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:

«Синтез механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів»

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

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

Євгенія СИТНИКА
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Синтез механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів

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

3. Строк подання роботи до захисту 01 червня 2026 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: синтез механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів за умови мінімізації його габаритних розмірів при забезпеченні заданої рухомості у визначеному робочому просторі.

Завдання:

– огляд існуючих механізмів паралельної структури, що забезпечують реалізацію трьох лінійних та одного обертового рухів вихідного органу, та прийомів збільшення діапазонів руху;

– вибір прототипів для пропонованої конструкції механізму паралельної структури;

– схематична розробка конструкції нового механізму паралельної структури;

– визначення конструктивних залежностей механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів за умови мінімізації його габаритних розмірів при забезпеченні заданої рухомості у визначеному робочому просторі;

– розрахунок економічної ефективності.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд.	03.03	вик.
2.	Огляд літературних джерел.	18.03	вик.
3.	Розробка схеми механізму і опис конструкції.	29.03	вик.
4.	Визначення конструктивних залежностей приводу переміщення рухомої платформи.	03.04	вик.
5.	Визначення конструктивних залежностей приводу повороту руки.	10.04	вик.
6.	Математичне моделювання конструктивних параметрів механізму.	17.04	вик.
7.	Аналіз отриманих графіків.	30.04	вик.
8.	Розрахунок економічної ефективності.	10.05	вик.
9.	Оформлення пояснювальної записки.	20.05	вик.
10.	Оформлення презентації роботи.	22.06	
11.	Здача роботи на кафедру та перевірка на антиплагіат.	01.06	вик.

Дата видачі завдання «_____» _____ 20___ р.

Керівник роботи _____ Андрій ГРЕЧКА
(підпис)

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

Здобувач вищої освіти _____ Євгеній СИТНИК
(підпис)

Анотація

СИТНИК Євгеній. Синтез механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів. Кваліфікаційна робота за другим (магістерським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2026. – 87 с. Матеріали презентації 9 іл.

Синтезовано схему механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів. Встановлено аналітичні залежності конструктивних параметрів приводів подач. Проведено комп'ютерне моделювання для визначення раціональних значень лімітуючих ланок. Результати моделювання представлено у вигляді графіків.

Очікуваний економічний ефект у виробника продукції в складає 24020 грн, у споживача – 1250 грн.

Актуальність: вперше синтезовано схему механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів та вперше отримано аналітичні залежності конструктивних параметрів приводів подач даного механізму.

Практичне значення: синтезовано схему механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів, встановлено аналітичні залежності конструктивних параметрів приводів подач та проведено комп'ютерне моделювання впливу для визначення раціональних значень лімітуючих ланок.

Ключові слова: механізм паралельної структури, параметри приводу подач, комп'ютерне моделювання.

Summary

SYTNYK Yevhenii. Synthesis of a parallel structure mechanism with three linear and one rotary motion of an enlarged range of the output member with aligned sliders. Qualification work at the second (master's) level of higher education: CUNTU, 2026.– 87 p. Presentation materials 9 il.

It is synthesized a scheme of a parallel structure mechanism with three linear and one rotary motion of an enlarged range of the output member with aligned sliders. It is established analytical dependences of the design parameters of feed drives. Computer modeling to determine rational values of limiting links was carried out. The results of modeling are presented in the form of graphs.

The expected economic effect for the producer of products is UAH 24,020, for the consumer – UAH 1,250.

Keywords: parallel structure mechanism, feed drive parameters, computer modeling.

ЗМІСТ

сторінка

ВСТУП 7

РОЗДІЛ 1 МЕХАНІЗМИ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ З ЧОТИРМА СТЕПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ. ОГЛЯД ПРОТОТИПІВ 10

1.1 Класифікація механізмів паралельної структури з реалізацією трьох лінійних та одного обертового рухів вихідного органу 10

1.2 Використання овердрайвінгу в механізмах з паралельними кінематичними структурами 22

1.3 Огляд прототипів на основі механізмів з паралельними кінематичними структурами 24

1.4 Мета і задачі досліджень 31

РОЗДІЛ 2 СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ 33

2.1 Опис пропонованої конструкції механізму паралельної структури 33

2.2 Синтез приводу переміщення і повороту вихідного органа 38

2.3 Дослідження залежностей конструктивних параметрів приводу повороту руки механізму паралельної структури 61

РОЗДІЛ 3 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ 67

3.1 Загальні вихідні дані 67

3.2 Визначення витрат на підготовку виробництва 68

3.3 Визначення повної собівартості та оптової ціни проєктного робота 69

3.4 Визначення експлуатаційних витрат при застосуванні роботів 75

3.5 Розрахунок показників економічної ефективності 79

ВИСНОВКИ 83

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 85

ВСТУП

Актуальність роботи. Бурхливий розвиток технологічного обладнання, в основі якого використовуються паралельні кінематичні структури, призводить до появи все нових зразків, які дозволяють вирішувати на виробництві все більше технологічних завдань. Почасти в розвитку різноманітних напрямків удосконалення такого обладнання досягається межа, за якою подальше зростання вихідних характеристик потребує застосування нестандартних підходів. Одним з недоліків технологічного обладнання, в основі якого використовуються паралельні кінематичні структури, є наявність особливих положень, за яких реалізація руху в заданому напрямку стає неможливою. Для подолання такого недоліку приходиться відступати від одного з правил побудови такого типу обладнання, яке полягає у рівності кількості кінематичних провидів подач кількості реалізованих рухів. Наприклад, для отримання трьох лінійних та одного обертового руху подачі необхідно мати чотири приводи подачі. За такого правила будуть відсутні надлишкові кінематичні ланцюги, і вартість обладнання буде мінімальною з економічної точки зору. Проте в зазначеному прикладі існують обмеження на кут повороту вихідного органу у випадку його реалізації за допомогою приводу подачі з використанням штанги в якості ланки зв'язку між рухомим повзуном та згаданим вихідним органом. Теоретично даний рух не може перевищувати величину розгорнутого кута, а на практиці дана величина є ще меншою.

Пошук шляхів вирішення даної задачі триває і понині. Наразі відомі два підходи. Перший з них полягає у застосуванні обертовий механізмів та передачі обертання через вал з ковзаючим шліцьовим з'єднаннямичи використанням гнучких валів, як у класичному механізмі Р. Клавера [1]. Другим підходом є використання додаткового ланцюга приводу подачі, що дозволяє обійти особливе положення механізму. Теоретично за наявності додаткових каналів зворотнього зв'язку такий привід подачі дозволить

реалізувати навіть безперервне обертання вихідного органу навкого вертикальної осі. Даний прийом отримав назву «овердрайвінг» [2, 3], що означає реалізацію руху з надлишковою з точки зору кінематики кількістю приводів подач. Визначення конструктивних залежностей механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів є актуальним науково-технічним завданням, що має практичну цінність.

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є синтез механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів за умови мінімізації його габаритних розмірів при забезпеченні заданої рухомості у визначеному робочому просторі. Поставлена мета досягнута шляхом вирішення таких задач:

– огляд існуючих механізмів паралельної структури, що забезпечують реалізацію трьох лінійних та одного обертового рухів вихідного органу, та прийомів збільшення діапазонів руху;

– вибір прототипів для пропонованої конструкції механізму паралельної структури;

– схематична розробка конструкції нового механізму паралельної структури;

– визначення конструктивних залежностей механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів за умови мінімізації його габаритних розмірів при забезпеченні заданої рухомості у визначеному робочому просторі.

Також необхідно розрахувати економічну ефективність від впровадження розробленого механізму паралельної структури.

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

Предмет дослідження – конструктивні залежності механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів.

Практичне значення – синтезовано схему механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів, встановлено аналітичні залежності конструктивних параметрів приводів подач та проведено комп'ютерне моделювання для визначення раціональних значень лімітуючих ланок.

Особистий внесок – встановлено аналітичні залежності конструктивних параметрів приводів подач та проведено комп'ютерне моделювання для визначення раціональних значень лімітуючих ланок.

РОЗДІЛ 1
МЕХАНІЗМИ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ З ЧОТИРМА СТЕПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ. ОГЛЯД ПРОТОТИПІВ

1.1 Класифікація механізмів паралельної структури з реалізацією трьох лінійних та одного обертового рухів вихідного органу

Механізми паралельної структури з реалізацією трьох лінійних та одного обертового рухів вихідного органу є найбільш поширеними серед подібних механізмів, що забезпечують переміщення об'єкта, який має чотири степені вільності. Такий набір переміщень вихідного органа технологічного обладнання є найбільш характерним при виконанні операцій типу «pick-and-place» (в перекладі: взяти та покласти). Він повністю відповідає вимогам пересування предметів, наприклад таких, що подаються по конвеєру. В таких технологічних операціях, де здійснюється переміщення і орієнтація виробу, немає потреби в наявності у об'єкта маніпулювання повних шести степенів вільності (зокрема, як у людської руки). Часто навіть п'ять степенів вільності є надмірними. Якщо прийняти до уваги, що кожна додаткова степінь вільності призводить до суттєвого ускладнення конструкції механізму паралельної структури, та й будь-якого іншого механізму, а також системи й алгоритмів його керування, то економічна обгрунтованість розповсюдження механізмів саме з подібним набором переміщень вихідного органа є незаперечною. Для прикладу: щоб наблизитись до деталі на конвейері, підняти її, перемістити в іншу зону та виконати найпростішу операцію орієнтації поворотом на певний кут для встановлення в складальну одиницю чи коробку для пакування, достатньо саме трьох лінійних та одного обертового рухів вихідного органу.

Загалом будь-який просторовий рух об'єкта, що має чотири степені вільності, прийнято називати рухом Шонфліса (Schönflies motion) [4]. Комбінація з трьох лінійних та одного обертового рухів вихідного органу

механізму паралельної структури, що відома під назвою «схема 3T1R» є найбільш розповсюдженим варіантом реалізації руху Шонфліса. Причому схема 3T1R може мати два варіанти реалізації, оскільки всі можливі лінійні рухи виходять задіяними. Ці варіанти залежать від напрямку осі, навколо якого здійснюється обертання вихідного органу (рух 1R).

Найчастіше виявляється затребуваним саме вертикальний напрямок осі обертання. Серед механізмів паралельної структури найбільш відомими схемами реалізації варіанту руху Шонфліса 3T1R є схеми роботи механізмів типу Delta з телескопічним валом [1] та механізмів типу Adept Quattro [5]. Можна відзначити також інші схеми механізмів, побудованих з використанням комбінованих кінематичних структур, в яких застосовуються плоскі механізми паралельної структури, що забезпечують тільки площинні лінійні переміщення, а рух вздовж осі, яка є перпендикулярною до площини зазначених двох переміщень, а також обертання навколо даної осі реалізуються іншим механізмом. Можна відзначити також схеми плоских механізмів паралельної структури, що забезпечують на додачу до площинних лінійних переміщень ще й обертальний рух у даній площині. В таких механізмах надається тільки додатковий прямолінійний рух, який буде перпендикулярним до площини основного механізму паралельної структури. Оскільки в даній роботі буде розглядатися тільки механізм паралельної структури з реалізацією схеми 3T1R, то подальшу увагу надаємо саме йому.

Розпочнемо з механізму, що вже став «класикою». Мова йде про винахід Р. Клавела U.S. Patent US4976582A [1], схема якого наведена на рис. 1.1. Самою привабливою частиною цього винаходу є без перебільшення геніальне рішення Р. Клавела про застосування трьох шарнірних паралелограмів, що об'єднуються в три Delta-подібні структури. Таке рішення дозволяє виконувати лінійні переміщення вихідного органу без зміни його кутової орієнтації. Тобто як би не рухався цей орган: вверх-вниз чи зі сторони в сторону, він буде рухатися тільки по вказаним напрямкам, а

будь-який довільний вектор, пов'язаний з даним органом, не змінюватиме свої кути нахилу до наперед заданої системи координат.

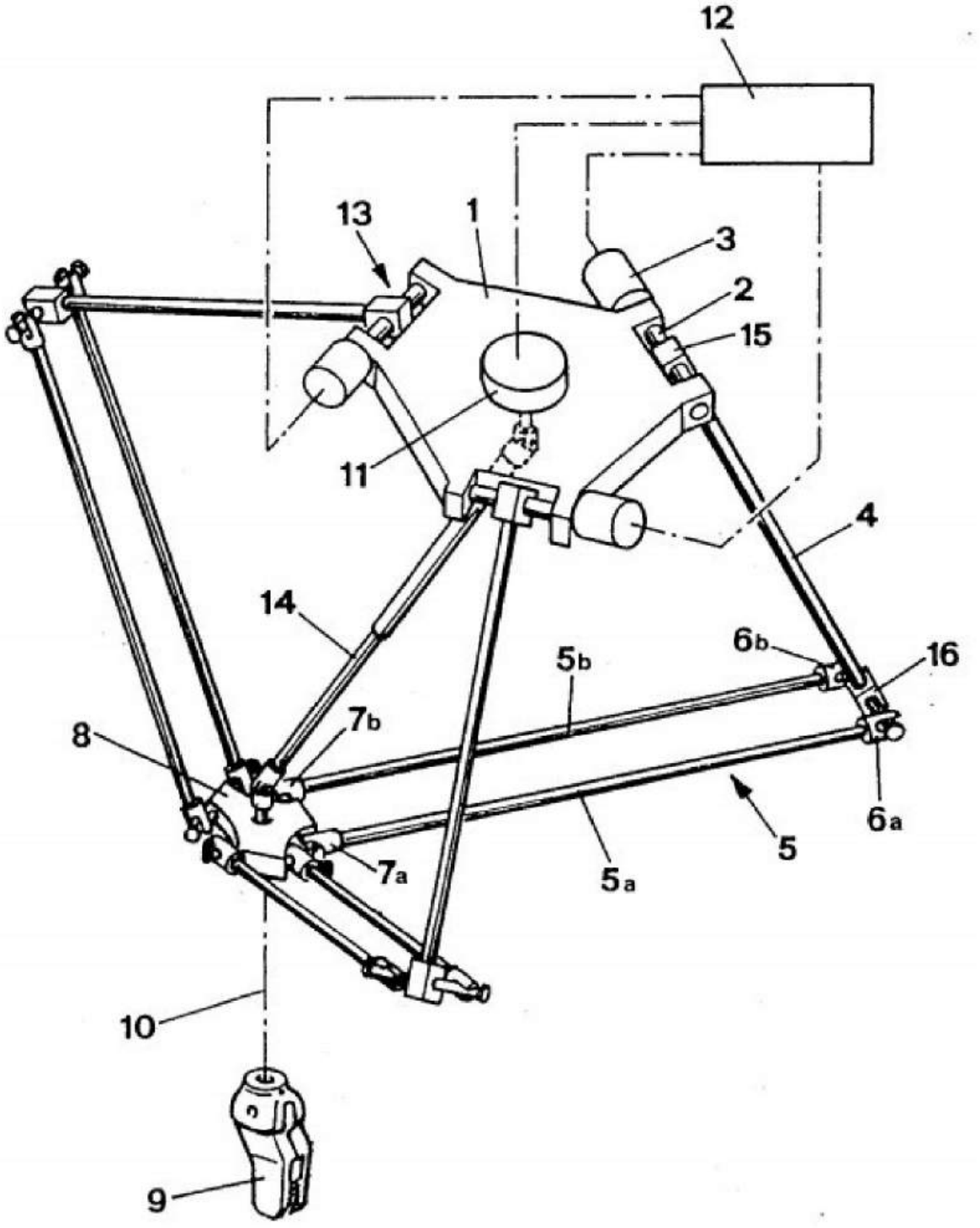


Рис. 1.1 – Схема механізму паралельної структури за U.S. Patent US4976582A авторства Р. Клавела

Для здійснення повороту вихідного органу навколо вертикальної осі у патенті US4976582A авторства Р. Клавела [1] використовується телескопічний вал з карданними шарнірами передачі обертання від двигуна, який кріпиться до нерухомої базисної деталі. При нерівномірному зношуванні телескопічного валу, що буде відбуватися за подальшої експлуатації механізму, у випадку великих швидкостей переміщення вихідного органу, зазначена ланка стає слабким місцем з точки зору жорсткості всього механізму. Використання карданних шарнірів сприяє нерівномірній кутовій швидкості вихідного органу. Почасти дана проблема усувається застосуванням шарнірів однакових кутових швидкостей, проте вони мають обмежені кути передачі обертання, є менш жорсткими, ніж карданні шарніри, та потребують створення постійної сили, що притискає вихідні елементи шарнірів до їх корпусів. Тобто застосування шарнірів однакових кутових швидкостей не є панацеєю.

Для вирішення проблем, що притаманні механізмам типу Delta з телескопічним валом, група винахідників під керівництвом Франсуа П'єро (François Pierrot) з компанії Adept Technology (нині це компанія Omron) представила свій механізм на основі 4-RPA архітектури, який отримав назву Adept Quattro [5] на честь компанії, в якій працював Ф. П'єро, та кількості кінематичних ланцюгів, що шарнірно поєднуються з вихідним органом. Даний механізм в перспективі зображено на рис. 1.2. Дане зображення взято з патенту EP 1870214 B1 [6].

В патенті EP 1870214 B1 [6] наведено також різні варіанти побудови робочого органу механізму паралельної структури. Це дозволяє гнучко змінювати його характеристиками, посилюючи акценти на тих чи інших його властивостях, що потенційно дозволяє розширювати різні технологічні можливості. Комбінація таких варіантів побудови робочого органа згідно патенту EP 1870214 B1 [5] представлена на рис. 1.3 – 1.9.

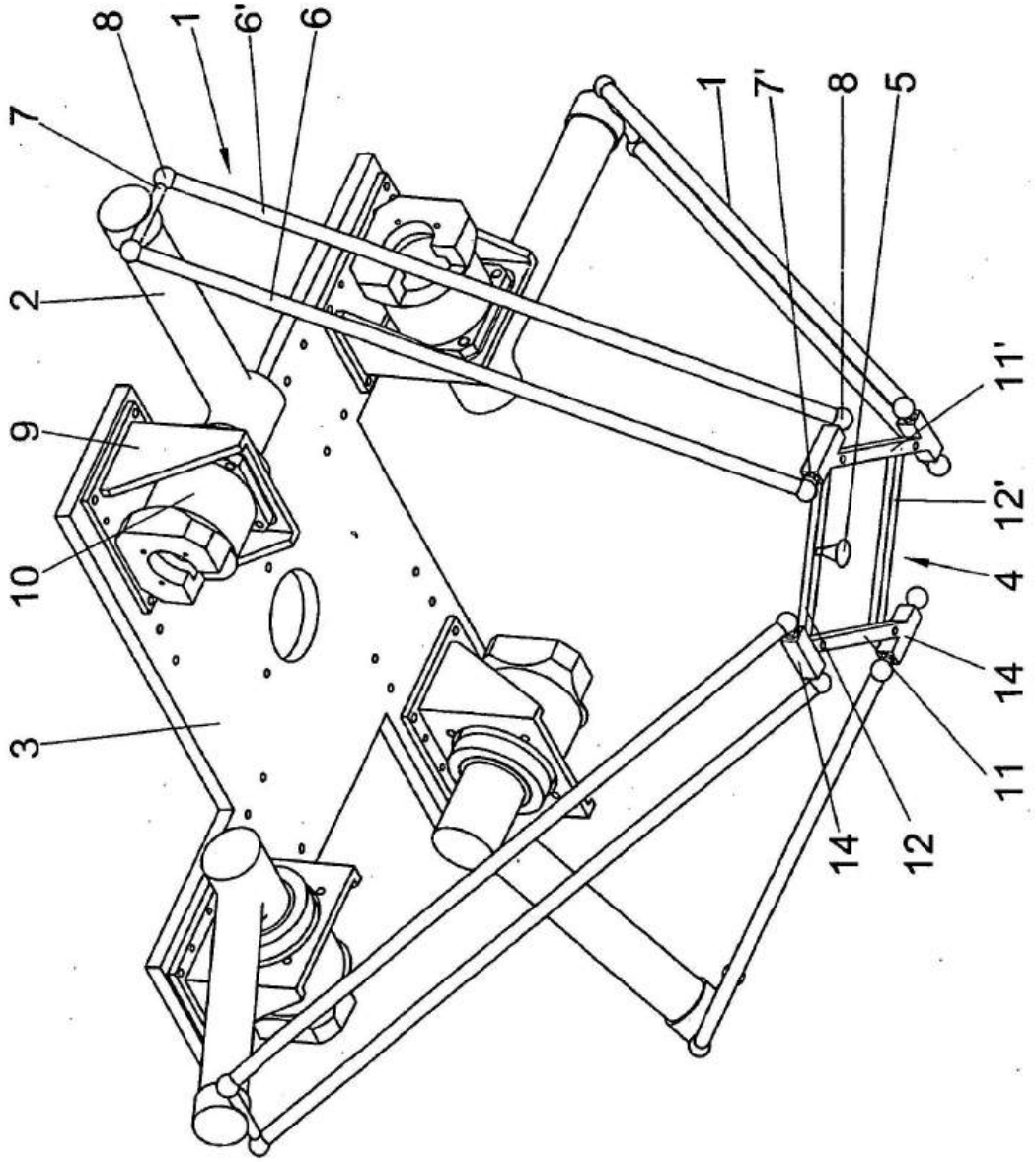


Рис. 1.2 – Схема механізму паралельної структури за патентом ЕР 1870214 B1

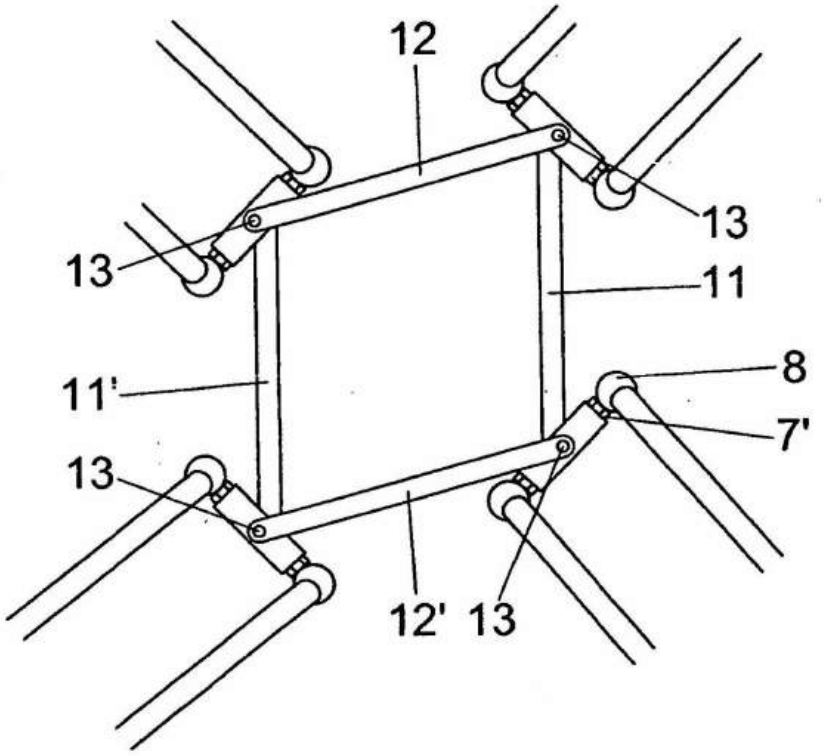


Рис. 1.3 – Початкова схема побудови робочого органа механізму паралельної структури за патентом EP 1870214 B1

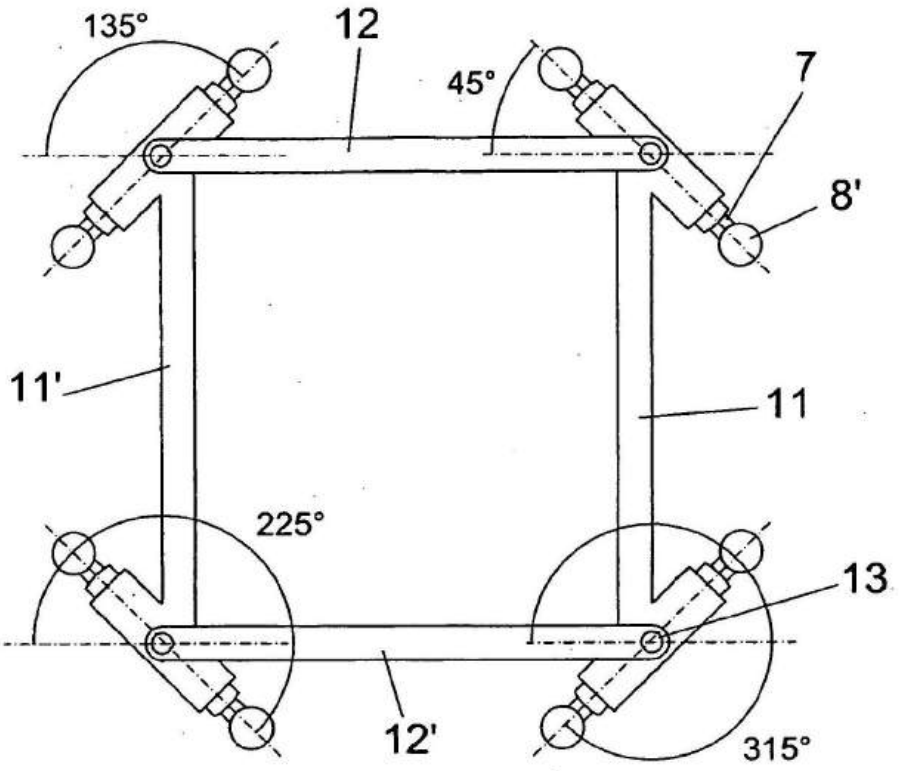


Рис. 1.4 – Схема побудови робочого органа механізму паралельної структури за патентом EP 1870214 B1 з фіксованими кутами

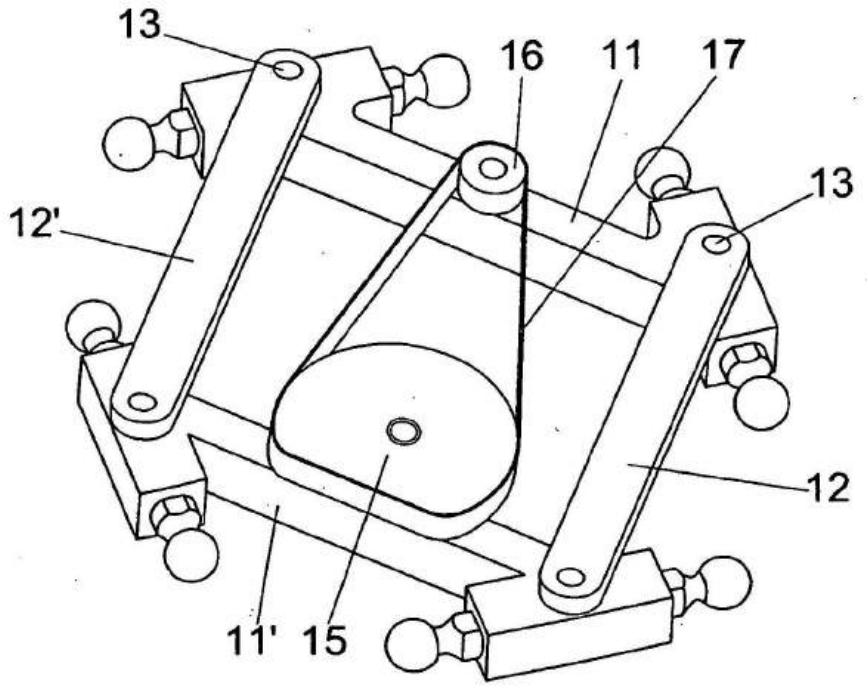


Рис. 1.5 – Схема побудови робочого органа механізму паралельної структури за патентом EP 1870214 B1 з пасовою передачею

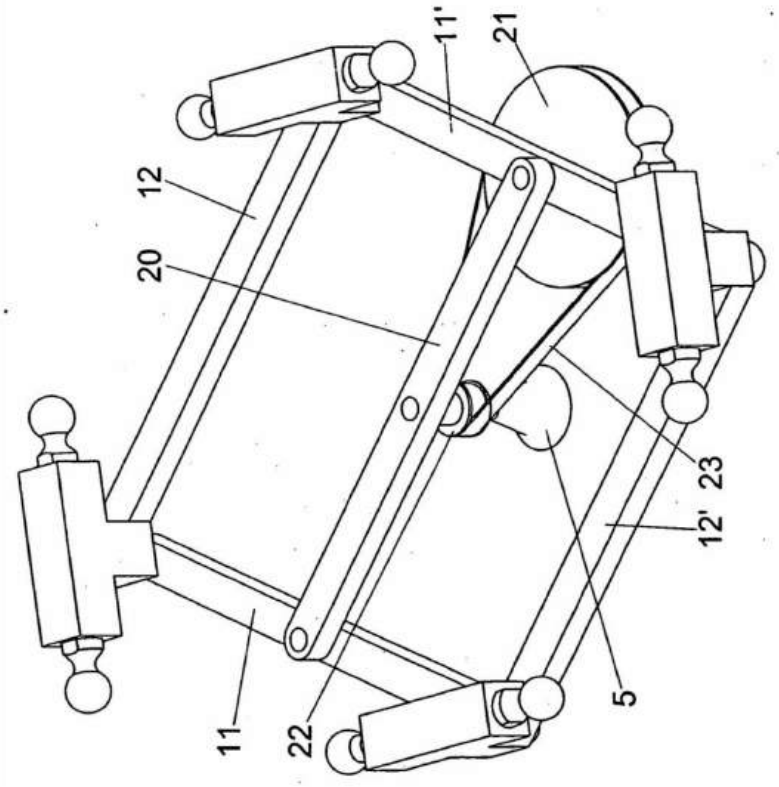


Рис. 1.6 – Схема побудови робочого органа механізму паралельної структури за патентом EP 1870214 B1 з пасовою передачею та проміжною ланкою

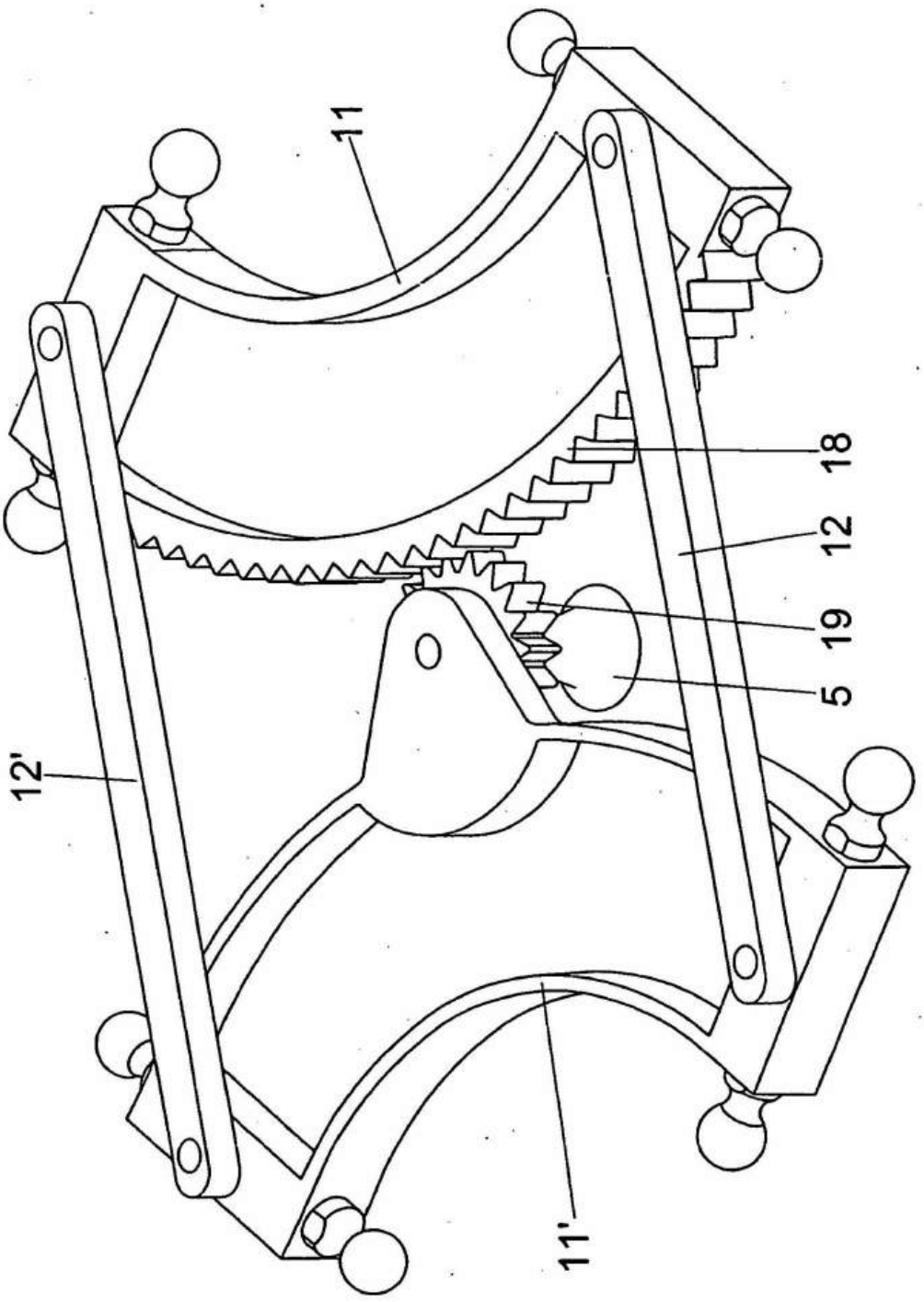


Рис. 1.7 – Схема побудови робочого органа механізму паралельної структури за патентом EP 1870214 B1 з зубчастою передачею

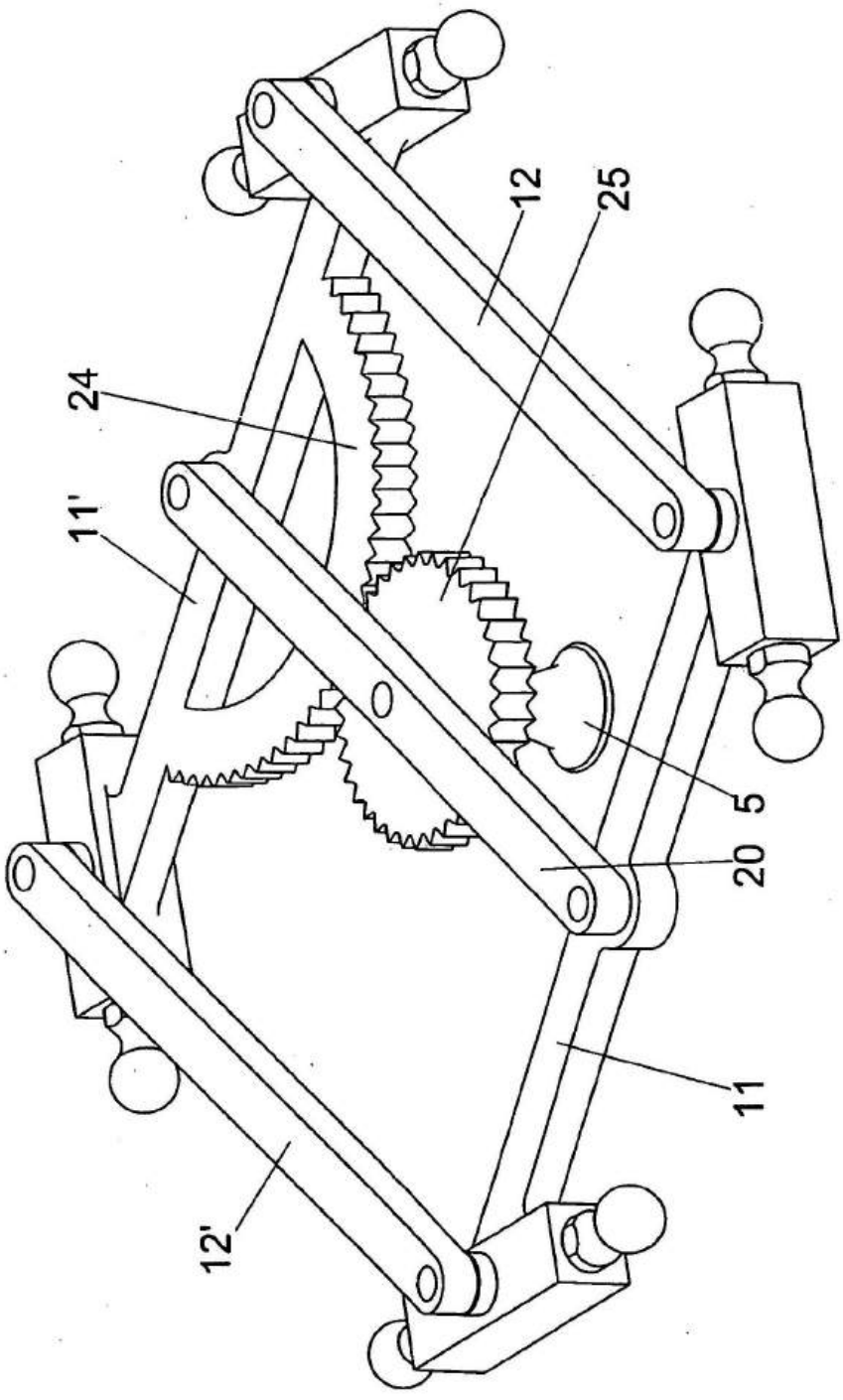


Рис. 1.8 – Схема побудови робочого органа механізму паралельної структури за патентом EP 1870214 B1 з зубчастою передачею та проміжною ланкою

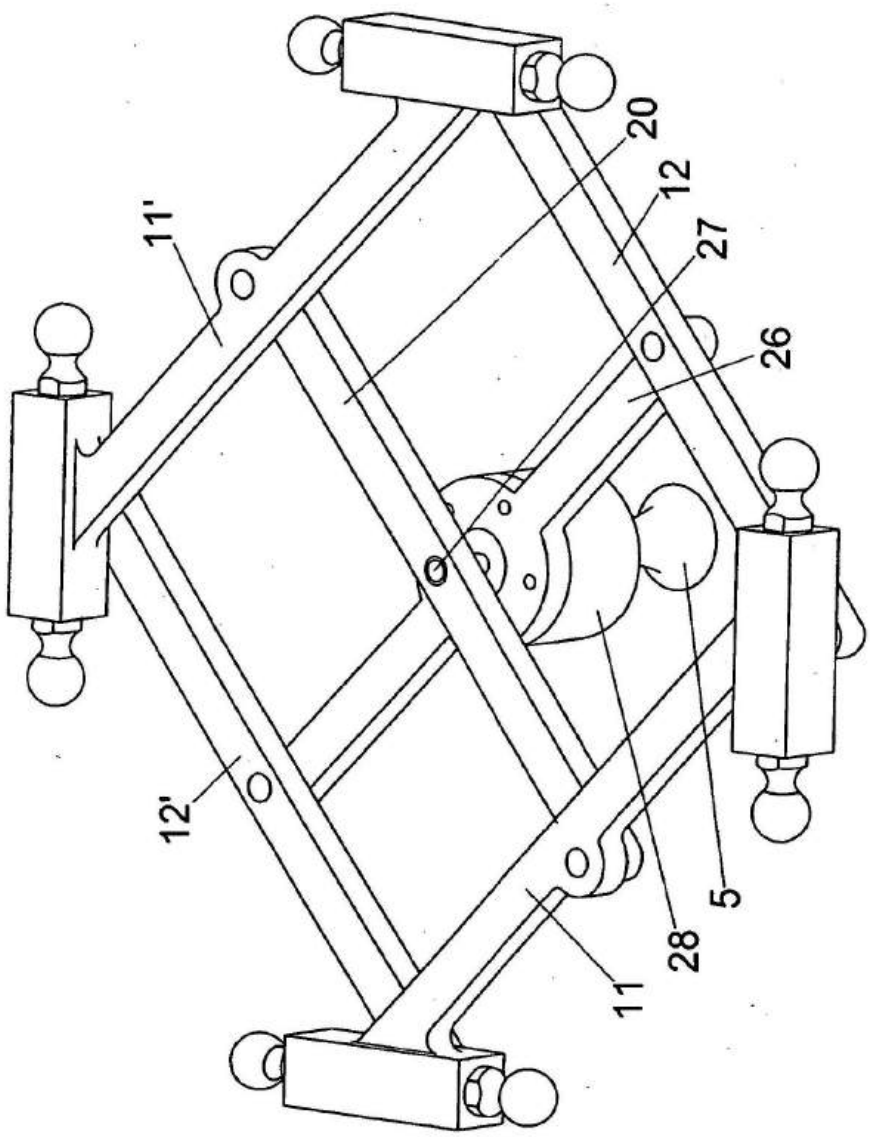


Рис. 1.9 – Схема побудови робочого органа механізму паралельної структури за патентом EP 1870214 B1 з перехресним розташуванням додаткових ланок

Показані на рис. 1.4 величини кутів взаємної орієнтації центрів кріплення шарнірів паралельних штанг та важільних елементів, які безпосередньо складають робочий орган, забезпечують найбільш оптимальні показники рухів даного робочого органу.

На рис. 1.5 і 1.6 показані два варіанти виконання робочого органу механізму паралельної структури з наявним проміжним передатним елементом у вигляді пасової передачі. Оснащення робочого органу такою

пасовою передачею сприяє суттєвому підвищенню значень кута повороту вихідного органу. Розташування зазначеного органу безпосередньо на додатковому проміжному елементі забезпечує ще більше зростання значень кута повороту вихідного органу навколо вертикальної осі.

З аналогічним призначенням використовується зубчаста передача у складі робочого органу. Дані варіанти показані на рис. 1.7 – 1.8. Можна зазначити, що у такому випадку відсутність гнучких елементів сприяє зростанню жорсткості всієї конструкції. Єдине, що потрібно враховувати, так це протилежний напрямок обертання вихідного органа на схемах, що базуються на використанні пасових передач, та їх аналогів із зубчастими передачами.

Ще одним варіантом виконання робочого органу за патентом EP 1870214 B1 [6] є конструкція з двох проміжних ланок, які поєднуються з редуктором, вихідною ланкою котрого є вихідний орган механізму паралельної структури. При цьому використання подібних редукторів з великими передатними відношеннями, наприклад, планетарних механізмів, та оптимальний підбір їх параметрів, сприяє ще більшому підвищенню кутів обертання вихідного органа.

Вартим уваги варіантом реалізації механізму паралельної структури з чотирма степенями вільності та схемою рухів 3T1R є конструкція за патентом EP 1084802 A1 [7], схема якого показана на рис. 1.10. Примітною особливістю подібних механізмів паралельної структури виконання їх робочого органу у формі літери H. За даною особливістю їх прийнято називати H-подібними механізмами паралельної структури з чотирма степенями вільності. Представлений на рис. 1.10 механізм можна вважати започатковувачем всіх наступних схем механізмів паралельної структури з чотирма степенями вільності, які були запропоновані Франсуа П'єро (François Pierrot) особисто чи за участі інших співавторів.

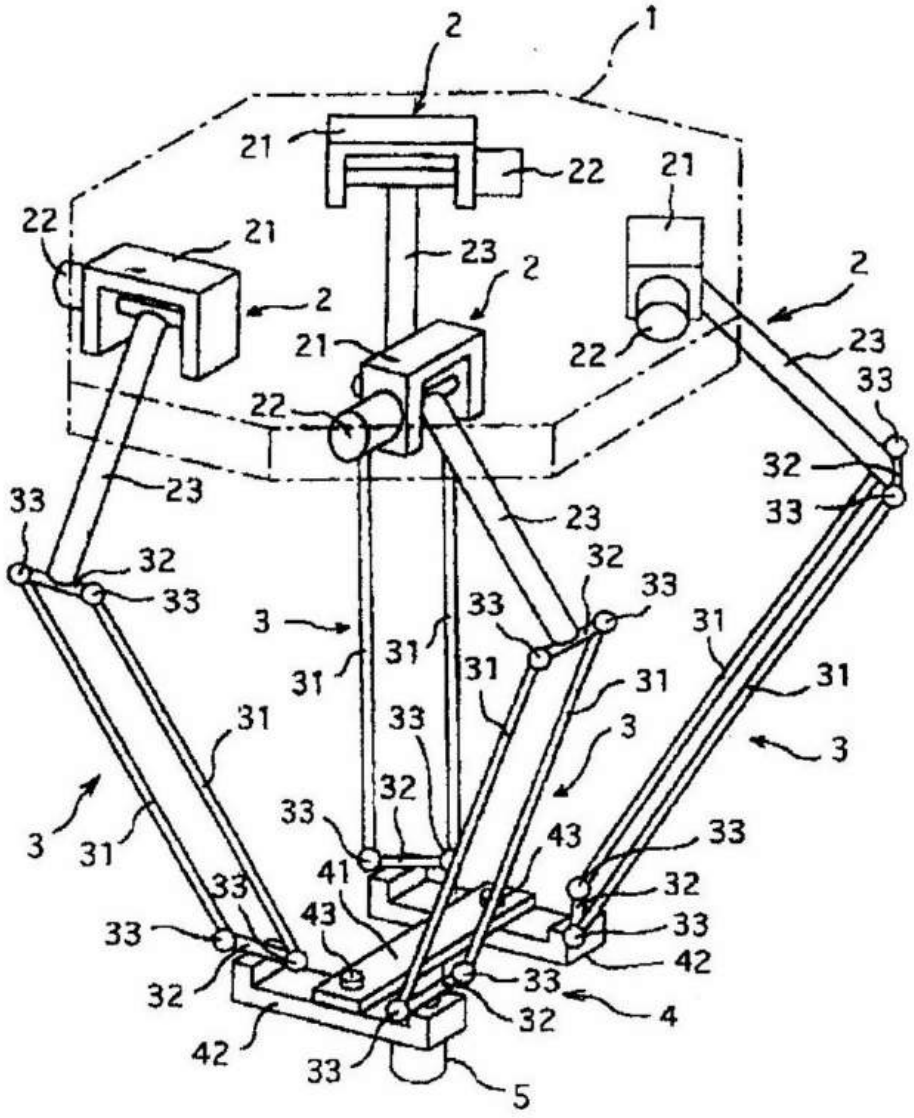


Рис. 1.10 – Схема механізму паралельної структури за патентом ЕР 1084802 А1

Як висновок до проведеного огляду можна зазначити, що для реалізації схеми рухів вихідного органу механізму паралельної структури 3T1R використовуються різноманітні складні конструкції з шарнірним кріпленням елементів між собою, які мають свої переваги і недоліки, тому пошук інших варіантів конструктивної реалізації подібних механізмів слід продовжувати.

1.2 Використання овердрайвінгу в механізмах з паралельними кінематичними структурами

В теорії механізмів і машин особливі положення механізмів – це така його геометрична конфігурація, за якої його кінематичні або динамічні властивості зазнають раптових, стрибкоподібних змін. Виникає свого роду геометрична аномалія, коли математичні рівняння, що описують рух механізму, втрачають однозначність розв'язку або отримують в результаті нульові або нескінченні розв'язки, що слугуватиме сигналом неможливості або екстремальної можливості руху [2, 3].

В особливому положенні (в англомовній літературі більш поширеними є терміни singular configurations або singularities – сингулярні положення або сингулярності) завжди буде спостерігатися один з чотирьох ефектів [8].

1. Зміна кількості ступенів вільності. Може виражатися двома наслідками. В першому механізм блокується відносно руху в певному напрямку. Це означає, що яке б зусилля не прикладалося на вході, вихідна ланка фізично не зможе зрушити в цей бік. В другому наслідку механізм раптово стає некерованим. Вихідна ланка отримує можливість вільно лінійно рухатися або обертатися, навіть якщо всі вхідні двигуни чи ведучі ланки повністю зафіксовані.

2. Виродження передавальних відношень. В загальному випадку швидкості вхідних і вихідних ланок можна пов'язати між собою певною матрицею передавальних відношень. В особливих положеннях визначник цієї матриці буде дорівнювати нулю. Це породжує два крайніх стани. Перший з них це нескінченна швидкість, під якою розуміється необхідність руху ланок з величезною швидкістю, щоб вихідна ланка хоча б повільно рухалася. Другим крайнім станом є так звана «мертва точка»: вхідні ланки рухаються, а вихідна залишається на місці.

3. Екстремальний перерозподіл сил. Аномалії у швидкостях дзеркально відображаються на силах, які передаються через ланки механізму, та

починають зростати до нескінченності. На практиці це буде викликати велике зростання внутрішніх напружень, наслідком якого можуть бути деформації, заклинювання або навіть руйнування механізму.

4. Втрата однозначності розв'язку. Якщо механізм зупинився точно в особливому положенні, то може виникнути ефект біфуркації, коли при спробі продовжити рух система не може визначити наступну траєкторію. Механізм може випадковим чином піти за одним із двох або більше різних кінематичних сценаріїв.

Овердрайвінг (англ. overdriving – форсування) наразі є одним з ефективних інструментів для подолання та компенсації негативних наслідків особливих положень (сингулярностей) механізмів, в тому числі з паралельними кінематичними структурами. Це може відбуватися наступними методами [3, 8].

1. Силове «проштовхування». Поблизу деяких ділянок сингулярностей для сталого руху вихідного органу механізму двигуни деяких приводів згідно математичних залежностей повинні мати безкінечну швидкість. Для створення наближеної картини система управління активує динамічний режим овердрайвінгу, що полягає в короткочасній подачі на двигуни електричних струмів, що помітно перевершують експлуатаційний ліміт. Це надає вихідному органу певний «поштовх», який дозволяє на інерції пройти небезпечну зону. Оскільки такий режим триває дуже короткий час, двигун не встигає перегріватися і не вимикається запобіжними системами.

2. Керування нуль-простором матриці передавальних відношень. У системах із кінематичним овердрайвінгом (надлишковою кількістю двигунів) матриця передавальних відношень стає прямокутною. Це відкриває доступ до так званого нуль-простору матриці (Null-Space). Овердрайвінг забезпечує внутрішній перерозподіл швидкостей між двигунами. Система управління змінює положення елементів механізму під час руху таким чином, щоб в ході майбутнього переміщення не виникало особливих положень механізму. При цьому вихідний орган буде залишатися нерухомим.

3. Штучне вилучення «миттєвої рухомості». В особливих положеннях деяких механізмів з паралельними кінематичними структурами вихідний орган може раптово набувати некерованого ступеня вільності та починати люфтувати чи вібрувати, навіть якщо двигуни заблоковані. В таких випадках вмикається режим силового овердрайвінгу – протилежні за напрямком приводи починають одночасно тягнути або тиснути на вихідний орган платформу назустріч один одному з певним зусиллям, створюючи зустрічний попередній натяг. Механізм таким чином відновлює свою жорсткість у зоні сингулярності, а коливання вихідного органу гасяться.

4. Динамічне демпфування похибок позиціонування. Оскільки в особливому положенні визначник матриці передавальних відношень дорівнює нулю, то результати математичних розрахунків системою керування будуть мати малу точність, внаслідок чого траєкторія руху вихідного органу може помітно відхилятися від необхідної. Овердрайвінг у ланцюгах зворотного зв'язку заставляє систему керування миттєво підвищити частоту опитування датчиків та коефіцієнти підсилення струму приводів (Damping Coefficients). В результаті навіть якщо механічна жорсткість конструкції падає, «електронна жорсткість» (реакція двигунів на мікроскопічне відхилення) зростає, що дозволяє компенсувати зайву податливість механізму в зоні особливого положення.

1.3 Огляд прототипів на основі механізмів з паралельними кінематичними структурами

Окрім розглянутих вище схем механізмів авторства Р. Клавела і Ф. П'єро [1, 5-7] існують і інші конструктивні варіанти реалізації структури рухів 3T1R для вихідних органів механізмів паралельної структури. Зауважимо, що у пропонованих для розгляду варіантах напрямок осі повороту вихідного органа буде іншим. Проаналізуємо їх на предмет

можливого використання особливостей запропонованих рішень у новій конструкції. Першим розглянемо конструкцію з патенту на корисну модель UA 122703 «Верстат з комбінованою кінематичною структурою» авторства Гречки Андрія та Лимар Яни (всі – Україна) [9].

Цей механізм належить до галузі верстатобудування. За основу зазначеного патенту було взято верстат з комбінованою кінематичною структурою, в якому забезпечується переміщення вихідного органа, який містить шпиндель, по трьом лінійним і одній кутовій координаті, а для обертання заготовки використано окремий привід. У згаданому верстаті рух вихідного органа по будь-якій з координат, окрім звісно обертання заготовки від окремого привода, вимагає руху подачі кожної штанги, що зменшує рухомість вихідного органа і є недоліком конструкції. Інформацію про цей прототип для даного патенту взято з джерела [10].

Метою механізму з патенту на корисну модель UA 122703 «Верстат з комбінованою кінематичною структурою» було підвищення рухомості вихідного органа даного механізму на основі паралельних кінематичних структур з чотирма штангами шляхом розділення приводі подач цих штанг на функціональні групи. Вказана мета була досягнута шляхом розділення вихідного органу на дві складові частини, що поєднуються між собою поворотним шарніром, причому три приводи подач через відповідні штанги приєднується до однієї частини вихідного органу та повинні конструктивно забезпечувати переміщення цієї частини вихідного органу по трьом лінійним координатам без зміни її кутового положення відносно станини верстата, а інший один привід подачі через свою штангу приєднується до іншої частини вихідного органу.

Схема верстата з комбінованою кінематичною структурою, мета якого описана, показана на рис. 1.11.

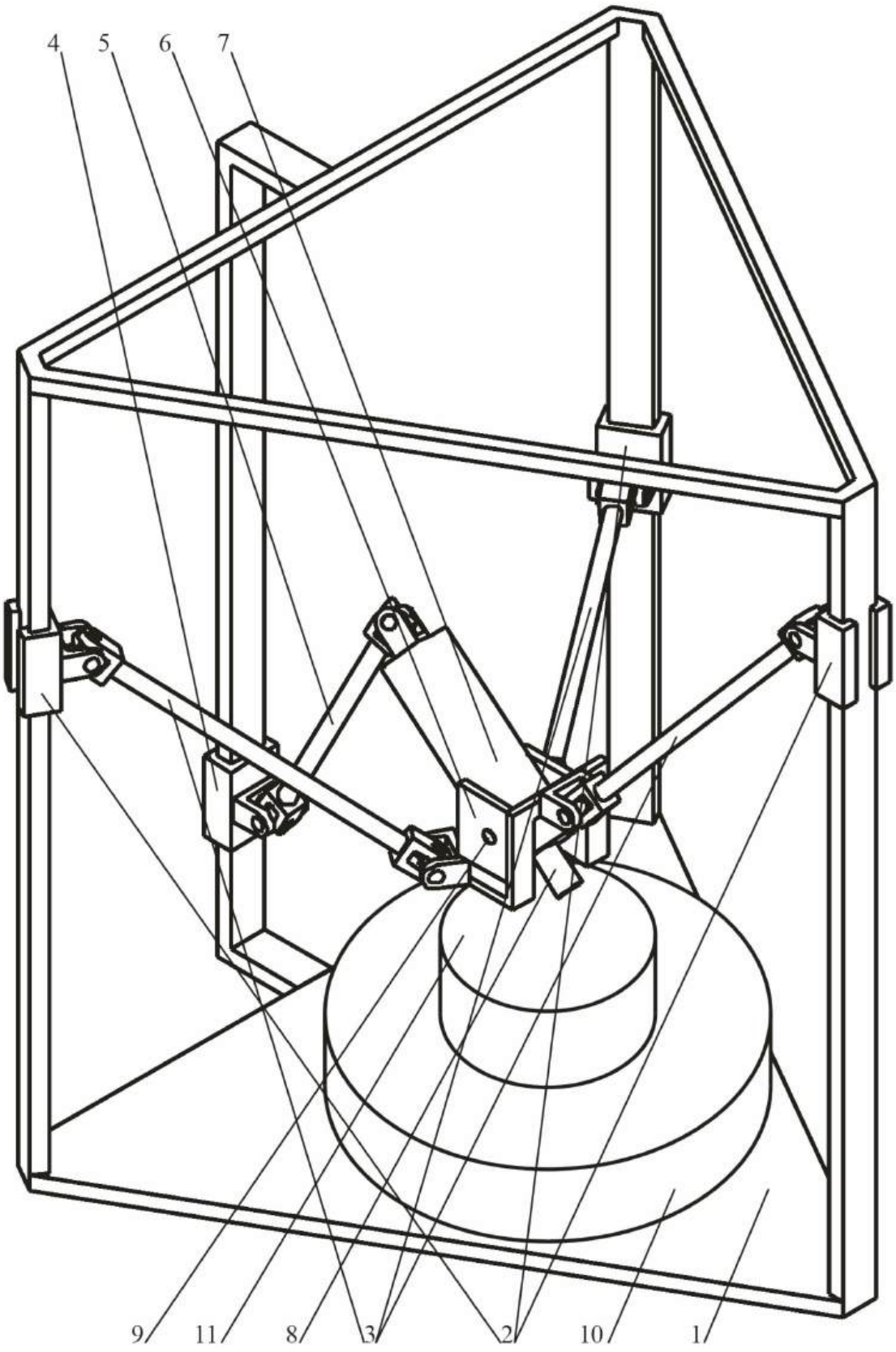


Рис. 1.11 – Схема верстата з комбінованою кінематичною структурою за патентом UA 122703

На станині 1 верстата розміщуються три повзуни приводів подач 2 штанг 3 та ще один повзун приводу подачі 4 штанги 5. Напрямні приводів подач 2 і 4 є конструктивними складовими станини 1. Всі штанги 3 і 5 пов'язані шарнірно з вихідним органом верстата, що складається з двох складових частин 6 і 7. Зауважимо, що частина 7 має в своєму складі шпиндель 8. Дві частини 6 і 7 вихідного органу верстата з'єднуються між собою поворотним шарніром 9. Як описано в меті даної корисної моделі, штанги 3 шарнірно пов'язані з частиною 6 вихідного органа, а штанга 5 – з іншою частиною 7 вихідного органа, що має в своєму складі шпиндель 8. Конструкція штанг 3 та їхніх шарнірів повинна мати таке виконання, що забезпечує переміщення частини 6 вихідного органу верстата по трьом лінійним координатам без зміни її кутового положення відносно станини 1 верстата. На станині 1 верстата також встановлено окремий привід 10 для обертання заготовки 11.

Рух штанги 5 за допомогою відповідного приводу подачі 4 визначатиме кутове положення частини 7 вихідного органа відносно його частини 6. Наявність поворотного шарніру 9 дозволяє змінювати кутову орієнтацію частини 7 вихідного органа та пов'язаного з нею шпинделя 8 навколо горизонтальної осі без зміни просторового положення його частини 6. Описаним прийомом досягається функціональне розділення приводів подач штанг на дві групи: штанги 3 зі своїми приводами подач 2 задають рух вихідного органа по лінійним координатам, а штанга 5 зі своїм приводом подачі 4 задає рух вихідного органа по кутовій координаті.

Комбінація повороту шпинделя 8, його лінійних переміщень у просторі, а також додатковий обертальний рух заготовки 11 в описаному патенті на корисну модель забезпечує довільне взаємне просторове розташування шпинделя відносно заготовки.

Економічна ефективність конструкції з патенту на корисну модель очікується за рахунок підвищення рухомості вихідного органа, що має в своєму складі шпиндель, його довільного взаємного просторового

розташування відносно заготовки, зменшення габаритів верстата, та спрощення системи керування приводами подач штанг внаслідок їх функціонального розділення на дві групи.

Розглянемо ще один вартий уваги для нашої роботи механізм з патенту на корисну модель UA 131326 «П'ятикоординатний механізм паралельної структури з трьома напрямними» авторства Гречки Андрія, Ковальчук Анни, Леся Валентина (всі – Україна) [11].

Цей механізм належить до галузі верстатобудування. За основу зазначеного патенту було взято механізм паралельної структури з п'ятьма приводами переміщення штанг, кожен з яких має свою напрямну. Штанги шарнірно з'єднуються з вихідним органом, який складається з двох частин, що пов'язані між собою шарніром з двома степенями вільності. У відомому механізмі три приводи переміщення штанг забезпечують лінійні переміщення однієї з частин вихідного органу без зміни її кутової орієнтації відносно станини, а ще два приводи переміщення штанг – поворот іншої частини, що має в своєму складі шпиндель. Інформацію про цей прототип для даного патенту взято з джерела [12]. В описаному прототипі складно забезпечити оптимальне розташування напрямних приводів переміщення штанг для уникнення їх перетину при збереженні заданої рухомості вихідного органа.

Метою механізму з патенту на корисну модель UA 131326 «П'ятикоординатний механізм паралельної структури з трьома напрямними» було забезпечення рівномірного розташування напрямних приводів переміщення штанг навколо робочого простору для уникнення їх можливого перетину при забезпеченні заданої рухомості вихідного органа шляхом мінімізації кількості напрямних.

Вказана мета була досягнута шляхом безпосереднього зменшення кількості напрямних переміщень повзунів приводів подач штанг до трьох, що мало наслідком необхідність сумісного розміщення на двох з них по два повзуни, причому один з таких повзунів входить до складу приводу лінійних

переміщень однієї з частин вихідного органа, а інший – до приводу повороту тієї його частини, що містить в собі шпиндель.

Схематичне зображення п'ятикоординатного механізму паралельної структури з трьома напрямними, мета якого описана, приведене на рис. 1.12.

На станині 1 механізму нерухомо розміщено три напрямні 2 рівномірно навколо робочого простору 3. По даним напрямним 2 відбувається переміщення трьох повзунів 4, що через штанги 5 шарнірно пов'язані з однією з частин 6 вихідного органа. Наявний у складі вихідного орагну шарнір 7 з двома степенями вільності пов'язує згадану частину 6 з іншою частиною 8 вихідного органа. Дана частина 8 вихідного органу має в своєму складі шпиндель 9. На задньому торці частини 8 вихідного органу міститься здвоєний шарнір 10, який через штанги 11 і 12 шарнірно поєднується з двома повзунами 13, які розміщені на напрямних 2.

Переміщення трьох повзунів 4 забезпечує виключно лінійні рухи однієї з частин 6 вихідного органа, відповідно її кутова орієнтація відносно станини 1 буде незмінною. Переміщення двох повзунів 13 забезпечує поворот іншої частини 8 вихідного органа, що має в своєму складі шпиндель 9, одразу по двом кутовим координатам. Шарнір 7 забезпечує розділення управління переміщеннями вихідного органа на дві функціональні групи по аналогії з механізмом з попереду розглянутого патенту на корисну модель. Система керування повинна забезпечити відсутність стикання повзунів 4 і 13, що суміщаються на одній напрямній 2. Конструкція шарніру 10 забезпечує відносний взаємний поворот штанг 11 і 12 та шпинделя 9 на задані кути.

Економічна ефективність конструкції з патенту на корисну модель забезпечується за рахунок рівномірного розташування напрямних навколо робочого простору та мінімізації їх кількості, забезпеченні заданої рухомості вихідного органа, та спрощення системи керування приводами подач штанг внаслідок їх функціонального розділення на дві групи.

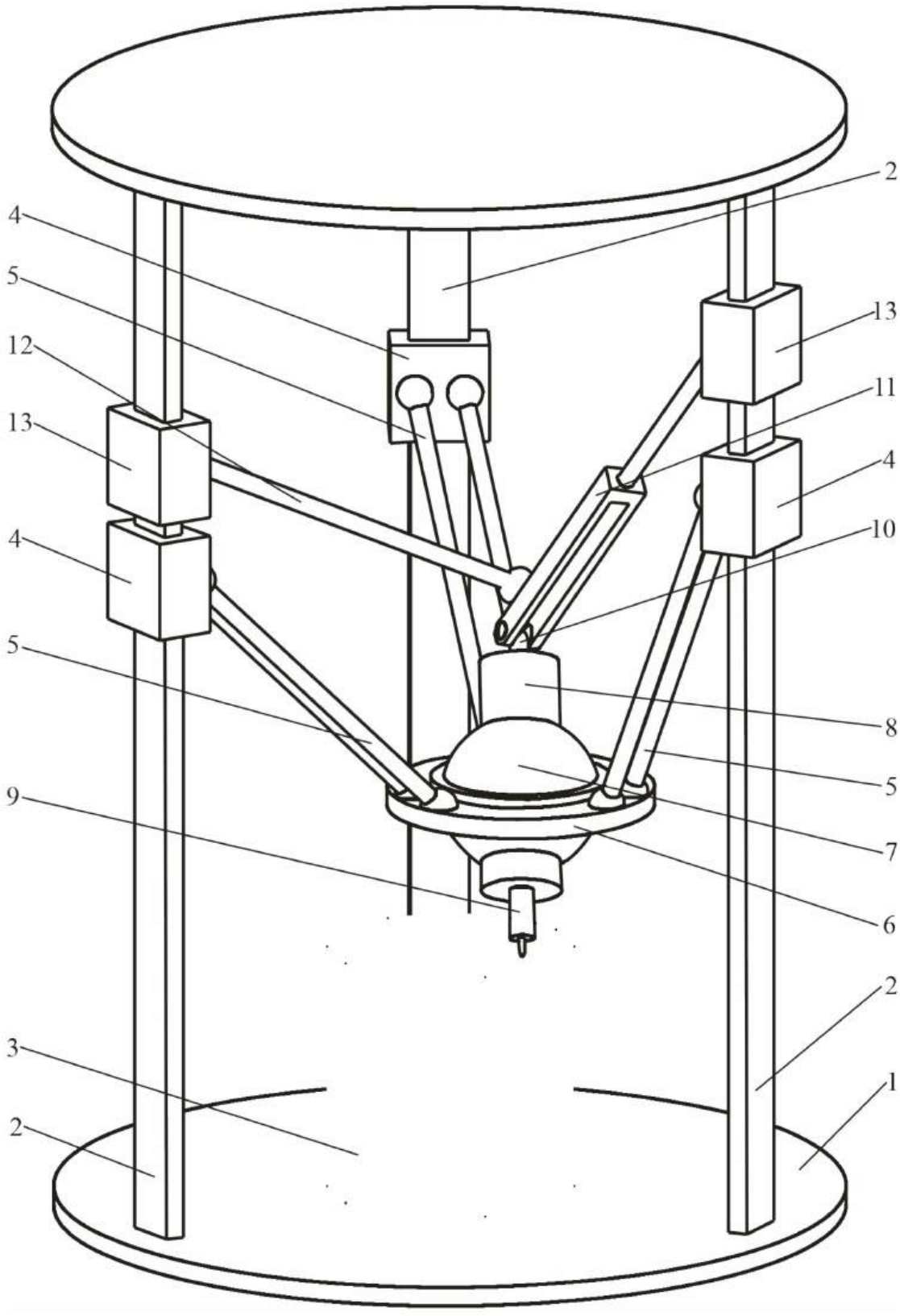


Рис. 1.12 – Схематичне зображення п’ятикоординатного механізму паралельної структури з трьома напрямними

Наведені патенти показують можливість синтезу механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів.

1.4 Мета і задачі досліджень

Наведений огляд механізмів паралельної структури з реалізацією трьох лінійних та одного обертового рухів вихідного органу показує широку варіативність конструкцій механізмів, поряд з тим є очевидною є їх складність. Однак основним недоліком цих конструкцій являється низька рухомість вихідного органу. Дана проблема у наведених в огляді варіантах вирішується впровадженням додаткових елементів у конструкцію вихідного органу. Це є додаткові шарніри та додаткові кінематичні передачі. Одним із способів підвищення рухомості вихідного органу є розділення на дві частини, що забезпечує функціональний поділ його рухів на прямолінійні та кутові. Те, яким чином реалізовано зв'язок між даними частинами вихідного органу, визначатиме можливі його кутові переміщення. Таке рішення ще більше урізноманітнює конструктивні схеми побудови механізмів з паралельними кінематичними структурами. У наведених в огляді патентах є спільна конструктивна ознака: використання трьох шарнірних паралелограмів, запропонованих Р. Клавелом, що утворюють три дельта-подібні структури, для руху вихідного органу по трьом лінійним координатам. Показано також рішення, спрямоване на суміщення повзунів приводів лінійних та кутових переміщень складових частин вихідного органу на одній чи навіть двох напрямних. Проте наведені патентні рішення не забезпечують повного повороту вихідного органу навколо своєї осі внаслідок наявності особливих положень, тому вирішення такої задачі має практичну цінність для розширення виконання технологічних задач.

Метою даної роботи є синтез механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів за умови мінімізації його габаритних розмірів при забезпеченні заданої рухомості у визначеному робочому просторі. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– огляд існуючих механізмів паралельної структури, що забезпечують реалізацію трьох лінійних та одного обертового рухів вихідного органу, та прийомів збільшення діапазонів руху;

– вибір прототипів для пропонованої конструкції механізму паралельної структури;

– схематична розробка конструкції нового механізму паралельної структури;

– визначення конструктивних залежностей механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів за умови мінімізації його габаритних розмірів при забезпеченні заданої рухомості у визначеному робочому просторі.

Додатково до поставленої мети необхідно розрахувати економічну ефективність, щоб підтвердити доцільність провадження розробленого механізму з паралельними кінематичними структурами.

РОЗДІЛ 2
СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

2.1 Опис пропонованої конструкції механізму паралельної структури

В попередньому пункті 1.3 нашої роботи в якості прототипів, що мають певні концепції своїх конструкцій, що можуть бути корисними для нашого нового механізму, було наведено два зразки механізмів з паралельними кінематичними структурами. Серед вартих уваги особливостей їх конструкцій відзначимо те, що в них реалізовано однаковий підхід до кінематики переміщення рухомої платформи, яка відбувається виключно по трьом лінійним координатам. Незмінність кутового положення цієї рухомої платформи відносно станини забезпечується конструктивною реалізацією приводу її переміщення та відповідними алгоритмами системи управління. Саме такий принцип забезпечення лінійних переміщень однієї з частин виконавчого органа (в нашому випадку – рухомої платформи) використаємо за основу нашої конструкції.

Як зазначено в джерелі [9], даний принцип, коли одна сукупність приводів механізму паралельної структури забезпечує лінійні переміщення однієї зі складових вихідного органу, а інша сукупність приводів забезпечує кутові переміщення іншої частини вихідного органу, що безпосередньо містить виконавчий пристрій, дозволяє забезпечити функціональний поділ реалізації лінійних і кутових переміщень вихідного органа в механізмах паралельної структури. Кутове переміщення вихідного органу (його поворот у збільшеному діапазоні) згідно з поставленим завданням до нашої роботи повинен здійснюватися навколо тієї його осі системи координат механізму, що розташована вертикально, тобто перпендикулярно до площини основи. Цим наша конструкція відрізняється від наведених у попередньому розділі прототипів. Теоретично конструкція кожного з приводів переміщення штанг (або пар паралельних штанг у випадку шарнірних паралелограмів) повинен

мати свою окрему напрямну. Така конструкція представлена у прототипі з джерела [7]. Проте для зменшення кількості напрямних, коли таке дозволяють умови функціонування механізму з паралельними кінематичними структурами, можна суміщати рух повзунів приводу повороту вихідного органу на напрямній заодно з рухом одного з повзунів сукупного приводу подачі рухомої платформи. Прикладом такого конструктивного підходу є конструкція механізму з джерела [9]. Пропоновані нові конструкції механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів приводів зазначених переміщень на напрямних наведені на рис. 2.1 і 2.2.

Кожен з конструктивних варіантів механізмів паралельної структури, які показані на рис. 2.1 і 2.2, реалізують лінійні переміщення вихідного органу по трьом осям і один поворот навколо осі, що розташована перпендикулярно до площини основи. Варіанти конструкцій механізмів є майже ідентичними і мають однаковий набір конструктивних елементів. Так, основою обох варіантів механізмів паралельної структури є базисна деталь, яку для простоти назвемо станиною і вона показана під позицією 1 у вигляді диску. Реальна конструкція може бути іншою. До станини 1 жорстко кріпляться напрямні, що показані під позицією 2. Напрямні 2 розташовуються вертикально. Всі напрямні 2 для забезпечення правильного просторового спрямування та сталості всієї конструкції зверху скріплюються кришкою, яка показана під позицією 3. По аналогії зі станиною 1 кришка 3 також показана у формі диску, хоча реальна конструкція може бути іншою. Всі напрямні 2 є паралельними між собою і перпендикулярними до площини станини 1. По трьом напрямним 2 переміщуються три повзуни, що показані під позицією 4, кожен по своїй напрямній. Привід руху даних повзунів на рис. 2.1 і 2.2 для спрощення не зображено.

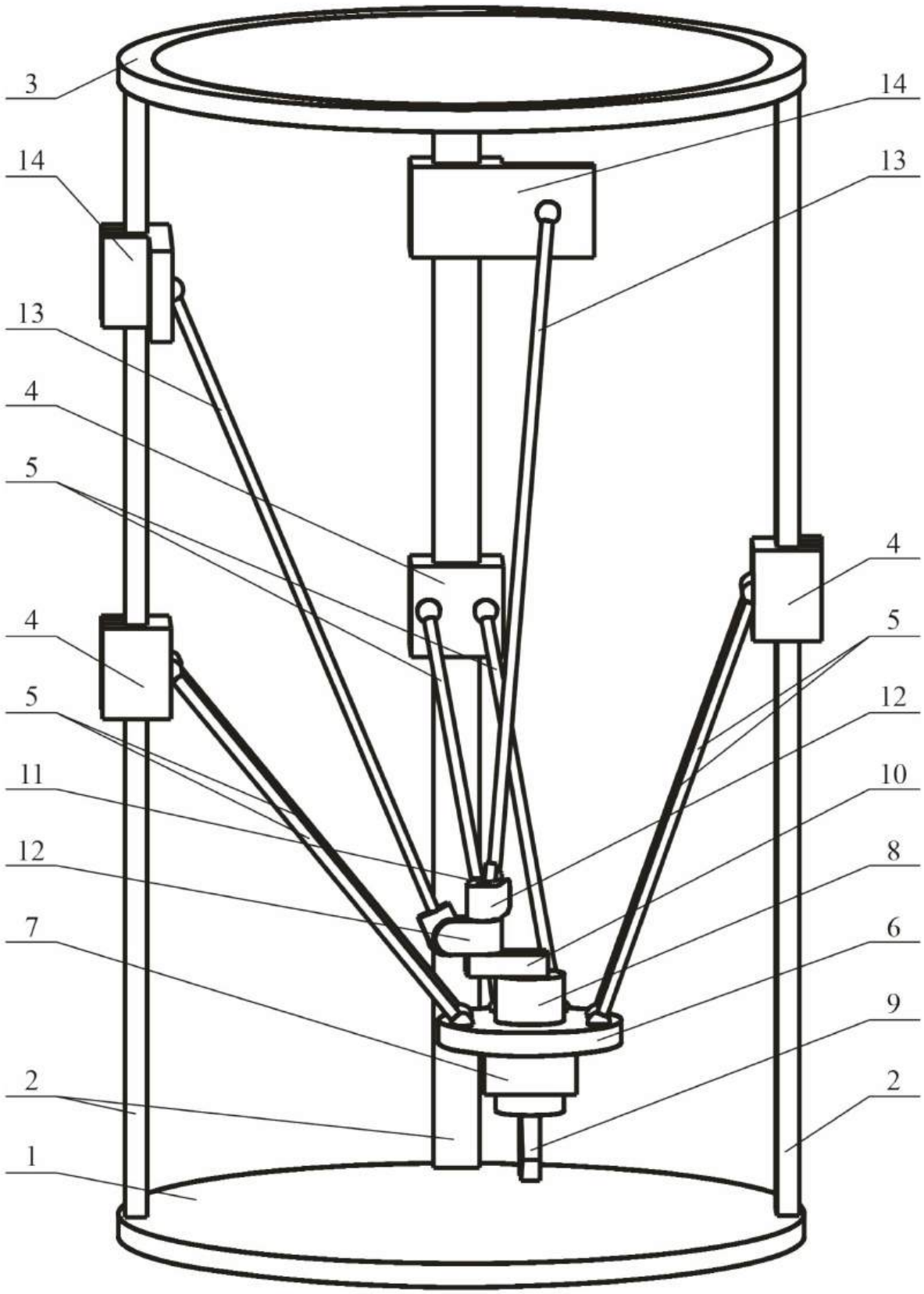


Рис. 2.1 – Перший варіант пропонованої конструкції механізму паралельної структури

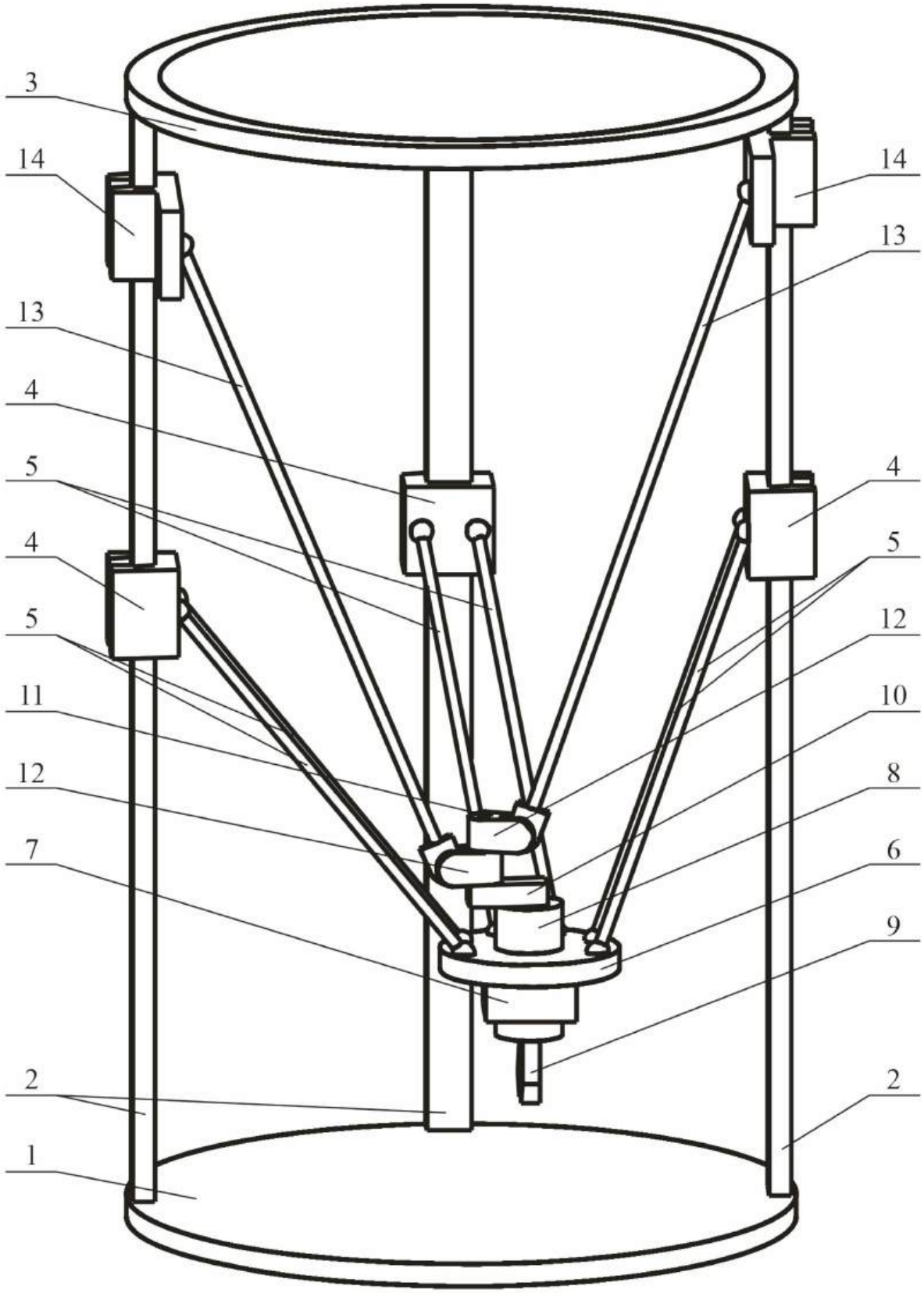


Рис. 2.2 – Другий варіант пропонованої конструкції механізму паралельної структури

До кожного з повзунів 4 шарнірно кріпиться пара штанг, що показана під позицією 5. Відповідно таких пар штанг три. Іншим своїм кінцем кожна із штанг 5 також шарнірно кріпиться до рухомої платформи, що показана під позицією 6. Відстань між центрами шарнірів пар штанг 5 на рухомій платформі 6 повинна бути ідентичною відстані між аналогічними центрами шарнірів цих штанг на повзунах 4, причому дані відрізки повинні бути паралельними між собою. Довжина штанг у кожній парі штанг 5 також повинна бути однаковою. Відрізки між центрами шарнірів пар штанг 5 на повзунах 4 повинні бути паралельні площині основи. За описаних умов штанги 5 у парах будуть паралельними. Оскільки у кожній вершині даної конструкції є шарнір, то її називають шарнірним паралелограмом. Три такі шарнірні паралелограми, як довів Р. Клавер у своєму винаході [1], будуть забезпечувати виключно лінійні переміщення рухомої платформи 6, оскільки кожен такий шарнірний паралелограм відбирає у рухомої платформи по одній степені вільності саме у вигляді кутових поворотів навколо осей координат завдяки утворенню іншої дельта-подібної структури. Таким чином сукупність напрямних 2, повзунів 4, пар паралельних штанг 5 утворюють привід подачі рухомої платформи 6.

Посередині рухомої платформа 6 розташовується кронштейн, який показано під позицією 7. Кронштейн 7 має в своєму складі підшипниковий вузол, на якому обертається орган, що в робототехніці прийнято називати рукою, і який показано під позицією 8. Торець руки 8, який орієнтований до площини станини 1, домовимося називати переднім. На даному торці руки 8 кріпиться захватний пристрій, який показано під позицією 9. Конструкція захватного пристрою 9 може бути довільною і наведена на рис. 2.1 і 2.2 умовно. До іншого торця руки 8 кріпиться важіль, який показано під позицією 10. На важелі 10 ексцентрично і паралельно до осі повороту руки 8 кріпиться вісь, яка показана під позицією 11. На осі 11 вільно обертаються дві вилки, що показані під позицією 12. До кожної з вилок 12 шарнірно кріпиться одинична штанга, які показані під позицією 13. Відповідно

одиничних штанг 13 також дві. Іншим своїм кінцем кожна з одиничних штанг 13 шарнірно кріпляться до повзунів, які показані під позицією 14. Кожен з повзунів 14 рухається по напрямній 2 сумісно з одним з повзунів 4. Саме у комбінації розташування повзунів 14 на напрямних 2 і полягає відмінність варіантів конструкцій на рис 2.1 і 2.2. У випадку симетричного розташування напрямних 2 навколо робочого простору механізму паралельної структури такої відмінності не буде. Система управління повинна керувати переміщеннями повзунів 4 і 14, а також унеможливити стикання зазначених повзунів, які рухаються на одній напрямній 2. Таким чином сукупність двох напрямних 2, повзунів 14, одиничних штанг 13, вилок 12, осі 11 і важеля 10 утворює привід повороту руки 8. Необхідність побудови приводу повороту руки з використанням двох штанг і двох повзунів їх переміщення буде показана нижче.

2.2 Синтез приводу переміщення і повороту вихідного органа

При вертикальному розташуванні осі повороту руки запропонованого механізму паралельної структури буде логічно розташувати дану вісь симетрично відносно центрів шарнірів кріплення паралельних штанг на рухомій платформі. Вибір симетричного розташування напрямних приводу переміщення рухомої платформи буде логічним при прогнозованому рівномірному навантаженні на штанги приводу. Введемо поняття повного охоплення робочої зони механізму паралельної структури зазначеними напрямними та зобразимо такий випадок на рис. 2.3. Найчастіше робочу зону (робочий простір) в подібний механізмах представляється як циліндр діаметром D і висотою H. У випадку повного охоплення робочої зони кути між радіусами, що поєднують її центр та умовні центри напрямних, будуть однаковими і рівними 120 градусів. Пояснення через радіуси в даному випадку походить від діаметра D як розміру робочої зони, центр якої буде

спільним як для даної зони, так і кола розташування умовних центрів напрямних. Відповідно вибір напрямних, на яких будуть розміщуватися повзуни приводу повороту руки сумісно з повзунами приводу переміщення рухомої платформи, у даному випадку є довільним і рівнозначним з точки зору кінематики роботи обох приводів.

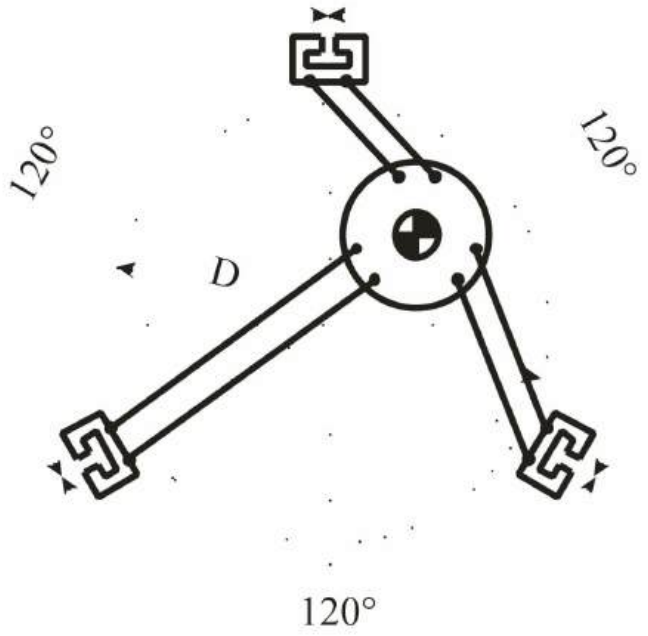


Рис. 2.3 – Розташування напрямних навколо робочої зони у випадку повного її охоплення

Випадок з частковим охопленням робочої зони напрямними приводу переміщень рухомої платформи схематично зображений на рис. 2.4. В даному випадку можна виділити одну напрямну, радіус до умовного центру якої, проведений з центру робочої зони, буде слугувати віссю симетрії механізму паралельної структури. Вибір напрямних, на яких будуть розміщуватися повзуни приводу повороту руки сумісно з повзунами приводу переміщення рухомої платформи, у даному випадку впливатиме на кінематику роботи приводу повороту руки. Обидва можливі варіанти побудови механізму паралельної структури у випадку часткового охоплення напрямними робочої зони показані вище на рис. 2.1 і 2.2. Порівняння

зазначених варіантів механізму буде показано після побудови методики визначення довжин напрямних та штанг обох приводів.

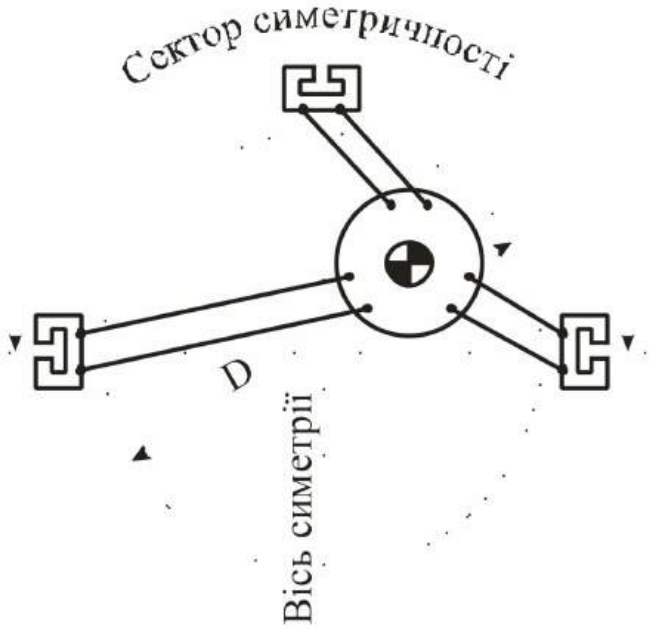


Рис. 2.4 – Розташування напрямних навколо робочої зони у випадку часткового її охоплення

Для визначення довжин напрямних та штанг приводу переміщення рухомої платформи доцільно зробити декілька умовних геометричних перетворень, що полягають у геометричному перенесенні пар паралельних штанг. Першим кроком умовних перетворень буде зведення пари паралельних штанг до однієї умовної штанги. Розмістимо один центр шарніру умовної штанги рівно посередині між центрами шарнірів реальних паралельних штанг на повзуні приводу переміщення рухомої платформи. Аналогічну операцію з іншим умовним центром шарніру умовної штанги зробимо безпосередньо на рухомій платформі. Схему даного кроку геометричного перетворення показано на рис. 2.5.

На даній схемі видно, що зведення центрів шарнірів паралельних штанг на рухомій платформі і на повзуні до одного умовного відбувається з певною відмінністю. На рухомій платформі таке перенесення відбувається з

урахуванням розташування центрів шарнірів на дузі кола радіусом r. На повзуні умовний центр шарніру умовної напрямної розташовується по центру відрізка, що поєднує центри шарнірів реальних штанг. Проте з урахуванням співвідношення між довжиною умовної штанги та висотою сегменту, утвореного хордою шириною 2m по дузі кола радіусом r, деякою відмінністю у довжинах реальних і умовної штанги можна знехтувати. Тому надалі у роботі будемо вважати, що довжини реальних паралельних штанг приводу переміщення рухомої платформи і умовної штанги рівні між собою.

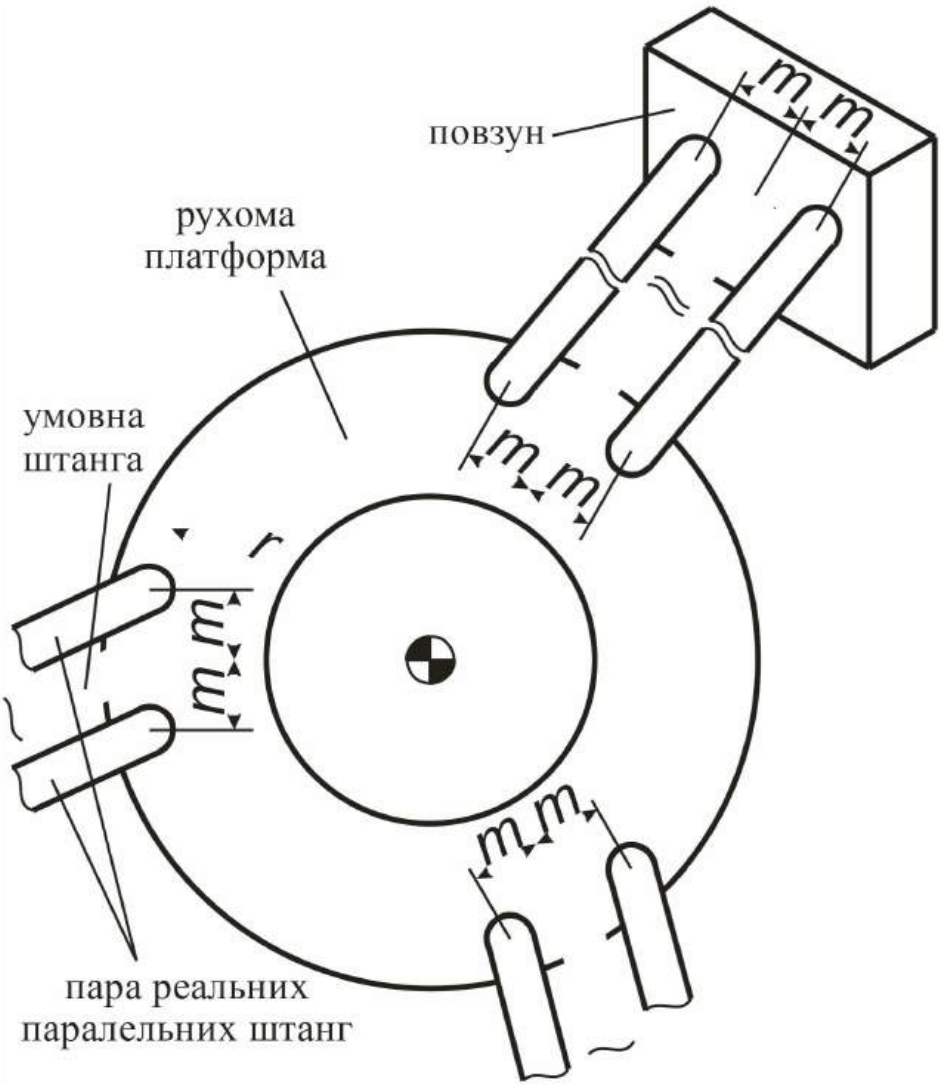


Рис. 2.5 – Схема заміни пари реальних паралельних штанг на умовну

Другим кроком геометричних перетворень з паралельними штангами приводу переміщення рухомої платформи буде перенесення умовних центрів шарнірів умовних штанг, що розташовані на згаданій платформі, в точку перетину осі повороту руки з площиною розташування згаданих умовних центрів шарнірів. Схему даного кроку геометричного перетворення показано на рис. 2.6.

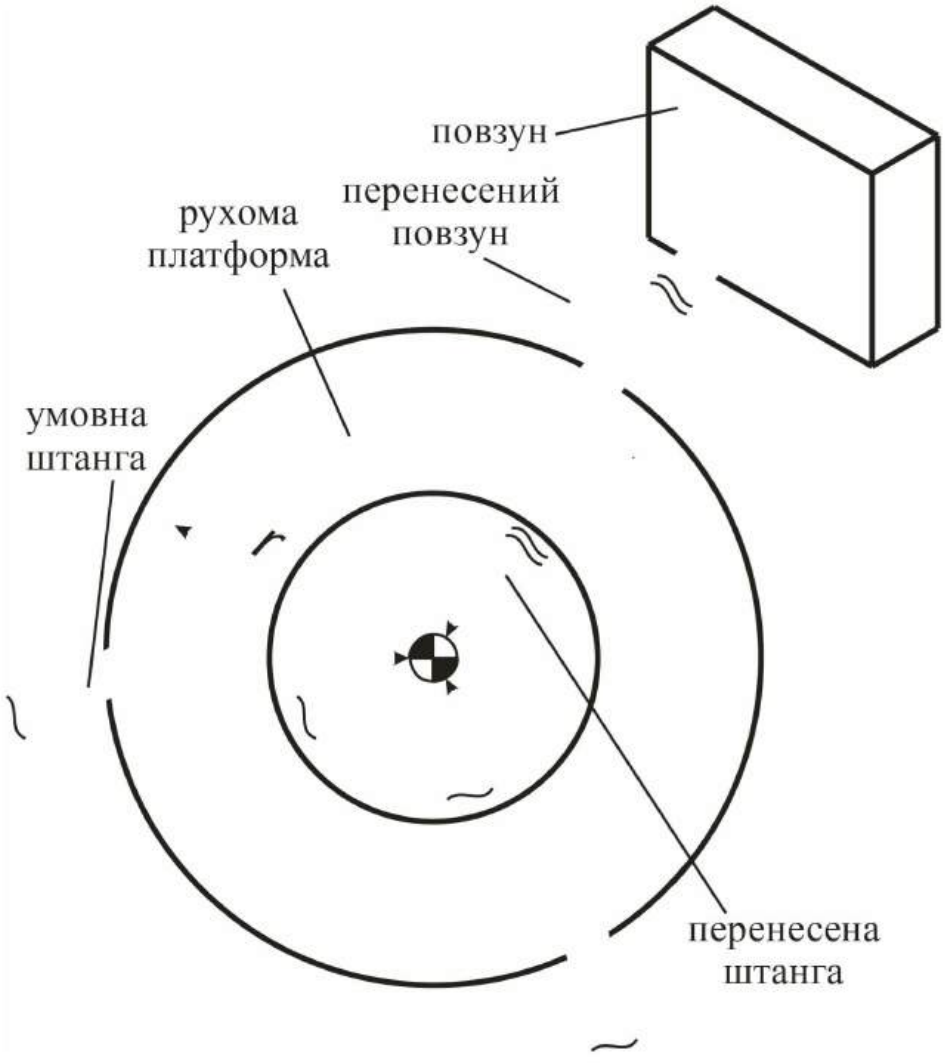


Рис. 2.6 – Схема перенесення центрів шарнірів умовних штанг в одну точку

Внаслідок виконаного перенесення центрів умовних штанг в одну точку на рухомій платформі для збереження довжини умовної штанги

необхідно змістити на таку ж саму величину і в такому ж самому напрямку центри шарнірів умовних штанг на повзунах приводу переміщення рухомої платформи, що покличе за собою і відповідне перенесення напрямних розташування даних повзунів. Величина описаного зміщення дорівнює радіусу r розташування центрів шарнірів реальних штанг на рухомій платформі. Внаслідок виконаних перетворень рухома платформа замінюється на еквівалентну точку, а умовні штанги замінюються на перенесені штанги. В подальшому при зворотному визначенні координат розташування реальних напрямних на станині механізму паралельної структури описану процедуру паралельного переносу необхідно буде враховувати.

Приступаємо до визначення довжин штанг. Першим етапом буде визначення довжин перенесених штанг. Особливими положеннями даних штанг буде їх рівнобіжне розташування до напрямної та перпендикулярне до описаного розташування, коли штанга буде рівнобіжною до початкової площини основи станини механізму. Враховуючи необхідність уникнення зазначених положень штанг, вводимо до розрахунків кут запобігання уникнення особливого положення штанги γ. Схема для розрахунку довжини перенесеної штанги показана на рис. 2.7.

Привід переміщення рухомої платформи, що на даному рисунку представлена еквівалентною точкою, повинен забезпечити її переміщення в межах робочої зони. Робоча зона у нашому випадку, як зазначено вище, представлена циліндром діаметром D і висотою H. При розташуванні еквівалентної точки в крайніх положеннях необхідно враховувати, що перенесена штанга повинна розташовуватися з урахуванням наявності кута запобігання уникнення особливого положення штанги γ. Довжину перенесеної штанги позначимо L. Площина для визначення довжини штанги L проходить через центр циліндру робочої зони діаметром D та траєкторію руху центру шарніру повзуна по напрямній, як показано на рис. 2.7. Відтак штанги на даній схемі зображені у повному розмірі, що спрощує отримання математичних залежностей.

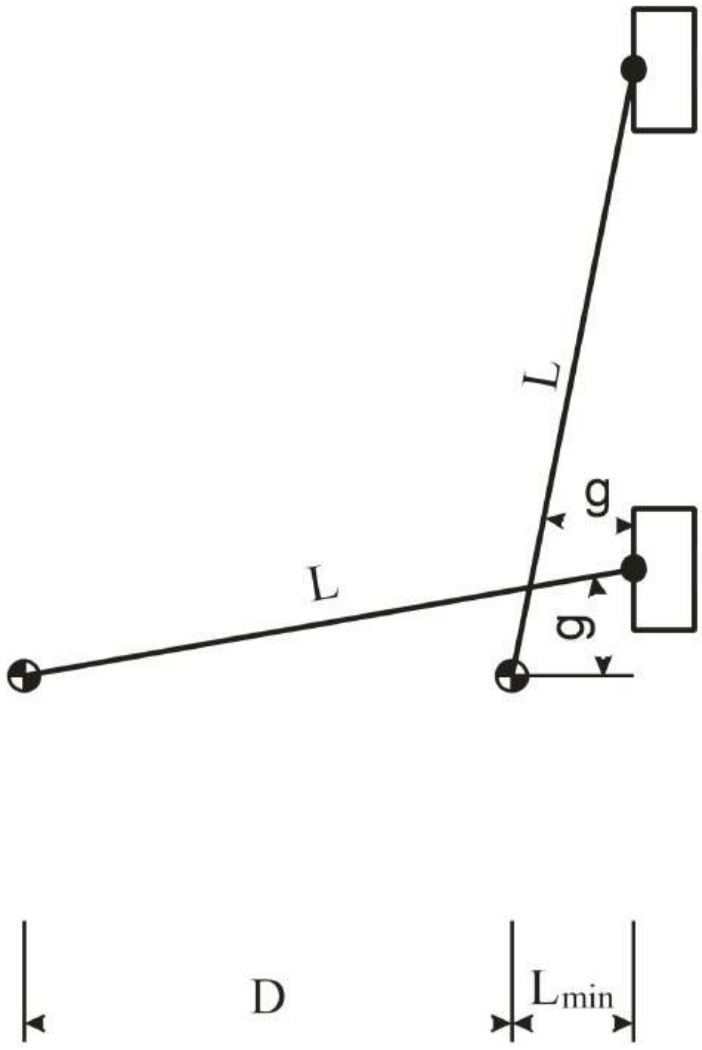


Рис. 2.7 – Схема розрахунку довжини перенесеної штанги

При русі повзуна по напрямній, в даному випадку перенесеній згідно побудов, показаних на рис. 2.6, центр шарніру перенесеної штанги на даному повзуні послідовно займатиме ряд положень, через які через які можна провести певну пряму. Саме цю пряму в подальшому будемо вважати напрямною на показаних схемах.

Згідно побудов, що походять від схеми, яка показана на рис. 2.7, довжина перенесеної штанги L визначається з математичного виразу:

$$L\cos(\gamma) = L_{\min} + D.$$

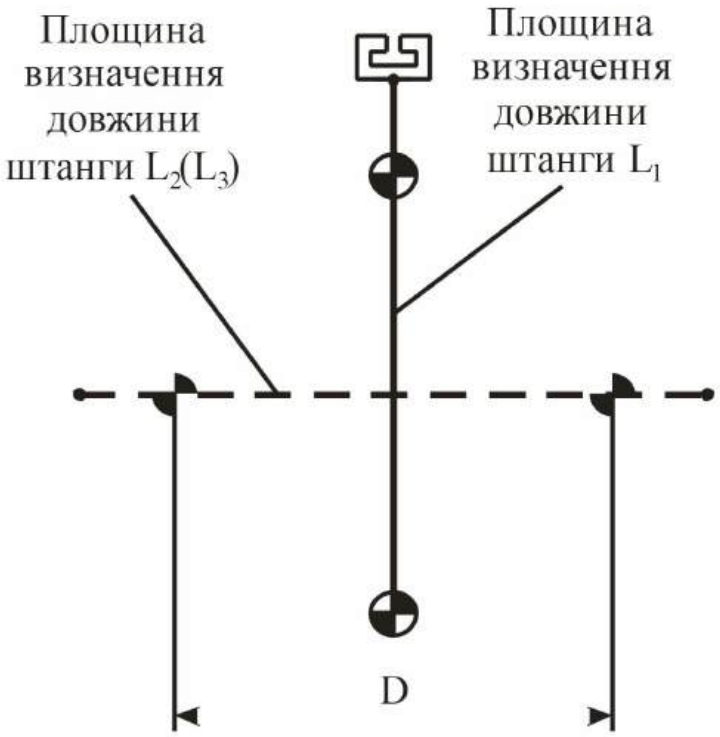


Рис. 2.8 – Схема розташування площин визначення довжин перенесених штанг

З тих же побудов виходить, що

$$L_{\min} = L\sin(\gamma).$$

Виконуючи перенос останнього виразу до першого, отримуємо:

$$L\cos(\gamma) = L\sin(\gamma) + D.$$

З останнього виразу отримуємо математичну залежність для визначення довжини перенесеної штанги L:

$$L\cos(\gamma) - L\sin(\gamma) = D,$$

$$L = \frac{D}{\cos(g) - \sin(g)}.$$

З урахуванням показаного вище припущення довжина перенесеної штанги є довжиною реальної штанги. При визначенні координат розташування напрямних необхідно врахувати двокроковий алгоритм перенесення умовних штанги на величину r, що описаний вище в поясненнях до схем на рис. 2.5 і 2.6. Відстань S від центру циліндру робочої зони D до центру напрямної згідно побудов на схемі, яка показана на рис. 2.7, складає:

$$S = L\cos(g) - \frac{D}{2} + r.$$

Довжини всіх трьох штанг приводу переміщення рухомої платформи внаслідок симетричності нашого механізму паралельної структури будуть однаковими, як то походить з рис. 2.8.

Приступаємо до визначення довжин одиничних штанг приводу повороту руки. Під довжиною одиничною штанги будемо розуміти відрізок, що поєднує центр шарніру на повзуні приводу переміщення даної штанги та умовну точку на осі, що кріпиться до важеля, який кріпиться до руки механізму паралельної структури. При розв'язку задачі пошуку довжини штанги дане припущення є цілком припустимим та дозволить на наступному етапі знайти довжину реальної штанги. При розв'язку кінематичних задач приводу повороту руки механізму паралельної структури необхідно оперувати виключно геометричними розмірами справжніх елементів, що входять до відповідного ланцюга зазначеного приводу. Для пояснення припущення щодо заміни реальної штанги приводу повороту руки на еквівалентну штангу наведемо схему, яку показано на рис. 2.9.

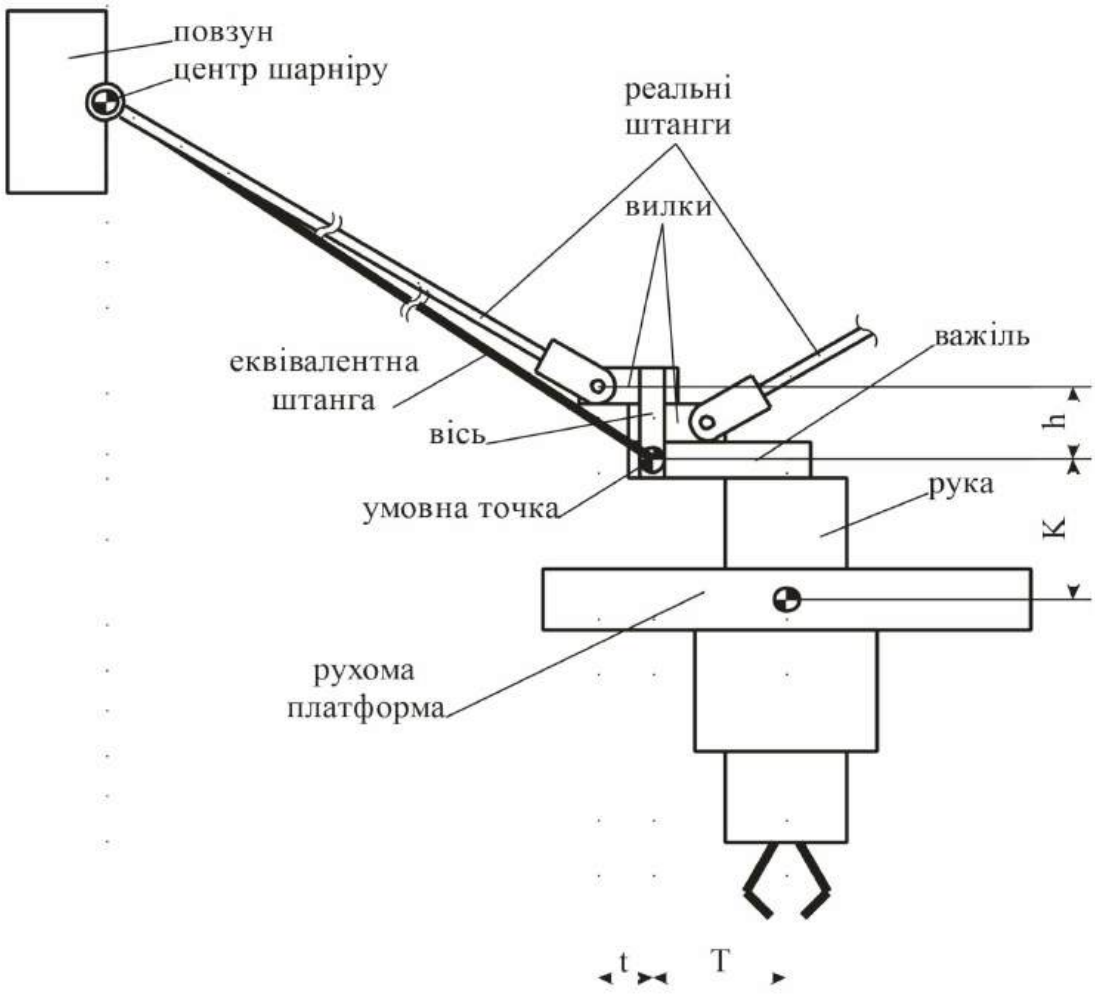


Рис. 2.9 – Схема заміни одиничної штанги на еквівалентну штангу

Введемо наступне припущення: нехай даний привід має окрему умовну напрямну. В такому випадку на початковому етапі розрахунку довжини еквівалентної штанги необхідності прив'язуватися до координат розташування штанг приводу подачі рухомої платформи не буде. Спрощену схему для розрахунку довжини еквівалентної штанги показано на рис. 2.10.

Надамо еквівалентній штанзі індекс 4. При розрахунку її довжини необхідно враховувати плече T розташування умовної точки центру шарніру еквівалентної штанги на важелі, що кріпиться до руки. Обов'язково враховуємо наявність кута запобігання уникнення особливого положення штанги γ. Величини даних кутів на практиці можуть бути різними для обох приводів механізму паралельної структури. При максимально віддаленому

від напрямної положенні розрахункової точки руки умовна точка центру шарніру еквівалентної штанги на важелі руки повинна теж знаходитися в максимально можливому віддаленому положенні до умовної напрямної. Аналогічно при максимально наближеному до напрямної положенні розрахункової точки руки умовна точка центру шарніру еквівалентної штанги на важелі руки теж повинна бути орієнтованою на максимально можливе наближене положення до умовної напрямної.

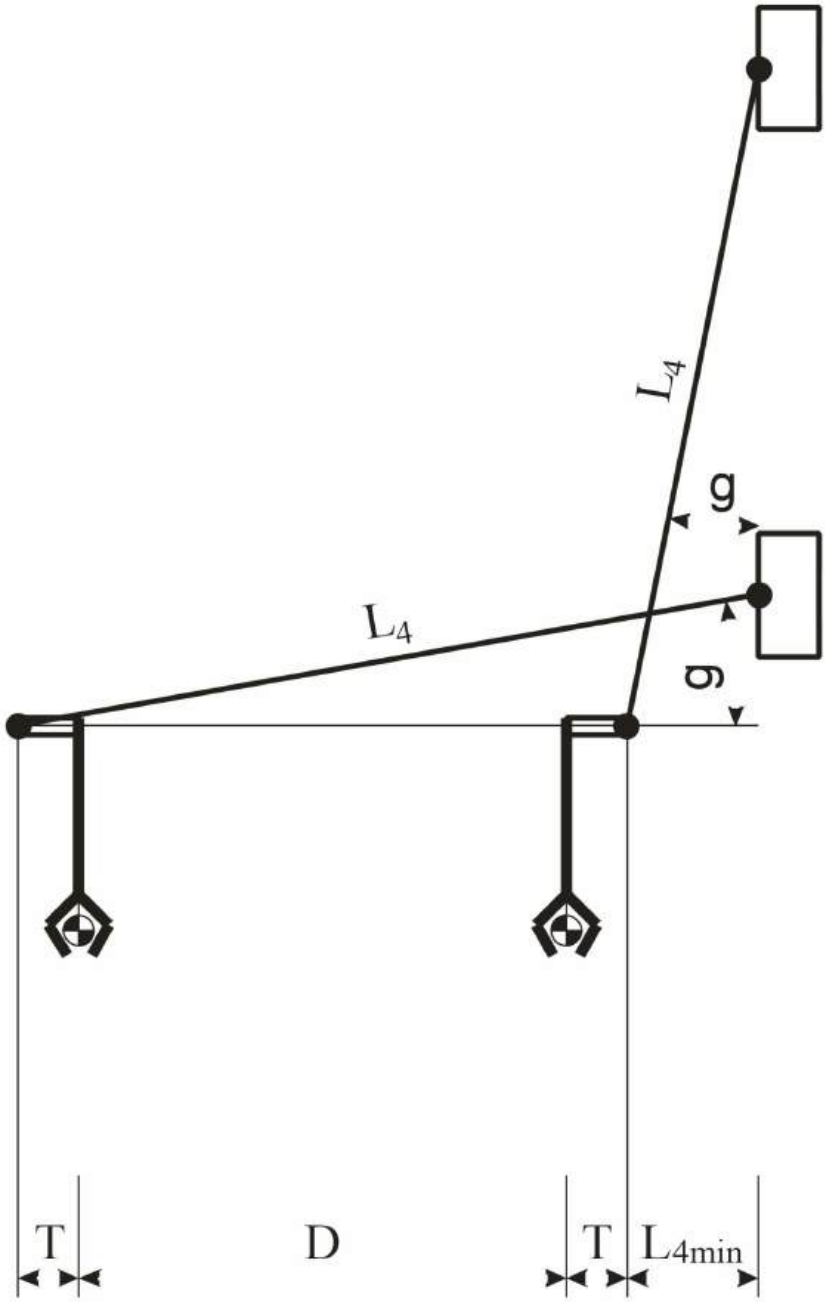


Рис. 2.10 – Схема розрахунку довжини одиничної штанги

Згідно побудов, що походять від схеми, яка показана на рис. 2.10, довжина еквівалентної штанги L_4 визначається з математичного виразу:

$$L_4 \cos(\gamma) = L_{4\min} + D + 2T .$$

З тих же побудов виходить, що

$$L_{4\min} = L_4 \sin(\gamma) .$$

Виконуючи перенос останнього виразу до першого, отримуємо:

$$L_4 \cos(\gamma) = L_4 \sin(\gamma) + D + 2T .$$

З останнього виразу отримуємо математичну залежність для визначення довжини еквівалентної штанги L_4:

$$L_4 \cos(\gamma) - L_4 \sin(\gamma) = D + 2T ,$$

$$L_4 = \frac{D + 2T}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)} .$$

Величина $L_4 \sin(\gamma) + T$ є мінімально можливим віддаленням умовної напрямної повзуна переміщення еквівалентної штанги при визначенні координат першої. Довжина еквівалентної штанги L_4 буде більшою за довжину штанги приводу переміщення рухомої платформи на величину $2T/(\cos(\gamma) - \sin(\gamma))$. Однак при визначенні координат розташування напрямних приводу переміщення рухомої платформи мінімально можливе віддалення напрямних переміщення його повзунів становить $L_1 \sin(\gamma) + r$, де

L_1 позначено довжину однієї з штанг зазначеного приводу, обрану довільним чином.

Переходячи на наступному етапі безпосередньо до суміщення на одній напрямній одного з повзунів приводу подачі рухомої платформи та повзуна приводу повороту руки приймаємо, що траєкторії руху центрів шарнірів штанг на зазначених повзунах співпадатимуть, хоча в реальності знаходження повзунів на одній напрямній може і не призводити до цього. Мінімальне віддалення спільної напрямної при розрахунку довжини штанги приводу переміщення рухомої платформи становитиме величину V_1:

$$V_1 = \frac{D\sin(g)}{\cos(g) - \sin(g)} + r.$$

Мінімальне віддалення спільної напрямної при розрахунку довжини еквівалентної штанги приводу повороту руки становитиме величину V_4:

$$V_4 = \frac{(D + 2T)\sin(g)}{\cos(g) - \sin(g)} + T.$$

Необхідно співставити величини V_1 і V_4 та при розрахунку положення напрямної орієнтуватися на більшу величину. Розглянемо спочатку випадок, коли більшим буде віддалення V_1. Тоді різниця між віддаленнями V_1 і V_4 складатиме:

$$DV = \frac{D\sin(g)}{\cos(g) - \sin(g)} + r - \frac{(D + 2T)\sin(g)}{\cos(g) - \sin(g)} - T,$$

$$DV = \frac{D\sin(g) - D\sin(g) - 2T\sin(g)}{\cos(g) - \sin(g)} + r - T,$$

$$\Delta V = r - \frac{2T\sin(\gamma)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)} - T.$$

Отриману з розрахунку величину ΔV необхідно врахувати при корекції довжини еквівалентної штанги. Для цього доповнимо схему з рис. 2.10. Нову схему розрахунку довжини еквівалентної штанги показано на рис. 2.11.

Згідно побудов, що походять від схеми, яка показана на рис. 2.11, довжина еквівалентної штанги L_4 визначається з математичного виразу:

$$L_4\cos(\gamma) = L_{4\min} + D + 2T + \Delta V.$$

З тих же побудов виходить, що:

$$L_{4\min} = \frac{(D + 2T)\sin(\gamma)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)}.$$

Виконуючи перенос останнього виразу до першого, отримуємо:

$$L_4\cos(\gamma) = \frac{(D + 2T)\sin(\gamma)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)} + D + 2T + \Delta V.$$

Підставимо значення ΔV до останнього виразу:

$$L_4\cos(\gamma) = \frac{(D + 2T)\sin(\gamma)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)} + D + 2T + r - \frac{2T\sin(\gamma)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)} - T,$$

$$L_4\cos(\gamma) = \frac{D\sin(\gamma)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)} + D + T + r.$$

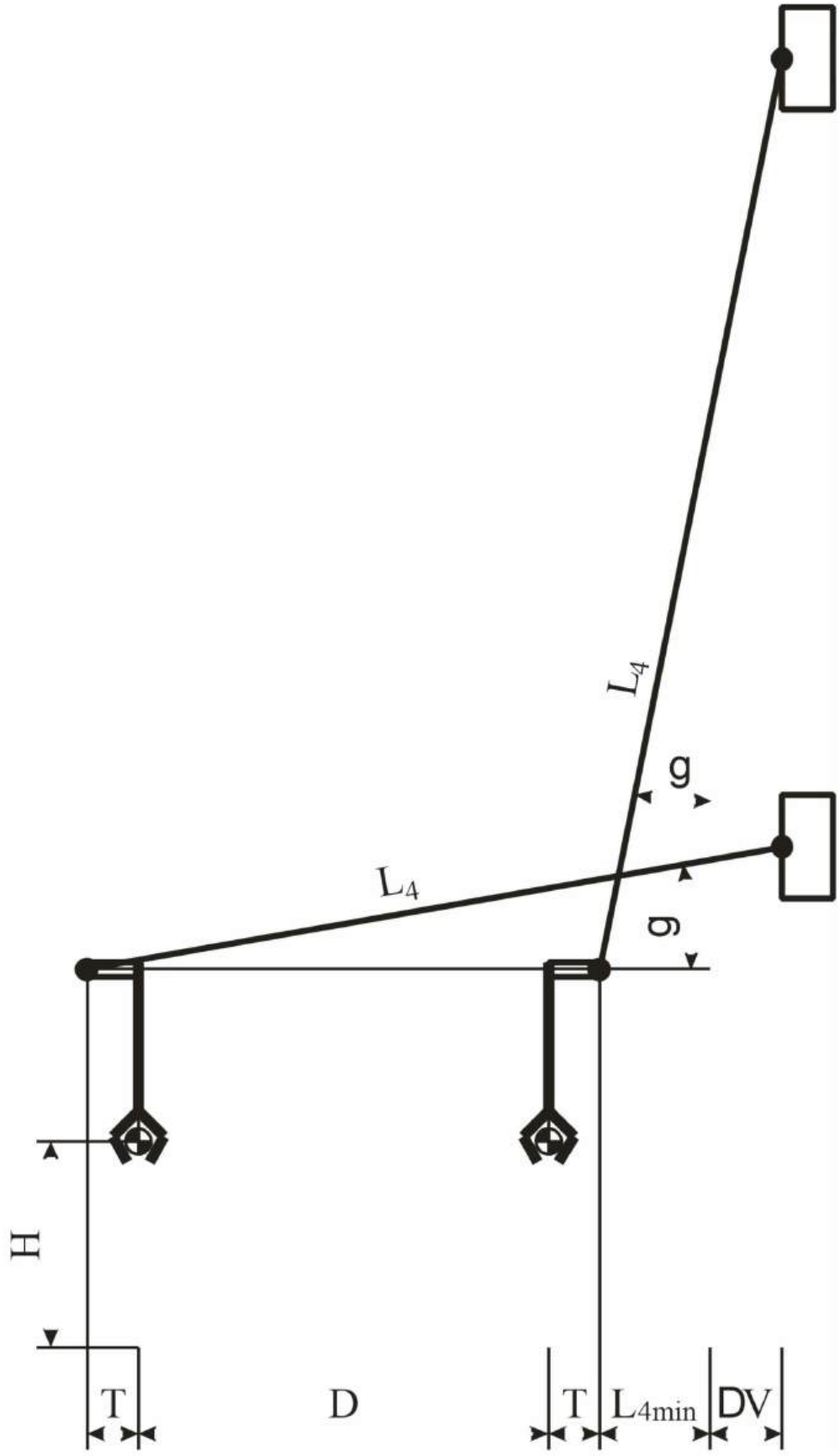


Рис. 2.11 – Схема корекції розрахунку довжини одиничної штанги

З останнього виразу знаходимо довжину еквівалентної штанги L_4 в прийнятих умовах суміщення повзуна приводу переміщення рухомої платформи та повзуна приводу повороту руки на одній напрямній, а саме $V_1 > V_4$:

$$L_4 = \frac{\frac{D\sin(g)}{\cos(g) - \sin(g)} + D + T + r}{\cos(g)}.$$

Розрахунок довжини одиничної штанги стане можливим тільки після розв'язку кінематичних задач приводу повороту руки, що виходить за межі даної роботи.

Тепер розглянемо випадок, коли при порівнянні віддалень V_1 і V_4 більшим виявиться величина V_4. Тоді різниця між зазначеними віддаленнями складатиме:

$$DV = \frac{(D + 2T)\sin(g)}{\cos(g) - \sin(g)} + T - \frac{D\sin(g)}{\cos(g) - \sin(g)} - r,$$

$$DV = \frac{(D + 2T)\sin(g) - D\sin(g)}{\cos(g) - \sin(g)} + T - r,$$

$$DV = \frac{2T\sin(g)}{\cos(g) - \sin(g)} + T - r.$$

Отриману з розрахунку величину ΔV необхідно врахувати при корекції довжини перенесеної штанги. Для цього доповнимо схему з рис. 2.7. Нову схему розрахунку довжини перенесеної штанги показано на рис. 2.12.

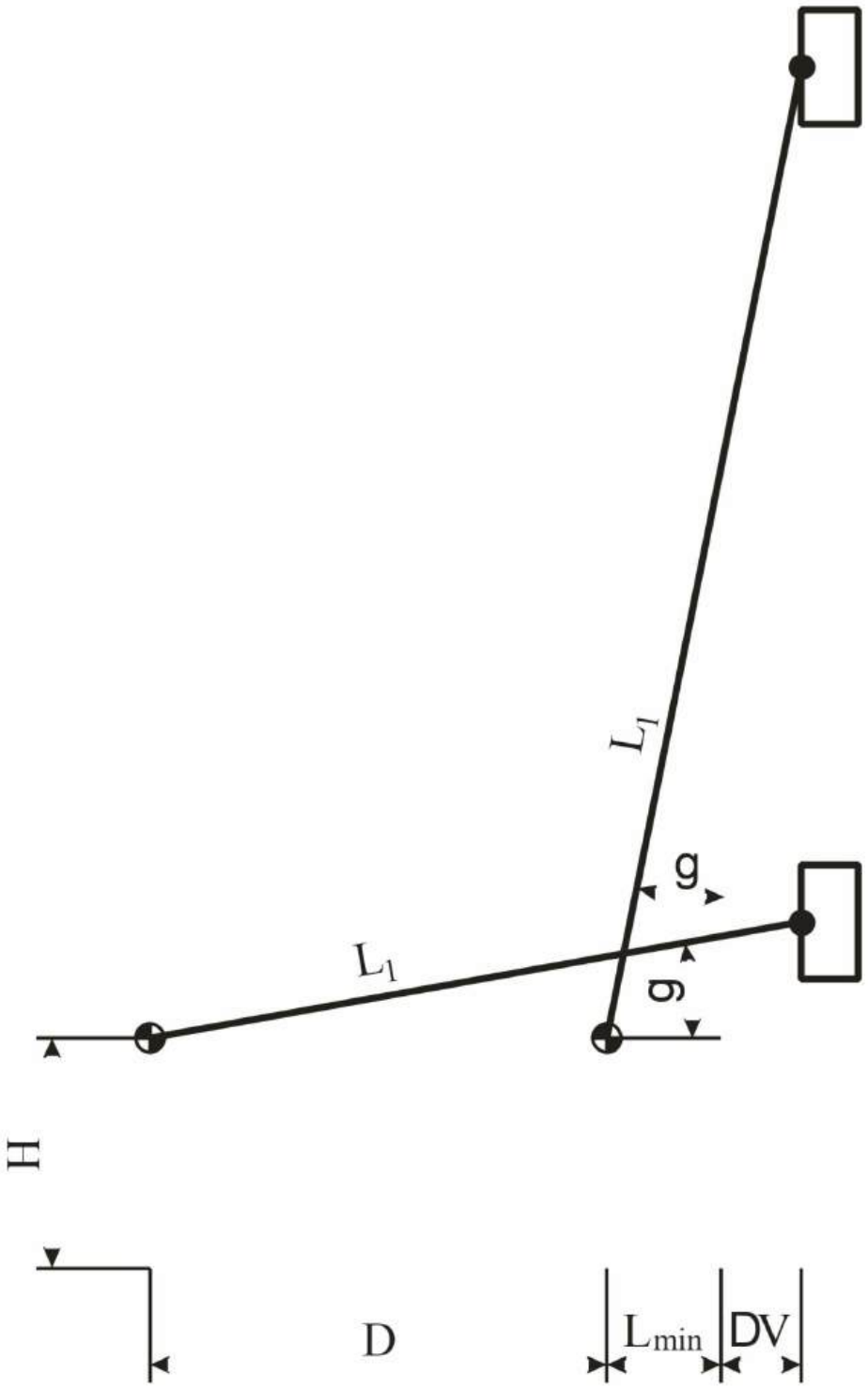


Рис. 2.12 – Схема корекції розрахунку довжини перенесеної штанги

Згідно побудов, що походять від схеми, яка показана на рис. 2.11, довжина перенесеної штанги L_1 визначається з математичного виразу:

$$L_1 \cos(\gamma) = L_{1\min} + D + \Delta V .$$

З тих же побудов виходить, що:

$$L_{1\min} = \frac{D \sin(\gamma)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)}.$$

Виконуючи перенос останнього виразу до першого, отримуємо:

$$L_1 \cos(\gamma) = \frac{D \sin(\gamma)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)} + D + \Delta V .$$

Підставимо значення ΔV до останнього виразу:

$$L_1 \cos(\gamma) = \frac{D \sin(\gamma)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)} + D + \frac{2T \sin(\gamma)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)} + T - r,$$

$$L_1 \cos(\gamma) = \frac{(D + 2T) \sin(\gamma)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)} + D + T - r .$$

З останнього виразу знаходимо довжину перенесеної штанги L_1 в прийнятих умовах суміщення повзуна приводу переміщення рухомої платформи та повзуна приводу повороту руки на одній напрямній, а саме $V_4 > V_1$:

$$L_1 = \frac{\frac{(D + 2T) \sin(\gamma)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma)} + D + T - r}{\cos(\gamma)}.$$

Як було зазначено вище, довжини всіх шести штанг приводу переміщення рухомої платформи внаслідок симетричності нашого механізму паралельної структури можна приймати однаковими.

При визначенні висоти напрямних, що походить від величини переміщення повзунів по напрямних приводу переміщення рухомої платформи та приводу повороту руки даного механізму паралельної структури необхідно враховувати, що окрім забезпечення показаних на попередніх схемах необхідних переміщень в межах діаметру циліндру D робочої зони приводні механізми також повинні відпрацювати рух вихідного органу і по висоті циліндру H робочої зони, як це зображено на рис. 2.11 і 2.12.

При суміщенні на одній напрямній повзуна приводу переміщення рухомої платформи та повзуна приводу повороту руки стикання зазначених елементів є неприпустимим. В наших розрахунках не було враховано різницю по висоті між площинами повороту умовних точок центрів шарнірів еквівалентних штанг приводу повороту руки та площини розташування центрів шарнірів штанг приводу переміщення рухомої платформи, тому дані конструктивні аспекти можуть бути використані на забезпечення поставленої умови неприпустимості стикання відповідних повзунів з додатковим врахуванням їх конструкції.

При використанні двох штанг у приводі повороту руки можливе настання особливого положення механізму паралельної структури, за якого штанги будуть розташовані на одній прямій, як то показано потовщеною штрихпунктирною лінією довжиною N на схемі, що представлена на рис. 2.13. Настання неприпустимих наслідків в такому випадку можна уникнути, оскільки привід переміщення рухомої платформи працює незалежно від приводу повороту руки, і невеликим рухом згаданої платформи особливе положення усувається. Проте в такому випадку механізм паралельної структури може почати працювати в «неправильному» режимі.

Для уникнення такої ситуації необхідно передбачити режим роботи приводу повороту руки, за якого проєкції штанг даного приводу на площину основи станини механізму завжди розташовуватимуться по одну сторону від прямої, що сполучає центри шарнірів штанг на повзунах згаданого приводу. Умови роботи механізму паралельної структури в такому «правильному» режимі розглянемо за схеми, що представлена на рис. 2.13.

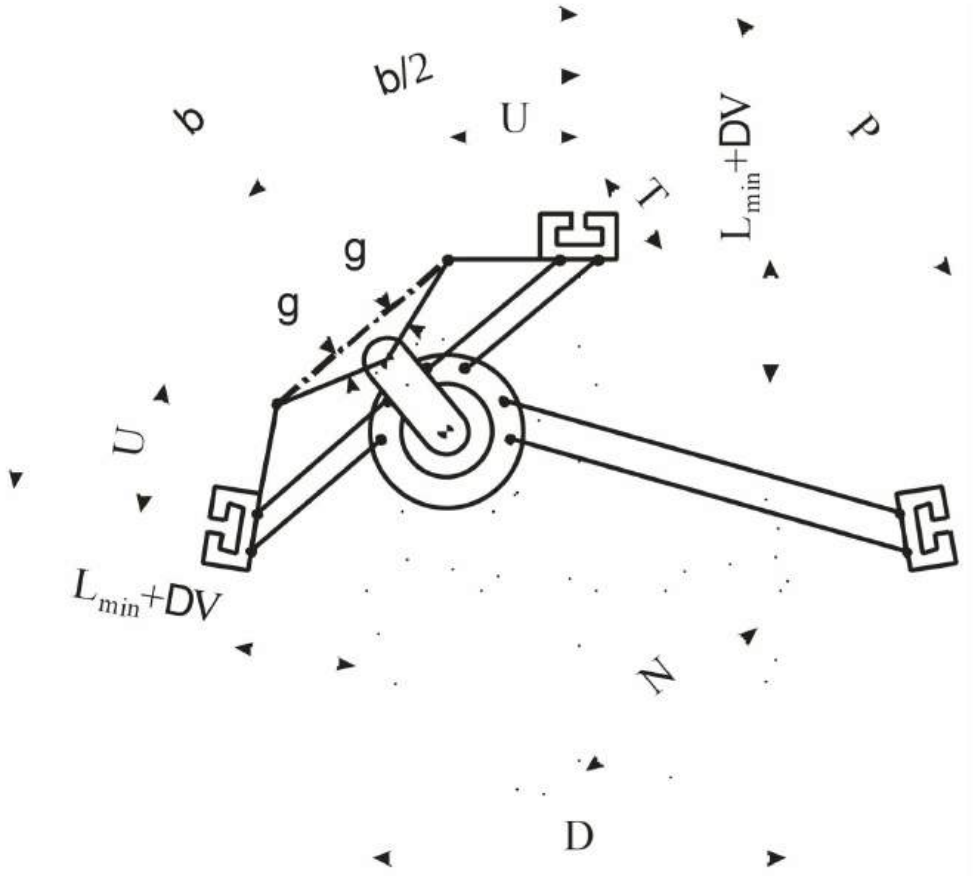


Рис. 2.13 – Схема розрахунку приводу повороту руки для уникнення особливого положення штанг даного приводу (варіант 1)

На зображеній схемі штанги приводу переміщення рухомої платформи показані попарно в проєкції на площину основи станини механізму паралельної структури для усунення плутанини. Штанги приводу повороту руки представлені еквівалентними штангами для спрощення зображення, що однак для розв'язку конкретної задачі не має значення.

З попередніх задач знаходження довжин штанг обох приводів та координат розташування напрямних маємо величини $L_{min}+\Delta V$, що характеризують віддалення напрямних від робочої зони незалежно від варіантів їх розрахунку. У випадку, якби траєкторії переміщення центрів шарнірів штанг на повзунах обох приводів механізму паралельної структури, що фізично переміщуються по одній напрямній, співпадали, необхідно було б додатково збільшувати параметр ΔV для уникнення особливого положення штанг приводу повороту руки. Це призводило б до невиправданого зростання габаритів механізму, що і так має невелике значення коефіцієнту використання робочого простору. Проте існує інший спосіб вирішення задачі уникнення особливого положення штанг приводу повороту руки. Якщо звернути увагу на конструкцію механізму, що показана в двох варіантах на рис. 2.1 і 2.2, то можна звернути уваги на додатковий елемент, що мають повзуни приводу повороту руки і на якому розташовано шарнір кріплення штанги даного приводу до повзуна. Це дозволяє рознести траєкторії рухів центрів шарнірів штанги на повзунах різних приводів у просторі. Напрямок цих траєкторій залишатиметься рівнобіжним. На схемі з рис. 2.13 ця розбіжність характеризується відрізком U. Для спрощення задачі ми розглядаємо тільки один відрізок U, який відкладається перпендикулярно до відрізка, що поєднує умовний центр напрямної з центром циліндра діаметром D робочої зони. Проте можна забезпечити додаткове віднесення траєкторії руху центру шарніру штанги приводу повороту руки на повзуні рівнобіжно зазначеному відрізку.

Як було прийнято вище, для уникнення особливого положення штанг приводу повороту руки будемо користуватися кутом γ. Даний кут в цьому випадку може мати інше значення, ніж у наведених вище схемах і математичних залежностях. Розв'язок задачі уникнення особливого положення штанг приводу повороту руки полягає в тому, що відрізок N, що є проєкцією відстані між траєкторіями руху центрів шарнірів штанг на повзунах згаданого приводу, повинен розташовуватися далі від центру

робочої зони, представленої циліндром діаметром D, ніж умовна точка важеля руки, до якої шарнірно приєднується еквівалентна штанга, в максимально віддаленому положенні важеля від центру робочої зони. Мінімально можлива відстань між відрізком довжиною N і даною умовною точкою складає $\frac{N}{2}\tan(\gamma)$.

Як видно зі схеми на рис. 2.13, положення плечей U, що характеризують рознесення траєкторій рухів центрів шарнірів штанг на повзунах різних приводів механізму паралельної структури у просторі, залежить від кута β між відрізками, що поєднують умовний центр напрямної з центром циліндра діаметром D робочої зони. Положення відрізку довжиною N є перпендикулярним бісектрисі кута β. Знайдемо довжину N:

$$N = \left[\left(U\cos(\beta) - U - \left(L_{\min} + \Delta V + \frac{D}{2}\right)\sin(\beta)\right)^2 + \right.$$

$$\left. + \left(L_{\min} + \Delta V + \frac{D}{2} - \left(L_{\min} + \Delta V + \frac{D}{2}\right)\cos(\beta) - U\sin(\beta)\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}.$$

Знайдемо відстань P від відрізку довжиною N до центру циліндра діаметром D робочої зони:

$$P = \sqrt{\left(U + \frac{N}{2}\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)^2 + \left(L_{\min} + \Delta V + \frac{D}{2} - \frac{N}{2}\sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)^2}.$$

Згідно поставленої умови уникнення особливого положення штанг приводу повороту руки необхідно:

$$P - T - \frac{D}{2} з \frac{N}{2} \tan(g).$$

Існує й інший варіант розташування напрямних, на яких суміщаються повзуни обох приводів. Його розрахункова схема для вирішення задачі уникнення особливого положення штанг приводу повороту руки показана на рис. 2.14.

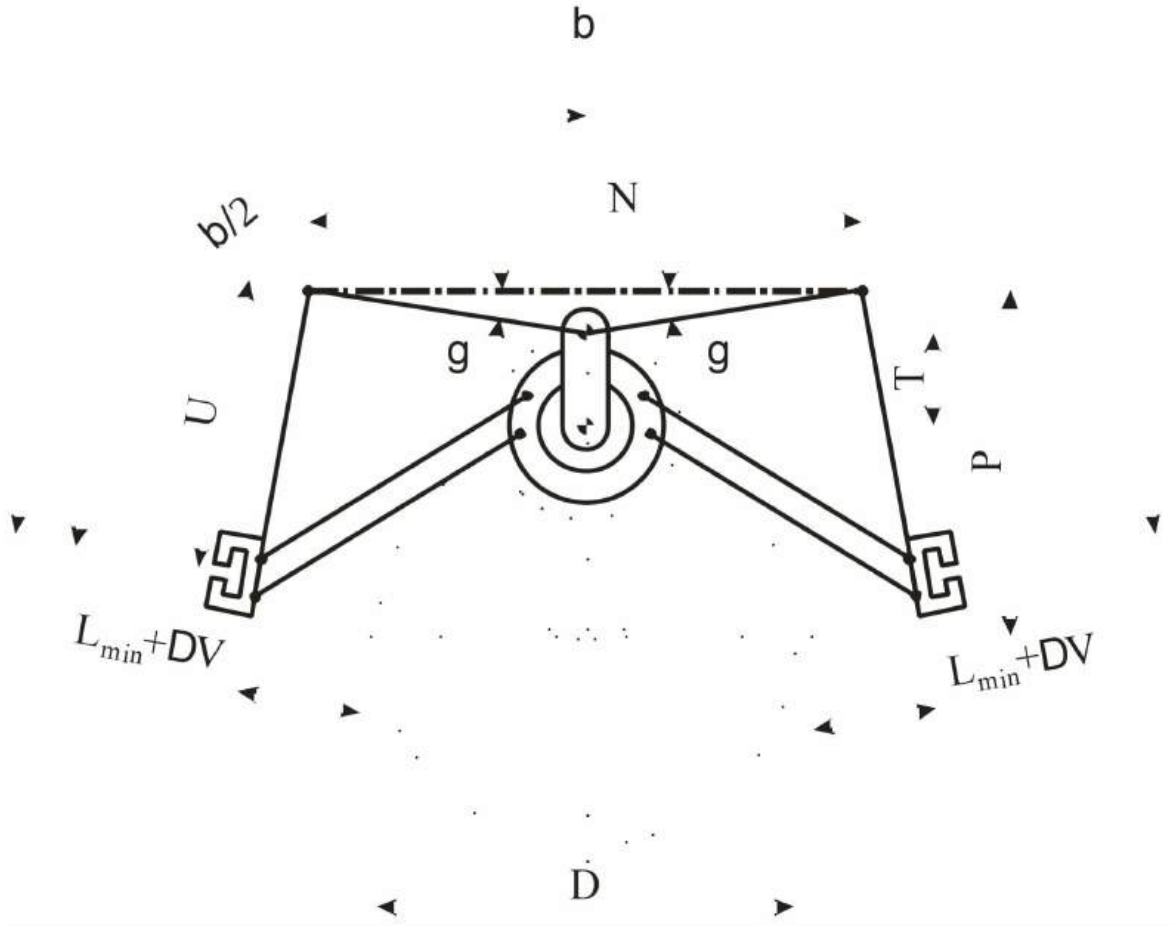


Рис. 2.14 – Схема розрахунку приводу повороту руки для уникнення особливого положення штанг даного приводу (варіант 2)

Для зручності сприйняття графічної інформації один з повзунів приводу переміщення рухомої платформі та пара паралельних штанг, що кріпиться до нього, зі схеми на рис. 2.14 прибрано. Всі пояснення, що

стосуються схеми на рис. 2.13, підходять і для схеми з рис. 2.14. Довжина N в даному випадку знаходиться з математичної залежності:

$$N = 2\left(L_{\min} + \Delta V + \frac{D}{2}\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) - U\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right).$$

Відстань P від відрізку довжиною N до центру циліндра діаметром D робочої зони в даному випадку знаходиться з математичної залежності:

$$P = \left(L_{\min} + \Delta V + \frac{D}{2}\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + U\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right).$$

Умова уникнення особливого положення штанг приводу повороту руки записується аналогічно:

$$P - T - \frac{D}{2} \geq \frac{N}{2}\tan(\gamma)$$

На цьому синтез приводу подачі рухомої платформи та приводу повороту руки механізму паралельної структури можна вважати завершеним.

2.3 Дослідження залежностей конструктивних параметрів приводу повороту руки механізму паралельної структури

Залежності приводу переміщення рухомої платформи, функціонування якої базується на принципах, викладених у роботі [1], вже достатньо вивчені, тому проведемо дослідження залежностей конструктивних параметрів тільки приводу повороту руки механізму паралельної структури запропонованої конструкції. На рис. 2.15 наведено графік залежності віддалення V напрямної

від кута уникнення особливого положення штанги γ, а на рис. 2.16 – залежність довжини еквівалентної штанги від зазначеного кута.

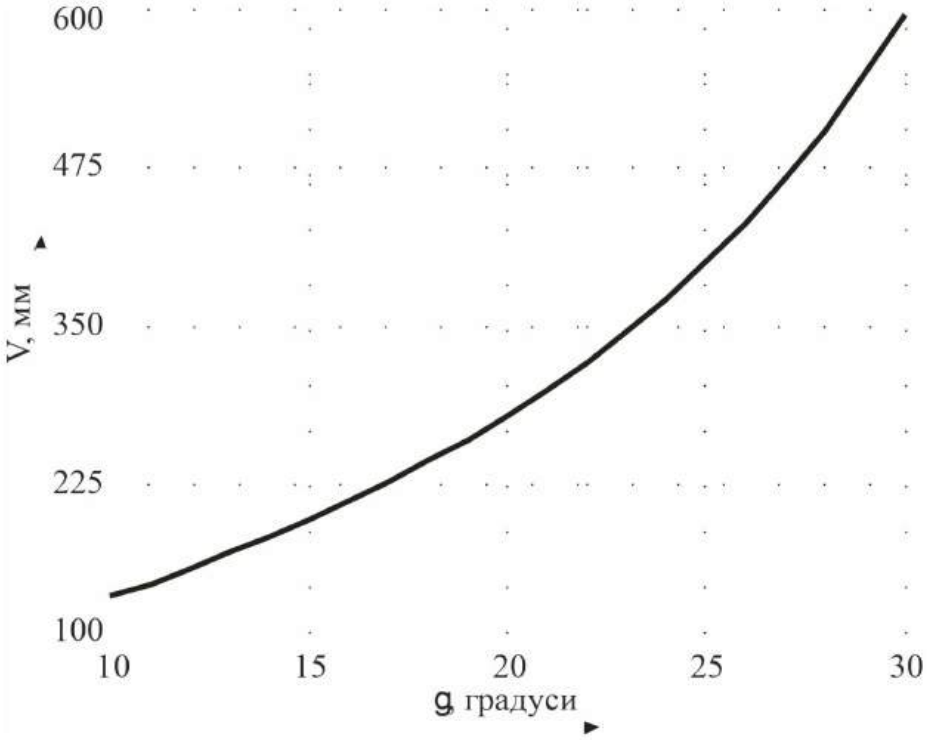


Рис. 2.15 – Залежність віддалення V напрямної від кута уникнення особливого положення штанги γ

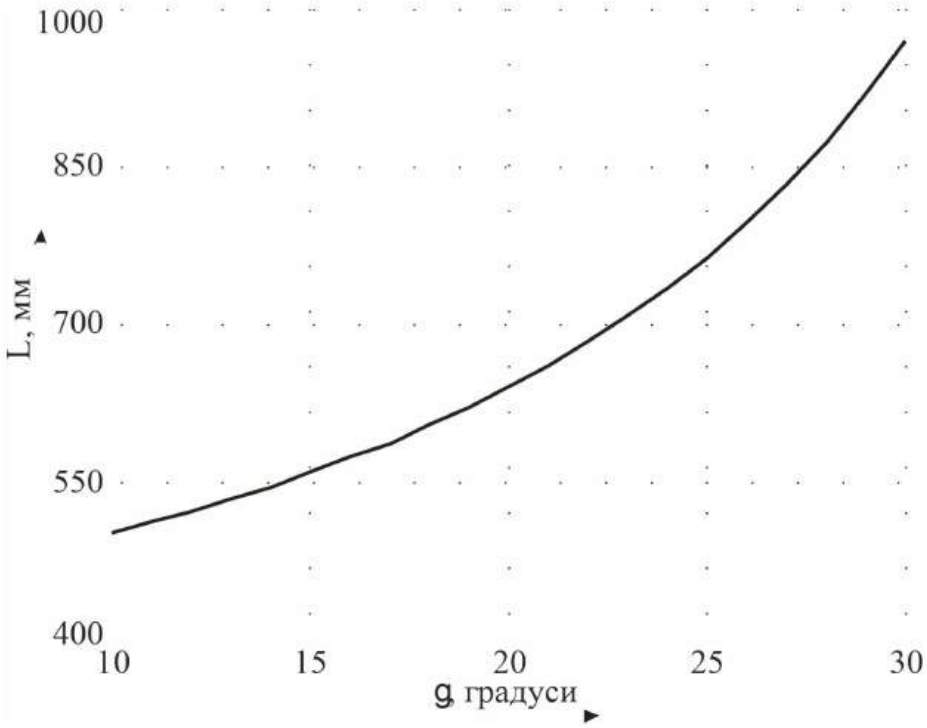


Рис. 2.16 – Залежність довжини еквівалентної штанги L від кута уникнення особливого положення штанги γ

Обидва представлених графіків мають асимптотичну залежність від кута уникнення особливого положення штанги γ, тому для зменшення габаритів механізму паралельної структури необхідно проєктувати механізм з якомога меншим значенням даного кута. Всі інші параметри приводу повороту руки, як це походить з наведених вище математичних залежностей, мають прямопропорційний вплив на віддалення напрямної та довжину еквівалентної штанги, тому їх графіки не наводимо.

Тепер проаналізуємо вплив параметрів приводу повороту руки на величину $P - T - \frac{D}{2}$, що означає можливість уникнення особливого положення штанг зазначеного приводу. Дослідження проведемо тільки для оцінки впливу кута β між відрізками, що поєднують умовний центр напрямної з центром циліндра діаметром D робочої зони, та плечей U, що характеризують рознесення траєкторій рухів центрів шарнірів штанг на повзунах різних приводів механізму паралельної структури у просторі. Для варіанту 1 механізму графіки показані на рис. 2.17 і 2.18.

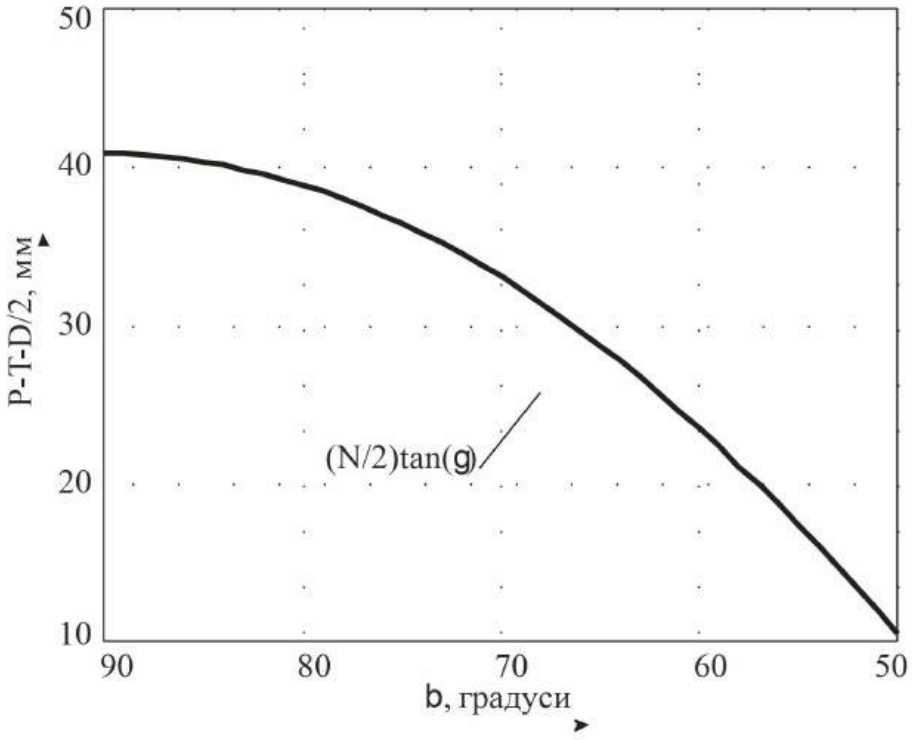


Рис. 2.17 – Залежність величини P–T–D/2 від кута β (варіант 1)

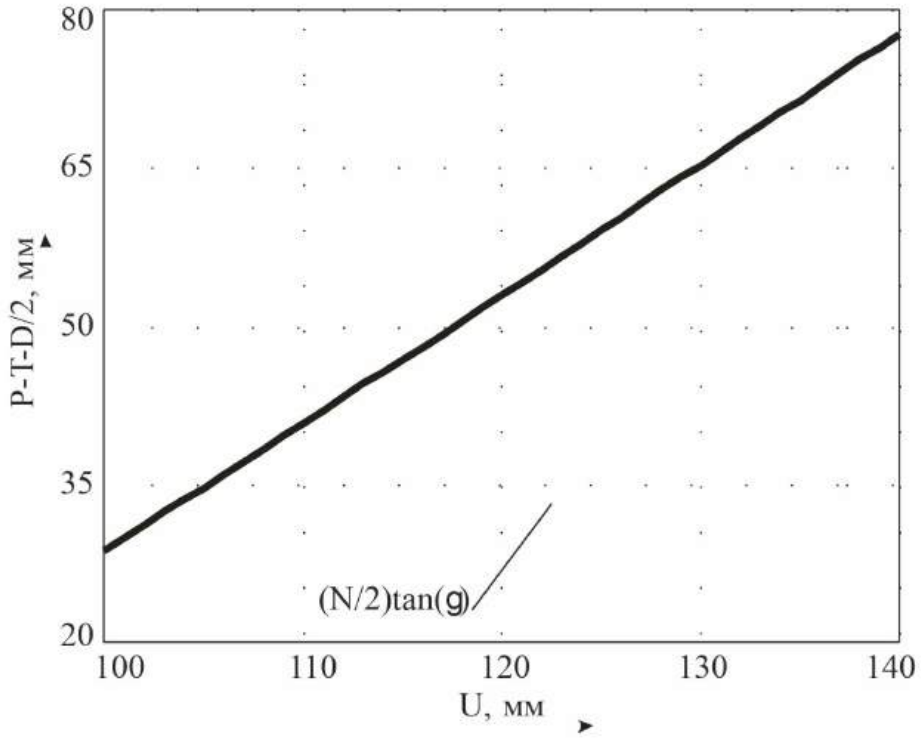


Рис. 2.18 – Залежність величини P–T–D/2 від плеча U (варіант 1)

На рис. 2.17 і 2.18 до графіків додано розраховану величину мінімальної відстані, за якої унеможливлюється настання особливого положення приводу повороту руки механізму паралельної структури. Дана лінія показана тонкою штриховою лінією. Графік залежності відстані між відрізком, що є проекцією відстані між траєкторіями руху центрів шарнірів штанг на повзунах приводу повороту руки, та умовною точкою максимально віддаленого положення важеля даного приводу від центру робочої зони (надалі величина P–T–D/2), від кута β між відрізками, що поєднують даний центр з умовними центрами напрямних, по яким рухаються повзуни (надалі кут β), є спадаючим, тобто зменшення значення кута β призводить до нелінійно стрімкого спадання функції. При величині кута β = 59° досліджувана величина стає менше допустимого значення. Графік залежності величини P–T–D/2 від плеча U є прямолінійно зростаючим. При U ≥ 103 мм величина P–T–D/2 перевищує допустимий мінімум.

Аналогічні графіки для варіанту 2 механізму графіки показані на рис. 2.19 і 2.20.

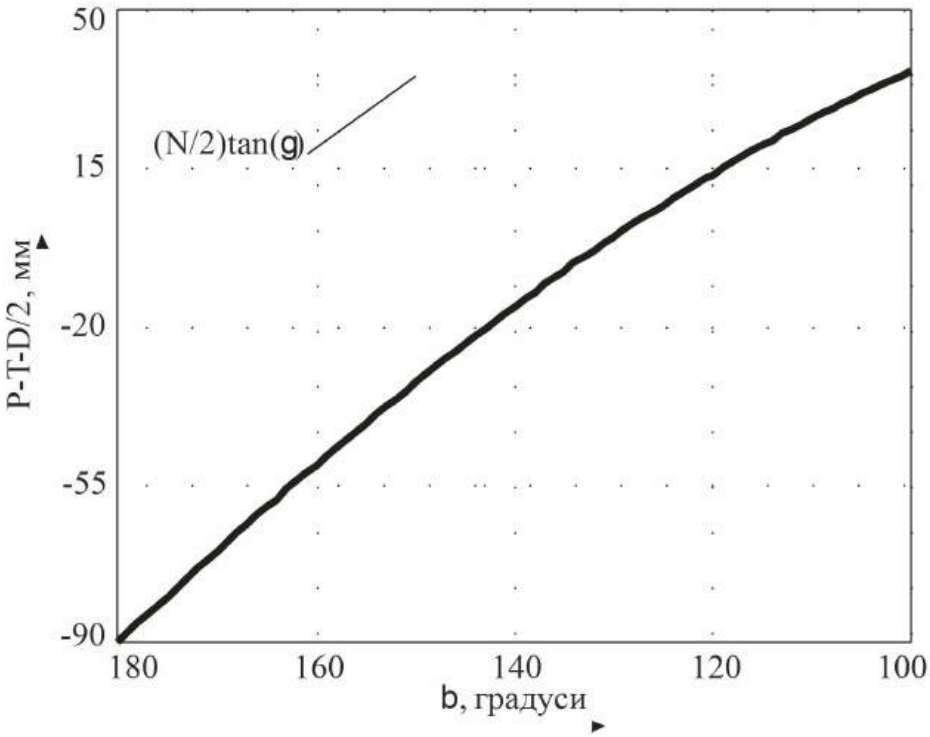


Рис. 2.17 – Залежність величини P–T–D/2 від кута β (варіант 2)

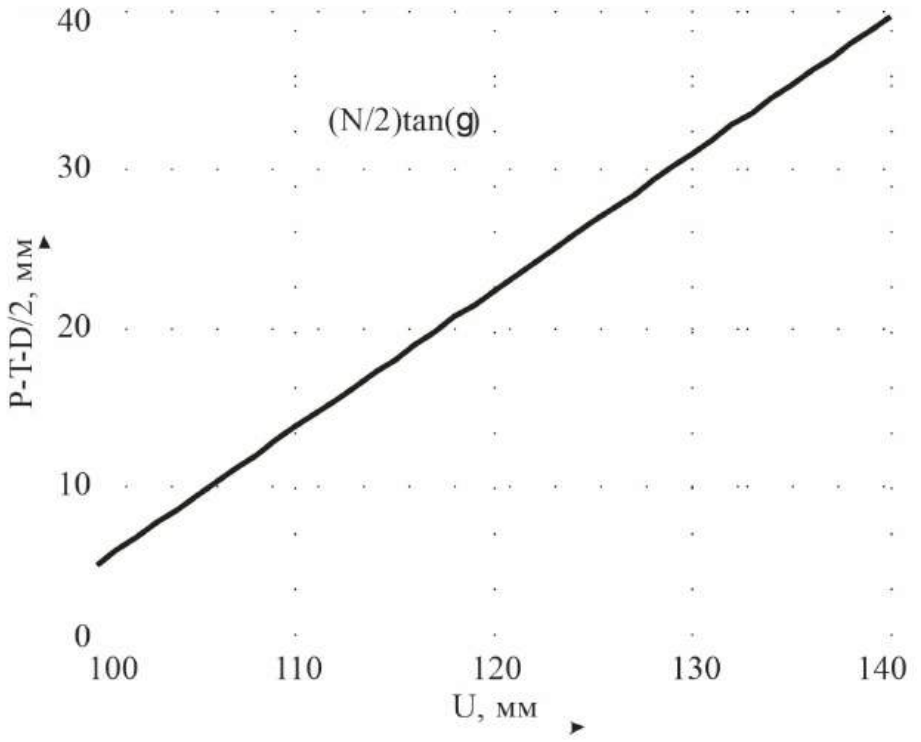


Рис. 2.18 – Залежність величини P–T–D/2 від плеча U (варіант 2)

Основна відмінність першого і другого варіантів механізму паралельної структури полягає у розташуванні напрямних, на яких суміщаються повзуни обох приводів механізму. В першому варіанті кут β не перевищує 120°, хоча графік на рис. 2.17 свідчить, що оптимальною буде величина прямого кута. В другому варіанті повзуни приводу повороту руки розміщуються на напрямних таким чином, що по бісектрисі кута β розташовується напрямна, на якій відсутній повзун згаданого приводу. Графік на рис. 2.19 є нелінійно зростаючий при зменшенні величини кута β. Загалом допустимі значення кута β, за яких буде відсутня можливість досягнення особливого положення штанг приводу повороту руки, починаються в діапазоні від приблизно 110° і менше. Таке невелике значення сумарного охоплюю чого кута розташування напрямних спричинить зменшення жорсткості приводу переміщення платформи. Та й порівняння величин плечей U, за яких параметри приводу повороту руки знаходитимуться в допустимій зоні, як свідчить порівняння графіків з рис. 2.18 і 2.20, теж на користь першого варіанту побудови механізму паралельної структури.

Отже, раціональним буде сумісне розташування повзунів приводу переміщення рухомої платформи та приводу повороту руки на двох сусідніх напрямних. При цьому величина кута між даними напрямними з вершиною у центрі робочої зони буде становити 90 градусів. Це забезпечує мінімальні габарити механізму паралельної структури, достатньо високу жорсткість приводу переміщення рухомої платформи. Обидва приводу механізму при цьому можуть бути конструктивно позбавленні можливості досягнення сингулярних положень. Повне рівномірне охоплення напрямними робочої зони для нашого механізму паралельної структури, як то показано на схемі на рис. 2.3, також не буде раціональним. Перевагу слід надавати схемі з частковим охопленням робочої зони напрямними.

РОЗДІЛ 3
ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

3.1 Загальні вихідні дані

Проєктний механізм паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів на напрямних призначений в основному для транспортування деталей з підвищеними швидкостями їх кутової орієнтації та може використовуватися в якості універсальної машини з можливістю виконувати операції механічної обробки осьовим інструментом.

Для вирішення питання про економічну ефективність нової конструкції в якості бази для порівняння приймаємо робот-аналог, що побудований на основі послідовних кінематичних структур, призначений для виконання таких же операцій. Але, на відміну від базового, конструкцію нового маніпулятора видозмінено за рахунок кінематики і системи управління, а також підвищено жорсткість приводу повороту руки поряд з можливістю її повного обороту навколо своєї осі. В результаті зменшення рухомих мас механізму паралельної структури зростають його динамічні характеристики та збільшується продуктивність виконання технологічних функцій.

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	25000	25000

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4	5
2.	Потреба у роботах-маніпуляторах	шт./рік	1	1
3.	Штучний час виконання операції	хв.	0,28	0,22
4.	Потужність електродвигунів	кВт	0,75	0,75
5.	Площа, яку займає робот	$м^2$	2,0	2,0
6.	Категорія ремонтної складності механічної/електричної частини	УРО	8/20	7/20
7.	Оптова ціна робота	грн.	161000	-

3.2 Визначення витрат на підготовку виробництва

Пректний робот-маніпулятор розроблюється на базі існуючої моделі, в процесі модернізації якої замінюється конструкція модуля при збереженні платформи.

3.2.1 Витрати на проектування роботу визначаємо за формулою:

$$B_{пк} = H_{ор} \times T_{кон} \times З_{сг.к} \times \left(1 + \frac{к_д}{100}\right) \times \left(1 + \frac{B_с}{100}\right) + H_в, \qquad (3.1)$$

де $H_{ор}$ – кількість найменувань оригінальних деталей, які входять до конструкції модуля, шт.;

$T_{кон}$ – сумарна кількість годин на розробку усіх видів конструкторської документації, яка в середньому припадає на одне найменування оригінальних деталей, нормо-год.;

$З_{сг.к}$ – середньогодинна заробітна плата конструктора, грн./год.;

$к_д$ – додаткова заробітна плата конструктора, %;

$B_с$ – відрахування на соціальні потреби від заробітної плати конструкторів, %;

$H_в$ – накладні витрати, грн. (визначаються в процентах від основної заробітної плати конструктора).

$$В_{пк} = 2 \times 19,8 \times 103,60 \times \left(1 + \frac{10}{100}\right) \times \left(1 + \frac{22,0}{100}\right) + 2 \times 19,8 \times 103,60 \times \frac{45}{100} = 7352,04 \text{ грн.}$$

3.2.2 Витрати на технологічну підготовку виробництва роботу:

$$B_m = H_{op} \times T_{тех} \times З_{сг.т} \times \left(1 + \frac{K_д}{100}\right) \times \left(1 + \frac{B_c}{100}\right) + H_в, \qquad (3.2)$$

де $T_{тех}$ – сумарна трудомісткість технологічних робіт, які припадають на одне найменування оригінальних деталей, нормо-год.;

$З_{сг.т}$ – середньогодинна заробітна плата технолога, грн./год.

$$В_т = 2 \times 20,8 \times 100,19 \times \left(1 + \frac{10}{100}\right) \times \left(1 + \frac{22,0}{100}\right) + 2 \times 20,8 \times 100,19 \times \frac{55}{100} = 7885,66 \text{ грн.}$$

3.3 Визначення повної собівартості та оптової ціни проєктного робота

Після визначення трудомісткості виготовлення проєктного робота розраховуємо:

а) основну заробітну плату виробничих робітників:

$$З_{ор} = \sum_{i=1}^{n} C_{г_i} \times T_i, \qquad (3.3)$$

де n – кількість i-тих видів робіт;

$C_{т_i}$ – середньогодинна тарифна ставка робітників, які виконують *i*-й вид робіт з урахуванням умов праці, грн.

Так, основна заробітна плата виробничих робітників на механічних роботах:

$$З_{ор} = 2,3 \times 92,015 = 211,63 \text{ грн.}$$

б) витрати на утримання та експлуатацію обладнання:

$$B_о = \sum_{i=1}^{n} З_{ор_i} \times \frac{П_{рр_i}}{100}, \quad (3.4)$$

де $П_{рр_i}$ – процент витрат на утримання та експлуатацію обладнання по кожному *i*-му виду робіт за заводською калькуляцією.

Так, витрати на утримання та експлуатацію обладнання на механічних роботах:

в) цехові витрати:

$$B_{цех} = \sum_{i=1}^{n} З_{ор_i} \times \frac{П_{цр_i}}{100}, \quad (3.5)$$

де $П_{цр}$ – процент цехових витрат по кожному *i*-му виду робіт за заводською калькуляцією.

Для механічних робіт:

$$B_о = 211,63 \times \frac{280}{100} = 592,58 \text{ грн;}$$

$$B_{\text{цех}} = 211,63 \times \frac{232}{100} = 490,99 \text{ грн.}$$

Аналогічно виконуємо розрахунки даних статей на інших роботах, результати заносимо до табл. 3.2.

Повну собівартість модернізації робота розраховуємо за статтями витрат за допомогою отриманих на підприємстві кошторисних та звітних калькуляцій базової конструкції. Розрахунок виконуємо за формулою:

$$\begin{aligned} C_{пов.мод} = {} & M_{\text{о}} + M_{\text{д}} + П_{\text{н}} + B_{н} + T_{\text{в}} - B_{\text{зв}} + E_{\text{тех}} + П_{\text{тех}} + \\ & + З_{\text{ор}} + З_{\text{др}} + B_{\text{сс}} + З_{\text{цп}} + B_{о} + B_{\text{цех}} + B_{\text{зав}} + B_{\text{ін}}, \end{aligned} \quad (3.6)$$

де $M_{\text{о}}$, $M_{\text{д}}$ – відповідно витрати на основні та допоміжні матеріали, грн.;

$П_{\text{н}}$ – покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств, грн.;

$T_{\text{в}}$ – транспортно-заготівельні витрати, грн.;

$B_{\text{н}}$ – напівфабрикати власного виробництва, грн.;

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

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

$З_{\text{др}}$ – допоміжна заробітна плата виробничих робітників, грн.;

$B_{\text{сс}}$ – відрахування в фонд соціального страхування, грн.;

$З_{\text{цп}}$ – відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення та інші спеціальні витрати, грн.;

$B_{\text{зав}}$ – загальнозаводські витрати, грн.;

$B_{\text{ін}}$ – інші виробничі витрати, грн.;

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

Таблиця 3.2 – Трудомісткість виготовлення та окремі види витрат, які

включені до собівартості модернізації робота

Види робіт	Трудомісткість робіт н-год	Середній розряд	Середньогодинна тарифна ставка робітників, грн/год	Основна заробітна плата робітників $З_{ор}$, грн	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання, $В_о$, грн		Загальноцехові витрати $К_{цех}$, грн	
					%	грн.	%	грн.
Ливарні	0,9	3	102,716	92,44	230	212,62	142	131,27
Механічні	2,3	4	92,015	211,63	280	592,58	232	490,99
Слюсарсько-складальні	11,9	4	92,015	1094,98	210	2299,45	142	1554,87
Інші	5,8	3	82,810	480,30	220	1056,66	140	672,42
Всього	20,9	-	-	1879,36	-	4161,31	-	2849,55

Розрахунок витрат на основні матеріали та покупні комплектуючі вироби зведено до табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Склад матеріальних витрат на модернізацію робота

№ п/п	Матеріали, покупні напівфабрикати та комплектуючі вироби	Одиниця	Витрати (шт, кг)	Ціна, грн	Витрати на виріб, грн.
Основні матеріали					
1.	Сталь 3	кг	10,0	45,20	452,00
2.	Дюралюміній	кг	0,5	250,00	125,00
	Всього	–	–	–	577,00
Покупні комплектуючі					
1.	Комплект підшипників	шт.	1	6480,0	6480,00
2.	Привід	шт.	1	8240,0	8240,00
3.	Стопорні кільця	шт.	4	135,5	542,00
	Всього				15262,00

Розрахунки собівартості робота зводимо до табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Повна собівартість модернізації робота-маніпулятора

№ п.п	Стаття калькуляції	Коротке позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат, сума, грн.
1.	Матеріали основні	$М_о$	табл. 4.3	548,00
2.	Матеріали допоміжні	$М_д$	4% від $М_о$	21,92
3.	Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств	$П_н$	табл. 4.3	6611,20
4.	Зворотні відходи	$- В_{зв}$	5% від $М_о$	32,88
5.	Транспортно-заготівельні витрати	$Т_в$	6% від $(М_о + М_д + П_н)$	287,24
6.	Паливо та енергія на технологічні цілі	$П_{тех}$, $Е_{тех}$	59,8% від $З_{ор}$	903,75
7.	Всього матеріальні витрати			8339,24
8.	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{ор}$	табл. 4.2	1511,30
9.	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{др}$	10% від $З_{ор}$	151,13
10.	Відрахування в фонд соціального страхування	$В_{сс}$	22% від $(З_{ор} + З_{др})$	365,73
11.	Відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення	$З_{уп}$	12,2% від $З_{ор}$	184,38
12.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	$В_о$	табл. 4.2	3388,38
13.	Цехові витрати	$В_{цех}$	табл. 4.2	2326,90
14.	Загальнозаводські витрати	$В_{зав}$	221% від $З_{ор}$	3339,96
15.	Інші виробничі витрати	$В_{ін}$	3,4% від $З_{ор}$	51,38
16.	Виробнича собівартість	$С_{вир}$	S(7 ¸ 15)	19658,41
17.	Позавиробничі витрати	$В_{пв}$	1,0% від $С_{вир}$	196,58
18.	Повна собівартість	$С_{пов.мод}$	$С_{вир}+В_{пв}$	19855,00

Повну собівартість модернізованого робота визначаємо за формулою:

$$C_{пов.пр} = C_{пов.б} - \sum_{1}^{m} C_{ан.пов} + C_{пов.мод}, \quad (3.7)$$

де $C_{пов.б}$ – повна собівартість базового верстата, грн.;

m – кількість анульованих деталей та вузлів;

$C_{ан.пов}$ – собівартість анульованих деталей та вузлів, грн.;

$C_{пов.мод}$ – повна собівартість деталей та вузлів, що розроблюються (собівартість модернізації), грн.

$$C_{пов.пр} = 125667 - 25285 + 31881 = 132263 \text{ грн.}$$

Оптову ціну нового робота-маніпулятора розраховуємо за формулою:

$$Ц_{опт} = C_{пов} + П_{н}, \quad (3.8)$$

де $П_{н}$, – плановий прибуток робота-маніпулятора, грн.

$$П_{н} = \frac{P_{с} \times C_{пов}}{100}, \quad (3.9)$$

де $P_{с}$ – рівень рентабельності робота-маніпулятора, грн., %.

$$П_{н} = \frac{20 \times 132263}{100} = 26453 \text{ грн.}$$

$$Ц_{опт} = 132263 + 31881 = 158720 \text{ грн.}$$

3.4 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:

$$B_{\text{е}} = \frac{N_{\text{в}} \cdot K_{\text{о}} \cdot K_{\text{N}} \cdot K_{\text{д}}}{\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{с}}} \cdot T_{\text{нор}} \cdot Ц_{\text{ел}}, \qquad (3.10)$$

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

$K_{\text{о}}$ – 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);

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

$\eta_{\text{с}}$ – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів – 0,86;

$\eta_{\text{м}}$ – коефіцієнт, який враховує втрати електроенергії в мережі підприємства;

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

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

В базовому варіанті:

$$B_{\text{ел}}^{баз} = \frac{0,75 \times 0,6 \times 0,6 \times 0,4}{0,86 \times 0,92} \times \frac{0,28}{60} \times 18,1 = 0,0115 \text{ грн.};$$

В проектному варіанті:

$$B_{\text{ел}}^{\text{пр}} = \frac{0,75 \times 0,6 \times 0,6 \times 0,4}{0,86 \times 0,92} \times \frac{0,22}{60} \times 18,1 = 0,0091 \text{ грн.}$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$B_{\text{мв}} = \frac{M_{\text{гв}} \times R_{\text{м}} \times T_{нор}}{100} \times K_{\text{п}}, \qquad (3.11)$$

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

$R_{\text{м}}$ – категорія складності ремонту механічної частини робота, УРО;

$K_{\text{п}}$ – коефіцієнт, який враховує тип виробництва (для серійного $K_{\text{п}} = 1,0$).

$$B_{\text{дм}}^{\text{баз}} = \frac{79,5 \times 8 \times 0,27}{100 \times 60} \times 1,0 = 0,0298 \text{ грн.};$$

$$B_{\text{дм}}^{пр} = \frac{79,5 \times 7 \times 0,22}{100 \times 60} \times 1,0 = 0,0204 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$B_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \times T_{\text{вм}} + R_{\text{е}} \times T_{\text{ве}}}{F_{\text{дрм}}} \times T_{\text{нор}}, \qquad (3.12)$$

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.).

$$B_{р}^{баз} = \frac{8 \cdot 980 + 20 \cdot 750}{3950} \cdot \frac{0,28}{60} = 0,0270 \text{ грн.};$$

$$B_{р}^{пр} = \frac{7 \cdot 980 + 20 \cdot 750}{3950} \cdot \frac{0,24}{60} = 0,0203 \text{ грн.}.$$

Витрати на утримання приміщення:

$$B_{уп} = \frac{F_{о} \cdot C}{F_{дрм}} \cdot T_{нор}, \qquad (3.13)$$

де $F_{о}$ – 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.

$$B_{уп}^{баз} = \frac{2,0 \cdot 780 \cdot 0,28}{3950 \cdot 60} = 0,0019 \text{ грн.};$$

$$B_{уп}^{пр} = \frac{2,0 \cdot 780 \cdot 0,22}{3950 \cdot 60} = 0,0015 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію робота:

$$B_{\text{а}} = \frac{Ф_{\text{бал}} \times H_{\text{а}}}{F_{\text{дрм}} \times 100} \times T_{нор}, \qquad (3.14)$$

де $H_{\text{а}}$ – норма амортизації, %;

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

Балансову вартість роботів знайдемо за формулою:

$$Ф_{\text{бал}} = Ц_{\text{опт}} \times \left(1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}}\right), \qquad (3.15)$$

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:

$$Ф_{\text{бал}}^{\text{баз}} = 161000 \times \left(1 + 0,06 + 0,05\right) = 178710 \text{ грн.},$$

– нового робота:

$$Ф_{\text{бал}}^{\text{пр}} = 158720 \times \left(1 + 0,06 + 0,05\right) = 176180 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{а}}^{\text{баз}} = \frac{178710 \times 20 \times 0,28}{3950 \times 100 \times 60} = 0,0422 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{а}}^{\text{пр}} = \frac{176180 \times 20 \times 0,22}{3950 \times 100 \times 60} = 0,0327 \text{ грн.}$$

Витрати на переналагодження проєктного робота:

$$B_н = C_{гн} \cdot (1 + K_д)(1 + K_c) \frac{T_{нал} \cdot A}{60 \cdot N_д}, \quad (3.16)$$

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.

$$B_н^{пр} = 121,665 \times (1 + 0,1) \times (1 + 0,22) \times \frac{0,28 \times 2}{60 \times 25000} = 0,0004 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Експлуатаційні витрати

№ п/п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1.	Силова електроенергія	$B_{ел}$	0,0115	0,0091
2.	Допоміжні матеріали	$B_{дм}$	0,0298	0,0204
3.	Ремонт робота	$B_р$	0,0270	0,0203
4.	Утримання приміщення	$B_{уп}$	0,0019	0,0015
5.	Амортизація робота	$B_а$	0,0422	0,0327
6.	Переналагодження робота	$B_н$	-	0,0004
Загальна сума		$B_е$	0,1098	0,1124

3.5 Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект, який отримує виробник модернізованого робота, розраховуємо за формулою:

$$E_{рв} = \left(Ц_{опт}^{пр} - C_{пов}^{пр}\right) \times П_{в} - E_{н} \times K_{в}, \quad (3.17)$$

де $Ц_{опт}^{пр}$ – оптова ціна проектного робота, грн.;

$C_{пов}^{пр}$ – повна собівартість проектного робота, грн.;

$П_{в}$ – програма виробництва роботів, шт./рік;

$E_{н}$ – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ($E_{н}$ =0,16);

$K_{в}$ – додаткові капітальні витрати у виробника, грн.

$$K_{в} = B_{пк} + B_{т}, \quad (3.18)$$

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

$$K_{в} = 7352,04 + 7885,66 = 15237,70 \text{ грн.}$$

$$E_{рв} = \left(158720 - 132263\right) \times - 0,16 \times 15237,70 = 24020 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект у споживача розрахуємо за формулою:

$$E_{рсп} = \left(B_{е}^{баз} - B_{е}^{пр}\right) \times N_{д} - E_{н} \times K_{сп}, \quad (3.19)$$

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.

$$K_{сп} = Ф_{бал}^{пр} \times Q_{пр} - Ф_{бал}^{баз} \times Q_{баз}, \quad (3.20)$$

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

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

$$K_{сп} = 176180 \times 1 - 178710 \times 1 = -2530 \text{ грн.}$$

$$E_{р_{сп}} = (0,1124 - 0,0844) \times 30000 - 0,16 \times (-2530) = 1250 \text{ грн.}$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень у виробника

$$T_{ок_в} = \frac{K_в}{(Ц_{опт}^{пр} - С_{пов}^{пр}) \times П_в} = \frac{15337,70}{(158720 - 132263) \times 1} = 0,58 \text{ року} = 7,0 \text{ міс.} \qquad (3.21)$$

У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників проекту (табл. 3.6).

Таблиця 3.6 – Підсумкові техніко-економічні показники проєкту

№ п/п	Показники	Одиниця	Базовий варіант	Проект	Зміна, % (+,-)
1	2	3	4	5	6
1.	Потреба у роботах	шт./рік	1	1	–
2.	Річний випуск виробів	шт./рік	30000	30000	–
3.	Штучний час виконання операції	хв.	0,28	0,22	–21,4
4.	Повна собівартість: - модернізації робота - модернізованого робота	 грн. грн.	 –	 31881 132263	 –
5.	Оптова ціна роботу	грн.	161000	158720	–1,4
6.	Експлуатаційні витрати із застосуванням робота (на один виріб)	грн.	0,1124	0,0844	–24,9

Продовження табл. 3.6

1	2	3	4	5	6
7.	Капітальні витрати на конструкторську та технологічну підготовку виробництва	грн.	–	15238	–
8.	Строк окупності додаткових капітальних витрат у виробника	міс.	–	7,0	–
9.	Річний економічний ефект:				
	а) у виробника	грн.	–	24020	–
	б) у споживача	грн.	–	1250	–

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі за другим (магістерським) рівнем вищої освіти розв'язане важливе науково-технічне завдання синтезу механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів за умови мінімізації його габаритних розмірів при забезпеченні заданої рухомості у визначеному робочому просторі.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

– проведено огляд існуючих механізмів паралельної структури, що забезпечують реалізацію трьох лінійних та одного обертового рухів вихідного органу, та прийомів збільшення діапазонів руху;

– виконано вибір прототипів для пропонованої конструкції механізму паралельної структури;

– здійснено схематичну розробку конструкції нового механізму паралельної структури;

– визначено конструктивні залежності механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів за умови мінімізації його габаритних розмірів при забезпеченні заданої рухомості у визначеному робочому просторі;

– виконано розрахунок економічної ефективності від впровадження результатів роботи.

Проведений огляд існуючих механізмів паралельної структури, що забезпечують реалізацію трьох лінійних та одного обертового рухів вихідного органу показав широку варіативність конструкцій механізмів, поряд з тим дані механізми є складними. Однак основним недоліком цих конструкцій являється низька рухомість вихідного органу. Дана проблема у наведених в огляді варіантах вирішується впровадженням додаткових елементів у конструкцію вихідного органу. Це є додаткові шарніри та

додаткові кінематичні передачі. Також показано, що використання одного приводу для забезпечення повороту руки робить кут такого повороту обмеженим.

На основі двох розглянутих конструктивних прототипів запропоновано нову схему механізму паралельної структури з трьома лінійними та одним обертовим рухом збільшеного діапазону вихідного органу з суміщеним розташуванням повзунів. Розглянуто два варіанти конструкції з різним розташуваннях напрямних, на яких відбувається суміщення повзунів приводу переміщення рухомої платформи та приводу повороту руки.

Отримані математичні залежності для визначення основних параметрів обох приводів нового механізму паралельної структури дали змогу провести математичне моделювання з графічним представленням результатів. Доведено, що раціональним буде сумісне розташування повзунів приводу переміщення рухомої платформи та приводу повороту руки на двох сусідніх напрямних. При цьому величина кута між даними напрямними з вершиною у центрі робочої зони буде становити 90 градусів. Це забезпечує мінімальні габарити механізму паралельної структури, достатньо високу жорсткість приводу переміщення рухомої платформи. Обидва приводу механізму при цьому можуть бути конструктивно позбавленні можливості досягнення сингулярних положень.

Також в роботі проведено розрахунок очікуваної економічної ефективності від впровадження результатів роботи. Очікуваний економічний ефект у виробника продукції в складає 24020 грн, у споживача – 1250 грн. Строк окупності додаткових капітальних витрат у виробника становить 7 місяців.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

2. Метак Мохамед Аль Ібрахімі Вдосконалення багатокоординатних верстатів паралельної структури введенням надлишкових приводів / Метак Мохамед Аль Ібрахімі, А. М. Кириченко // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем - 2016 : матеріали VI міжнар. наук.- практ. конф., (26-29 квітня 2016 р.,Чернігів). - Чернігів : ЧНТУ, 2016. - С. 126.

3. Кириченко А. М. Багатокоординатний верстат з надлишковим механізмом паралельної структури та спеціальним робочим органом / А. М. Кириченко, Ібрахімі Метак Аль // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2017. – Вип. 30. – С. 57-64.

4. Angeles J. Fundamentals of Robotic Mechanical Systems: Theory, Methods, and Algorithms. 3rd ed. Montreal : Springer Science & Business Media, 2007. 548 p.

5. 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.

6. Parallel robot with four degrees of freedom : pat. EP 1870214 B1 : B25J 9/00 / Nabat F., Pierrot F., Rodriguez G., Company O. ; applicant Adept Technology, Inc. – № 07018861.0 ; filed 19.08.2002 ; publ. 20.07.2011, Bull. 2011/29.

7. Parallel robot with four degrees of freedom : pat. EP 1084802 A1 : B25J 9/00 / Pierrot F., Company O. ; applicant Centre National de la Recherche Scientifique (CNRS). – № 00402511.0 ; filed 12.09.2000 ; publ. 21.03.2001.

8. Кириченко А. М. Робочий простір та особливості 5-осьового паралельного верстата з надлишковими приводами / А. М. Кириченко, Аль-

Ібрахімі Метак М. А. // Комп’ютерно-інтегровані технології: освіта, наука, виробництво. - 2018. - № 30-31. - С. 196-200.

9. 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.

10. Крижанівський В.А., Кузнєцов Ю.М., Валявський І.А., Скляров Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. / Під.ред. Ю.М. Кузнєцова. – Кіровоград,2004. – 449 с.

11. Пат. на кор. модель 131326 Україна, МПК (2006) B23Q5/00. П’ятикоординатний механізм паралельної структури з трьома напрямними / Гречка А.І., Ковальчук А.В., Лесь В.С.; заявник і патентовласник Центральноукраїнський національний технічний університет. – № u201807696; заявл. 09.07.2018; опубл. 10.01.2019, Бюл. № 1.

12. 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.

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. Валявський, І. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. / І. А. Валявський, О. В. Лисенко, І. А. Лисенко ;

М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 281 с.

16. Кузнецов Ю.Н., Дмитриев Д.А., Диневич Г.Е. Компоновки станок с механизмами параллельной структуры / Под ред. Ю.Н. Кузнецова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2010. – 471 с.

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

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

19. Математичне моделювання систем і технологічних процесів : колективна монографія / В. Ю. Щербань, О. З. Колиско, Ю. Ю. Щербань, Г. В. Мельник, М. І. Колиско, А. М. Кириченко. – Київ : ТОВ "Фастбінд Україна", 2023. – 939 с.

20. 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.

21. 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.

22. 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.

23. Гречка А.І. Інноваційні підходи до підвищення ефективності процесів механічної обробки деталей / Гречка А.І., Пузирьов О.Л. // Технічні науки та технології, вип. 4 (42), Січень 2026, - с. 55-62.