Ніщеменко // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки: зб. наук. пр. – Кропивницький : ЦНТУ, 2025. – Вип. 11 (42). – Ч. 2. – С. 117-126.

25. Економіка підприємства: підручник / під заг. ред. д.е.н., проф. Ковальської Л.Л. та проф. Кривов’язюка І.В. Київ : Видавничий дім «Кондор», 2024. 700 с.

26. Економічні та організаційно-планові розрахунки при обґрунтуванні доцільності розробки нових виробів: метод. вказівки для виконання

економічної частини дипломних проектів для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування» //Укладачі: Журило І.В., Полтавець М.М. Кропивницький: ЦНТУ, 2017. 40 с.

27. Савченко С.М., Кухарук А.Д., Тимошенко Н.Ю. Економіка і організація виробництва: практикум для студентів технічних спеціальностей Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022, 93 с. URL: https://ela.kpi.ua/handle/123456789/46962.