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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

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

«Синтез п’ятикоординатного механізму з комбінацією штанг постійної та змінної довжини у приводі поступальних і кутових переміщень робочого органу»

«Synthesis of a five-coordinate mechanism with combination of rods of constant and variable length in the drive of translational and angular movements of the working part»

Виконавець: _____ ст. гр. ТМ-20М Ткаченко О.М.
Керівник: _____ к.т.н., доц. Гречка А.І.
Рецензент: _____/_____/
Зав. каф. _____ к.т.н., доц. Гречка А.І.

Кропивницький – 2021

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Металорізальні верстати та системи
Рівень вищої освіти	другий (магістерський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-наукова програма	Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР
_____ А. І. Гречка
«____» _____ 20___ р.

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

Ткаченка Олександра Миколайовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Синтез п’ятикоординатного механізму з комбінацією штанг постійної та змінної довжини у приводі поступальних і кутових переміщень

2. Керівник роботи: к.т.н., доц. Гречка А.І.

3. Строк подання роботи до захисту 01 грудня 2021 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Метою роботи є синтез п’ятикоординатного механізму з комбінацією штанг постійної та змінної довжини у приводі поступальних і кутових переміщень робочого органу для підвищення рухомості останнього

Завдання:

– проаналізувати існуючі схеми побудови механізмів паралельної структури та здійснити пошук шляхів збільшення коефіцієнта використання робочого простору;

– розробити методику синтезу механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини для забезпечення заданої рухомості виконавчого органа;

– здійснити визначення розташування напрямних повзунів штанг та довжин самих штанг запропонованої компоновки механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини;

– провести теоретичні дослідження з метою мінімізації габаритних розмірів запропонованого механізму;

– поставити і розв’язати пряму та зворотну задач кінематики для запропонованої компоновки механізму;

– розробити рекомендації щодо проектування запропонованого механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Проектно-			
дослідний	Гречка А.І.		
Організаційно-			
економічний	Журило І. В.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд.	14.09	вик.
2.	Огляд літературних джерел.	24.09	вик.
3.	Розробка 3D моделі загального вигляду.	01.10	вик.
4.	Розробка схем визначення довжин штанг.	06.10	вик.
5.	Аналітичне визначення довжин штанг.	12.10	вик.
6.	Визначення габаритних розмірів механізму.	17.10	вик.
7.	Розв’язок задач кінематики.	27.10	вик.
8.	Оформлення графічної частини роботи.	09.11	вик.
9.	Розрахунок економічної ефективності.	23.11	вик.
10.	Оформлення пояснювальної записки.	30.11	вик.
11.	Здача роботи на кафедру.	01.12	вик.

Дата видачі завдання « 01 » вересня 2021 р.

Керівник роботи _____ А.І. Гречка
(підпис)

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

Студент _____ О.М. Ткаченко
(підпис)

Анотація

Ткаченко О.М. Синтез п’ятикоординатного механізму з комбінацією штанг постійної та змінної довжини у приводі поступальних і кутових переміщень робочого органу. Випускна кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «магістр» – ЦНТУ, 2021.– __ с., 34 іл., 33 бібліогр., матеріали презентації.

Синтезовано схему механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної та змінної довжини та додатковим шарніром у вихідному органі. Запропоновано розмістити на станині механізму два шарніра приводів кутового орієнтування мотор-шпинделя. Отримано аналітичні залежності для розв’язків прямої й зворотної кінематичних задач визначення положення вихідного органу механізму паралельної структури, положення повзунів на напрямних на довжин вихідних ланок приводів кутового орієнтування мотор-шпинделя.

Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів досліджень при конструюванні, виробництві та експлуатації даного механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної та змінної довжини та додатковим шарніром у вихідному його органі складає у споживача 12284.9 грн.

ЗМІСТ

сторінка

ВСТУП

РОЗДІЛ 1 П’ЯТИКООРДИНАТНІ МЕХАНІЗМИ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ (КІНЕМАТИКИ)

1.1 Загальні відомості про механізми з паралельної кінематикою

1.2 Класифікація верстатів з паралельною кінематикою

1.3 Опис прототипа для проведення теоретичних досліджень

1.4 Мета і задачі досліджень

РОЗДІЛ 2 СИНТЕЗ П”ЯТИКООРДИНАТНОГО МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ ЗА УМОВИ ДОТРИМАННЯ НЕОБХІДНОЇ РУХОМОСТІ

2.1 Опис пропонованої конструкції механізму паралельної структури

2.2 Визначення розмірів штанг повзунів механізму переміщення платформи

2.3 Визначення розмірів штанг повзунів механізму повороту мотор-шпинделя

РОЗДІЛ 3 КІНЕМАТИЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

3.1 Розв’язок прямої кінематичної задачі для лінійних переміщень рухомої платформи

3.2 Розв’язок прямої кінематичної задачі для кутового положення мотор-шпинделя

3.3 Розв’язок зворотної кінематичної задачі

3.4 Дослідження конструктивних параметрів приводів штанг змінної довжини

РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1 Визначення експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю продукції в базовому та проектному варіантах
4.2 Розрахунок показників економічної ефективності
ВИСНОВКИ
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ВСТУП

Актуальність роботи. Багатокоординатні верстати традиційної конструкції, а саме з послідовними кінематичними структурами, зокрема, п’ятикоординатні, які забезпечують три лінійних та два кутових переміщень, мають громіздку конструкцію. Послідовне нагромадження великих рухомих мас на рухомих органах приводів призводить до необхідності збільшення потужності цих приводів та підвищення масо-габаритних розмірів виконавчих органів. Цього недоліку позбавленні механізми з паралельною кінематичною структурою з аналогічною кількістю координат переміщень вихідного органу. Проте данні механізми мають інший недолік, а саме малий коефіцієнт використання робочого простору, через що в порівнянні з верстатами традиційної конструкції з одним і тим самим об’ємом робочого простору у механізмах з паралельною кінематичною структурою переміщення вихідних ланок приводів будуть набагато більші, тому вони можуть бути більш громіздкими за розмірами. Використання штанг змінної довжини дещо поліпшить проблему таких механізмів з габаритами та дозволить дещо збільшити коефіцієнт використання робочого простору, тому дана робота є актуальною і становить практичний інтерес.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є синтез п’ятикоординатного механізму з комбінацією штанг постійної та змінної довжини у приводі поступальних і кутових переміщень робочого органу для підвищення рухомості останнього. Поставлена мета досягнута шляхом вирішення таких задач:

– аналіз існуючих схем побудови механізмів паралельної структури та пошук шляхів збільшення коефіцієнта використання робочого простору;

– розробка методики синтезу механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини для забезпечення заданої рухомості виконавчого органа;

– визначення розташування напрямних повзунів штанг та довжин самих штанг запропонованої компоновки механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини;

– проведення теоретичних досліджень з метою мінімізації габаритних розмірів запропонованого механізму;

– постановка і розв’язок прямої та зворотної задач кінематики для запропонованої компоновки механізму;

– розробка рекомендацій щодо проектування запропонованого механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини.

Об’єкт дослідження – механізм паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини і додатковим шарніром у вихідному органі.

Предмет дослідження – габаритні розміри та кінематичні залежності механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини і додатковим шарніром у вихідному органі.

Практичне значення – розраховані залежності для прямої і зворотної задач кінематики, запропоновані рекомендації щодо проектування механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини і додатковим шарніром у вихідному органі з мінімальними габаритними розмірами.

Особистий внесок – проведено теоретичні дослідження та запропоновано практичні рекомендації щодо проектування механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини і додатковим шарніром у вихідному органі.

РОЗДІЛ 1
П’ЯТИКООРДИНАТНІ МЕХАНІЗМИ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ (КІНЕМАТИКИ)

1.1 Загальні відомості про механізми з паралельною кінематикою

Данні верстати характеризуюсь себе, як механізми і, побудовані на кінематичній структурі, яка дозволяє здійснювати переміщення з N ступенями свободи за допомогою рухомої платформи, що несе різальний інструмент, і нерухомого підстави, з'єднаних між собою N незалежними кінематичними ланцюгами. При цьому кожна ланцюг складається максимум з двох ланок, з'єднання яких має одну ступінь свободи, а рух конструкції забезпечується N лінійними приводами, по одному на кожну ланцюг (рис.1.1).

Перевагою данних верстатів серед інших металорізальних верстатів є їх форма та робоча зона верстата. У верстатів з паралельною кінематикою робоча зона маю складну геометричну структуру на яку мають вплив: кількість штанг і їх розташування, а на розміри робочої зони впливають: кут розбіжності, довжина, та діапазон зміни штанг, діаметр підставки і платформи також рухливість шарнірів.

За розмірами робочої зоні верстатів побудованих тільки на одній паралельній структурі значно поступається робочому простору верстатів того ж габариту з послідовною кінематикою.

Даний недолік може бути повністю або частково усунутий шляхом використання в їх структурі гібридного компонування, що комбінує в собі елементи традиційної послідовної і паралельної кінематики, або реконструювання цього механізму паралельної кінематики, таким чином з'являється можливість зміни параметрів паралельного механізму в процесі роботи верстата.

В даний час найбільш розповсюджені типами механізмів з паралельною структурою є (рис. 1.2) трипод і гексапод.

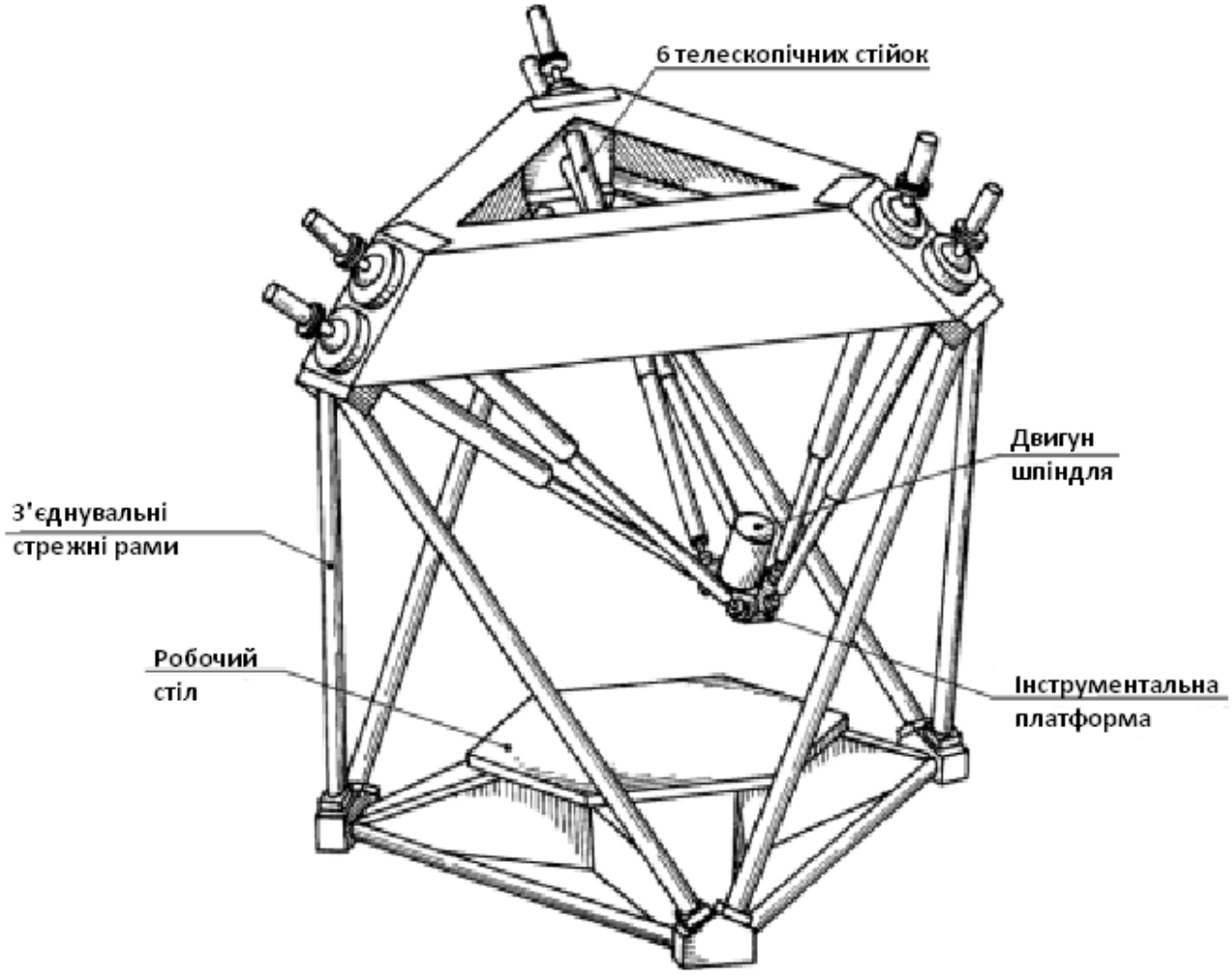


Рисунок 1.1.- Верстати з паралельної кінематикою з жорсткою рамою

1.2 Класифікація верстатів з паралельною кінематикою

На даний момент механізми паралельної кінематики (МПК) представлені широким розмаїттям їх виконання. Механізми паралельної структури (МПС) можна класифікувати за такими ознаками: за видом штанг, за кількістю штанг, за характером розташування шарнірів на платформі і основі, по розташуванню шпинделя тощо (Рис 1.3). По виду штанг верстати з паралельною кінематикою

діляться: - на механізми зі штангами змінної довжини (біглайди, триподи, пентаподи, гексаподи);

- на механізми зі штангами постійної довжини (лінапод, біглайд, триглайд, ортоглайд, гексаглайд, ротопод, дельта, four-rod).



а б

Рисунок 1.2.- Верстати типу трипод (А) і гексапод (Б).

Механізм трипод складається з трьох симетрично розташованних телескопічних штанг, пов'язаних шарнірно одним кінцем з рухомою основою, а іншим - з нерухомою основою. Ці штанги працюють від окремих приводів і працюють на розтяг-стиск. Один з перших вдалих триподів була розроблена фірмою Neos Robotics (Швеція)(рис.1.4)

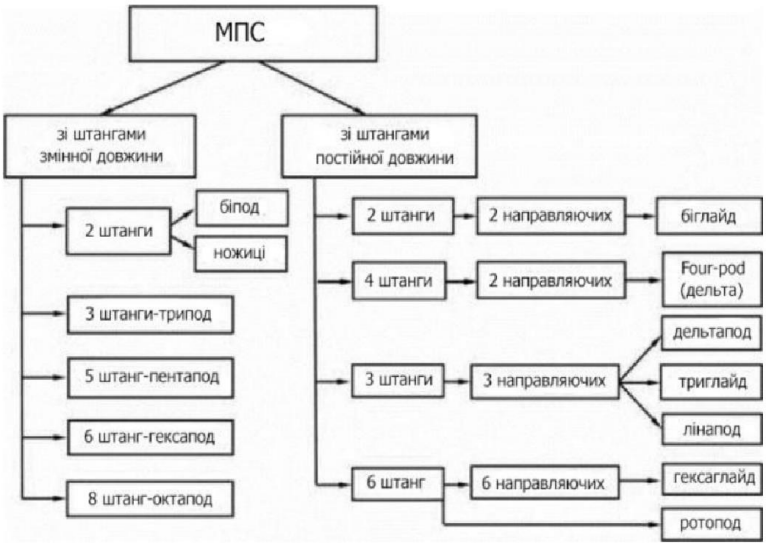


Рис. 1.3 - Типова схема класифікації МПС за видом і кількістю штанг



Рис. 1.4 - Верстат фірми Neos Robotics

Розглянемо приклад паралельного механізма трипод та триглайд. Ці механізми містять в собі нерухому основу, що складається з центральної частини 1 та трьох ходових гвинтів 2, які розходяться від центральної частини на кожні 120 градусів, нижню платформу 6 та три телескопічні приводні штанги 4, які приводяться у рух електродвигунами(на схемі не вказані). Приводні штанги 4 і центральна НЕ приводний штанга 7 пов'язують заснування і нижню платформу за допомогою шарнірів 3 і 5. Верхні шарніри 5 встановлені на каретках 8, що приводяться електродвигунами (рис. 1.5).

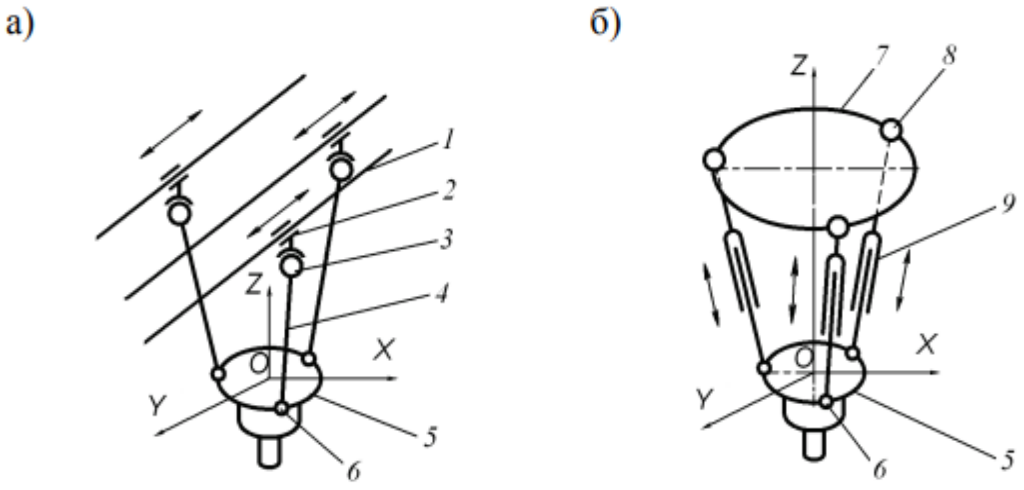


Рис. 1.5. Схеми триглайда (а) і трипода (б): 1 - напрямна; 2 - каретка; 3 - шарнір каретки; 4 - штанга постійної довжини; 5 - рухома платформа; 6 - шарнір платформи; 7 - нерухоме підставу; 8 - шарнір підстави; 9 - приводний телескопічна штанга

Гексапод виконаний на базі шести механізмів поступального руху . Аналізуючи типові кінематичні схеми маніпуляційних роботів, а також металорізальних верстатів, вони мають дві властиві їм особливості:

1) кінематичні пари розташовані паралельно або перпендикулярно один до одного;

2) виконавчі ланки з'єднані в послідовний кінематичний ланцюг.

Прикладом гексапода може служити, наприклад, багатоцільовий фрезерний верстат OKUMA PM-600(Рис.1.6).

Ці два типи верстатів мають високу жорсткість, через це данні механізми потрібно використовувати для високоточної обробки з точним позиціонуванням виконавчого органу.



Рис. 1.6 – Верстат з паралельної кінематичної структурою з використанням штанг змінної довжини моделі OKUMA PM-600V

Аналіз існуючих компоновок металорізальних верстатів з паралельною кінематикою, їх класифікації та жорсткість

Дослідження та розробки в галузі верстатів з паралельною кінематикою проведено такими вченими, як, Ю.А. Мамаєв В. В. Бушуєв, В.А. Глазунов С. С.

Гутир, О.К. Акмаєв, С. С. Гутир , Ю.А. Подураєв, В. Л. Афонін, Д. Стаймер, З. Пандилов та інші. Дослідження в данному напрямі ведуться фірмами, Hitachi Seiki (Японія) Okuma, Toyoda, Comau (Італія);Metrom, Mikromat (Німеччина), Ibag та Mikron (Швейцарія) Giddings & Lewis, Ingersoll (США), Савелівським машинобудівним заводом, МДТУ ім. Баумана, МДТУ "СТАНКІН", Інститутом машинознавства ім. А.А. Благонравова, ЕНІМС (Росія) та інші.

Структури данних металорізальних верстатів поділяються на три типи: з паралельною , з послідовною та з гібридною кінематикою. При цьому під гібридною структурою розуміється поєднання модуля з паралельною структурою та одного або кількох традиційних модулів із послідовною структурою. Класифікація, що ілюструє такий поділ який оперується ознакою "зв'язності приводів" (рисунок 1.6).

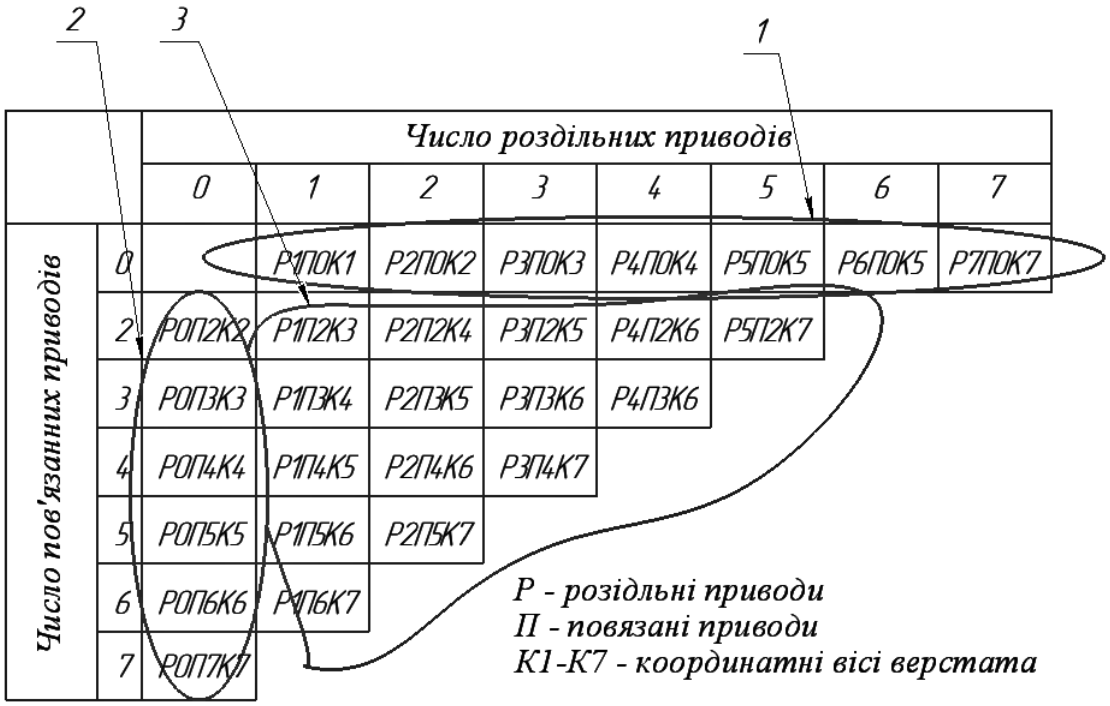


Рисунок 1.7 – Класифікація верстатів за ознакою зв'язності приводів: 1 – традиційні структури верстатів із ЧПУ; 2 – структури лише з механізмами паралельної кінематики; 3 – гібридні структури;

Таким чином, структура з трьома зв'язковими приводами і двома незалежним є гібридною структурою , що складається з модуля з паралельною кінематикою, що забезпечує три ступені свободи інструменту, та традиційного

двоосьового модуля, встановлених послідовно один щодо одного. На рисунку 1.7 зображено верстат з гібридною структурою моделі «Гексамех-1» виробництва Савелівського машинобудівного заводу, що має у складі шестиосьовий модуль паралельної кінематики типу «гексапод» та послідовний модуль поступального переміщення столу

.

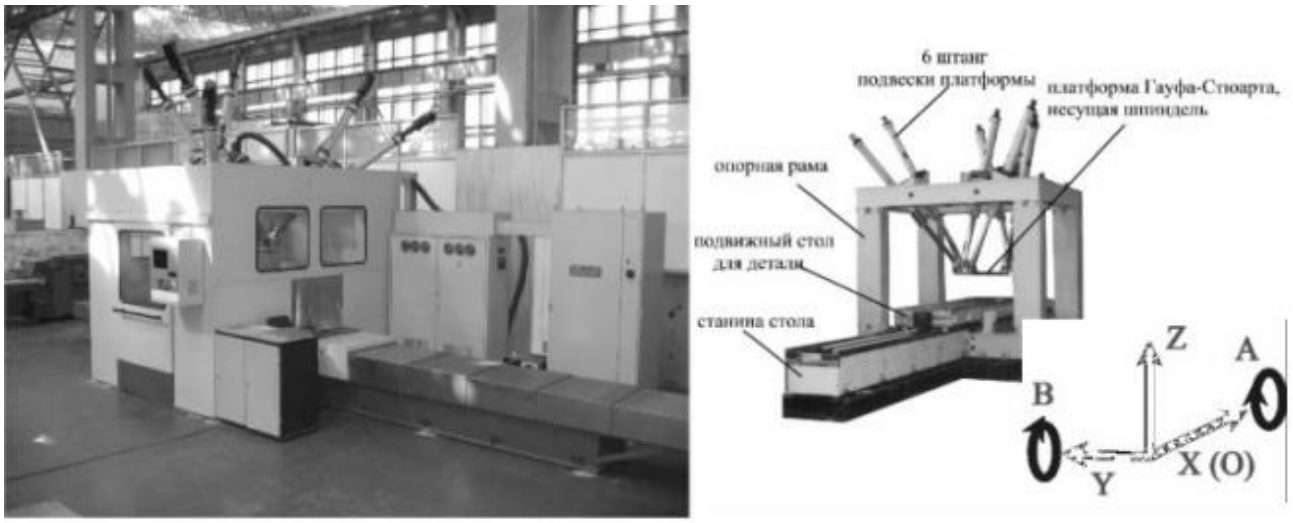


Рисунок 1.8 – Верстат «Гексамех-1» Савелівського машинобудівного заводу

На рисунку 1.9 як приклад зображено схему верстата з такою гібридною кінематичною структурою моделі Tricept T805. Він має у складі своїй структури три пов'язані приводи, що утворюють три-осьовий паралельний модуль, і два роздільні (послідовні) модулі, що являють собою двоосьову фрезерну голівку. Структури (модулі) паралельної кінематики складаються з різної кількості кінематичних ланцюгів, кожен з яких є сукупністю штанг та шарнірів різного типу, з'єднаних у певній послідовності. Ланцюги можуть розділятися на кшталт штанг - на ланцюги зі штангами постійної довжини, такі як у верстаті Index V100 (Рисунок 1.10), та ланцюги зі штангами змінної довжини, такі як у верстаті OKUMA PM-600V (рисунок 1.6).



Рисунок 1.9 – Схема структури верстата моделі Tricept 805

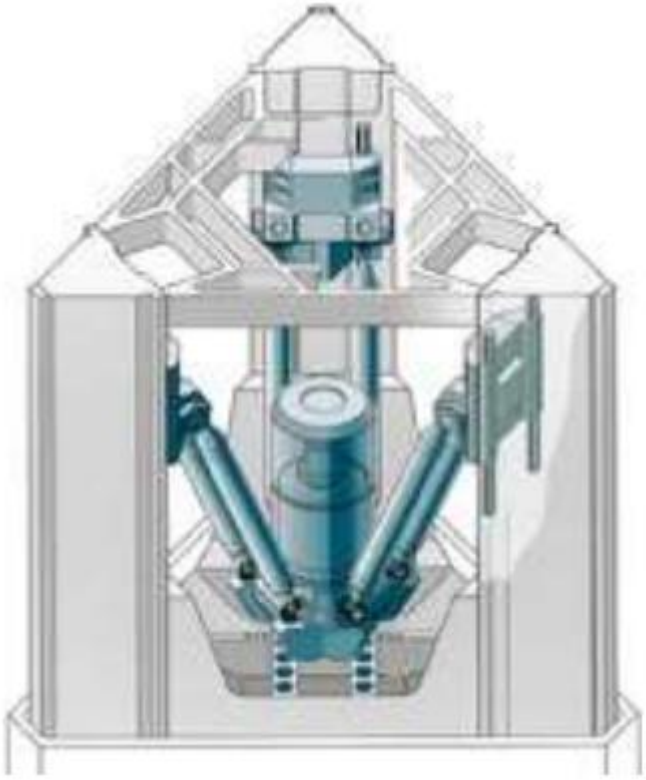


Рисунок 1.10 – Верстат з паралельною кінематичною структурою з використанням штанг постійної довжини моделі INDEX V100

Ланцюги можуть бути поділені на активні та пасивні залежно від наявності в їх структурі виконавчого приводу поступального або обертального

(Поворотного) руху. Так, описаний раніше, верстат моделі Tricept 805 один пасивний ланцюг. Кількість активних ланцюгів, як правило, має рівнятися кількості ступенів свободи верстата, але ж, існують приклади робіт , присвячених аналізу та дослідженню структур, у яких кількість активних приводів надмірно по стосовно кількості ступенів свободи (кінематично перевизначені структури).

1.3 Опис прототипа для проведення теоретичних досліджень

Відомо, що однією з головних переваг обладнання, побудованого на основі паралельних кінематичних структур, є можливість конструктивно простої реалізації конструкцій, що мають п’ять або шість степенів свободи вихідного органа. Така його рухомість забезпечує велику функціональність технологічного обладнання, проте має і помітну обмеженість у реалізації технологічних можливостей. При цьому для механізмів паралельної структури спостерігається залежність зростання технологічних можливостей при спрощенні кінематики. Так, для прикладу, однією з причин інтенсивного розвитку останнім часом пентаподів і пентаглайдів у порівняння з гексаподами і гексаглайдами є технологічна недоцільність повороту виконавчого органа навколо осі шпинделя.

Одним із прикладів реалізації такого механізму паралельної структури може слугувати зразок на основі патенту України на корисну модель № 131326 авторства Гречка А.І., Лесь В.С.. та Ковальчук А.В.. [32].

Метою даного виходу є підвищення рухомості вихідного органа верстата на основі паралельних кінематичних структур з п’ятьма штангами шляхом розділення штанг на функціональні групи.

В наведеного зразка є п’ять напрямних повзунів приводів переміщення штанг, які розміщені навколо зони обробки. Постає питання раціонального їх розташування. Якщо передбачити можливість рівномірного розподілу навколо зони обробки, то в такому випадку неможливо забезпечити мінімальні габарити механізму, оскільки як кут 360°/5 = 72°, так і його подвоєна величина 144° є

далеко не оптимальними для частини механізму, що відповідає за лінійні переміщення робочого органа. Нерівномірне розташування напрямних у такому механізмі ставить ще більше питань. Тому пропонується вирішити дану задачу за прикладом, якщо розглянути джерела [16] та [17]. У даному прикладі чотирьохкоординатних механізмів паралельної структури одна з напрямних використовується спільно двома повзунами приводів переміщення штанг, причому один з даних повзунів відповідальний за кутове положення робочого органу, другий заодно з іншими двома відповідає за його лінійні переміщення.

Механізм паралельної структури, що розглядається, являється п’ятикоординатним. Якщо взяти незмінним частину механізму, що забезпечує лінійні переміщення робочого органу, то по аналогії необхідно буде сумістити дві пари повзунів на двох напрямних, причому один повзун з пари повинен відноситися до частини механізму, що забезпечує кутові переміщення робочого органу. Пропонована конструкція механізму схематично представлена на рис. 2.1.

Механізм складається з основи 1, на якій встановлено стіл (на схемі не показано) кріплення заготовки 2. Сама заготовка може біти як нерухомою, так і рухомою, мати певне переміщення (наприклад, обертатися). Розгляд рухомості заготовки виходить за межі даної роботи. Схематично показаний на рис. 1.11 розмір заготовки відповідає заданим габаритам робочого простору, в якому робочий орган механізму має повну задану рухомість, а саме можливість довільно відхилятися на кут ± 45° від нормалі до площини основи.

До станини 1 прикріпленні три напрямних 3 переміщень повзунів 5 приводів переміщення штанг 6, що визначають лінійні рухи вихідного органу механізму.

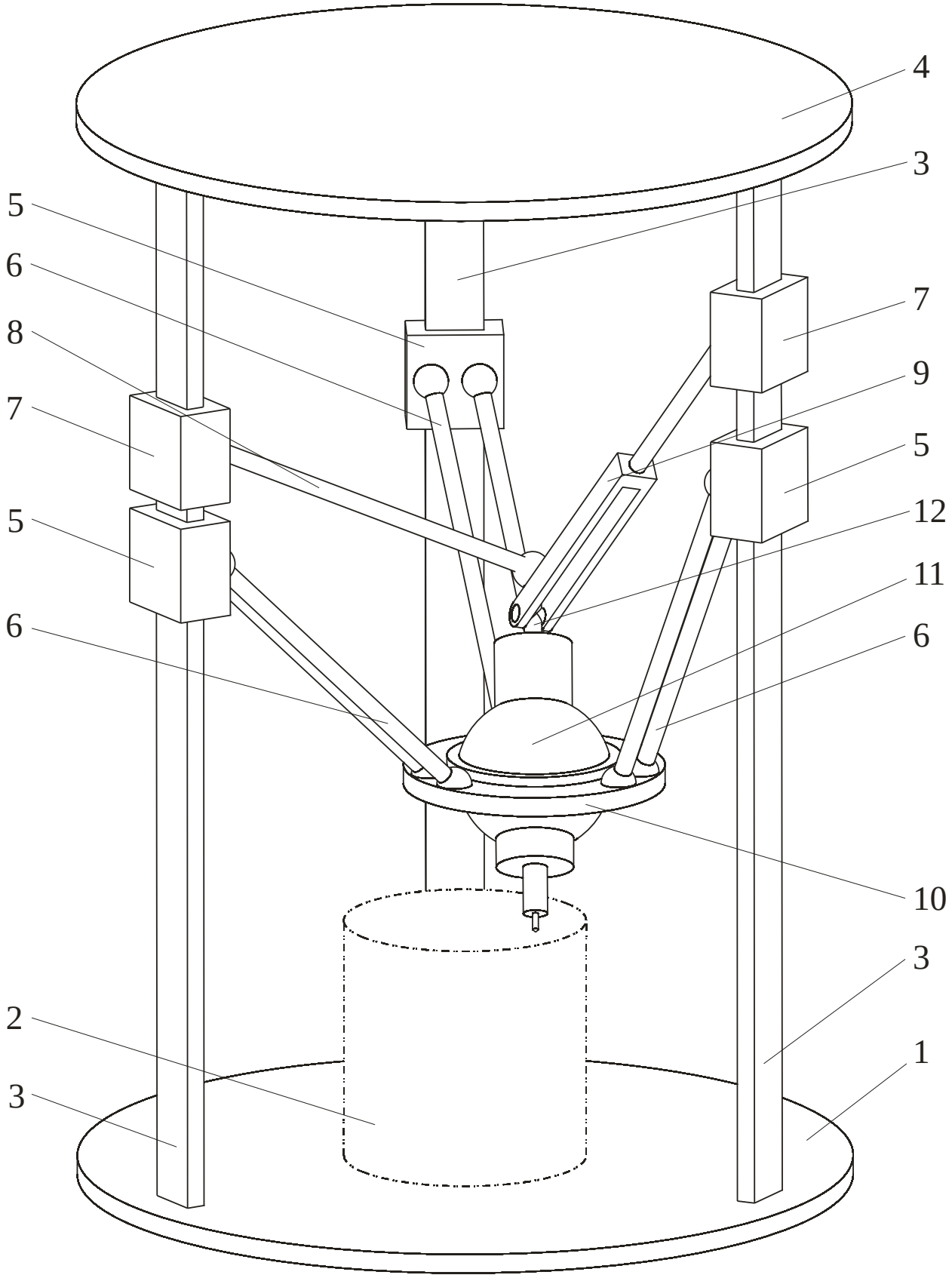


Рис. 1.11. Схема будови механізму паралельної структури з п’ятьма штангами постійної довжини та додатковим шарніром у робочому органі

Перпендикулярно до основи 1 прикріпленні три напрямних 3 переміщень повзунів 5, що визначають лінійні переміщення вихідного органу механізму, та повзунів 7, що визначають кутове його положення. Зверху напрямні 3 скріплюються кришкою 4, конструкція якої є довільною з призначенням забезпечити необхідну жорсткість напрямних 3.

Повзуни 5 слугують для переміщення штанг 6. Дані штанги кріпляться до повзуна через шарніри попарно таким чином, щоб при їх закріпленні на шарнірах рухомої платформи 10 утворювався паралелограмний механізм. Привід з трьома повзунами 5, що переміщують три пари паралельних штанг 6, забезпечує лінійні рухи рухомої платформи 10 при незмінному її кутовому положенні відносно площини основи, тобто реалізується принцип механізму паралельної структури типу «дельта». Конструкція згаданих шарнірів довільна за умови забезпечення ними не менше двох степенів рухомості у вигляді взаємного повороту навколо двох перпендикулярних осей між вхідною та вихідною ланкою. На схемі показані сферичні шарніри, які цілком задовольняють даній вимозі. Отже, на рухомій платформі 10 розміщенні три пари шарнірів, причому розташування пари виконано аналогічно прийнятому на повзунах 5.

З метою спрощення конструкції механізму прийнято, що пара повзунів 7, які відповідають за кутове положення мотор-шпинделя 11, розміщенні на двох напрямних 3 поверх повзунів 5 відносно показаного на схемі. Отже, однією з задач кінематики механізму повинно стати унеможливлення стику між повзунами 5 і 7 на одній напрямній в точці їх найбільшого зближення. Повзуни 7 мають по одному шарніру кріплення штанги 8 і 9. Конструкція даних штанг показана різною і насамперед визначається конструкцією шарнірів на мотор-шпинделі 11.

Відповідний шарнірний вузол 12 мотор-шпинделя 11 має два шарніри, спільна вісь яких співпадає з віссю шпинделя. Найбільш віддалений від торця мотор-шпинделя 11 шарнір виконано сферичним з відповідним виконанням штанги 8. В той же час ближній до торця мотор-шпинделя 11 шарнір виконано у вигляді карданної хрестовини, одна з осей якої співпадає з віссю шпинделя.

Відповідно на штанзі 9 для кріплення до даного шарніра передбачена вилка з отвором. Здвоєний шарнір 12 може обертатися навколо осі шпинделя. Виконання штанги 8 з сферичним шарніром дає змогу довільного її повороту відносно штанги 9, як і вимагаються за схемою функціонування механізму.

Мотор-шпиндель 11 з'єднаний з рухомою платформою 10 за допомогою сферичного шарніра, позбавленого можливості обертання навколо осі, нормальної до площини платформи (на схемі рис. 1.11 відповідний паз (пази) не показано). В принципі кріплення може відбуватися і за допомогою карданного шарніра, якщо значення кутів відхилення осі мотор-шпинделя від нормального до площини платформи положення мають допустимі для даного типу з'єднання величини. Контроль кутового положення мотор-шпинделя 11 відносно рухомої платформи 10 по двом осям обертання здійснюється через здвоєний шарнір 12 за допомогою штанг 8 і 9, які приводяться в рух повзунами 7.

РОЗДІЛ 2
СИНТЕЗ П’ЯТИКООРДИНАТНОГО МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ ЗА УМОВИ ДОТРИМАННЯ НЕОБХІДНОЇ РУХОМОСТІ

2.1 Опис пропонованої конструкції механізму паралельної структури

За основу пропонованої конструкції механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини і змінної довжини та додатковим шарніром у робочому органі беремо зразок, описаний в першоджерелом [32]. В наведеного зразка є три напрямних повзунів приводів переміщення штанг, які розміщені навколо зони обробки. Постає питання раціонального їх розташування. Якщо передбачити можливість рівномірного розподілу навколо зони обробки, то в такому випадку неможливо забезпечити мінімальні габарити механізму, оскільки як кут 360°/5 = 72°, так і його подвоєна величина 144° є далеко не оптимальними для частини механізму, що відповідає за лінійні переміщення робочого органа. Нерівномірне розташування напрямних у такому механізмі ставить ще більше питань. Тому пропонується вирішити дану задачу за прикладом, якщо розглянути джерела [16] та [17]. У даному прикладі чотирьохкоординатних механізмів паралельної структури одна з напрямних використовується спільно двома повзунами приводів переміщення штанг, причому один з даних повзунів відповідальний за кутове положення робочого органу, другий заодно з іншими двома відповідає за його лінійні переміщення.

Механізм паралельної структури, що розглядається, являється п’ятикоординатним. Якщо взяти незмінним частину механізму, що забезпечує лінійні переміщення робочого органу, то по аналогії необхідно буде змістити дві повзуна та приєднати до опори на кришці, що забезпечує кутові переміщення робочого органу. Пропонована конструкція механізму схематично представлена на рис. 2.1.

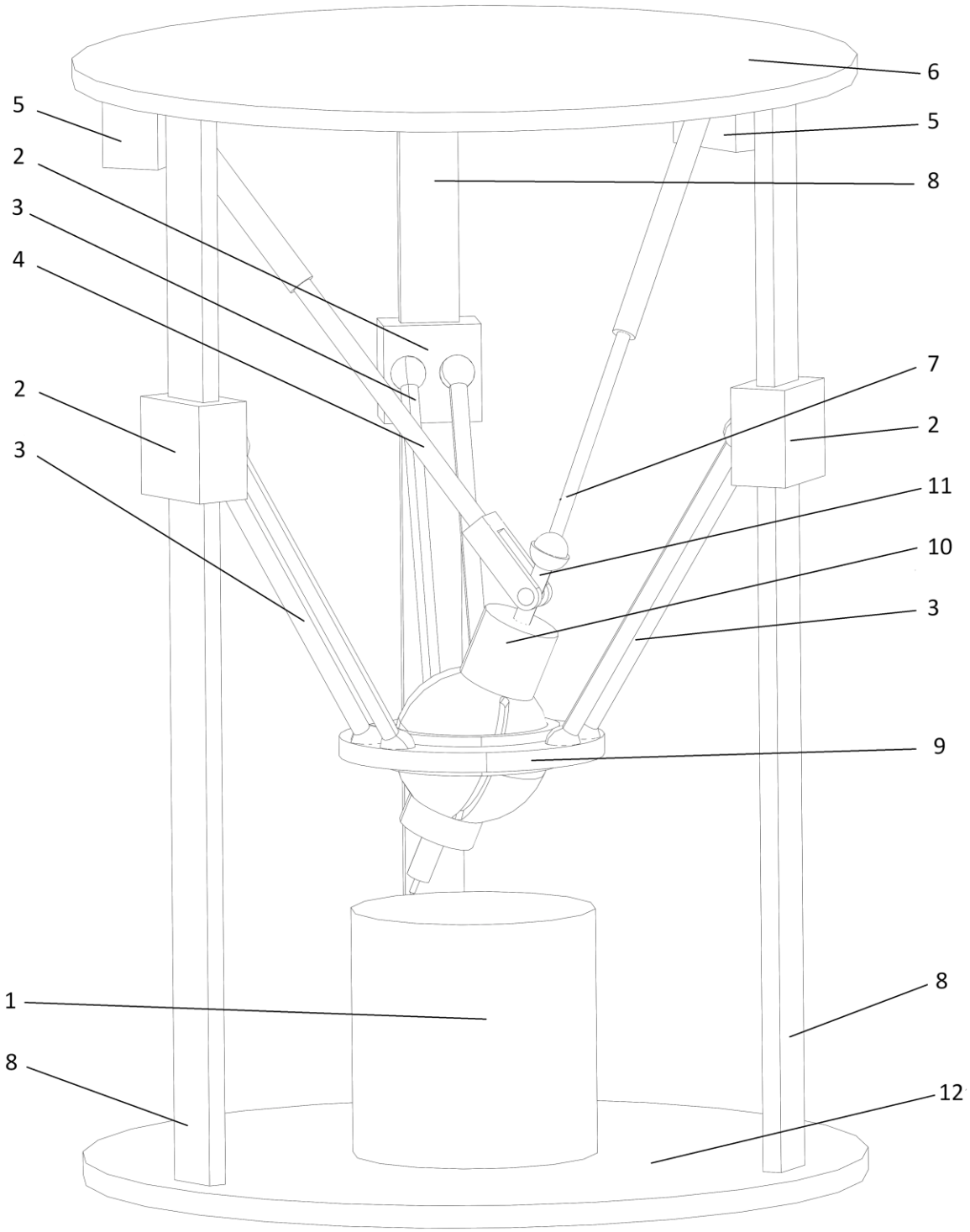


Рис. 2.1. Схема будови механізму паралельної структури з п’ятьма штангами постійної довжини та додатковим шарніром у робочому органі

Механізм складається з основи 12, на якій встановлено стіл (на схемі не показано) кріплення заготовки 1. Сама заготовка може біти як нерухомою, так і рухомою, мати певне переміщення (наприклад, обертатися). Розгляд рухомості

заготовки виходить за межі даної роботи. Схематично показаний на рис. 2.1 розмір заготовки відповідає заданим габаритам робочого простору, в якому робочий орган механізму має повну задану рухомість, а саме можливість довільно відхилятися на кут ± 45° від нормалі до площини основи.

До станини 12 прикріпленні три напрямних 8 переміщень повзунів 2 приводів переміщення штанг 3, що визначають лінійні рухи вихідного органу механізму.

Перпендикулярно до основи 12 прикріпленні три напрямних 8 переміщень повзунів 2, що визначають лінійні переміщення вихідного органу механізму, та повзунів 5, що визначають кутове його положення. Зверху напрямні 3 скріплюються кришкою 6, конструкція якої є довільною з призначенням забезпечити необхідну жорсткість напрямних 8.

Повзуни 2 слугують для переміщення штанг 3. Дані штанги кріпляться до повзуна через шарніри попарно таким чином, щоб при їх закріпленні на шарнірах рухомої платформи 9 утворювався паралелограмний механізм. Привід з трьома повзунами 2, що переміщують три пари паралельних штанг 3, забезпечує лінійні рухи рухомої платформи 9 при незмінному її кутовому положенні відносно площини основи, тобто реалізується принцип механізму паралельної структури типу «дельта». Конструкція згаданих шарнірів довільна за умови забезпечення ними не менше двох степенів рухомості у вигляді взаємного повороту навколо двох перпендикулярних осей між вхідною та вихідною ланкою. На схемі показані сферичні шарніри, які цілком задовольняють даній вимозі. Отже, на рухомій платформі 9 розміщенні три пари шарнірів, причому розташування пари виконано аналогічно прийнятому на повзунах 2.

З метою спрощення конструкції механізму прийнято, що пара повзунив 5, які відповідають за кутове положення мотор-шпинделя 10, розміщенні на кришці 6 як показано на схемі.

Відповідний шарнірний вузол 11 мотор-шпинделя 10 має два шарніри, спільна вісь яких співпадає з віссю шпинделя. Найбільш віддалений від торця мотор-шпинделя 10 шарнір виконано сферичним з відповідним виконанням

штанги 4. В той же час ближній до торця мотор-шпинделя 10 шарнір виконано у вигляді карданної хрестовини, одна з осей якої співпадає з віссю шпинделя. Відповідно на штанзі 2 для кріплення до даного шарніра передбачена вилка з отвором. Здвоєний шарнір 11 може обертатися навколо осі шпинделя. Виконання штанги 4 з сферичним шарніром дає змогу довільного її повороту відносно штанги 7, як і вимагаються за схемою функціонування механізму.

Мотор-шпиндель 11 з'єднаний з рухомою платформою 11 за допомогою сферичного шарніра, позбавленого можливості обертання навколо осі, нормальної до площини платформи (на схемі рис. 2.1 відповідний паз (пази) не показано). В принципі кріплення може відбуватися і за допомогою карданного шарніра, якщо значення кутів відхилення осі мотор-шпинделя від нормального до площини платформи положення мають допустимі для даного типу з'єднання величини. Контроль кутового положення мотор-шпинделя 10 відносно рухомої платформи 9 по двом осям обертання здійснюється через здвоєний шарнір 11 за допомогою штанг 4 і 7, які приводяться в рух повзунами 5.

2.2 Визначення розмірів штанг повзунів механізму переміщення платформи

У данному підрозділі розрахунки та пояснення до них наведені у відповідності до першоджерела [32].

На відміну від загальноприйнятої конструкції механізму паралельної структури типу «дельта» з лінійними приводами переміщень штанг постійної довжини в механізмі, що розглядається, необхідно враховувати різні кутові відхилення мотор-шпинделя. Прийнято, що в будь-якій точці робочого простору шпиндель може відхилятися на кут ± 45° від нормалі до площини основи. Таким чином, маємо просторовий кут 90° послідовних положень осі шпинделя при максимальному відхиленні. Оскільки існує лише одна точка перетину осі мотор-шпинделя з платформою, то зручно траєкторію рухомої платформи описувати як траєкторію даної точки з прив'язкою всіх інших точок рухомої платформи до неї.

Отже, граничне положення траєкторії прийнятої точки можна описати як огинаючу слідів основи конуса, утвореного даною точкою при послідовному проходженні всіх максимальних відхилень осі шпинделя, якщо вершина даного конуса, що представляє собою фізично вершину інструмента, рухається по зовнішній поверхні циліндра, що відповідає прийнятим габаритам робочого простору. Позначимо діаметр циліндра робочого простору *D*, а його висоту – *H*. Огинаюча кіл, центри яких розташовані на колі, також буде колом. Його розмір визначатиметься діаметром циліндра робочого простору та вильотом вершини інструмента від центру шарніра, що з'єднує рухому платформу та мотор-шпиндель. Позначимо цей виліт *P*. Дану фігуру ми будемо використовувати для знаходження траєкторій руху шарнірів рухомої платформи та інших її елементів.

Визначення довжин штанг та габаритних розмірів розташування напрямних переміщення повзунів приводів цих штанг є взаємопов'язаною задачею. Її розв'язок спочатку проведемо для тієї частини загального механізму, що забезпечує лінійні переміщення рухомої платформи. Маємо три повзуни, що за допомогою трьох пар штанг пов'язані з рухомою платформою. З'єднання штанг з повзунами і рухомою платформою відбувається за допомогою шарнірів, у прийнятій конструкції – сферичних. За довжину такої штанги будемо вважати відстань між центрами її шарнірів.

За конструкцією всі шість центрів шарнірів на платформі розміщуються в одній площині. Дана площина в реальних конструкціях швидше за все не буде проходити через центр шарніра, що поєднує мотор-шпиндель і рухому платформу. Відстань між згаданим центром шарніра і площиною, що проходить через шість центрів шарнірів на рухомій платформі, позначимо *Q*.

Паралельні штанги, що зв'язують повзун на напрямній і рухому платформу та об'єднані в пару, виконують пасивну кінематичну функцію, яка полягає у забезпеченні паралельності послідовних положень рухомої платформи під час її руху. Відтак для геометричних розрахунків, пов'язаних з штангами, достатньо розглядати лише одну точку, яка лежить по середині відрізка, що поєднує центри сферичних шарнірів штанг на повзуні та на рухомій платформі. Відповідно

відстань між такими точками на повзуні і платформі також буде відповідати довжині кожної штанги з пари.

Визначимося з розташуванням напрямних. Оскільки в проекції на площину основи робочий простір представляє собою коло, навколо якого проведено ще одне коло, яке відповідає граничному розташуванню центру шарніра, що поєднує мотор-шпиндель і рухому платформу, то цілком логічно передбачити розташування проекцій напрямних на площину основи рівномірно відносно центру згаданих кіл. Для подальших розрахунків зручно оперувати не розташуванням самої напрямної, а траєкторії характерної точки повзуна. Для частини механізму паралельної структури, що забезпечує лінійні рухи рухомої платформи, такою точкою на повзуні будемо вважати середину відрізка, що поєднує центри його сферичних шарнірів. Траєкторія переміщень цієї точки являє собою пряму, паралельну напрямній, по якій рухається повзун, характерна точка якого розглядається. Оскільки прийнято рівномірне розташування проекцій напрямних на площину основи відносно центру робочого простору, то кут між відрізками, що поєднують цей центр і проекції траєкторій руху характерних точок повзунів на площину основи, становитиме 120°. Для спрощення конструкції та забезпечення рівномірних характеристик жорсткості дані відрізки представлятимуть собою радіус кола, проведеного через три точки проекцій траєкторій руху характерних точок повзунів на площину основи. Враховуючи обрану симетричність механізму, достатньо розглядати лише геометричні співвідношення для одного з трьох повзунів. Відтак довжини штанг в трьох парах будуть однаковими.

Схему для розрахунку довжини штанг, що поєднують повзун її переміщення та рухому платформу, і радіусу на площині основи кола розташування характерної точки повзуна, в проекції на площину основи, наведено на рис. 2.2.

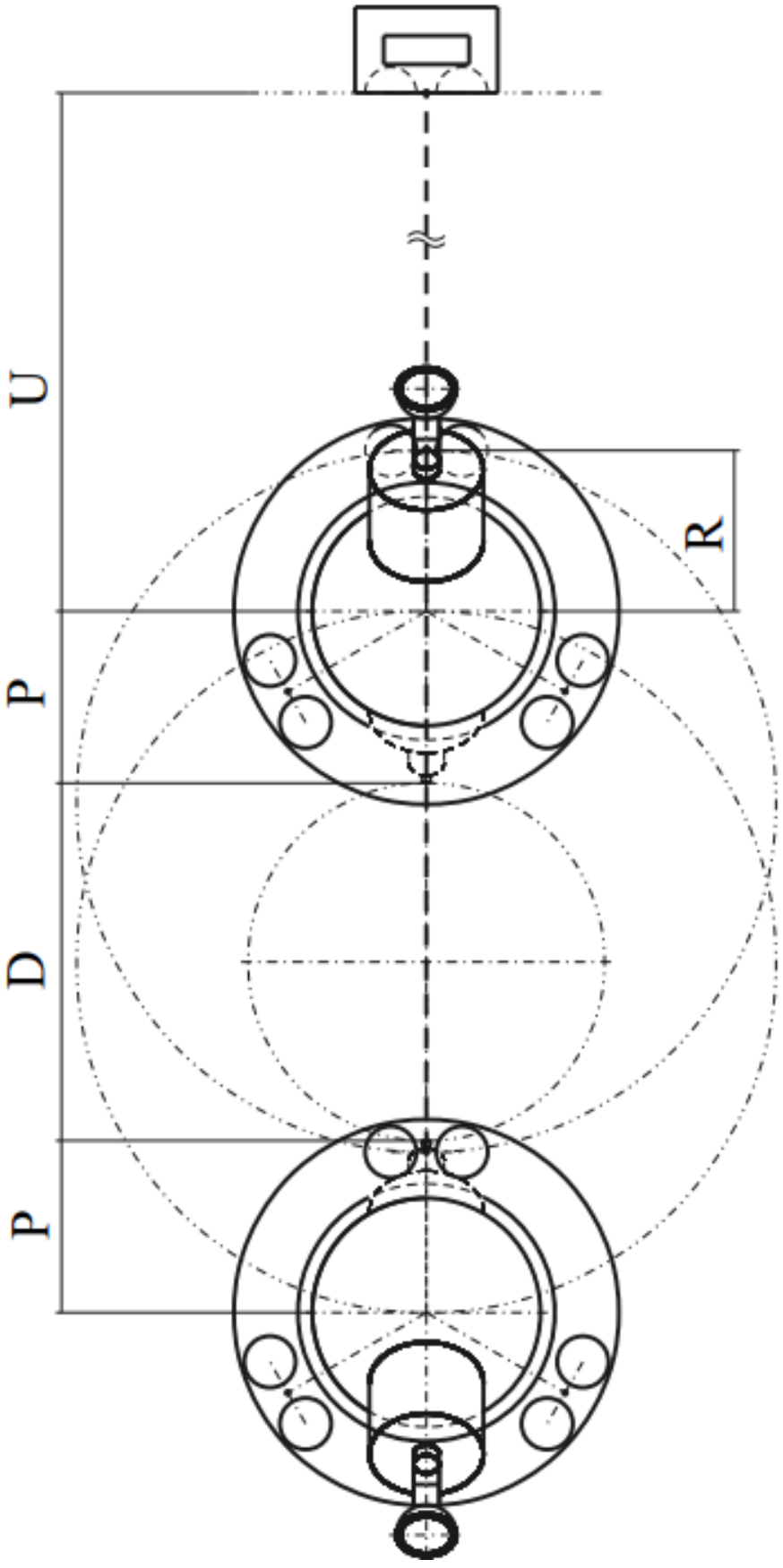


Рис. 2.2. Схема проекції положень рухомої платформи на площину основи для визначення довжини штанги

Для полегшення сприйняття інформації з даного рисунку доповнимо його проекційною схемою даного розташування вузлів механізму на площину, перпендикулярну до площини основи та яка проходить через вісь циліндру робочого простору та пряму переміщення характерної точки повзуна при його русі вздовж напрямної (рис. 2.3). На схемах, окрім вищеназваного, позначено:

φ – кут максимально можливого відхилення осі шпинделя від осі, що проходить через центр шарніру кріплення мотор-шпинделя до рухомої платформи нормально до площини основи, в нашому випадку варіюється в межах ± 45°;

R – радіус кола, проведеного через середини відрізків, що поєднують центри шарнірів пар штанг на рухомій платформі;

δ – кут нахилу штанги до площини основи в проекції на площину, перпендикулярну до площини основи та яка проходить через вісь циліндру робочого простору та пряму переміщення характерної точки повзуна при його русі вздовж напрямної; мінімальне значення даного кута обмежується з міркувань запобігання самогальмування штанги та іншим небезпечним факторам.

Як було зазначено вище, довжини шести даних штанг однакові, тому позначимо їх індексами 1, 2 і 3, а довжині надамо спільне позначення L_{S13}. З представлених схем можна записати:

$$L_{S13}\cos\delta_{\min} + R = 2P\sin\varphi + D + U,$$

або враховуючи, що $U = R + L_{S13}\cos\delta_{\max}$:

$$L_{S13}\cos\delta_{\min} + R = 2P\sin\varphi + D + R + L_{S13}\cos\delta_{\max}.$$

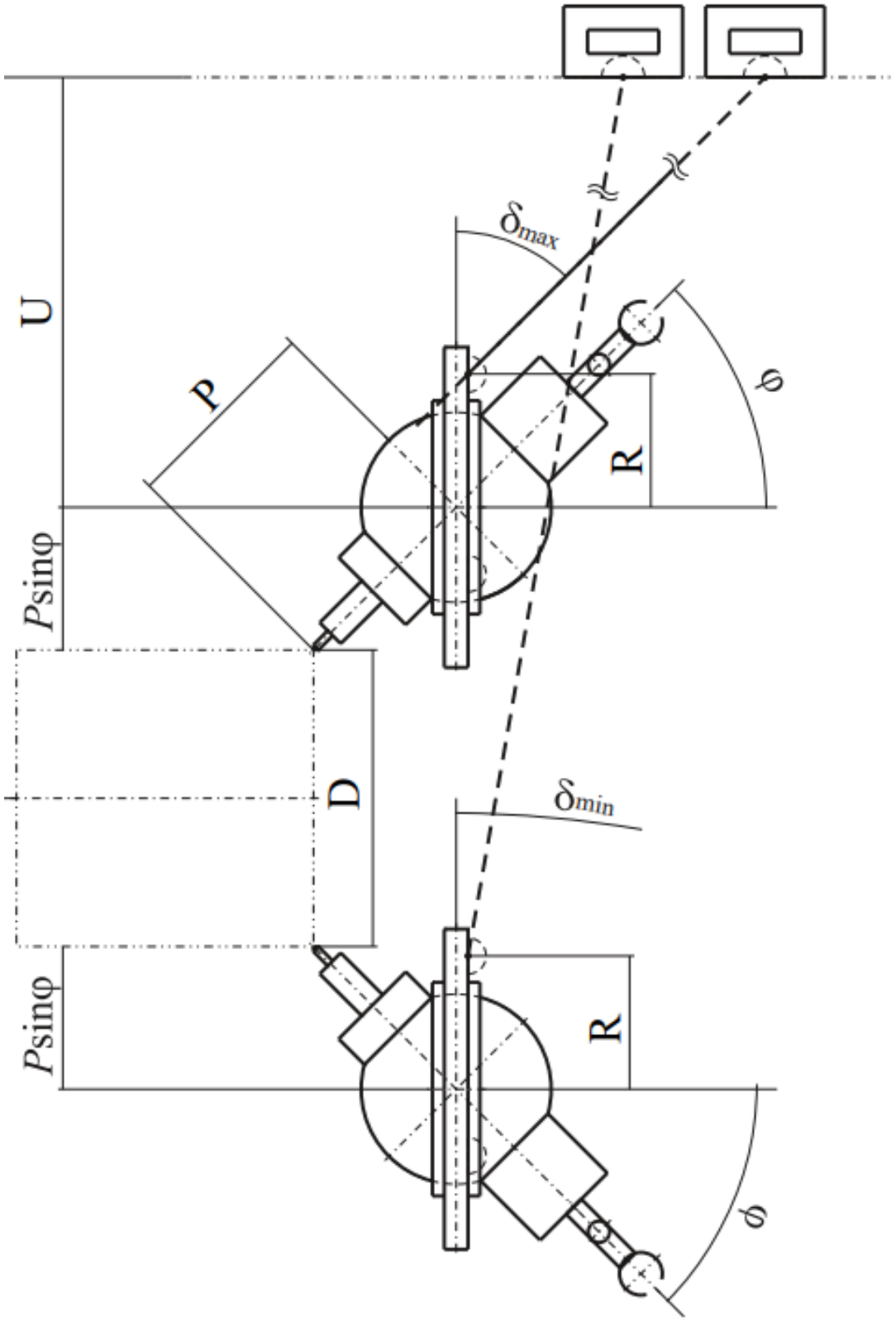


Рис. 2.3. Схема проекції положень рухомої платформи на площину, перпендикулярну до площини основи та яка проходить через вісь циліндру робочого простору та середину напрямної

Розв’язуючи дане рівняння відносно L_{S13}, отримуємо:

$$L_{S13}\cos\delta_{\min} - L_{S13}\cos\delta_{\max} = 2P\sin\varphi + D + R - R,$$

$$L_{S13} = \frac{2P\sin\varphi + D}{\cos\delta_{\min} - \cos\delta_{\max}}.$$

Зі схеми на рис. 2.3 можна визначити, що радіус G кола, проведеного через три точки проекцій траєкторій руху характерних точок повзунів на площину основи і визначає таким чином габаритне розташування напрямних у вказаній площині знаходиться з виразу:

$$G = L_{S13}\cos\delta_{\min} + R - P\sin\varphi - \frac{D}{2}.$$

Для розуміння характеру впливу величин кутів $\delta_{\min}$ і $\delta_{\max}$ на довжину штанги і габаритний радіус, що опосередковано визначає габаритне розташування напрямних в площині основи знаходження довжини штанги, наведемо відповідні графіки на рис. 2.4. і 2.5.

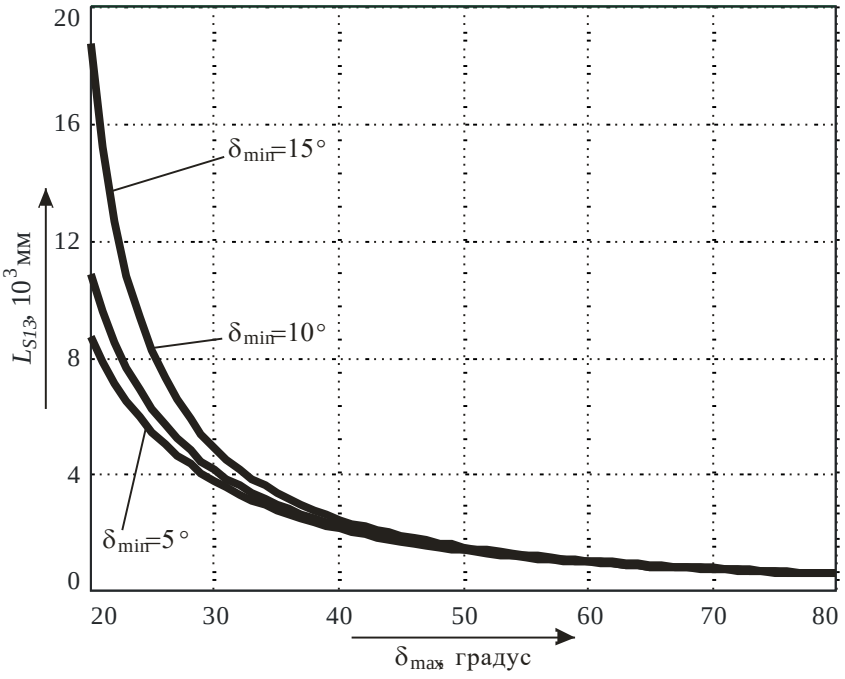


Рис. 2.4. Залежність довжини штанги від значень кутів $\delta_{\min}$ і $\delta_{\max}$

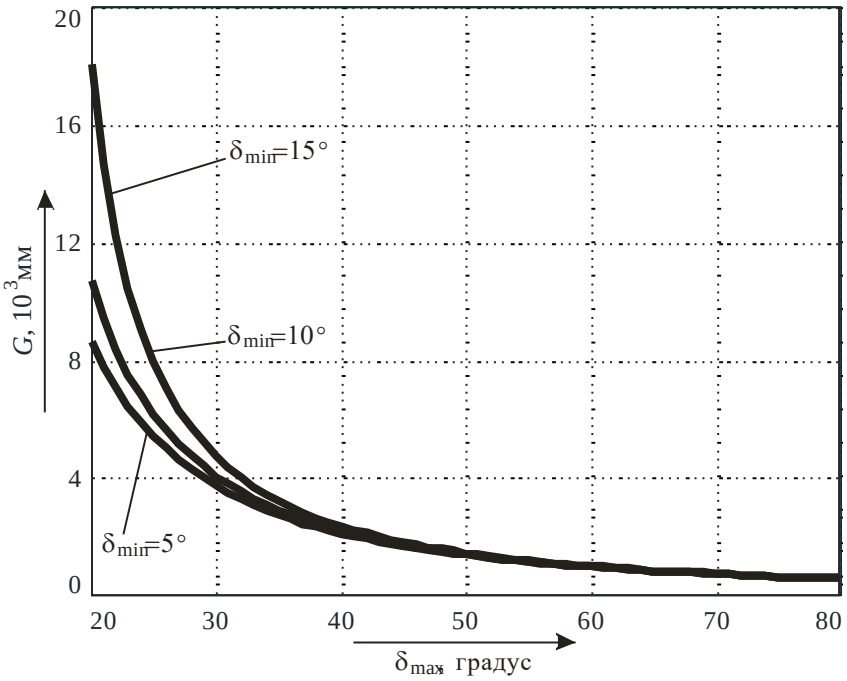


Рис. 2.5. Залежність радіусу кола розташування напрямних від значень кутів δ_{min} і δ_{max}

Як видно з приведених графіків, характер залежностей для обох величин однаковий. Для зменшення довжини штанги та габаритів механізму необхідно намагатися досягти більших значень кута δ_{max}. Прийнятні величини розрахованих параметрів починаються при $\delta_{max} > 40°$.

2.3 Визначення розмірів штанг повзунів механізму повороту мотор-шпинделя

За поворот мотор-шпинделя відносно рухомої платформи у даному механізмі паралельної структури відповідає його частина, що складається з двох штанг змінної довжини, якими вони з’єднуються з шарнірним механізмом на торці мотор-шпинделя, протилежному його переднього кінця. Вказаний шарнірний механізм складається з двох шарнірів, конструкція яких дозволяє здійснювати взаємний поворот штанг, що приєднуються до цих шарнірів, та їх

поворот відносно осі шпинделя. Центри шарнірів розташовуються на осі шпинделя, але рознесені вздовж його довжини. Позначимо відстані від центру шарніра кріплення мотор-шпинделя з рухомою платформою до центрів даних двох шарнірів як *S* і *T*, причому відстань *S* буде меншою, ніж відстань *T*.

Наперед невідомо, чи будуть довжини штанг, які кріпляться до шарнірів, що розглядаються, однаковими, тому присвоїмо їх різні індекси. Для штанги, що приєднується до шарніру, розташування якого на осі мотор-шпинделя характеризується відстанню *S*, приймаємо індекс 4. Відповідно її довжина позначатиметься L_{S4}. Для штанги, що приєднується до шарніру, розташування якого на осі мотор-шпинделя характеризується відстанню *T*, приймаємо індекс 5. Відповідно її довжина позначатиметься L_{S5}.

Для розрахунку довжини штанги з індексом 4 розглянемо змінену з рис. 2.3 схему, яка представлена на рис. 2.6, відповідно для розрахунку довжини штанги з індексом 5 розглянемо схему, яка представлена на рис. 2.7.

Нагадаємо, що опори приводів штанг з індексами 4 і 5 розташовуються на кришці механізму, на яких вже розміщено опори переміщення штанг 1, 2 або 3. Приймемо, що суміщаються на одній напрямній повзуни переміщення штанг 1 і штанги 4, а на іншій – штанг 2 і штанги 5. До речі, штанги 4 і 5 застосовуються в механізмі паралельної структури в одному екземплярі, тому за їх довжину прийматимемо відстань між центрами шарнірів кожної з штанг.

Положення мотор-шпинделя на схемах рисунків 2.6 і 2.7 відповідають проекції на площину, перпендикулярну до площини основи та яка проходить через вісь циліндру робочого простору та пряму переміщення характерної точки повзуна при його русі вздовж напрямної. На даних схемах введено кут β, що являє собою величину максимального відхилення штанг у площині , що розглядається, до площини основи. Наперед невідомо, чи будуть кути β рівними для штанг з індексами 4 і 5. Максимальне значення даного кута визначається залежністю $\frac{\pi}{2} - \varphi - \beta$. Так як в нас ці штанги змінної довжини, то вводимо коефіцієнт збільшення довжини штанги *K*.

Зі схеми на рис. 2.6 записуємо співвідношення:

$$K^2 L_{S4}{}^2 = (X_{Ls4} + \frac{D}{2} + S\sin\varphi)^2 + (Y_{Ls4} - H - S\cos\varphi)^2 .$$

$$X_{Ls4} = \frac{D}{2} + S\sin\varphi + P\cos(\pi - \varphi - \beta)$$

$$Y_{Ls4} = H + S\cos\varphi + P\sin(\pi - \varphi - \beta)$$

Розв'язуючи дане рівняння відносно L_{S4}, виконуємо ряд перетворень:

$$K^2 L_{S4}{}^2 = (\frac{D}{2} + S\sin\varphi + P2\cdot\cos(\pi - \varphi - \beta) + \frac{D}{2} + S\sin\varphi)^2 +$$

$$+ (H + S\cos\varphi + P2\cdot\sin(\pi - \varphi - \beta) - H - S\cos\varphi)^2$$

$$K^2 L_{S4}{}^2 = (D + 2S\sin\varphi + P\cos(\pi - \varphi - \beta))^2 + P^2\sin^2(\pi - \varphi - \beta)$$

$$K^2 L_{S4}{}^2 = (D + 2S\sin\varphi)^2 + 2(D + 2S\sin\varphi)\cdot P\cos(\pi - \varphi - \beta) +$$

$$+ S^2\cos^2(\pi - \varphi - \beta) + S^2\sin^2(\pi - \varphi - \beta)$$

$$K^2 L_{S4}{}^2 = (D + 2S\sin\varphi)^2 + 2(D + 2S\sin\varphi)\cdot P\cos(\pi - \varphi - \beta)\cdot P\cos(\pi - \varphi - \beta) + P^2$$

$$K^2 L_{S4}{}^2 - P^2 - 2(D + 2S\sin\varphi)\cdot P\cos(\pi - \varphi - \beta) - (D + 2S\sin\varphi)^2 = 0$$

$$L_{S4}{}^2(K^2 - 1) - 2P\cdot(D + 2S\sin\varphi)\cdot\cos(\pi - \varphi - \beta) - (D + 2S\sin\varphi)^2 = 0$$

$$L_{S4} = \frac{2 \cdot (D + 2S \sin \varphi) \cdot \cos(\pi - \varphi - \beta) \pm \sqrt{4(D + 2S \sin \varphi)^2 \cdot \cos^2(\pi - \varphi - \beta) + (K^2 - 1) \cdot (D + 2S \sin \varphi)^2}}{K^2 - 1}$$

$$L_{S4} = \frac{2 \cdot (D + 2S \sin \varphi) \cdot \cos(\pi - \varphi - \beta) \pm \sqrt{(D + 2S \sin \varphi)^2 \cdot (4\cos^2(\pi - \varphi - \beta) + K^2 - 1)}}{K^2 - 1}$$

В результаті отримуємо:

$$L_{S4} = \frac{(D + 2S \sin \varphi) \cdot (2\cos(\pi - \varphi - \beta) \pm \sqrt{4\cos^2(\pi - \varphi - \beta) + (K^2 - 1)})}{K^2 - 1}$$

Аналізуючи геометричний зміст отриманої формули приходимо до висновку що нас задовільняє варіант розвязку зі знаком плюс. Записуемо в остаточному вигляді:

$$L_{S4} = \frac{(D + 2S \sin \varphi) \cdot (2\cos(\pi - \varphi - \beta) + \sqrt{4\cos^2(\pi - \varphi - \beta) + K^2 - 1})}{K^2 - 1}$$

В протилежному положені β в необхідних межах витримується конструктивно.

Зі схеми на рис. 2.7 записуємо співвідношення:

$$K^2 {L_{S5}}^2 = (X_{Ls5} + \frac{D}{2} + T \sin \varphi)^2 + (Y_{Ls5} - H - S \cos \varphi)^2 .$$

$$X_{Ls5} = \frac{D}{2} + P \sin \varphi + T \cos(\pi - \varphi - \beta)$$

$$Y_{Ls5} = H + P \cos \varphi + T \sin(\pi - \varphi - \beta)$$

Розв’язуючи дане рівняння відносно L_{S5}, виконуємо ряд перетворень:

$$K^2 {L_{S5}}^2 = (\frac{D}{2} + T \sin \varphi + P2 \cdot \cos(\pi - \varphi - \beta) + \frac{D}{2} + T \sin \varphi)^2 +$$

$$+(H+T\cos\varphi+P2\cdot\sin(\pi-\varphi-\beta)-H-T\cos\varphi)^2$$

$$K^2L_{S5}{}^2=(D+2T\sin\varphi+P\cos(\pi-\varphi-\beta))^2+P^2\sin^2(\pi-\varphi-\beta)$$

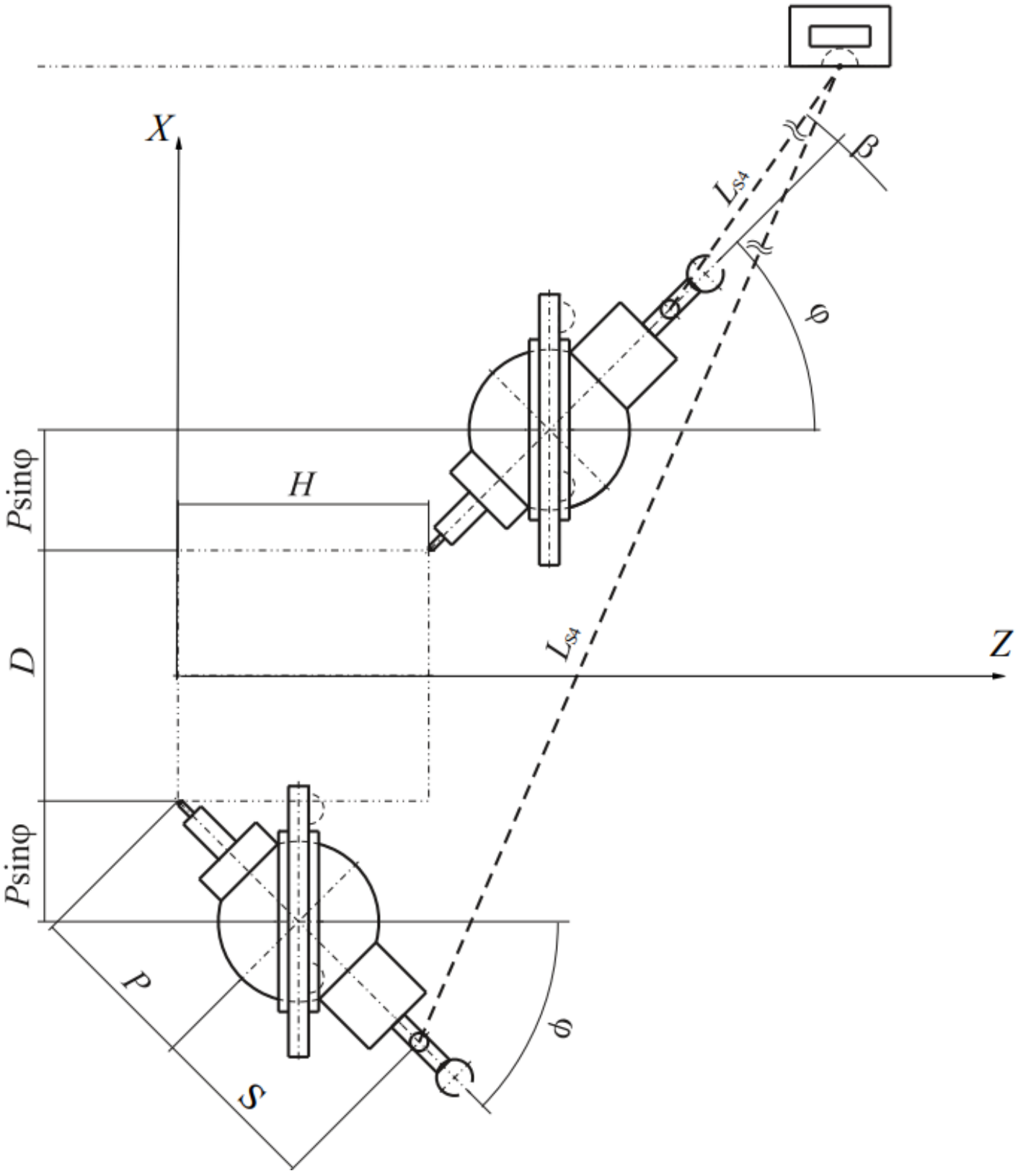


Рис. 2.6. Схема для розрахунку довжини штанги з індексом 4

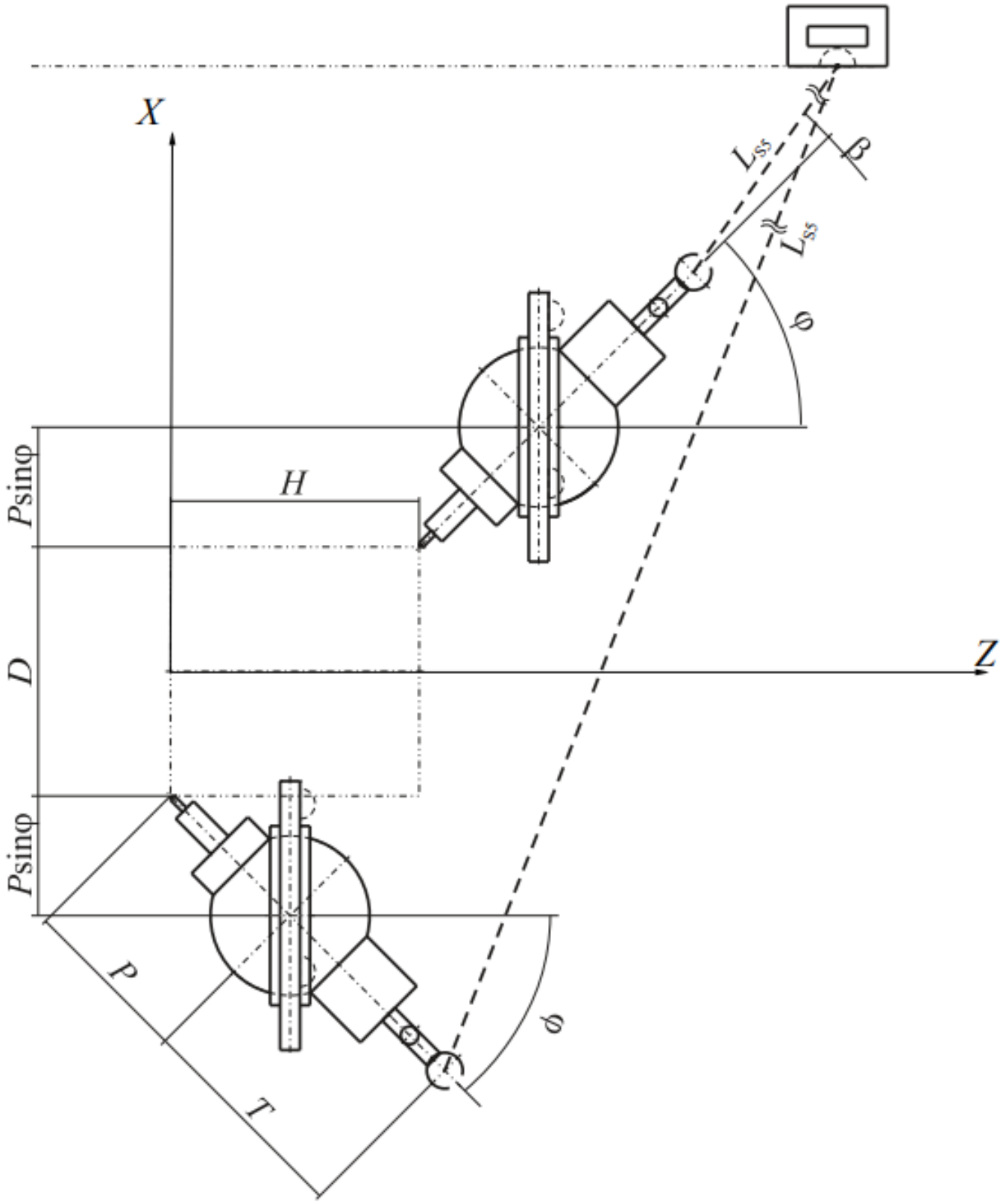


Рис. 2.7. Схема для розрахунку довжини штанги з індексом 5

$$K^2 L_{S5}{}^2 = (D + 2T\sin\varphi)^2 + 2(D + 2T\sin\varphi)\cdot P\cos(\pi - \varphi - \beta) +$$

$$+T^2\cos^2(\pi-\varphi-\beta)+T^2\sin^2(\pi-\varphi-\beta)$$

$$K^2{L_{S5}}^2=(\frac{D}{2}+T\sin\varphi+P2\cdot\cos(\pi-\varphi-\beta)+\frac{D}{2}+T\sin\varphi)^2+$$

$$+(H+T\cos\varphi+P2\cdot\sin(\pi-\varphi-\beta)-H-T\cos\varphi)^2$$

$$K^2{L_{S5}}^2=(D+2T\sin\varphi+P\cos(\pi-\varphi-\beta))^2+P^2\sin^2(\pi-\varphi-\beta)$$

$$K^2{L_{S5}}^2=(D+2T\sin\varphi)^2+2(D+2T\sin\varphi)\cdot P\cos(\pi-\varphi-\beta)+)$$

$$+T^2\cos^2(\pi-\varphi-\beta)+T^2\sin^2(\pi-\varphi-\beta)$$

$$K^2{L_{S5}}^2=(D+2T\sin\varphi)^2+2(D+2T\sin\varphi)\cdot P\cos(\pi-\varphi-\beta)\cdot P\cos(\pi-\varphi-\beta)+P^2$$

$$K^2{L_{S5}}^2-P^2-2(D+2T\sin\varphi)\cdot P\cos(\pi-\varphi-\beta)-(D+2T\sin\varphi)^2=0$$

$${L_{S5}}^2(K^2-1)-2P\cdot(D+2T\sin\varphi)\cdot\cos(\pi-\varphi-\beta)-(D+2T\sin\varphi)^2=0$$

$$L_{S5}=\frac{2\cdot(D+2T\sin\varphi)\cdot\cos(\pi-\varphi-\beta)\pm\sqrt{4(D+2T\sin\varphi)^2\cdot\cos^2(\pi-\varphi-\beta)+(K^2-1)\cdot(D+2T\sin\varphi)^2}}{K^2-1}$$

$$L_{S5}=\frac{2\cdot(D+2T\sin\varphi)\cdot\cos(\pi-\varphi-\beta)\pm\sqrt{(D+2T\sin\varphi)^2\cdot(4\cos^2(\pi-\varphi-\beta)+K^2-1)}}{K^2-1}$$

$$L_{S5}=\frac{(D+2T\sin\varphi)\cdot(2\cos(\pi-\varphi-\beta)\pm\sqrt{4\cos^2(\pi-\varphi-\beta)+(K^2-1)}}{K^2-1}$$

Розв’язуючи дане рівняння відносно L_{S5}, отримуємо:

$$L_{S5} = \frac{(D + 2T\sin\varphi)(2\cos(\pi - \varphi - \beta) \pm \sqrt{4\cos^2(\pi - \varphi - \beta) + K^2 - 1})}{K^2 - 1}.$$

Аналізуючи геометричний зміст отриманої формули приходимо до висновку що нас задовільняє варіант розвязку зі знаком плюс. Записуемо в остаточному вигляді:

$$L_{S5} = \frac{(D + 2T\sin\varphi)(2\cos(\pi - \varphi - \beta) + \sqrt{4\cos^2(\pi - \varphi - \beta) + K^2 - 1})}{K^2 - 1}$$

В протилежному положені β в необхідних межах витримується конструктивно.

РОЗДІЛ 3
КІНЕМАТИЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

3.1 Розв’язок прямої кінематичної задачі для лінійних переміщень рухомої платформи

Як було показано в попередньому розділі, прийнятий до розгляду механізм паралельної структури має вихідний орган, що складається з двох частин, поєднаних між собою шарніром з двома степенями свободи. Це дає змогу відокремити управління лінійними переміщеннями вихідного органу від його кутових рухів. За здійснення лінійних рухів у механізмі паралельної структури відповідає рухома платформа. Для здійснення розв’язку прямої кінематичної задачі для рухомої платформи механізму будемо використовувати метод трилатерації [33]. Подальші викладки цього методу наводимо з урахуванням особливостей нашої роботи.

Після синтезу механізму нам відомий радіус G кола, що проходить через три точки проекцій траєкторій руху характерних точок повзунів вздовж напрямних на площину основи і які забезпечують лінійні переміщення рухомої платформи. Також нам відомий кут γ між відрізками, що поєднують центр даного кола і проекції траєкторій руху характерних точок повзунів по напрямним на площину основи. Для рухомої платформи нам відомий радіус R, що проходить через середини відрізків, що поєднують центри шарнірів пар штанг на рухомій платформі. Також приймаємо, що кут, який сполучає дані радіуси, проведені до вказаних середин відрізків, аналогічний куту γ для напрямних механізму.

Метод трилатерації [33] дозволяє описати положення однієї точки, тому нам необхідно обрати її на рухомій платформі. Цілком логічно, що це буде центр кола радіусом R. Однак неспівпадання характерних точок платформи, що поєднують центри шарнірів пар штанг, з прийнятою розрахунковою точкою

платформи для методу трилатерації вимагає внести корективи до розрахункової схеми механізму, як це показано на схемі 3.1.

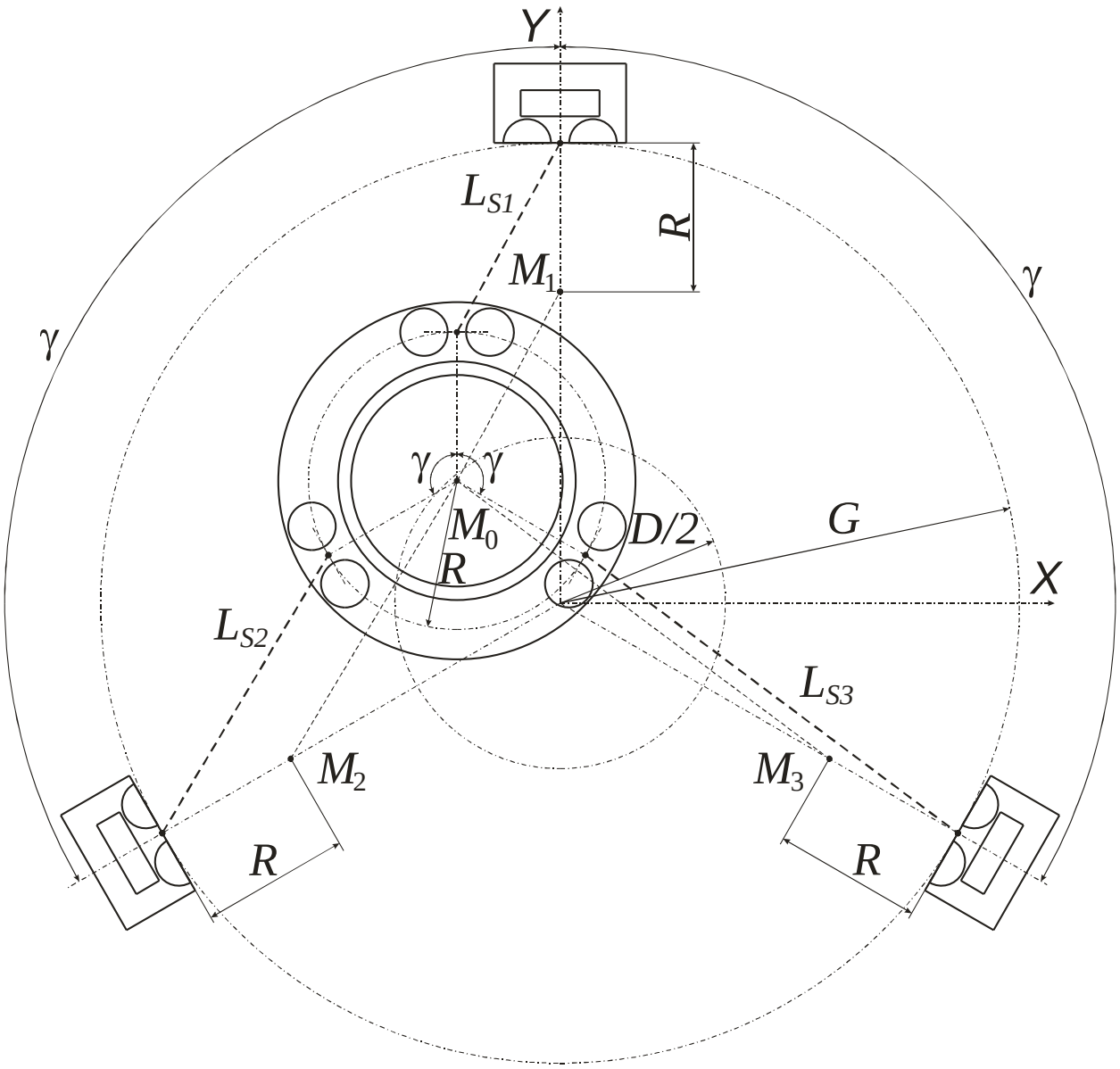


Рис. 3.1. Корекція розрахункових точок напрямних на площині основи для розв’язку прямої кінематичної задачі для рухомої платформи

На схемі рис. 3.1 штриховою товстою лінією показано реальне розташування розрахункового відрізку, що поєднує середини відрізків, що сполучають центри пар шарнірів на повзуні і рухомій платформі, і вважається розрахунковою довжиною штанги. Тонкою штриховою лінією показано паралельний перенос штанги в центр платформи M_0 і відповідно перенос у нове місце сліду від траєкторії руху характерної точки повзуна при його русі на

напрямній на площину основи. Таким чином, розрахункові точки напрямних переміщення повзунів приводу штанг 1, 2 і 3 перемістяться відповідно у точки M_1, M_2 і M_3, які матимуть наступні координати у системі, початок якої знаходиться в центрі діаметру заданого робочого простору і співпадає з площиною основи:

$$x_1 = 0;\ y_1 = G - R;$$

$$x_2 = (R - G)\cos\left(\gamma - \frac{\pi}{2}\right);\ y_2 = (R - G)\sin\left(\gamma - \frac{\pi}{2}\right);$$

$$x_3 = (G - R)\cos\left(\gamma - \frac{\pi}{2}\right);\ y_3 = (R - G)\sin\left(\gamma - \frac{\pi}{2}\right).$$

Координати z_i відповідають розташуванню розрахункових точок повзунів на напрямних їх переміщення. Таким чином, нам необхідно знайти координати шуканої точки $M_0(x_0, y_0, z_0)$. Дану точку можна представити у вигляді точки перетину трьох сфер радіусами L_{S1}, L_{S2} і L_{S3} з центрами в точках $M_1(x_1, y_1, z_1)$, $M_2(x_2, y_2, z_2)$ і $M_3(x_3, y_3, z_3)$. Радіуси L_{S1}, L_{S2} і L_{S3} є нічим іншим, як довжиною штанги з індексом 1, 2 і 3. Дані довжини розраховані, однакові між собою і рівні L_{S13}.

Відстані між центрами сфер:

$$l_{12} = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2};$$

$$l_{13} = \sqrt{(x_3 - x_1)^2 + (y_3 - y_1)^2 + (z_3 - z_1)^2};$$

$$l_{23} = \sqrt{(x_3 - x_2)^2 + (y_3 - y_2)^2 + (z_3 - z_2)^2}.$$

Знайдемо точку M_{12} – центр перетину сфер, утворених штангами з індексами 1 і 2. Координати цієї точки:

$$x_{12} = x_1 + \alpha(x_2 - x_1);\ y_{12} = y_1 + \alpha(y_2 - y_1);\ z_{12} = z_1 + \alpha(z_2 - z_1).$$

Для знаходження коефіцієнту α скористаємося тим фактом, що:

$$|M_1M_{12}|^2 + |M_{12}M_0|^2 = L_{S1}^2.$$

Аналогічно можна записати для сфери, утвореної другою штангою:

$$|M_2M_{12}|^2 + |M_{12}M_0|^2 = L_{S2}^2$$

Віднімемо друге рівняння від першого:

$$|M_1M_{12}|^2 - |M_2M_{12}|^2 = L_{S1}^2 - L_{S2}^2.$$

Перетворимо його:

$$\alpha^2|M_1M_2|^2 - (1-\alpha)^2|M_1M_2|^2 = L_{S1}^2 - L_{S2}^2.$$

Оскільки $|M_1M_2| = l_{12}$, то:

$$\alpha^2 d_{12}^2 - (1 - 2\alpha + \alpha^2)l_{12}^2 = L_{S1}^2 - L_{S2}^2;$$

$$l_{12}^2(\alpha^2 - 1 + 2\alpha - \alpha^2) = L_{S1}^2 - L_{S2}^2;$$

$$2\alpha - 1 = \frac{L_{S1}^2 - L_{S2}^2}{l_{12}^2};$$

$$\alpha = \frac{1}{2} + \frac{L_{S1}^2 - L_{S2}^2}{2l_{12}^2}.$$

Шукана точка лежить у площині, яка проходить через точку M_{12} перпендикулярно відрізку M_1M_2. Тому для неї виконується рівняння даної площини:

$$(x - (1-\alpha)x_1 - \alpha x_2)(x_2 - x_1) + (y - (1-\alpha)y_1 - \alpha y_2)(y_2 - y_1) +$$

$$+ (z - (1-\alpha)z_1 - \alpha z_2)(z_2 - z_1) = 0,$$

або інакше:

$$(x_2 - x_1)x + (y_2 - y_1)y + (z_2 - z_1)z = ((1-\alpha)x_1 + \alpha x_2)(x_2 - x_1) +$$

$$+ ((1-\alpha)y_1 + \alpha y_2)(y_2 - y_1) + ((1-\alpha)z_1 + \alpha z_2)(z_2 - z_1).$$

Після підстановки α отримаємо:

$$(x_2 - x_1)x + (y_2 - y_1)y + (z_2 - z_1)z = \frac{1}{2}(x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2) +$$

$$+ \frac{L_{S1}^2 - L_{S2}^2}{2d_{12}^2}((x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2).$$

Як було показано вище, $d_{12}^2 = (x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2$. Тому:

$$(x_2 - x_1)x + (y_2 - y_1)y + (z_2 - z_1)z = \frac{1}{2}\left(x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2\right) + \frac{L_{S1}^2 - L_{S2}^2}{2}.$$

Аналогічні викладки можна провести і для сфер з радіусами L_{S1} і L_{S3} з центрами в точках $M_1(x_1, y_1, z_1)$ і $M_3(x_3, y_3, z_3)$. Результатом буде вираз для площини, яка проходить через точку M_{13} перпендикулярно відрізку M_1M_3:

$$(x_3 - x_1)x + (y_3 - y_1)y + (z_3 - z_1)z = \frac{1}{2}\left(x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2\right) + \frac{L_{S1}^2 - L_{S3}^2}{2}.$$

Перетин двох отриманих площин дає пряму, що перпендикулярна до площини трикутника $M_1M_2M_3$. Перетин даної прямої з площиною вказаного трикутника дає точку K – основу перпендикуляра з точки M_0 на площину трикутника. Доповнивши систему рівнянням площини трикутника, отримаємо лінійну систему рівнянь для координат точки K. Рівняння площини трикутника $M_1M_2M_3$ має вид:

$$\left((y_3 - y_1)(z_2 - z_1) - (y_2 - y_1)(z_3 - z_1)\right)(x - x_1) +$$

$$+\left((z_3 - z_1)(x_2 - x_1) - (z_2 - z_1)(x_3 - x_1)\right)(y - y_1) +$$

$$+\left((x_3 - x_1)(y_2 - y_1) - (x_2 - x_1)(y_3 - y_1)\right)(z - z_1) = 0,$$

де $\vec{d}\begin{pmatrix} (y_3 - y_1)(z_2 - z_1) - (y_2 - y_1)(z_3 - z_1) \\ (z_3 - z_1)(x_2 - x_1) - (z_2 - z_1)(x_3 - x_1) \\ (x_3 - x_1)(y_2 - y_1) - (x_2 - x_1)(y_3 - y_1) \end{pmatrix}$ – векторний добуток M_1M_2 і M_1M_3.

Коефіцієнти при координатах шуканої точки K утворюють матрицю 3x3. Якщо центри початкових сфер не лежать на одній прямій, то така матриця

невироджена і шукані координати знаходяться після застосування зворотної матриці до правої частини системи. Основна матриця Δ має вид:

$$\Delta = \begin{pmatrix} x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & z_2 - z_1 \\ x_3 - x_1 & y_3 - y_1 & z_3 - z_1 \\ x_{\vec{d}} & y_{\vec{d}} & z_{\vec{d}} \end{pmatrix}.$$

Додаткові матриці отримуємо шляхом почергової заміни стовпчиків основної матриці Δ виразами вільних членів у рівняннях площин:

$$\begin{pmatrix} \dfrac{x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2 + L_{S1}^2 - L_{S2}^2}{2} \\ \dfrac{x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2 + L_{S1}^2 - L_{S3}^2}{2} \\ x_{\vec{d}} \cdot x_1 + y_{\vec{d}} \cdot y_1 + y_{\vec{d}} \cdot y_1 \end{pmatrix}.$$

Маємо:

$$\Delta_1 = \begin{pmatrix} \dfrac{x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2 + L_{S1}^2 - L_{S2}^2}{2} & y_2 - y_1 & z_2 - z_1 \\ \dfrac{x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2 + L_{S1}^2 - L_{S3}^2}{2} & y_3 - y_1 & z_3 - z_1 \\ x_{\vec{d}} \cdot x_1 + y_{\vec{d}} \cdot y_1 + y_{\vec{d}} \cdot y_1 & y_{\vec{d}} & z_{\vec{d}} \end{pmatrix};$$

$$\Delta_2 = \begin{pmatrix} x_2 - x_1 & \dfrac{x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2 + L_{S1}^2 - L_{S2}^2}{2} & z_2 - z_1 \\ x_3 - x_1 & \dfrac{x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2 + L_{S1}^2 - L_{S3}^2}{2} & z_3 - z_1 \\ x_{\vec{d}} & x_{\vec{d}} \cdot x_1 + y_{\vec{d}} \cdot y_1 + y_{\vec{d}} \cdot y_1 & z_{\vec{d}} \end{pmatrix};$$

$$\Delta_3 = \begin{pmatrix} x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & \dfrac{x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2 + L_{S1}^2 - L_{S2}^2}{2} \\ x_3 - x_1 & y_3 - y_1 & \dfrac{x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2 + L_{S1}^2 - L_{S3}^2}{2} \\ x_{\vec{d}} & y_{\vec{d}} & x_{\vec{d}} \cdot x_1 + y_{\vec{d}} \cdot y_1 + y_{\vec{d}} \cdot y_1 \end{pmatrix}.$$

Тепер можна знайти координати точки $K(x_K, y_K, z_K)$, розділивши почергово визначники додаткових матриць на визначник основної матриці. Отже:

$$x_K = \frac{|\Delta_1|}{|\Delta|};\ y_K = \frac{|\Delta_2|}{|\Delta|};\ z_K = \frac{|\Delta_3|}{|\Delta|}.$$

Знайдемо довжину відрізка KM_1:

$$l_{KM_1} = \sqrt{(x_K - x_1)^2 + (y_K - y_1)^2 + (z_K - z_1)^2}.$$

Після розрахунку координат точки $K(x_K,\ y_K,\ z_K)$ можна знайти шукані координати точки $M_0(x_0, y_0, z_0)$:

$$x_0 = x_K + kx_{\vec{d}};\ y_0 = y_K + ky_{\vec{d}};\ z_0 = z_K + kz_{\vec{d}},$$

де $k = \dfrac{\sqrt{L_{S13}^2 - l_{KM_1}^2}}{2F_{M_1M_2M_3}}$, $F_{M_1M_2M_3}$ – площа трикутника $M_1M_2M_3$, яку при відомих довжинах його сторін l_{12}, l_{13} і l_{23} можна розрахувати за формулою Герона $F_{M_1M_2M_3} = \sqrt{p(p - l_{12})(p - l_{13})(p - l_{23})}$, при цьому $p = (l_{12} + l_{13} + l_{23})/2$ – півпериметр трикутника.

При розрахунку коефіцієнта k підставлено величину штанги L_{S13}, вираз для якої виведено в попередньому розділі.

3.2 Розв’язок прямої кінематичної задачі для кутового положення мотор-шпинделя

Розв’язок прямої кінематичної задачі для лінійних переміщень рухомої платформи дає нам змогу розрахувати положення центру кола M_0, яке проходить через середини відрізків, що сполучають центри пар шарнірів рухомої платформи. Однак, оскільки нам відомі всі конструктивні розміри цієї платформи, та той факт, що кожне її наступне положення є паралельним переносом від попереднього, тобто елементи платформи не мають кутових змін по відношенню до площини основи, ми маємо можливість розрахувати положення довільної точки цієї платформи. Дана обставина стане в нагоді при визначенні координат центру шарніру з двома степенями свободи, що з’єднує рухому платформу і мотор-шпиндель.

Як було показано в попередньому розділі, відстань між площиною, в якій знаходиться коло радіусом R, що проходить через середини відрізків, які сполучають центри пар шарнірів рухомої платформи, і положення центру M_0 якого нам відоме, та центром шарніру з двома степенями свободи, що з’єднує рухому платформу і мотор-шпиндель становить Q. Центр шарніру позначимо точкою N_0. Оскільки точки M_0 і N_0 лежать на прямій, що направлена перпендикулярно площині основи, то точка N_0 буде мати координати ($x_N = x_0$, $y_N = y_0$, $z_N = z_0 - Q$). Додамо до схеми на рис. 3.1 мотор-шпиндель у довільному положенні. Отриману схему показано на рис. 3.2.

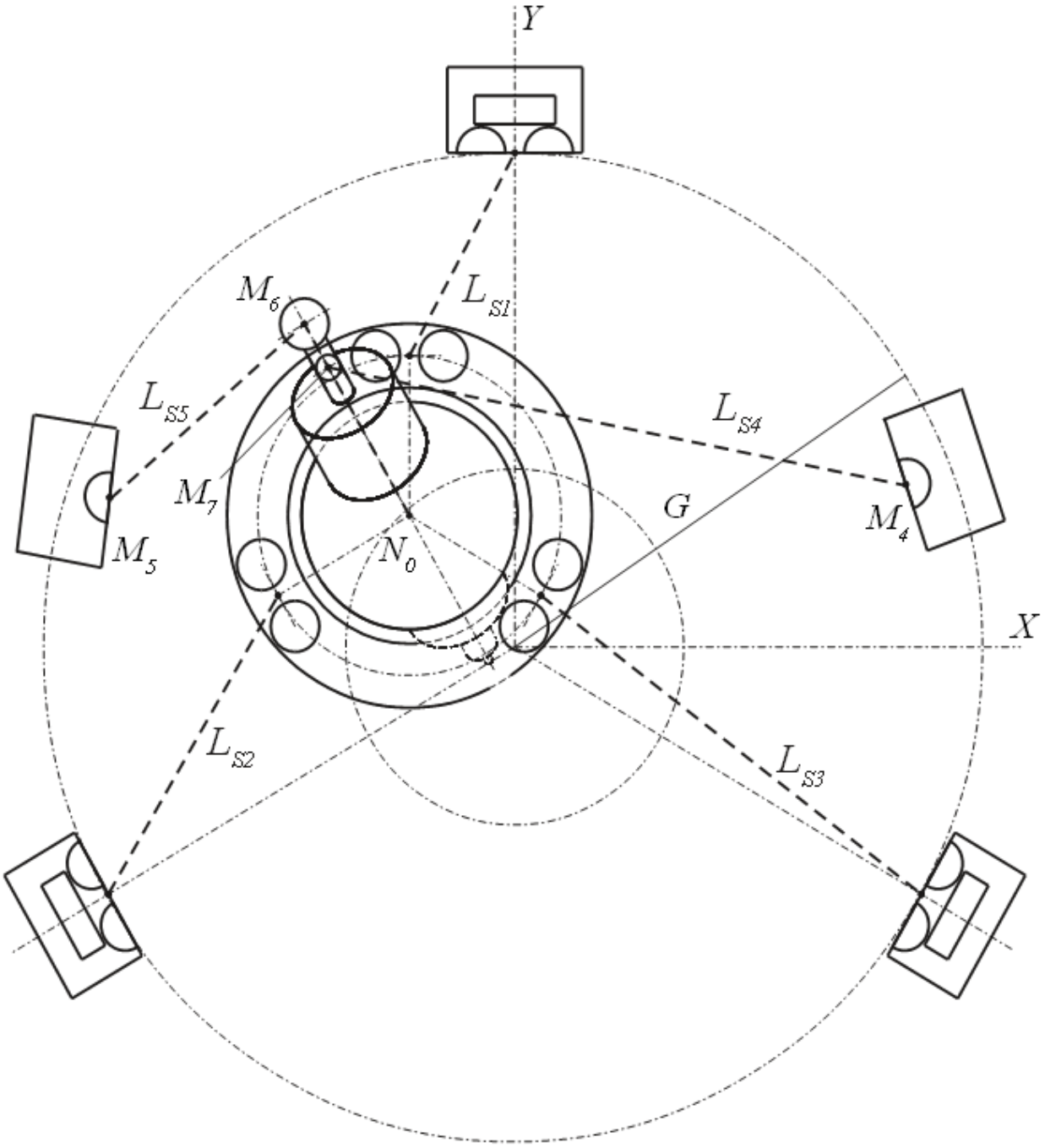


Рис. 3.2. Схема проекції довільного положення платформи і мотор-шпинделя на площину основи

Вважаємо, що після виконання розрахунків за методикою, наведеною у розділі 2 даної роботи, координати точок M_4 і M_5 зі схеми на рис. 3.2.

Звернімо увагу, що в даному розрахунку проекції точок M_1 і M_4 й M_2 і M_5 на площину основи не співпадають. Координати z_i відповідають розташуванню

розрахункових точок повзунів на напрямних їх переміщення. Застосуванню методу трилатерації для знаходження координат точки M_6 або M_7 заважає одна обставина.

Річ у тім, що штанги з індексами 4 і 5 приєднуються до мотор-шпинделя у різних місцях. Таким чином неможливо провести три сфери радіусами L_{S4}, L_{S5} і T (або S) в одну точку. Для виправлення цієї ситуації розглянемо трикутник $M_4M_7N_0$, представлений схематично на рис. 3.3.

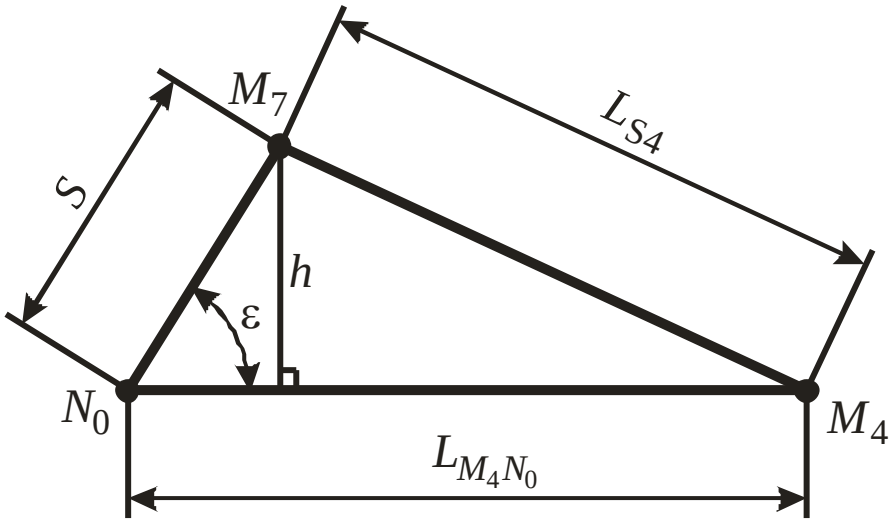


Рис. 3.3. Схема для визначення кута ε

Для визначення кута ε необхідно спочатку розрахувати відстань між точками $M4$ і N_0:

$$L_{M_4N_0} = \sqrt{(x_4 - x_N)^2 + (y_4 - y_N)^2 + (z_4 - z_N)^2}\,.$$

Таким чином нам відомі довжини всіх сторін трикутника $M_4M_7N_0$. Відтак можна знайти площу даного трикутника $F_{M_4M_7N_0}$ та висоту h до сторони M_4N_0. Для знаходження площі знайдемо півпериметр трикутника $M_4M_7N_0$:

$$p' = \frac{L_{S4} + S + L_{M_4N_0}}{2}\,.$$

Звідси:

$$F_{M_4M_7N_0} = \sqrt{p'\left(p' - L_{S4}\right)\left(p' - S\right)\left(p' - L_{M_4N_0}\right)} \ .$$

Знаючи площу $F_{M_4M_7N_0}$ та довжину сторони $L_{M_4N_0}$, знаходимо висоту *h*:

$$F_{M_4M_7N_0} = \frac{L_{M_4N_0}h}{2};$$

$$h = \frac{2F_{M_4M_7N_0}}{L_{M_4N_0}}.$$

Відтак кут ε рівний:

$$\varepsilon = \arcsin\left(\frac{h}{S}\right).$$

Якщо тепер розглянути трикутник $M_4M_6N_0$ (рис. 3.4), то у ньому в порівнянні з трикутником $M_4M_7N_0$ рівні сторона M_4N_0 та кут ε. Відтак можна розрахувати довжину сторони M_4M_6 за формулою косинусів:

$$L_{M_4M_6} = \sqrt{L_{M_4N_0}^2 + T^2 - 2L_{M_4N_0}T\cos\varepsilon}\,.$$

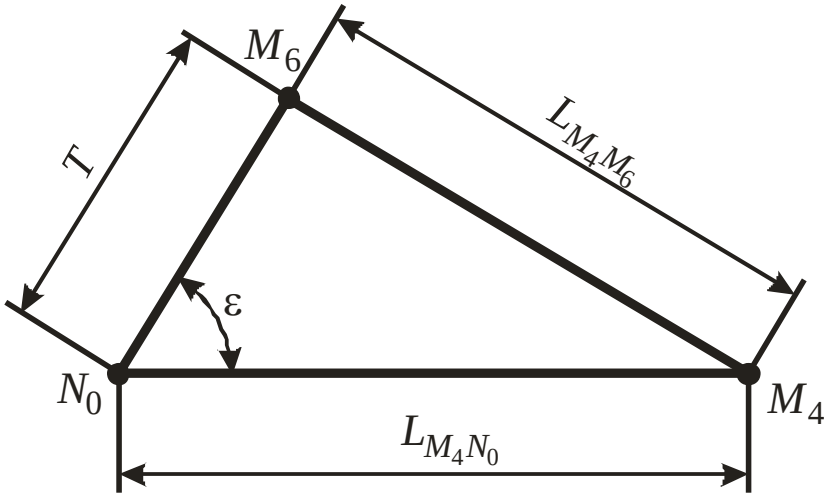


Рис. 3.4. Схема для визначення довжини $L_{M_4M_6}$

Отже, маємо всі необхідні дані для знаходження координат точки $M_6(x_6, y_6, z_6)$ методом трилатерації. Дану точку можна представити у вигляді точки перетину трьох сфер радіусами T, L_{S5} і $L_{M_4M_6}$ з центрами в точках $N_0(x_N, y_N, z_N)$, $M_5(x_5, y_5, z_5)$ і $M_4(x_4, y_4, z_4)$ відповідно.

Відстані між центрами сфер:

$$L_{N_0M_4} = \sqrt{(x_4 - x_N)^2 + (y_4 - y_N)^2 + (z_4 - z_N)^2};$$

$$L_{N_0M_5} = \sqrt{(x_5 - x_N)^2 + (y_5 - y_N)^2 + (z_5 - z_N)^2};$$

$$L_{M_4M_5} = \sqrt{(x_4 - x_5)^2 + (y_4 - y_5)^2 + (z_4 - z_5)^2}.$$

Знайдемо точку M_{05} – центр перетину сфер з радіусами T і L_{S5}. Координати цієї точки:

$$x_{05} = x_N + \alpha(x_5 - x_N);\ y_{05} = y_N + \alpha(y_5 - y_N);\ z_{05} = z_N + \alpha(z_5 - z_N).$$

Для знаходження коефіцієнту α скористаємося тим фактом, що:

$$\left|N_0M_{05}\right|^2+\left|M_{05}M_6\right|^2=T^2.$$

Аналогічно можна записати для сфери, утвореної другою штангою:

$$\left|M_5M_{05}\right|^2+\left|M_{05}M_6\right|^2=L_{S5}^2$$

Віднімемо друге рівняння від першого:

$$\left|N_0M_{05}\right|^2-\left|M_5M_{05}\right|^2=T^2-L_{S5}^2.$$

Перетворимо його:

$$\alpha^2\left|N_0M_5\right|^2-(1-\alpha)^2\left|N_0M_5\right|^2=T^2-L_{S5}^2.$$

Оскільки $N_0M_5=L_{M_5N_0}$, то:

$$\alpha^2L_{M_5N_0}^2-\left(1-2\alpha+\alpha^2\right)L_{M_5N_0}^2=T^2-L_{S5}^2;$$

$$L_{M_5N_0}^2\left(\alpha^2-1+2\alpha-\alpha^2\right)=T^2-L_{S5}^2;$$

$$2\alpha-1=\frac{T^2-L_{S5}^2}{L_{M_5N_0}^2};$$

$$\alpha=\frac{1}{2}+\frac{T^2-L_{S5}^2}{2L_{M_5N_0}^2}.$$

Шукана точка лежить у площині, яка проходить через точку M_{05} перпендикулярно відрізку N_0M_5. Тому для неї виконується рівняння даної площини:

$$(x-(1-\alpha)x_N-\alpha x_5)(x_5-x_N)+(y-(1-\alpha)y_N-\alpha y_5)(y_5-y_N)+$$

$$+(z-(1-\alpha)z_N-\alpha z_5)(z_5-z_N)=0,$$

або інакше:

$$(x_5-x_N)x+(y_5-y_N)y+(z_5-z_N)z=((1-\alpha)x_N+\alpha x_5)(x_5-x_N)+$$

$$+((1-\alpha)y_N+\alpha y_5)(y_5-y_N)+((1-\alpha)z_N+\alpha z_5)(z_5-z_N).$$

Після підстановки α отримаємо:

$$(x_5-x_N)x+(y_5-y_N)y+(z_5-z_N)z=\frac{1}{2}\left(x_5^2-x_N^2+y_5^2-y_N^2+z_5^2-z_N^2\right)+$$

$$+\frac{T^2-L_{S5}^2}{2L_{M_5N_0}^2}\left((x_5-x_N)^2+(y_5-y_N)^2+(z_5-z_N)^2\right).$$

Як було показано вище, $L_{M_5N_0}^2=(x_5-x_N)^2+(y_5-y_N)^2+(z_5-z_N)^2$. Тому:

$$(x_5-x_N)x+(y_5-y_N)y+(z_5-z_N)z=\frac{1}{2}\left(x_5^2-x_N^2+y_5^2-y_N^2+z_5^2-z_N^2\right)+\frac{T^2-L_{S5}^2}{2}.$$

Аналогічні викладки можна провести і для сфер з радіусами T і $L_{M_4M_6}$ з центрами в точках $N_0(x_N,\ y_N,\ z_N)$ і $M_4(x_4,\ y_4,\ z_4)$. Результатом буде вираз для площини, яка проходить через точку M_{04} перпендикулярно відрізку N_0M_4:

$$(x_4 - x_N)x + (y_4 - y_N)y + (z_4 - z_N)z = \frac{1}{2}\left(x_4^2 - x_N^2 + y_4^2 - y_N^2 + z_4^2 - z_N^2\right) + \frac{T^2 - L_{M_4M_6}^2}{2}.$$

Перетин двох отриманих площин дає пряму, що перпендикулярна до площини трикутника $N_0M_4M_5$. Перетин даної прямої з площиною вказаного трикутника дає точку X – основу перпендикуляра з точки M_6 на площину трикутника. Доповнивши систему рівнянням площини трикутника, отримаємо лінійну систему рівнянь для координат точки {. Рівняння площини трикутника $N_0M_4M_5$ має вид:

$$\left((y_4 - y_N)(z_5 - z_N) - (y_5 - y_N)(z_4 - z_N)\right)(x - x_N) +$$

$$+ \left((z_4 - z_N)(x_5 - x_N) - (z_5 - z_N)(x_4 - x_N)\right)(y - y_N) +$$

$$+ \left((x_4 - x_N)(y_5 - y_N) - (x_5 - x_N)(y_4 - y_N)\right)(z - z_N) = 0,$$

де $\vec{d}\begin{pmatrix} (y_4 - y_N)(z_5 - z_N) - (y_5 - y_N)(z_4 - z_N) \\ (z_4 - z_N)(x_5 - x_N) - (z_5 - z_N)(x_4 - x_N) \\ (x_4 - x_N)(y_5 - y_N) - (x_5 - x_N)(y_4 - y_N) \end{pmatrix}$ – векторний добуток N_0M_5 і N_0M_4.

Коефіцієнти при координатах шуканої точки X утворюють матрицю 3x3. Якщо центри початкових сфер не лежать на одній прямій, то така матриця невироджена і шукані координати знаходяться після застосування зворотної матриці до правої частини системи. Основна матриця Δ має вид:

$$\Omega = \begin{pmatrix} x_5 - x_N & y_5 - y_N & z_5 - z_N \\ x_4 - x_N & y_4 - y_N & z_4 - z_N \\ x_{\vec{d}} & y_{\vec{d}} & z_{\vec{d}} \end{pmatrix}.$$

Додаткові матриці отримуємо шляхом почергової заміни стовпчиків основної матриці Ω виразами вільних членів у рівняннях площин:

$$\begin{pmatrix} \dfrac{x_5^2 - x_N^2 + y_5^2 - y_N^2 + z_5^2 - z_N^2 + T^2 - L_{S5}^2}{2} \\ \dfrac{x_4^2 - x_N^2 + y_4^2 - y_N^2 + z_4^2 - z_N^2 + T^2 - L_{M_4M_6}^2}{2} \\ x_{\vec{d}} \cdot x_N + y_{\vec{d}} \cdot y_N + y_{\vec{d}} \cdot y_N \end{pmatrix}.$$

Маємо:

$$\Omega_1 = \begin{pmatrix} \dfrac{x_5^2 - x_N^2 + y_5^2 - y_N^2 + z_5^2 - z_N^2 + T^2 - L_{S5}^2}{2} & y_5 - y_N & z_5 - z_N \\ \dfrac{x_4^2 - x_N^2 + y_4^2 - y_N^2 + z_4^2 - z_N^2 + T^2 - L_{M_4M_6}^2}{2} & y_4 - y_N & z_4 - z_N \\ x_{\vec{d}} \cdot x_N + y_{\vec{d}} \cdot y_N + y_{\vec{d}} \cdot y_N & y_{\vec{d}} & z_{\vec{d}} \end{pmatrix};$$

$$\Omega_2 = \begin{pmatrix} x_5 - x_N & \dfrac{x_5^2 - x_N^2 + y_5^2 - y_N^2 + z_5^2 - z_N^2 + T^2 - L_{S5}^2}{2} & z_5 - z_N \\ x_4 - x_N & \dfrac{x_4^2 - x_N^2 + y_4^2 - y_N^2 + z_4^2 - z_N^2 + T^2 - L_{M_4M_6}^2}{2} & z_4 - z_N \\ x_{\vec{d}} & x_{\vec{d}} \cdot x_N + y_{\vec{d}} \cdot y_N + y_{\vec{d}} \cdot y_N & z_{\vec{d}} \end{pmatrix};$$

$$\Omega_3 = \begin{pmatrix} x_5 - x_N & y_5 - y_N & \dfrac{x_5^2 - x_N^2 + y_5^2 - y_N^2 + z_5^2 - z_N^2 + T^2 - L_{S5}^2}{2} \\ x_4 - x_N & y_4 - y_N & \dfrac{x_4^2 - x_N^2 + y_4^2 - y_N^2 + z_4^2 - z_N^2 + T^2 - L_{M_4M_6}^2}{2} \\ x_{\vec{d}} & y_{\vec{d}} & x_{\vec{d}} \cdot x_N + y_{\vec{d}} \cdot y_N + y_{\vec{d}} \cdot y_N \end{pmatrix}.$$

Тепер можна знайти координати точки $X(x_X, y_X, z_X)$, розділивши почергово визначники додаткових матриць на визначник основної матриці. Отже:

$$x_X = \frac{|\Omega_1|}{|\Omega|};\ y_X = \frac{|\Omega_2|}{|\Omega|};\ z_X = \frac{|\Omega_3|}{|\Omega|}.$$

Знайдемо довжину відрізка XN_0:

$$l_{XN_0} = \sqrt{(x_X - x_N)^2 + (y_X - y_N)^2 + (z_X - z_N)^2}.$$

Після розрахунку координат точки $X(x_X, y_X, z_X)$ можна знайти шукані координати точки $M_6(x_6, y_6, z_6)$:

$$x_6 = x_X + kx_{\vec{d}};\ y_6 = y_X + ky_{\vec{d}};\ z_6 = z_X + kz_{\vec{d}},$$

де $k = \dfrac{\sqrt{T^2 - l_{XN_0}^2}}{2F_{N_0M_5M_4}}$, $F_{N_0M_5M_4}$ – площа трикутника $N_0M_4M_5$, яку при відомих довжинах його сторін $L_{N_0M_4}$, $L_{N_0M_5}$ і $L_{M_4M_5}$ можна розрахувати за формулою Герона $F_{N_0M_5M_4} = \sqrt{p(p - L_{N_0M_4})(p - L_{N_0M_5})(p - L_{M_4M_5})}$, при цьому $p = (L_{N_0M_4} + L_{N_0M_5} + L_{M_4M_5})/2$ – півпериметр трикутника.

Знаючи координати точок $N_0(x_N, y_N, z_N)$ і $M_6(x_6, y_6, z_6)$, можна розрахувати кут ψ між площиною, проведеною через вісь мотор-шпинделя перпендикулярно до площини основи, та координатною площиною *XOZ*:

$$\psi = \arctan\left(\frac{y_6 - y_N}{x_6 - x_N}\right),$$

та кут φ між віссю мотор-шпинделя та віссю, нормальною до площини основи:

$$\varphi = \arcsin\left(\frac{\sqrt{(x_6 - x_N)^2 + (y_6 - y_N)^2}}{T}\right).$$

Пряму задачу кінематики для кутового положення мотор-шпинделя можна вважати розв’язаною.

3.3 Розв’язок зворотної кінематичної задачі

Координати розташування проекцій сліду руху характерних точок повзунів при їх переміщенні вздовж напрямних для механізмів приводу штанг з індексами 1, 2 і 3 на площину основи визначені при розв’язку прямої задачі кінематики для рухомої платформи методом трилатерації за заданого положення повзунів на напрямних. Тепер необхідно розв’язати обернену задачу: по заданим координатам точки N_0 на рухомій платформі визначити положення повзунів на напрямних. Координати точки N_0 знаходяться за наступних виразів:

$$x_N = x_0 + P\sin\varphi\cos\psi;$$

$$y_N = y_0 + P\sin\varphi\sin\psi;$$

$$z_N = z_0 + Q + P\cos\varphi.$$

Спочатку розрахуємо відстані між проекціями точки N_0 та сліду руху характерних точок повзунів при їх переміщенні вздовж напрямних для механізмів приводу штанг з індексами 1, 2 і 3 на площину основи:
для напрямної повзуна приводу штанги з індексом 1:

$$d_{N1} = \sqrt{x_N{}^2 + (y_N - G + R)^2};$$

для напрямної повзуна приводу штанги з індексом 2:

$$d_{N2} = \sqrt{\left(x_N - (R-G)\cos\left(\gamma - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2 + \left(y_N - (R-G)\sin\left(\gamma - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2};$$

для напрямної повзуна приводу штанги з індексом 3:

$$d_{N3} = \sqrt{\left(x_N - (G-R)\cos\left(\gamma - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2 + \left(y_N - (R-G)\sin\left(\gamma - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2}.$$

Розраховані відстані є не чим іншим, як проекцією відповідної штанги на площину основи. Приймаючи їх як один з катетів прямокутного трикутника, та знаючи гіпотенузи, якими являються довжини штанг L_{S1}, L_{S2} і L_{S3}, можна розрахувати величину іншого катета. Даний катет і буде шуканою висотою z_i розташування розрахункової точки повзуна приводу штанги на напрямній:

$$z_1 = z_N + Q + \sqrt{L_{S1}^2 - d_{N1}^2};$$

$$z_2 = z_N + Q + \sqrt{L_{S2}^2 - d_{N2}^2};$$

$$z_3 = z_N + Q + \sqrt{L_{S3}^2 - d_{N3}^2}.$$

Для розв'язку зворотної задачі визначення довжин штанг 4 і 5 при забезпеченні необхідного кутового положення мотор-шпинделя відносно рухомої платформи розрахуємо координати точки M_6 за заданих величин кутів ψ і φ:

$$x_6 = x_N + T\sin\varphi\cos\psi;$$

$$y_6 = y_N + T\sin\varphi\sin\psi;$$

$$z_6 = z_N + Q + T\cos\varphi.$$

Знаючи координати даної точки, можна знайти шукану довжину штанги 5:

$$L_{S5} = \sqrt{(x_6 - x_5)^2 + (y_6 - y_5)^2 + (z_6 - z_5)^2}.$$

Координати точки M_7 за заданих величин кутів ψ і φ розраховуються аналогічно:

$$x_7 = x_N + S\sin\varphi\cos\psi;$$

$$y_7 = y_N + S\sin\varphi\sin\psi;$$

$$z_7 = z_N + Q + S\cos\varphi.$$

Відповідно, знаючи координати даної точки, можна знайти шукану довжину штанги 4:

$$L_{S4} = \sqrt{(x_7 - x_4)^2 + (y_7 - y_4)^2 + (z_7 - z_4)^2} .$$

Зворотну задачу визначення довжин штанг 4 і 5 можна вважати розв'язаною.

3.4 Дослідження конструктивних параметрів приводів штанг змінної довжини

Теоретичне дослідження у даній роботі проводимо з метою визначення залежностей щодо розташування шарнірів штанг змінної довжини та безпосередню величини цієї довжини в приводі повороту вихідного органу. Координати розташування визначаємо для шарнірів штанг змінної довжини які розташовані на станині механізму. Визначення будемо проводити в довільній площині яка розташована перпендикулярно до робочого столу та проходить через центр координат робочого простору, тобто перетинає вісь Z від так інша координата буде визначати радіус розташування шарніру у площині віддаленій від основи робочого столу на величину координати z, довільно приймемо позначення координат розташування шарніру штанги змінної довжини у довільній площині x , z.

Теоретичні дослідження будемо проводити шляхом вивчення характеру впливу інших параметрів механізму на три означені конструктивні параметри. В якості аргументів означених функції обираємо:

- Т – відстань від центру кріплення шарніру штанги змінної довжини до центру додаткового шарніру кріплення робочого органа на рухомій платформі;

- К – коефіцієнт зміни довжини штанг;

- β – запобіжний кут у крайнему кутовому положенні робочого органу;

- φ – максимальний кут відхилення осі робочого органу від вертикальної осі.

Теоретичні дослідження будемо проводити, змінюючи лише один із зазначених конструктивних параметрів інші будемо залишати без змін. В якості константних значень приймаємо наступні:

- Т – відстань від центру кріплення шарніру штанги змінної довжини до центру додаткового шарніру кріплення робочого органа на рухомій платформі, Т=250 мм;

- К – коефіцієнт зміни довжини штанги, К=2;

- β – запобіжний кут у крайнему кутовому положенні робочого органу, β=5º;

- φ – максимальний кут відхилення осі робочого органу від вертикальної осі, φ=45 º.

Зазначені величини прийняті з урахуванням можливих параметрів реальної конструкції механізму, з аналогічних міркувань вибираємо діапазон зміни зазначених величин при дослідженні їх впливу на обрані функції, а саме:

- відстань від центру кріплення шарніру штанги змінної довжини до центру додаткового шарніру кріплення робочого органа на рухомій платформі Т=300…700 мм;

- коефіцієнт зміни довжини К=1,5…3;

- запобіжний кут у крайнму кутовому положенні робочого органу β=5…15º;

- максимальний кут відхилення осі робочого органу від вертикальної осі φ=15…75º.

Результати досліджень будемо представляти у вигляді графіків відповідних залежностей, які показані на рисунках 3.5-3.16.

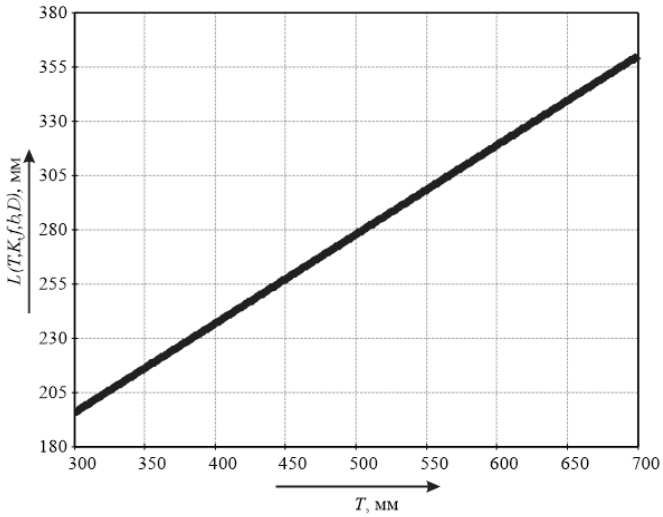


Рис. 3.5. Залежність довжини штанги від значень вильоту шарніра кріплення штанги змінної довжини T

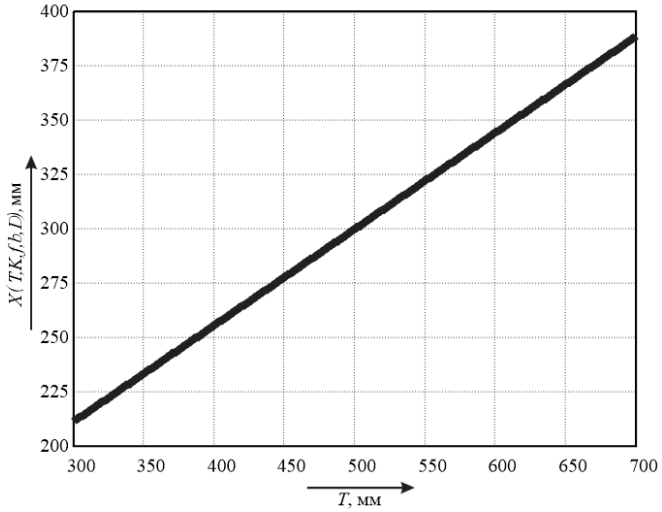


Рис. 3.6. Залежність діаметра робочої зони від значень вильоту шарніра кріплення штанги змінної довжини T

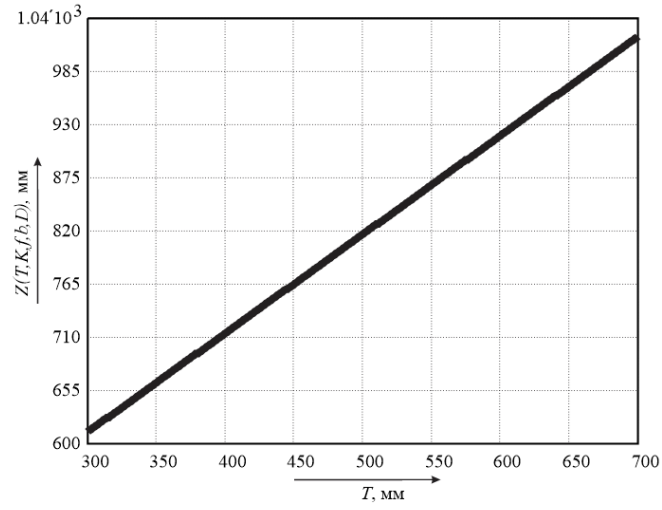


Рис. 3.7. Залежність висоти робочої зони від значень вильоту шарніра кріплення штанги змінної довжини T

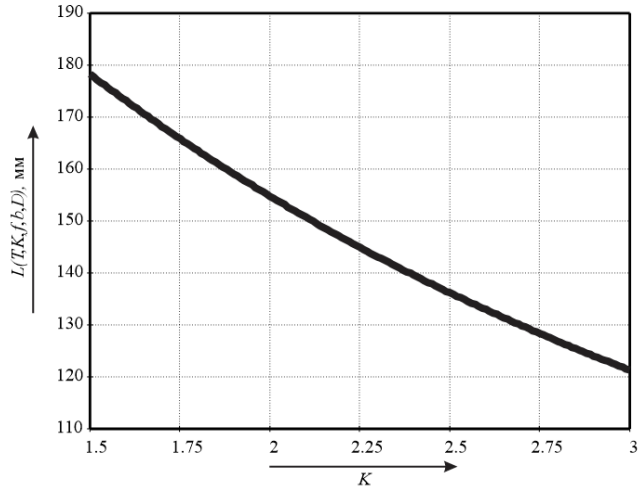


Рис. 3.8. Залежність довжини штанги від значення коефіцієнта зміни довжини штанги К

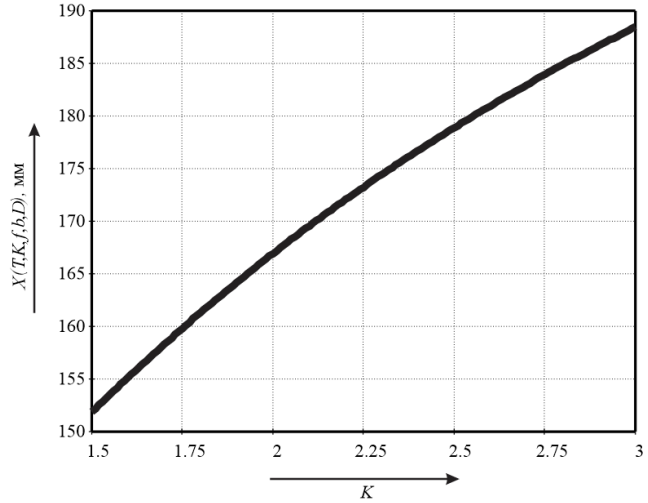


Рис. 3.9. Залежність діаметра робочої зони від значень коефіцієнта зміни довжини штанги К

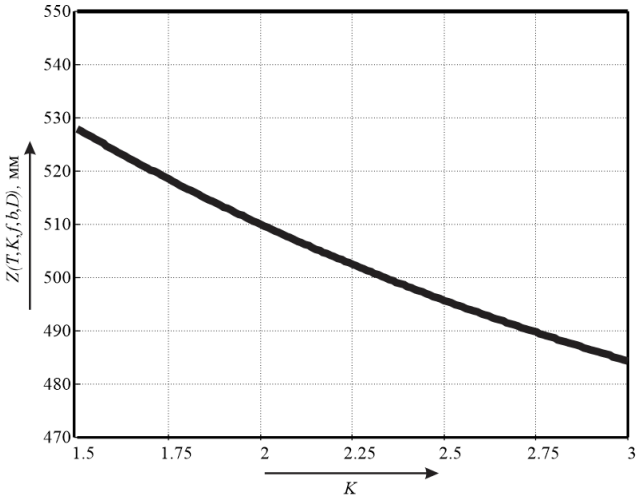


Рис. 3.10. Залежність висоти робочої зони від значень коефіцієнта зміни довжини штанги К

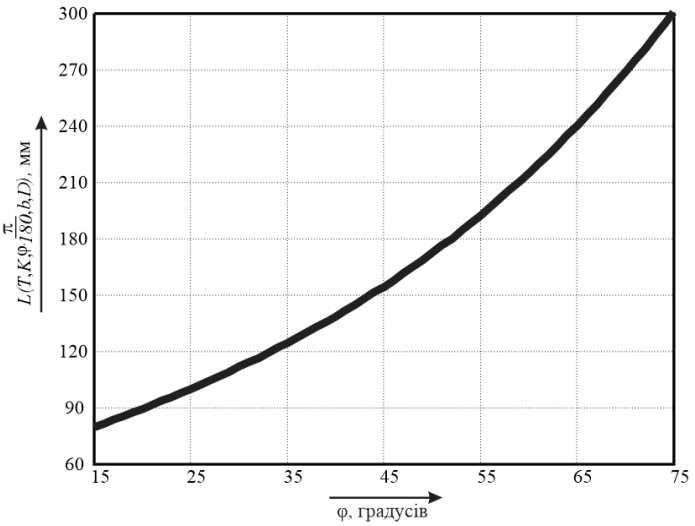


Рис. 3.11. Залежність довжини штанги від значення кута φ

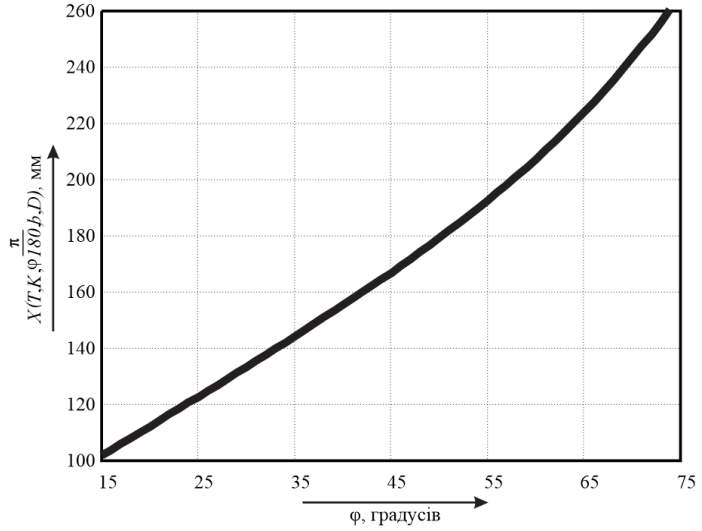


Рис. 3.12. Залежність діаметра робочої зони від значень кута φ

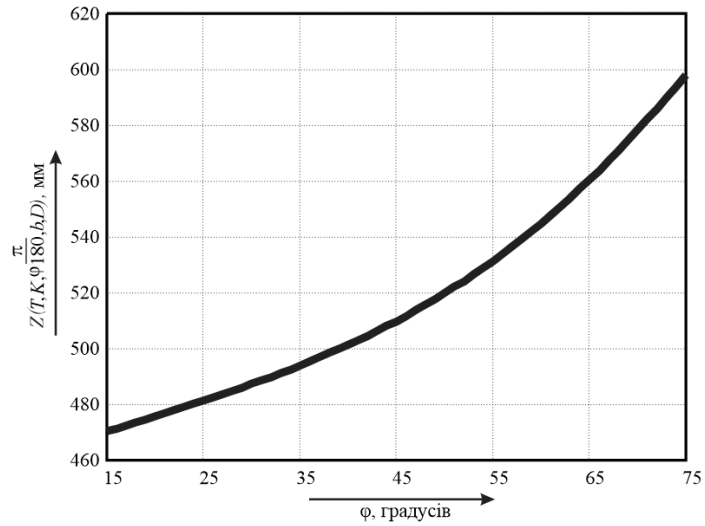


Рис. 3.13. Залежність висоти робочої зони від значень кута φ

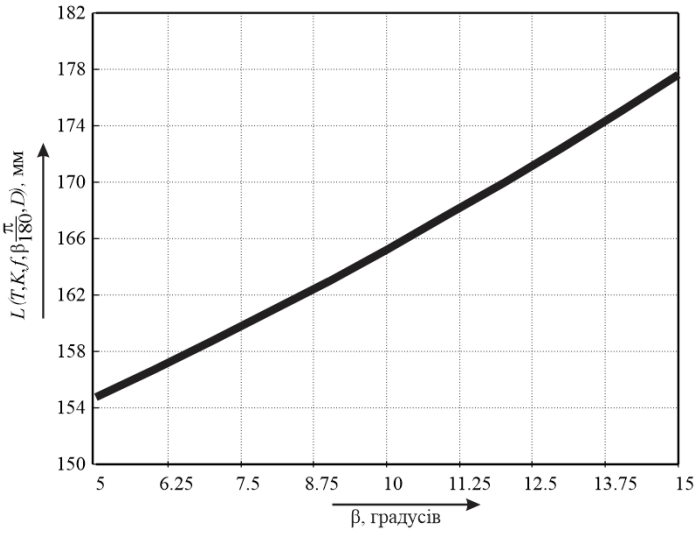


Рис. 3.14. Залежність довжини штанги від значень кута β

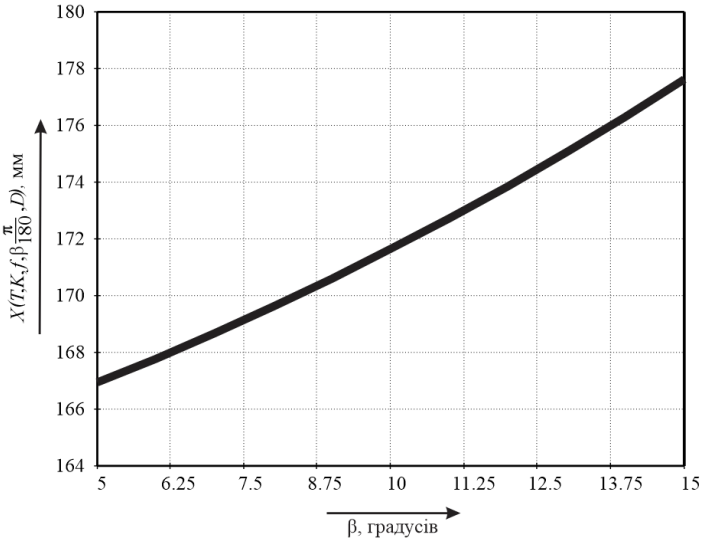


Рис. 3.15. Залежність діаметра робочої зони від значень кута β

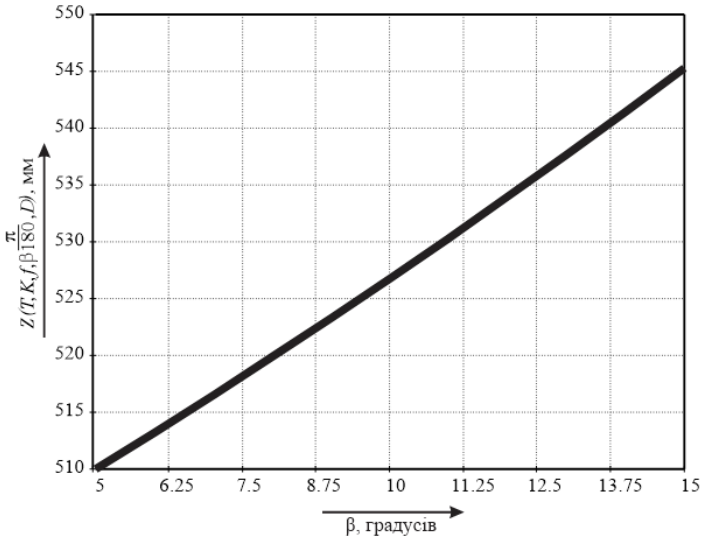


Рис. 3.16. Залежність висоти робочої зони від значень кута β

Як видно з приведених графіків 3.5, 3.6, 3.7, характер залежностей для досліджуваних величин однаково зростаючий для великих значень вильоту шарніра кріплення штанги змінної довжини Т, тому для оптимальних значень досліджуваних розмірів та габаритів механізму необхідно намагатися досягти більших значень вильоту шарніра Т.

На графіках 3.8, 3.9, 3.10 спостерігаємо різні показники, для довжини штанги та висоти розміщення її шарніру кріплення на станині при великих показниках коефіцієнта зміни довжини К зменшується значення розмірів цих величин, а для координати радіального зміщення даного шарніра – навпаки, тому необхідно використовувати збалансовані значення такого коефіцієнта.

Як видно з приведених графіків 3.11, 3.12, 3.13, характер залежностей для досліджуваних величин однаково зростаючий для великих значень величини максимального кутового відхилення осі мотор-шпинделя, тому для оптимальних значень досліджуваних розмірів та габаритів механізму необхідно намагатися досягти менших даного параметра. Оптимальними можна вважати значення кута $\varphi \approx 45°$.

Аналогічні висновки можна зробити і щодо ситуації на графіках 3.14, 3.15, 3.16, запобіжного кута нахилу штанги змінної довжини відносно осі мотор-шпинделя у крайньому його положенні. Тому приймаємо бажаний досліджуваний розмір кута $\beta \approx 5°$.

Теоретичні дослідження провели для однієї штанги змінної довжини оскільки для іншої штанги будуть аналогічні з урахуванням заміни відстані Т на відстань S, враховуючи специфіку повороту робочого органу приймаємо що площини розташування шарнірів штанг змінної довжині на станині механізму проведені також через спільну вісь Z центру координат робочого простору, повинні бути перпендикулярними. Для полегшення будови механізму координата Z прийметься рівною для обох штанг змінної довжини на більшому з двох значень.

РОЗДІЛ 4
ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

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

Метою даної випускної кваліфікаційної роботи є вдосконалення механізму паралельної структури для багатокоординатного верстата з переміщенням виконавчого органу по п’яти координатам для підвищення його рухомості й коефіцієнту використання робочого простору. Механізми з паралельною структурою мають замкнені кінематичні ланцюги і сприймають навантаження як просторові стержневі ферми, що обумовлює їх високу точність та вантажопідйомність, оскільки відсутнє поступове «нагромадження мас» на кожен з приводів подачі при послідовному їх з’єднанню. Однак, поряд з цим даному обладнанню притаманні і ряд недоліків. До розгляду буде прийнято два верстати з п’ятикоординатними механізмами паралельної структури зі штангами постійної довжини: один з кріпленням всіх штанг до вихідного органу, в якому мотор-шпиндель не змінює своєї кутової орієнтації відносно рухомої платформи, інший – нової компоновки з додатковим шарніром з двома степенями свободи, яким мотор-шпиндель з’єднаний з рухомою платформою. В останньому варіанті за рахунок більшої рухомості вихідного органа заготовка складної форми може бути оброблена за меншу кількість перевстановлень, що сприяє суттєвому зменшенню штучного часу.

Узагальнені основні техніко-економічні характеристики варіантів верстатів, що порівнюються, зведено до таблиці 4.1. Порівняння проводиться за умовно прийнятої програми випуску деталей. Нерівнозначність варіантів, що порівнюються, враховуємо підвищивши відповідні показники.

Таблиця 4.1

Загальні техніко-економічні показники базового та проектного варіантів

№ п/п	Показник	Одиниця	Варіанти	
			базовий	проект
1.	Програма випуску деталей	шт./рік	15000	15000
2.	Програма виробництва верстатів	шт./рік	10	10
3.	Штучний час обробки	хв.	24,35	24,6
4.	Площа, яку займає верстат	$м^2$	3,6	3,1
5.	Встановлена потужність електродвигунів	кВт	16	16
6.	Категорія ремонтної складності механічної/електричної частин	УРО	21/10,5	21/10,5
7.	Розряд роботи верстатника	розряд	4	4
8.	Оптова ціна верстата	грн.	570000	547000

Експлуатаційні витрати розраховуємо по кожному варіанту технологічного процесу, що його реалізують верстати з модулями даних компоновок, включаючи до неї лише ті витрати, які відрізняються у варіантах, що порівнюються [18, 19].

Розрахунок виконуємо за формулою:

$$B_{\text{е}} = \sum_{i=1}^{m} B_{\text{і}} \qquad (4.1)$$

де $B_{\text{мо}}$ – витрати на основні матеріали (залишаються незмінними в порівнюваних варіантах), грн.;

$B_{\text{з}}$ – витрати на заробітну плату основну, додаткову з відрахуваннями на соціальні потреби основних робітників, грн.;

$B_е$ – витрати на силову електроенергію, грн.;

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

$B_р$ – витрати на ремонт обладнання, грн.;

$B_п$ – витрати на утримання приміщення, грн.;

$B_а$ – витрати на амортизацію обладнання, грн.

Витрати на заробітну плату основну, додаткову з відрахуваннями на соціальні потреби (єдиний соціальний внесок):

$$B_з = C_г \frac{T_{шт}}{60} \cdot \left(1 + K_д\right) \cdot \left(1 + K_с\right) \quad (4.2)$$

$$B_З = C_Г \frac{T_{шт.}}{60} \cdot (1 + K_Д) \cdot (1 + K_С)$$

де $C_г$ - годинна тарифна ставка оператора, грн./год.;

$T_{шт}$ – час обробки деталі, хв.;

$K_д$, $K_с$ – відповідно коефіцієнти додаткової зарплати та відрахувань на соціальні потреби.

У базовому варіанті:

$$B_З^{баз} = 55{,}398 \cdot \frac{24{,}35}{60} \cdot (1 + 0{,}1) \cdot (1 + 0{,}22) = 30{,}4810 \text{ грн.}$$

В проектному варіанті:

$$B_З^{пр} = 55{,}398 \cdot \frac{24{,}6}{60} \cdot (1 + 0{,}1) \cdot (1 + 0{,}22) = 30{,}4811 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$B_е = \frac{N_в \cdot K_о \cdot K_N \cdot K_д}{\eta_м \cdot \eta_с} \cdot \frac{T_{шт}}{60} \cdot Ц_{ел} \quad (4.3)$$

де $N_в$ – встановлена потужність електродвигунів верстата, кВт;

$К_о$ – коефіцієнт одночасної роботи моторів (приймають 0,65...0,8);

$К_N$ – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю (приймають 0,6…0,7);

$К_д$ – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів верстата за часом (приймають 0,5);

$\eta_с$ – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів;

$\eta_м$ – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі підприємства;

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

$$B_e^{баз} = \frac{16 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,5}{0,88 \cdot 0,95} \cdot \frac{24,35}{60} \cdot 4,21 = 6,8528 \text{ грн};$$

$$B_e^{пр} = \frac{16 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,5}{0,88 \cdot 0,95} \cdot \frac{24,6}{60} \cdot 4,21 = 6,9374 \text{ грн.}$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$B_{дм} = \frac{M_{гв} \cdot R_м \cdot T_{шт}}{60 \cdot 100} \cdot K_п \qquad (4.4)$$

де $М_{гв}$ – годинні витрати на допоміжні матеріали на 1 УРО механічної частини всіх типів верстатів, коп.;

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

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

$$B_{дм}^{баз} = \frac{29,5 \cdot 21 \cdot 24.35}{60 \cdot 100} \cdot 1.0 = 2,0283 \text{ грн};$$

$$B_{дм}^{пр} = \frac{29,5 \cdot 21 \cdot 24,6}{60 \cdot 100} \cdot 1.0 = 2,0491 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$B_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \cdot Г_{\text{вм}} + R_{\text{е}} \cdot Г_{\text{ве}}}{F_{дрм}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60} \qquad (4.5)$$

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

$F_{\text{дрм}}$ - дійсний річний фонд часу роботи обладнання, год.;

$R_{\text{е}}$ – категорія складності ремонту електричної частини верстата, УРО

$$B_{р}^{баз} = \frac{21 \cdot 680 + 10,5 \cdot 520}{3950} \cdot \frac{24,35}{60} = 2,0239 \text{ грн.}$$

$$B_{р}^{пр} = \frac{21 \cdot 680 + 10,5 \cdot 520}{3950} \cdot \frac{24,6}{60} = 2,0489 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання приміщення:

$$B_{\text{уп}} = \frac{F_{\text{о}} \cdot K_{\text{д}} \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60} \qquad (4.6)$$

де $F_{\text{о}}$ – виробнича площа, яку займає одиниця обладнання, м^2;

$K_{\text{д}}$ – коефіцієнт, який враховує додаткову площу (на проходи, проїзди, побутові та службові приміщення):

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

$$B_{уп}^{баз} = \frac{3{,}6 \cdot 3{,}0 \cdot 480}{3950} \cdot \frac{24{,}35}{60} = 0{,}5315 \text{ грн.}$$

$$B_{уп}^{пр} = \frac{3{,}1 \cdot 3{,}0 \cdot 480}{3950} \cdot \frac{24{,}6}{60} = 0{,}4633 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію верстата:

$$B_{\text{а}} = \frac{Ф_{\text{бал}} \cdot Н_{\text{а}}}{F_{\text{дрм}} \cdot 100} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60} \qquad (4.7)$$

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

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

$$Ф_{\text{бал}} = Ц_{\text{опт}} \cdot \left(1 + К_{\text{тр}} + К_{\text{м}} + К_{\Ф}\right) \qquad (4.8)$$

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

$К_{\text{тр}}$, $К_{\text{м}}$, $К_{\Ф}$ – відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05...0,1), монтаж (0,04...0,06) та влаштування фундаменту (0,02...0,08).

$$Ф_{бал}^{баз} = 570000 \cdot (1 + 0{,}08 + 0{,}06 + 0{,}05) = 678300 \text{ грн.},$$

$$Ф_{бал}^{пр} = 547000 \cdot (1 + 0{,}08 + 0{,}06 + 0{,}05) = 650930 \text{ грн.},$$

$$B_{а}^{баз} = \frac{678300 \cdot 15}{3950 \cdot 100} \cdot \frac{24{,}35}{60} = 10{,}4321 \text{ грн.},$$

$$B_a^{пр} = \frac{650930 \cdot 15}{3950 \cdot 100} \cdot \frac{24,6}{60} = 10,1347 \text{ грн.},$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Експлуатаційні витрати (собівартість обробки)

№ п/п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проект
1.	Заробітна плата основна, додаткова з відрахуваннями у соціальні фонди	$B_з$	30,4810	30,4811
2.	Силова електроенергія	$B_е$	6,8528	6,9374
3.	Допоміжні матеріали	$B_{дм}$	2,0283	2,0491
4.	Ремонт обладнання	$B_р$	2,0239	2,0489
5.	Утримання приміщення	$B_{уп}$	0,5315	0,4633
6.	Амортизація обладнання	$B_а$	10,4321	10,1347
Всього експлуатаційних витрат		$B_е$	52,3496	52,1145

4.2 Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект, який отримує підприємство-споживач, розраховуємо за формулою:

$$E_р = (B_e^{баз} - B_e^{пр}) \cdot N_з - E_н \cdot (Ф_{бал}^{пр} \cdot Q_{пр} - Ф_{бал}^{баз} \cdot Q_{баз}), \qquad (4.9)$$

де $N_з$ – річна програма виробництва продукції, шт./рік;

$E_н$ – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ($E_н$=0,16);

$К_д$ - додаткові капітальні витрати, грн.:

$$К_д = Ф_{бал}^{пр} \cdot Q_{пр} - Ф_{бал}^{баз} \cdot Q_{баз}, \quad (4.10)$$

де $Ф_{бал}^{пр}, Ф_{бал}^{баз}$ - балансова вартість відповідно проектного та базового верстатів, грн.;

$Q_{баз}$, $Q_{пр}$ – потреба у верстатах відповідно в базовому і проектному варіантах для виконання річної програми випуску деталей:

$$Q = \frac{N_з \cdot T_{шт}}{F_{дрм} \cdot 60 \cdot К_{вн}}, \quad (4.11)$$

де $К_{вн}$ – коефіцієнт виконання норм часу ($К_{вн}$=1,0...1,06),

У базовому варіанті:

$$Q_{баз} = \frac{15000 \cdot 24{,}35}{3950 \cdot 60 \cdot 1{,}01} = 1{,}52 \approx 2;$$

в проектному варіанті:

$$Q_{баз} = \frac{15000 \cdot 24{,}6}{3950 \cdot 60 \cdot 1{,}01} = 1{,}53 \approx 2.$$

Тобто в базовому та проектному варіантах потрібно по дві одиниці обладнання з коефіцієнтами завантаження відповідно:

$$\eta_{з.баз} = \frac{2}{2} = 1 \text{ та } \eta_{з.баз} = \frac{2}{2} = 1.$$

$$К_д = 678300 \cdot 2 - 650930 \cdot 2 = 54740 \text{ грн.}$$

Таким чином, річний економічний ефект складає:

$$E_p = (52{,}3496 - 52{,}1145) \cdot 15000 - 0{,}16 \cdot (650930 \cdot 2 - 678300 \cdot 2) = 12284.9 \text{ грн.}$$

У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників проекту (табл. 4.3).

Таблиця 4.3

Підсумкові техніко-економічні показники базового та проектного варіантів

№ п/п	Показники	Одиниця	Базовий варіант	Проект	Зміна, % (+,-)
1.	Потреба у верстатах	шт./рік	2	2	–
2.	Річний випуск виробів	шт./рік	15000	15000	–
3.	Штучний час обробки виробу	хв.	24,35	24,6	-1,0
4.	Оптова ціна верстату	грн.	570000	547000	+4,2
5.	Балансова вартість верстату	грн.	678300	650930	+4,2
6.	Собівартість одиниці обробки із застосуванням верстату	грн.	52,3496	52,1145	+0,45
7.	Капітальні витрати на реалізацію варіанту	грн.	678300	650930	+4,2
8.	Річний економічний ефект у споживача	грн.	–	12284.9	–

ВИСНОВКИ

У даній випускній кваліфікаційній роботі для освітнього ступеня «магістр» розв’язане важливе науково-технічне завдання вдосконалення механізму паралельної структури для багатокоординатного верстата з переміщенням виконавчого органу по п’яти координатам для підвищення його рухомості і забезпечення повної, як у верстатів традиційного виконання, технологічної рухомості його вихідного органу.

При розв’язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

– проаналізувати існуючі схеми побудови механізмів паралельної структури та здійснити пошук шляхів збільшення коефіцієнта використання робочого простору;

– розробити методику синтезу механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини для забезпечення заданої рухомості виконавчого органа;

– здійснити визначення розташування напрямних повзунів штанг та довжин самих штанг запропонованої компоновки механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини;

– провести теоретичні дослідження з метою мінімізації габаритних розмірів запропонованого механізму;

– поставити і розв’язати пряму та зворотну задач кінематики для запропонованої компоновки механізму;

– розробити рекомендації щодо проектування запропонованого механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної довжини та штангами змінної довжини.

Як видно з результатів проведених теоретичних досліджень, характер залежностей для досліджуваних величин однаково зростаючий для великих значень вильоту шарніра кріплення штанги змінної довжини відносно центру проміжного шарніру робочого органу, тому для оптимальних значень

досліджуваних розмірів та габаритів механізму необхідно намагатися досягти більших значень даної величини.

Для довжини штанги механізму повороту мотор-шпинделя та висоти розміщення її шарніру кріплення на станині при великих показниках коефіцієнта зміни довжини зменшується значення розмірів цих величин, а для координати радіального зміщення даного шарніра – навпаки, тому необхідно використовувати збалансовані значення такого коефіцієнта.

Характер залежностей для досліджуваних величин однаково зростаючий для великих значень величини максимального кутового відхилення осі мотор-шпинделя, тому для оптимальних значень досліджуваних розмірів та габаритів механізму необхідно намагатися досягти менших даного параметра. Оптимальними можна вважати значення кута $\varphi \approx 45°$.

Аналогічні висновки можна зробити і щодо запобіжного кута нахилу штанги змінної довжини відносно осі мотор-шпинделя у крайньому його положенні.

В роботі проведено економічне обґрунтування впровадження результатів досліджень при конструюванні, виробництві та експлуатації даного механізму паралельної структури з комбінацією штанг постійної та змінної довжини та додатковим шарніром у вихідному його органі. Очікуваний економічний ефект у споживача 12284 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Новости приводной техники. В журнале «Вестник машиностроения», № 1 – 9, 1996.

2. Беленький Ю.М., Гравве В.В., Шебанов А.В. Бесконтактные моментные двигатели серии ДБМ. // №10, 1998.

3. Positioning Control Systems and Drivers. Compumotor Division, USA, 1994.

4. Тезисы докладов I Международной конференции по автоматизованому электроприводу. – СПБ.: С-Петербургский государственный электротехнический університет, 1995.

5. Мехатронные модули движения – приводы машин нового поколения // Бюллетень «Новые технологии», № 1 – 10, 1998.

6. Босинзон М.А., Черпаков Б.И. Электропиводы на базе линейных двигателей для станков на выставке 12.ЕМО // СТИН , №11, 1998.

7. Бушуев В.В. Мехатронные системы в станках // СТИН , № 9 – 10, 1998.

8. Дистанционно управлямые роботы и манипуляторы / Под ред. В.С. Кулешова. – М.: Машиностроение, 1986.

9. Hadorn M., Weikert S.Control for Machine Tools with non - linear kinematic // IWF, lnstitut fur Werkzeugmaschinen und Fertigung ETH Zentrum, Tannenstrasse 3, 8092 Zurich.

10. Honegger M. Nonlinear adaptive control of a 6 DOF paral1el manipulator / Institute of Robotics, ETH Zurich, Switzerland .

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

12. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: / Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Кириченко А.М. та ін. / Під ред, Ю.М. Кузнецова. Навч. посібник для ВНЗ У 3-х част. - Кіровоград, 2003. - Частина Н. Проектування та дослідження вузлів агрегатно-модульного технологічного обладнання. - 286 С.

13. Обрабатывающее оборудование нового поколения. Концепция проектирования / ЕЛ. Афонин, А.Ф. Крайнев, В.Е. Ковалев и др.; Под ред. ВЛ. Афонина. - М.: Машиностроение, 2001.-256 с.

14. Zhou K., Mao D., Tao Z. Kinematic Analysis and Application Research on a High-Speed Travelling Double Four-Rod Spatial Parallel Mechanism // Int J Adv Manuf Technol (2002) 19: P. 873-878.

15. Tang X., Wang J., Gao M. Kinematic calibration of gantry hybrid machine tool based on estimation error and local measurement information // Int J. Adv. Manuf. Technol. (2005) 26: 382-390.

16. Патент України № 114304 B 23 Q 5/00 Привод переміщення вихідного органа верстата з п’ятьма штангами А.І. Гречка, А.М. Кириченко, Аль-Ібрахімі Метак М.А. Опубл. 10.03.2017.

17. Пат. на кор. модель 122703 Україна, МПК (2006) B23Q5/32 (2006.01), B23Q5/00. 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.

18. Расчет экономической эффективности новой техники. Справочник /Под ред. К.М. Великанова – Л.: Машиностроение, 1975. – 432 с.

19. Расчет экономической эффективности новой техники. Справочник (2-е издание – дополненное и переработанное) /Под ред. К.М. Великанова – Л.: Машиностроение, 1990. – 432 с.

20. Економічні та організаційно-планові розрахунки при обґрунтуванні доцільності розробки нових виробів //Укладачі: Журило І.В., Полтавець М.М. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 40 с.

21. Системи управління гігієною та безпекою праці. Вимоги: (OHSAS 18001:2007, IDT): ДСТУ OHSAS 18001:2010 – [Чинний від 2011-01-01]. – К.: Держспожив- стандарт України, 2011. – 20 с.– (Національний стан- дарт України).

22. Гогіташвілі Г.Г. Управління охороною праці та ризиком за міжнародними стандартами: Навч. посіб. / Г.Г. Гогіташвілі, Є.Т. Карчевські, В.М. Лапін. – К.:Знання, 2007. – 367 с.

23. Рекомендації щодо підвищення ефективності управління ризиками виникнення нещасних випадків та професійних захворювань на рівні підприємства, галузі, держави. – К.: Основа, 2004. – 15 с

24. ГОСТ 12.2.032-78 "ССБТ. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования"

25. ГОСТ 12.2.033-78 "ССБТ. Рабочее место при выполнении работ стоя. Общие эргономические требования"

26. Наказ Держнаглядохоронпраці України від 26.01.2005 N 15

27. ГОСТ 12.2.003-91 та ГОСТ 12.2.062-81 "Оборудование производственное. Ограждения защитные"

28. ГОСТ 12.2.003-91, ГОСТ 12.2.009-80 "ССБТ. Станки металлообрабатывающие. Общие требования безопасности"

29. ДСТУ 2752-94 "Устаткування метало- та деревообробне. Верстати металорізальні. Вимоги безпеки"

30. Ушаков А.И. Курс теории надёжности систем / А.И. Ушаков // - М., ДРОФА, 2008. - 239 с.

31. Бойко А.І. Вплив оператора на надійність систем «людина-машина-середовище»/ А.І. Бойко, А.В. Новицький, З.В. Ружило, А.З. Ружило // ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, ХНТУСГ, 2011. – Вип. 114. – С. 103 – 108.

32. Ковальчук А.В. Вдосконалення механізму паралельної структури для багатокоординатного верстата./ А.В. Ковальчук, А.І. Гречка, В.С. Лесь – ЦНТУ, 2018 – 92 с.

33. Трилатерація https://uk.wikipedia.org/wiki/Трилатерація

1. Вайнштейн, И.В. Экспериментальные исследования жесткости пятикоординатного станка с параллельной кинематикой/ И.В. Вайнштейн, Н.А. Серков, Р.О. Сироткин, А.А. Мерзляков// СТИН – 2009 - № 1. - С. 6-11

2. Кузнецов, Ю. Н. Компоновки станков с механизмами параллельной структуры/ Ю. Н. Кузнецов, Д. А. Дмитриев, Г. Е. Диневич // Под ред. Ю. Н. Кузнецова. ¬ Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2010. ¬ 471 с. 3. Merlet, J.P. Parallel Robots (Solid Mechanics and Its Applications / J.P. Merlet. – Berlin:Springer, 2006. – 394 p. 4. Пат.RU 115276 B23Q1/00. Параллельный механизм / Щелкунов Е.Б., Щелкунова М.Е., Виноградов С.В., Самар Е.В. - № 2011134223/02; Заявлено 15.08.2011; Опубл. 27.04.2012. 5. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012615042 Программа для решения прямой и обратной задач кинематики для оборудования платформенного типа / Самар Е.В., Щелкунов Е.Б., Просолович А.А. № 2012612058 Заявлено 23.03.2012; Зарегистрировано. 06.06.2012.