

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Центр заочної та дистанційної освіти
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на здобуття освітнього ступеня «Магістр»
за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

на тему:

**«Дослідження реакцій штанг механізму
паралельної структури з п'ятьма приводами та
неспіввісними шарнірами поворотного робочого
органу»**

**«Study of the reactions of the rods of the
mechanism of parallel structure with five drives and
non-aligned hinges of the rotary working part»**

Виконавець: _____ ст. гр. ГМ(МВ)-20МЗ Чорновіл О.В.

Керівник: _____ к.т.н., доц. Гречка А.І.

Рецензент: _____ / _____ /

Зав. каф. _____ к.т.н., доц. Гречка А.І.

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Центр заочної та дистанційної освіти
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	другий (магістерський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	133 Галузеве машинобудування
Освітньо-наукова програма	Металорізальні верстати та системи

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР

А. І. Гречка

«___» _____ 20__ р.

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

Чорновіл Олени Василівни

(прізвище, ім'я, по батькові)

- Тема роботи: Дослідження реакцій штанг механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу
- Керівник роботи: к.т.н., доц. Гречка А.І.
- Строк подання роботи до захисту 1 грудня 2021 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Метою роботи є дослідження реакцій штанг механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу шляхом встановлення раціональних параметрів схеми силового навантаження.

Завдання:

- проаналізувати існуючі схеми побудови механізмів паралельної структури з п'ятьма приводами;
- синтезувати схему механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу;
- поставити і розв'язати зворотну кінематичну задачу для запропонованої компоновки механізму паралельної структури з п'ятьма приводами;
- розробити схеми навантаження механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу в залежності від напрямку сил технологічного опору;
- провести теоретичні дослідження величин реакцій штанг механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу та визначити раціональні параметри схеми його навантаження;
- розрахувати економічну ефективність від впровадження результатів проведених досліджень.

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.	11.09	вик.
2.	Огляд літературних джерел.	21.09	вик.
3.	Розробка 3D моделі загального вигляду.	28.09	вик.
4.	Розробка схем визначення довжин штанг.	05.10	вик.
5.	Аналітичне визначення довжин штанг.	12.10	вик.
6.	Визначення габаритних розмірів механізму.	19.10	вик.
7.	Розв'язок задач кінематики.	26.10	вик.
8.	Розробка схем навантаження.	02.11	вик.
9.	Визначення реакцій в штангах	09.11	вик.
10.	Оформлення графічної частини роботи.	16.11	вик.
11.	Розрахунок економічної ефективності.	23.11	вик.
12.	Оформлення пояснювальної записки.	30.11	вик.
13.	Здача роботи на кафедрі.	01.12	вик.

Дата видачі завдання « ____ » _____ 20__ р.

Керівник роботи _____ А.І. Гречка
(підпис)

Завдання прийнято до виконання « ____ » _____ 20__ р.

Студентка _____ О.В. Чорновіл
(підпис)

Анотація

Чорновіл О.В. Дослідження реакцій штанг механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу. Випускна кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «магістр» – ЦНТУ, 2021.– 87 с., 37 іл., 19 бібліогр.

Синтезовано схему навантаження механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу. Визначено можливий варіант напрямку дії рівнодійної технологічного опору і проведено теоретичне дослідження внутрішніх силових факторів, що дозволяє вибрати раціональні конструктивні параметри механізму.

Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів досліджень при конструюванні, виробництві та експлуатації даного механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу у споживача становить 47956 грн., строк окупності додаткових капітальних витрат – 2 роки.

ВСТУП

РОЗДІЛ 1 МЕХАТРОННІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ В
ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ

- 1.1 Області застосування та концепція будови мехатронних систем
- 1.2 Існуюче багатокоординатне обладнання паралельної структури
- 1.3 Опис прототипа для проведення теоретичних досліджень
- 1.4 Мета і задачі досліджень

РОЗДІЛ 2 СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ
НА УМОВАХ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ 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 РОЗРАХУНКИ РЕАКЦІЙ В ШТАНГАХ МЕХАНІЗМУ
ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

- 3.1 Розв'язок зворотної кінематичної задачі
- 3.2 Схеми навантаження механізму
- 3.3 Дослідження внутрішнього силового навантаження в штангах механізму

РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІД
ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВОГО
ДОСЛІДЖЕННЯ

- 4.1 Визначення експлуатаційних витрат, які припадають на
одиницю продукції в базовому та проєктному варіантах
- 4.2 Розрахунок показників економічної ефективності

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ВСТУП

Актуальність роботи. Машинобудівна індустрія України безперервно розвивається, а отже потребує постійного контролю і вдосконалення технологічного обладнання, що використовує принципи мехатроніки. Однією з сучасних світових тенденцій розвитку машинобудування є створення технологічного обладнання з паралельною кінематикою, побудованого на основі просторових механізмів паралельної структури. Порівняно із застосуванням традиційних верстатів з ЧПУ або роботизованих комплексів, верстати з паралельною кінематикою мають безліч переваг, оскільки перші все частіше виявляються малоефективним для вирішення завдань обробки поверхонь складної геометрії і формування цих поверхонь робочим інструментом, подачею команд від керуючого комп'ютера.

Однією з головних переваг механізмів, побудованих на основі паралельних кінематичних структур є відносно проста конструктивна реалізація зразків, які мають декілька степенів вільності вихідного органу. Завдяки такій його рухомості є можливим виконання технологічним обладнанням великої кількості функцій, але є певні недоліки у її реалізації. В механізмах з паралельною структурою при спрощенні кінематичних зв'язків реалізація просторової рухомості зростає. При детальному розгляді маємо технологічну недоцільність повороту виконавчого органу такого механізму навколо осі шпинделя. Цим пояснюється більш інтенсивний розвиток останнім часом верстатів з рухом вихідного органу по п'ятьом координатам (пентаглайдів і пентаподів) у порівняння з шестикоординатними механізмами - гексаглайдами і гексаподами.

Одними з чинників, які є складовими навантаження шарнірних з'єднань механізму та безпосередньо впливають на міцність машини є внутрішні силові фактори. Їхній розрахунок є найпершим завданням при аналізі такого технологічного обладнання. Дослідження силового навантаження п'ятикоординатного механізму паралельної структури та

встановлення його раціональних параметрів є актуальним науково-технічним завданням, що становить науковий інтерес та практичну цінність.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є дослідження реакцій штанг механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу шляхом встановлення раціональних параметрів схеми силового навантаження. Поставлена мета досягнута шляхом вирішення таких задач:

- аналіз існуючих схем побудови механізмів паралельної структури з п'ятьма приводами;
- синтез схеми механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу;
- постановка і розв'язок зворотної кінематичної задачі для запропонованої компоновки механізму паралельної структури з п'ятьма приводами;
- розробка схеми навантаження механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу в залежності від напрямку сил технологічного опору;
- проведення теоретичних досліджень величин реакцій штанг механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу та визначити раціональні параметри схеми його навантаження.

Додатково до поставленої мети вирішено наступну задачу:

- розрахунок економічну ефективність від впровадження результатів проведених досліджень.

Об'єкт дослідження – схема навантаження механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу.

Предмет дослідження - параметри внутрішніх силових факторів схеми навантаження механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу.

Практичне значення – синтезовано схему механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу, розв'язано кінематичні задачі, розроблено схеми навантаження зазначеного механізму та проведено теоретичні дослідження розподілу внутрішніх силових факторів, що виникають у його штангах.

Особистий внесок – проведено теоретичні дослідження та запропоновано практичні рекомендації щодо вибору раціональних конструктивних параметрів при проектуванні механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу.

РОЗДІЛ 1

МЕХАТРОННІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ В ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ

1.1 Області застосування та концепція будови мехатронних систем

Мехатронні пристрої – це видатний в останні десятиліття клас машин або вузлів машин, що базується на використанні в них досягнень точної механіки, електроприводу, електроніки, комп'ютерного управління. Хоча всі ці елементи можна зустріти у величезній кількості традиційної техніки, все ж можна виділити ряд ознак мехатронного пристрою до яких можна віднести наступні[2,3]:

1. Наявність інтеграції наступних функціональних елементів:

- вихідної механічної ланки (ВМЗ), що виконує зовнішні функції мехатронного пристрою;
- двигуна вихідної ланки з механізмом передачі руху до ВМЗ;
- підсилювача-перетворювача енергії харчування двигуна (УПЕП);
- пристрою цифрового програмного керування приводом;
- інформаційної системи, яка контролює стан зовнішнього світу і внутрішніх параметрів мехатронного пристрою.

2. Мінімум перетворень інформації і енергії (наприклад, пряме цифрове управління без редукторним приводом) - принцип мінімуму перетворень.

3. Використання одного і того ж елемента мехатронного пристрою для реалізації декількох функцій (наприклад, параметри двигуна (струм, протидія ЕРС) використовуються для вимірювання його моменту і швидкості) - принцип поєднання функцій.

4. Проектування функцій різних елементів мехатронного пристрою таким чином, щоб цілі службового призначення виробу досягалися спільним виконанням цих функцій без їх дублювання і з максимальним ефектом (принцип синергетики).

5. Об'єднання корпусів вузлів мехатронного пристрою - принцип поєднання корпусів.

Враховуючи ці параметри, до основних переваг мехатронних пристроїв в порівнянні з традиційними засобами автоматизації слід віднести:

- відносно низьку вартість завдяки високому ступеню інтеграції, уніфікації та стандартизації всіх елементів і інтерфейсів;
- високу якість реалізації складних і точних рухів внаслідок застосування методів інтелектуального управління;
- високу надійність, довговічність і перешкодозахищеність;
- конструктивну компактність модулів (аж до мініатюризації в мікромашини),
- поліпшені масогабаритні і динамічні характеристики машин внаслідок спрощення кінематичних ланцюгів;
- можливість комплексування функціональних модулів в складні мехатронні системи і комплекси під конкретні завдання замовника.

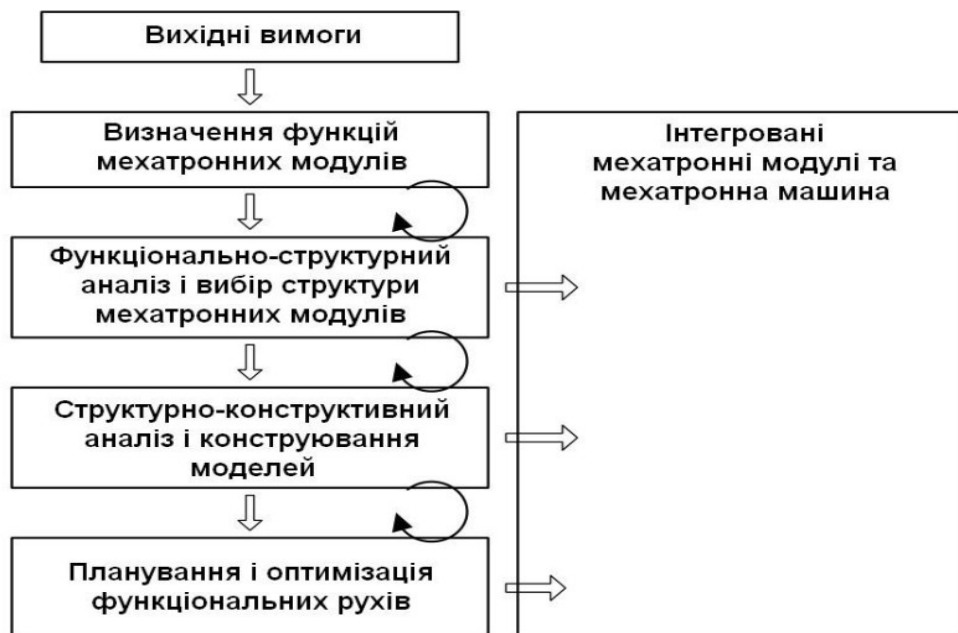


Рис. 1.1. - Процедура проєктування інтегрованих мехатронних машин

У наш час мехатроніка широко застосовується у таких сферах:

- електроенергетиці (у конструкціях машин і механізмів електроживлення та електроспоживання);
- транспортному машинобудуванні (залізничний та міський транспорт, нетрадиційні транспортні засоби, авіакосмічна техніка, загально-промислові механізми тощо);
- машинобудуванні (автоматизоване машинобудування, електронне та енергетичне, верстатобудування, тощо);
- робототехніці різного призначення;
- приладобудуванні (контрольно-вимірювальні пристрої та машини, офісна техніка, навігаційні прилади, обчислювальна техніка);
- мікроелектромеханічних системах (мікромашини, мікророботи тощо);
- нанотехнології (мікроскопи, зонди, машини з мікромеханічними обробками поверхонь деталей тощо);
- побутової техніки (автономні пилососи, швейні, пральні, посудомийні машини, холодильні установки);
- медичному та спортивному обладнанні (біоелектричні й екзоскелетні протези для інвалідів, тренажери, масажери, вібратори тощо);
- фото- й відеотехніки (пристрої фокусування відеокамер, програвачі відеодисків тощо);
- поліграфічних машинах;
- інтелектуальних атракціонах.

Цей список може бути розширений. Ринок мехатронної техніки динамічно розвивається та має стійку тенденцію до зростання.

У багатьох областях техніки МС приходять на зміну традиційним механічним машинам, які вже не відповідають сучасним якісним вимогам. Мехатронний підхід в побудові машин нового покоління полягає в перенесенні функціонального навантаження від механічних вузлів до інтелектуальних, електронних, комп'ютерних інформаційних компонентів,

які легко перепрограмовуються під нове завдання і при цьому є відносно дешевими. Аналіз виробничих машин показує що частка механічної частини скоротилася з 70% на початку 90-х років до 25-30% в даний час. Принципово важливо підкреслити, що мехатронний підхід в проєктуванні передбачається не розширенням, а саме заміщенням функцій, що традиційно виконуються механічними елементами системи на електронні та комп'ютерні блоки.

Принципово важливо, що тенденція переходу від чисто механічних до мехатронних технологій в сучасному машинобудуванні не закриває механіку. Навпаки стимулює її розвиток на тлі з інтелектуальними компонентами в рамках єдиної мехатронної системи. Системний підхід диктує нові вимоги до вбудованих механічних і гібридних компонентів, що в свою чергу веде до розвитку нових технологій і конструкторських рішень в області механіки.

Методологічною основою розробки мехатронних систем слугують методи паралельного проєктування (concurrent engineering methods) [3,5]. При традиційному проєктуванні машин із комп'ютерним управлінням послідовно проводиться розробка механічної, електронної, сенсорної та комп'ютерної частин системи, а потім вибір інтерфейсних блоків. Основою сучасних методів мехатроніки є синергетична інтеграція (об'єднання) структурних елементів, технологій, енергетичних та інформаційних потоків для досягнення єдиної мети. Синергетична інтеграція елементів при проєктуванні мехатронних виробів заснована на трьох базових принципах:

- реалізації виробів із мінімально можливою кількістю структурних і конструктивних елементів шляхом об'єднання їх (двох і більше) в єдині багатофункціональні модулі (блоки);
- вибору інтерфейсів (зв'язків між блоками) як локальних точок інтеграції та виключення надлишкових структурних блоків та інтерфейсів;
- перерозподілу функцій у мехатронній системі від апаратних блоків до інтелектуальних (комп'ютерних, інформаційних, програмних) компонентів.

Ступінь інтеграції мехатронної системи є однією з головних класифікаційних ознак у мехатроніці. Відповідно до цієї ознаки можна

розділяти мехатронні системи за рівнями або за їхніми поколіннями, якщо розглядати їх появу на ринку наукомісткої продукції історично. Мехатронні модулі першого рівня являють собою об'єднання тільки двох вихідних елементів. Типовим прикладом модуля першого покоління може служити "мотор-редуктор" (рис.1.2), де редуктор і керований двигун випускаються як єдиний функціональний елемент. Мехатронні системи на основі цих модулів знайшли широке застосування при створенні різних засобів комплексної автоматизації виробництва (конвеєрів, транспортерів, поворотних столів, допоміжних маніпуляторів)

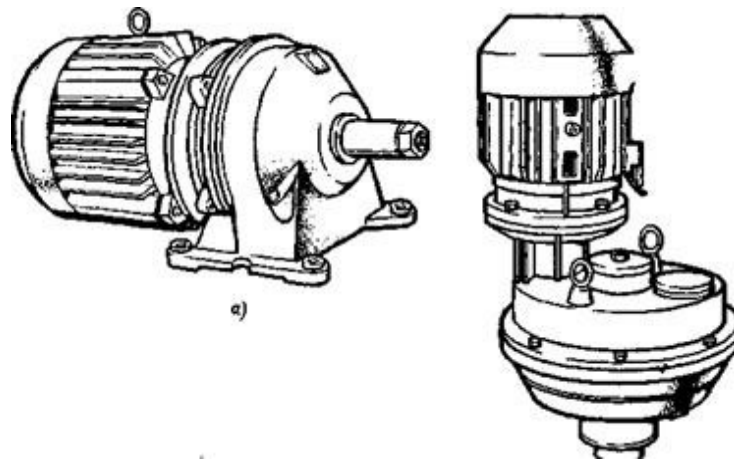


Рис. 1.2. Загальний вигляд мотор-редуктора:

а) – горизонтального, б) – вертикального

Мехатронні модулі другого рівня з'явилися в 80-х роках у зв'язку з розвитком нових електронних технологій, які дозволили створити мініатюрні датчики і електронні блоки для обробки їх сигналів. Об'єднання приводних модулів з зазначеними елементами привела до появи мехатронних модулів руху[3], (структура сучасного електропривода промислового механізму показана на рис.1.3), склад яких повністю відповідає введеному вище визначенню, коли досягнута інтеграція трьох пристроїв різної фізичної природи: механічних, електричних та електронних. На базі мехатронних модулів даного класу створені керовані енергетичні машини (турбіни і

генератори), верстати і промислові роботи з числовим програмним управлінням.

Розвиток третього покоління мехатронних систем обумовлено появою на ринку порівняно недорогих мікропроцесорів і контролерів на їх базі та направлено на інтелектуалізацію всіх процесів, що протікають в мехатронній системі, в першу чергу - процесу управління функціональними рухами машин і агрегатів. Мехатронні модулі різного рівня наведені на рисунку 1.4. Одночасно йде розробка нових принципів і технологій виготовлення високоточних і компактних механічних вузлів, а також нових типів електродвигунів (в першу чергу високомоментних, безколекторних і лінійних), датчиків зворотного зв'язку і інформації. Синтез нових прецизійних, інформаційних і вимірювальних наукомістких технологій дає основу для проектування і виготовлення інтелектуальних мехатронних модулів і систем.

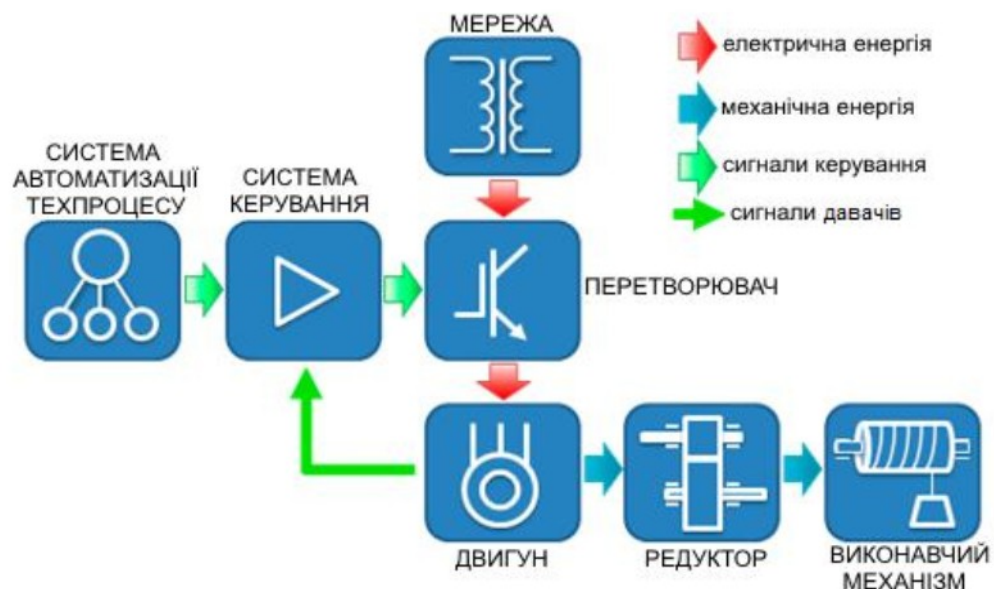


Рис. 1.3. Структура сучасного електропривода промислового механізму

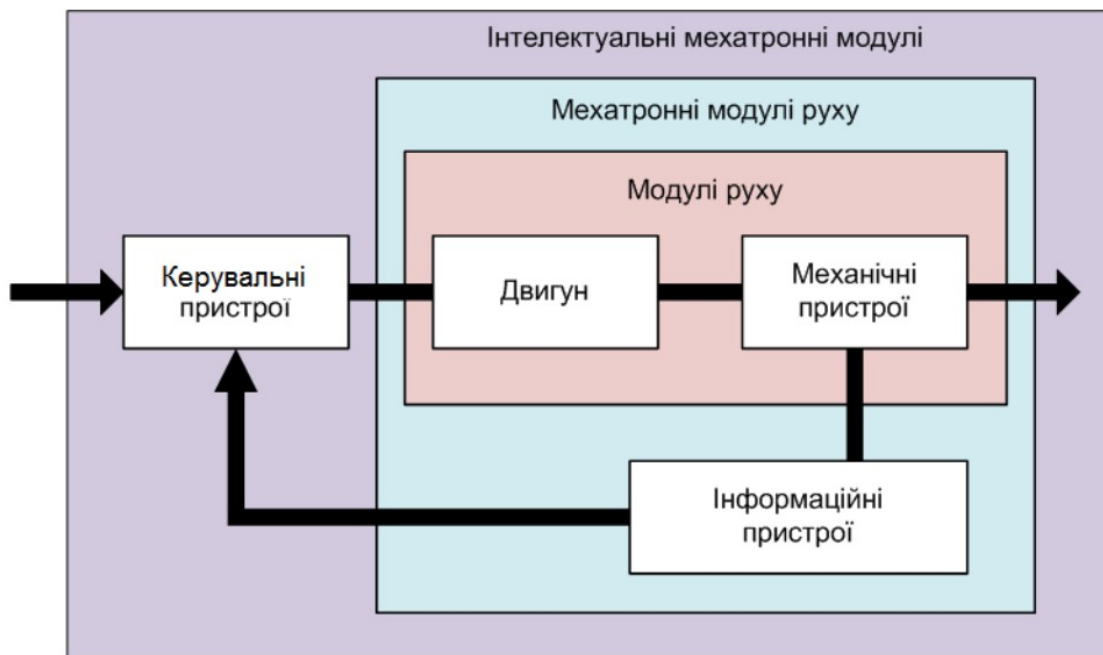


Рис.1.4. – Елементи інтелектуальних мехатронних модулів

Надалі мехатронні машини і системи будуть об'єднуватися в мехатронні комплекси на базі єдиних інтеграційних платформ. Мета створення таких комплексів - домогтися поєднання високої продуктивності і одночасно гнучкості техніко-технологічного середовища за рахунок можливості її реконфігурації, що дозволить забезпечити конкурентоспроможність і високу якість продукції, що випускається на ринках ХХІ століття.

До складу мехатронної машини входять чотири частини [2,3]:

- механічний пристрій, кінцевою ланкою якого є робочий орган;
- блок приводів, що складається з силових перетворювачів і виконавчих двигунів;
- пристрій комп'ютерного керування, на вхід якого надходять команди людини-оператора або ЕОМ верхнього рівня керування;
- інформаційний пристрій, призначений для отримання й передачі до пристрою комп'ютерного керування даних про реальний рух машини та про фактичний стан його підсистем.

Узагальнена структура мехатронної машини, в основу побудови якої покладено структура автоматичних роботів, зображена на рисунку 1.5.

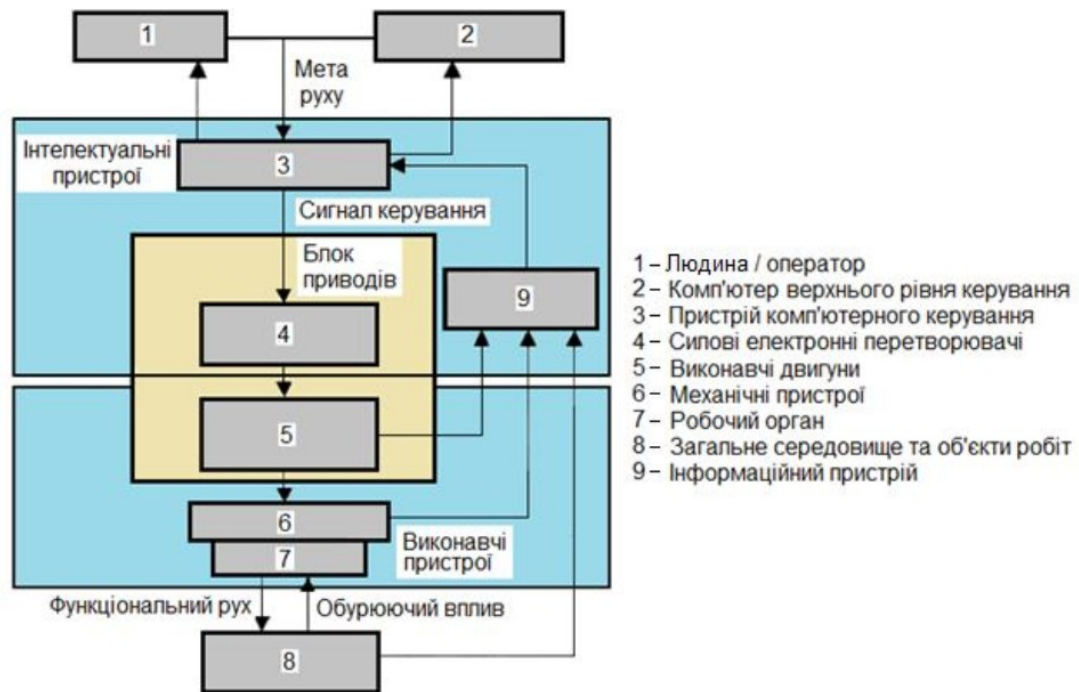


Рис. 1.5. – Загальна структура мехатронних машин

Механічний пристрій і двигуни об'єднані в групу виконавчих пристроїв. До складу групи інтелектуальних пристроїв включені електронна, керувальна та інформаційна частини машини. Механічний пристрій мехатронної машини є багатоланковим механізмом. Кінематичний ланцюг його утворюють рухомі ланки, складові кінематичні пари. Кінцевою ланкою кінематичного ланцюга є робочий орган.

Робочий орган мехатронної машини – це складник механічного пристрою для безпосереднього виконання технологічних операцій та/або допоміжних переходів. Прикладами робочих органів в робототехніці є такі пристрої [4,5]: механічні, вакуумні й електромагнітні захватні, а також зварювальні кліщі (для точкового зварювання), інструментальні головки для механічної обробки й лазерних операцій, фарбувальний пістолет тощо. Отже, робочий орган – це керований модуль, який може мати декілька ступенів

рухливості та складатися з декількох елементів. Тому при його розробці також можуть використовуватися мехатронні принципи інтеграції.

Пристроєм комп'ютерного керування є комплекс апаратних і програмних засобів, що виробляє сигнали керування для блоку приводів машини. До складу комплексу входять задавальні пристрої (наприклад, джойстики та рукоятки), пульт керування оператора, обчислювальні та перетворювальні пристрої, периферійні пристрої введення-виведення інформації. Пристрій комп'ютерного керування виконує такі основні функції:

- Керування функціональними рухами мехатронної машини у реальному масштабі часу;
- координації керування механічним рухом із супутніми зовнішніми процесами;
- взаємодії з людиною-оператором через людино-машинний інтерфейс у режимах програмування та безпосередньо у процесі руху (режим on-line);
- обміну даними із зовнішніми пристроями (інформаційним пристроєм, блоком приводів, комп'ютером верхнього рівня, периферійними пристроями). Інформаційний пристрій призначений для збору й передачі в пристрій керування інформації про фактичний стан зовнішнього середовища й руху мехатронної машини.

Згідно з наведеною блок-схемою (див. рис. 1.5) в інформаційному пристрої можна виділити три групи сенсорів:

- давачі інформації про стан зовнішнього середовища й об'єктів робіт (системи технічного зору, локаційні давачі, далекоміри тощо);
- давачі інформації про рух механічної частини (давачі переміщень, швидкостей, прискорень, сил і моментів);
- давачі зворотного зв'язку блоку приводів (надають інформацію про поточні значення електричних струмів і напруг у силових перетворювачах).

Система інтелектуального управління машиною (комплекс верхнього рівня управління) в умовах неповної інформації зазвичай реалізується у

вигляді комплексу програмних засобів на комп'ютері верхнього рівня керування. Сучасні інтелектуальні модулі, вузли та системи легко перепрограмуються під нове завдання, що розширює функціональні можливості машин і механізмів. Водночас із розвитком техніки вузли машини різного фізичного походження (механічні, електричні, електромеханічні, електронні, інформаційні) поступово об'єднуються в єдине конструктивне ціле. Саме такі інтелектуальні машини та вузли називають мехатронними.

1.2 Існуюче багатокоординатне обладнання паралельної структури

Серед технологічного обладнання з паралельною кінематикою значне поширення набули верстати з комбінованою кінематичною структурою, в яких механізм паралельної структури поєднується з одною або кількома звичайними осями координат, що дозволяє об'єднати переваги та компенсувати недоліки верстатів з традиційною й паралельною кінематикою [11]. Це дає змогу задовольняти такі вимоги, як:

- висока гнучкість виробництва;
- низька матеріаломісткість;
- надвисокі швидкості допоміжних рухів;
- високі динамічні характеристики.

До традиційних для застосування подібних верстатів галузей машинобудування: авіакосмічної промисловості, виробництва інструментів, прес-форм і штампів - останнім часом приєдналася і деревообробна промисловість, де паралельна кінематика дозволяє ефективно вирішувати завдання подальшого підвищення продуктивності обробки.

Отже, при створенні сучасного високопродуктивного технологічного обладнання для реалізації високих технологій та високошвидкісної багатокоординатної обробки необхідно орієнтуватись перш за все на

використання механізмів паралельної структури, оскільки на сьогоднішній день лише такі механізми здатні забезпечити необхідний технічний рівень та високу конкурентоспроможність верстатного обладнання.

Особливо важливо створити такий верстат, який за інших рівних потужності і точності, був би дешевше зарубіжних аналогів. Такою альтернативою зміг би стати верстат, заснований на принципі паралельної кінематики в силу відносної простоти своєї конструкції, в поєднанні з підвищеними показниками швидкості (в рахунок низької маси) і, як наслідок, продуктивності. Ці пристрої відрізняє наявність декількох кінематичних ланцюгів, кожна з яких або містить двигун, або накладе деяке число зв'язків на рух робочого органу. Роботи з паралельної кінематикою, за останні півстоліття, встигли добре зарекомендувати себе в області сортування і до сих пір не мають аналогів, здатних виконувати це завдання так само точно і швидко, так чому б не використати такі роботи в інших областях виробництва.

Відмінною особливістю таких верстатів, які отримали за кордоном назву «гексапод», є порівняльна простота конструкції, високі показники швидкості переміщення, прискорення і жорсткості верстата, проста система зворотного зв'язку. Для головного приводу в таких верстатах застосовують високошвидкісний мотор - шпіндель. Частота обертання якого регулюється вбудованим високочастотним асинхронним електродвигуном. Мотор - шпіндель встановлений на рухомій п'ятикоординатній платформі. Для здійснення рухів подачі і настановних переміщень платформи використовуються шість паралельно працюючих телескопічних штанг, кожна з яких має кульковий механізм ходовий гвинт-гайка, кроковий серво-електродвигун і лазерну систему контролю переміщень.

Такий верстат в цілому значно простіше, легше і жорсткіше верстатів класичного компонування. Телескопічні штанги і рамна конструкція працюють тільки на розтягування і стиснення, не відчуваючи вигину, так як сила різання від шпинделя, розташованого на верхній платформі, передається

вздовж штанг. Тому у верстата такого типу жорсткість в 5 разів, а робочі швидкості в 3-5 разів вище, ніж у багатоцільового верстата, який можна порівняти з «гексаподом» за характеристиками. Крім того, оскільки штанги пов'язують рухомі і нерухомі частини верстата в єдине ціле, зусилля розподіляються по всій структурі рівномірно, завдяки чому для верстата не потрібна масивна підставка і дорогий фундамент, що дозволяє легко переміщати його при зміні планування цеху.

Металорізальні верстати на основі механізмів паралельної структури служать альтернативою багатокоординатних багатоцільових верстатів традиційної компоновки (з послідовним з'єднанням вузлів формотворної системи). Найбільш поширені фрезерні і шліфувальні верстати з шістьма ступенями свободи, реалізовані на основі платформи Стюарта [9], - гексапод. Основна область їх застосування - обробка поверхонь подвійної кривизни: лопатки турбін. Багатокоординатний верстат з паралельною кінематикою являє собою складну просторову динамічну систему, в якій мають місце складні коливальні процеси. Особливістю систем є наявність мало жорстких стрижневих систем, які з'єднують платформу верстата 1 із встановленим на ній шпинделем 2 з нерухомою основою 3 (рис.1.6).

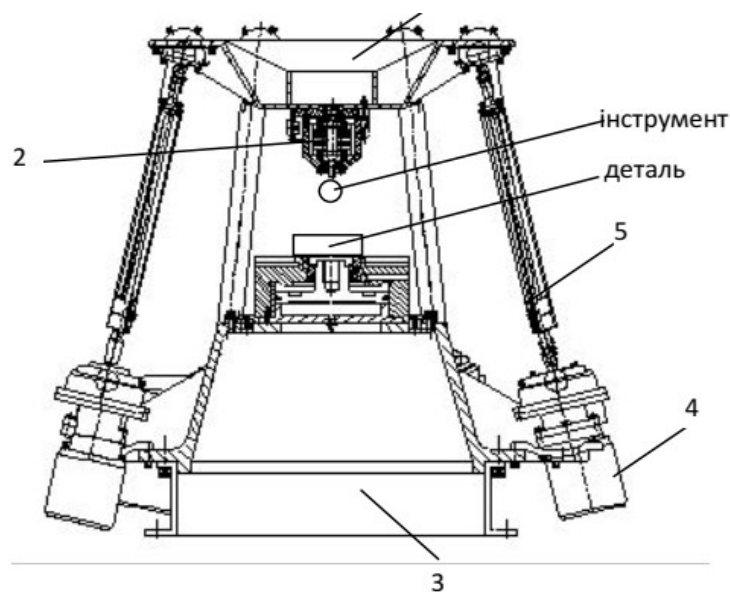


Рис.1.6. Конструктивна схема багатокоординатного верстата паралельної кінематики

Із виробників багатокоординатного обладнання паралельної структури можна виділити фірми Metrom, Mikrolar та Exechon, які посіли значне місце у виготовленні та впровадженні на виробництвах обладнання даного типу. Компанія Mikrolar (США) [12] розробляє і випускає обладнання паралельної структури з ланками змінної довжини, основані на платформі Стюарта, зокрема верстат-гексапод моделі Р3000 (рис. 1.7), який може здійснювати п'ятикоординатну гідроабразивну обробку та Р2100 (рис. 1.8), що застосовується в якості поворотного столу або обробного модуля.



Рис. 1.7. Верстат-гексапод Р3000
Фірми Mikrolar (США)



Рис. 1.8. Обробний модуль Р2100
фірми Mikrolar (США)

Компанія Motoman Robotics планує використовувати модулі Р2100 для розширення технологічних можливостей роботизованих складальних ліній, що дозволить виконувати механічну обробку. Проте основним недоліком верстатів даного типу є недостатня для повноцінної п'ятикоординатної обробки можливість орієнтації РО (у межах 50 – 60°). Шведська компанія

Exechon випускає обладнання паралельної структури, яке здатне виконувати не лише операції по обробці металів, а й працювати в якості робота по зварюванню, складанню, тощо [12]. Характерною особливістю даного обладнання (рис. 1.9, 1.10) є забезпечення переміщення РО по п'яти координатах за рахунок лише трьох штанг та шарнірів. Проте у порівнянні із обладнанням паралельної структури, яке досягає швидкості лінійних переміщень величиною до 100 м/хв, а прискорень – 50 м/с, у обладнанні Exechon максимальна швидкість переміщення становить відповідно X/Y/Z – 90/90/30 м/хв, а прискорення X/Y/Z – 30/30/10 м/с².



Рис.1.9. Верстат X 700
Exechon (Швеція)



Рис. 1.10. Верстат X 300
Exechon (Швеція)

Нещодавно компаніями Lockheed Martin і Exechon AB було створено спільне підприємство Exechon Enterprises LLC для дослідження і виготовлення передових технологій на основі механізмів паралельної структури (МПС), а також планується виготовлення Exechon Xmini (рис. 1.11) в співпраці з Airbus і Boeing. Exechon Xmini є першим багатокоординатним роботом-верстатом у світі, виготовленим із вуглецевого

волокна, що забезпечує високу швидкість при низькому крутному моменті, а також механічну обробку із низькою швидкістю при високих значеннях крутного моменту. Основною характеристикою Exechon Xmini є мобільність, оскільки він оснащений гнучкою системою рами без необхідності виготовлення важкої та дорогої стаціонарної рами, із збереженням жорсткості конструкції та точністю обробки. Таке обладнання може бути адаптовано до будь-якого існуючого пристосування, а також виконувати точні операції на дуже великих площах, що є надзвичайно актуальним для авіаційної промисловості, оскільки виготовлення складних деталей літаків потребує дорогого високоточного габаритного обладнання.

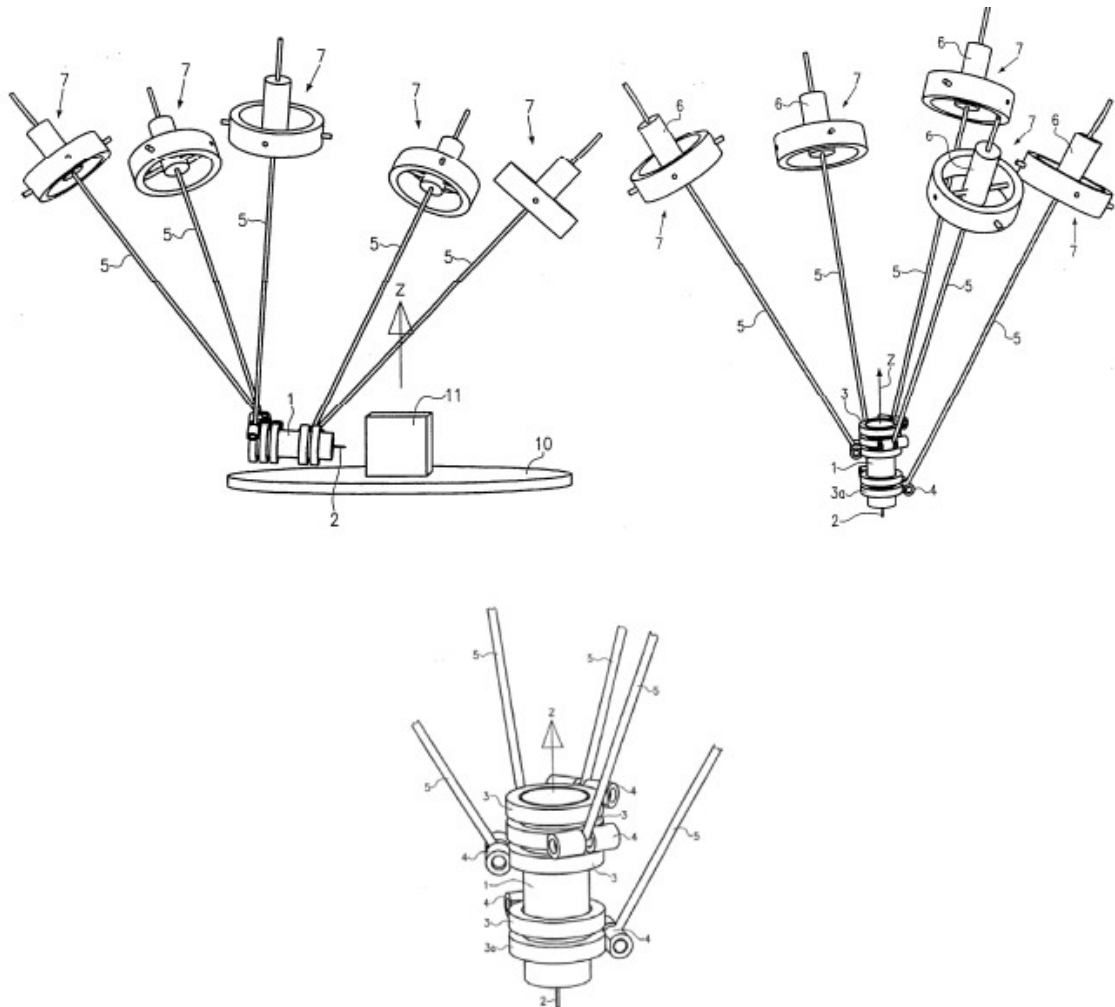


Рис. 1.11. Модель багатокординатного верстата-робота ExechonXmini

Німецька фірма Metrom розробляє БВПС зі спеціальним РО, зокрема «пентапод». Схема МПС зі спеціальним РО була описана у патенті US 7.104.746 B2 [13] (рис. 1.12). МПС зі спеціальним РО забезпечує п'ять ступенів вільності РО, а шоста співпадає з віссю обертання шпинделя. У порівнянні з механізмами побудованими на основі платформи Стюарта відсутня проблема зайвої ступенів вільності РО, що потребує окремого приводу і системи управління.

П'ятикоординатний фрезерний верстат P1000 (рис. 1.13) та порталний обробний центр PG2026 (рис. 1.14) фірми Metrom, створені на основі МПС зі

спеціальним РО та здатні здійснювати: точіння, фрезерування, обробку фрезеруванням поверхонь обертання, не кругле точіння, обробку фрезеруванням не круглих поверхонь обертання.



1 – гільза шпинделя, 2 – шпиндель, 3 та 3а – шарніри, 4 – вилка, 5 – штанга, 6 – гайка, 7 – карданний підвіс, 10 – стіл, 11 – деталь

Рис. 1.12. Схема МПС зі спеціальним РО

Одною з перспективних розробок компанії Metrom є мобільний фрезерний верстат РМ 1400 (рис. 1.15), який був відзначений Саксонською премією в області інновацій 2009 року та РМ 800 (рис. 1.16) оснащений поворотним столом. За допомогою даного обладнання вирішується проблема обробки великогабаритних деталей, оскільки закріплення рами верстата, яка має модульну конструкцію у формі ікосаедра, можливе безпосередньо до

деталі. Модульна конструкція верстата дозволяє розширити його технологічні можливості: наприклад, замість шпинделя можна використовувати пристрої для лазерної обробки, зварювання тертям і розвальцовки.



Рис. 1.13. Верстат P1000
Фірми Metrom (Німеччина)



Рис.1.14. Портальний обробний
центр PG2026 фірми Metrom



Рис. 1.15. Мобільний фрезерний верстат
PM1400 фірми Metrom (Німеччина)



Рис. 1.16. Мобільний фрезерний
верстат PM800 фірми Metrom

Основні технічні характеристики згаданого багатокоординатного обладнання паралельної структури з штангами змінної довжини наведені у таблиці 1.1

Таблиця 1.1

Основні характеристики багатокоординатного обладнання паралельної структури з штангами змінної довжини

Параметри	Модель		
	P3000 Mikrolar	P2100 Mikrolar	P1000 Metrom
Переміщення, мм/°			
X	1219/±15°	1420/не обмеж.	1000/>90°
Y	1219/±15°	14250/±25°	1000/
Z	203/±5°	415/±25°	600/
Точність, мм	±0,05	±0,05	0,01
Частота обертання шпинделя, хв -1	—	—	15000 – 24000
Потужність шпинделя, кВт	—	—	14 – 25

1.3 Опис прототипа для проведення теоретичних досліджень

Останнім часом значний інтерес представляють механізми з п'ятьма штангами змінної довжини, наприклад, «пентапод» [2; 3]. Вони забезпечують оброблення по п'яти координатам, робочий орган механізму може забезпечувати великі кути повороту відносно вертикальної і горизонтальної осі – до 90°, тоді як гексапод – до 30°.

За основу пропонованої конструкції механізму паралельної структури з п'ятьма штангами постійної довжини та додатковим шарніром у робочому органі беремо зразок на основі патенту України на корисну модель № 114304 авторства Гречка А.І., Кириченка А.М. та Аль-Ібрахімі Метак М.А. [14].

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

Вказана мета досягається тим, що у пропонованому рішенні вихідний орган складається з двох частин, поєднаних між собою шарніром з двома степенями свободи, причому три штанги приєднується до однієї частини вихідного органу і мають конструкцію, що забезпечує переміщення цієї частини вихідного органу по трьом лінійним координатам без зміни кутової орієнтації відносно станини, а інші дві штанги приєднуються до іншої частини вихідного органу (рис. 1.18).

На станині 1 розміщено три приводи подач 2 штанг 3 та два приводи подач 4 штанг 5. Всі штанги пов'язані шарнірно з вихідним органом, що складається з двох частин 6 і 7, поєднаних між собою шарніром 8 з двома степенями свободи, причому штанги 3 пов'язані з однією частиною 6 вихідного органа, а штанги 5 – з іншою частиною 7 вихідного органа. Конструкція штанг 3 та їхніх шарнірів така, що забезпечує переміщення частини 6 вихідного органу по трьом лінійним координатам без зміни кутової орієнтації відносно станини.

Переміщення штанг 5 визначатиме взаємне кутове положення частин 6 і 7 вихідного органа. Наявність шарніру 8 дозволяє здійснювати необхідний поворот частини 7 вихідного органа без зміни просторового положення його частини 6. Таким чином досягається функціональне розділення штанг на групи: штанги 3 визначають положення вихідного органа по лінійним координатам, а штанги 5 – по кутовим координатам.

Економічна ефективність пропонованого рішення забезпечується за рахунок підвищення рухомості вихідного органа, зменшення габаритів верстата та внаслідок функціонального розділення штанг на групи спрощує систему керування приводами подачі штанг.

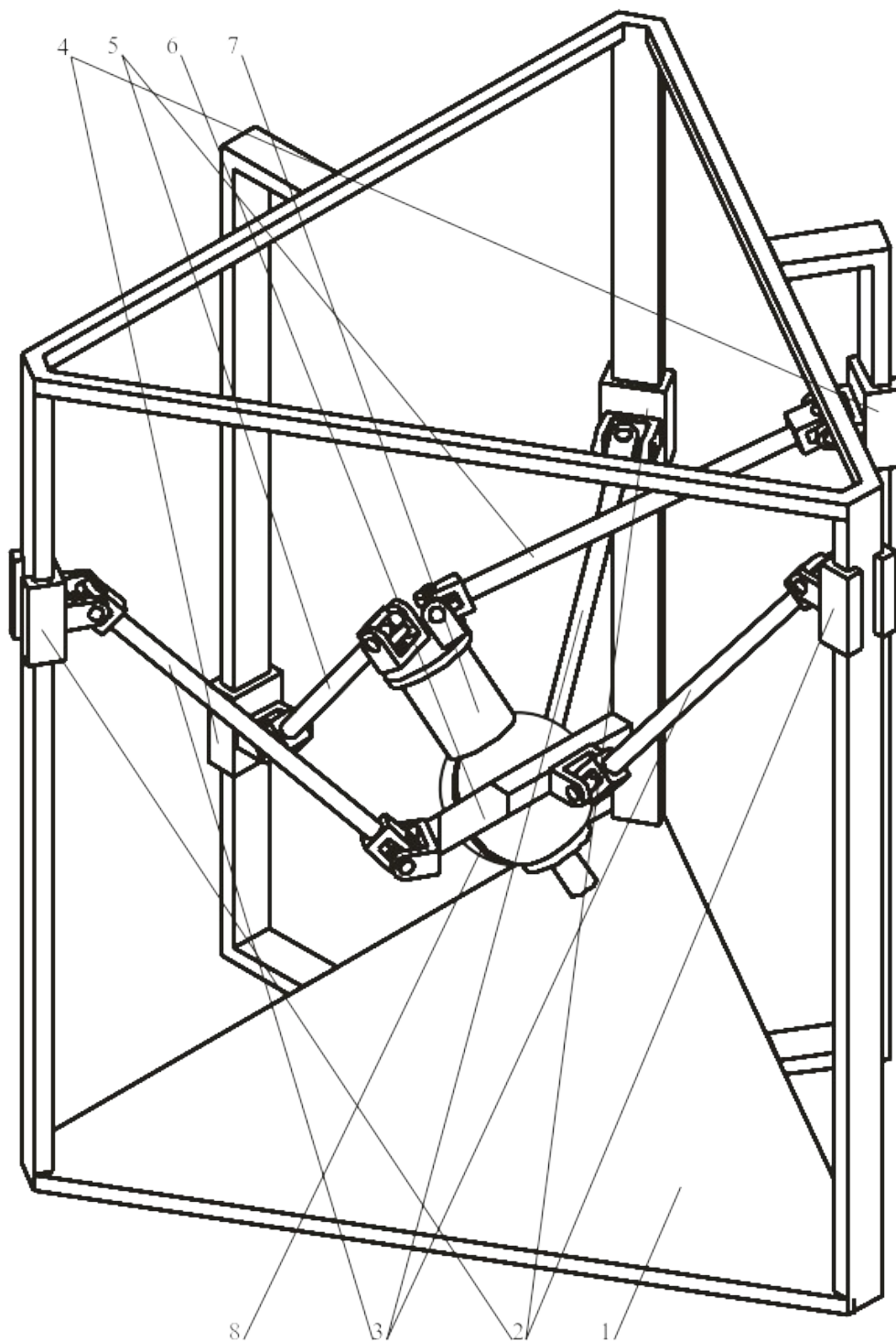


Рис. 1.18 – Схема приводу переміщення вихідного органа верстата за патентом № 114304

1.4 Мета і задачі досліджень

Питання надійності роботи електромеханічних та інших систем постійно виникає під час створення їхніх конструкцій. Це стосується також і

мехатронних модулів і систем. Подальша їх експлуатація може призвести до виходу з ладу елементів, що впливають на надійність роботи.

Взагалі, будь-яке технологічне обладнання незалежно від своєї кінематики працює в умовах силового навантаження його конструктивних елементів. Під час роботи механізм піддається впливу діючих сил. Вони в свою чергу діляться на сили і моменти корисного опору та сили і моменти опору середовища. Сили корисного опору виконують роботу, для виконання якої створювалась машина. Вони прикладаються до ведених ланок. Сили опору середовища – це сили, пов'язані з непродуктивними втратами потужності.

Якщо збільшити динамічні показники такого технологічного обладнання, то це призведе до необхідності зменшення маси цього обладнання, що неодмінно відобразиться на міцності елементів. Розгляд ефективності конструкції з точки зору сприйняття нею силового навантаження потрібно починати з визначення її внутрішніх силових факторів. Без цього етапу розгляд ефективності неможливий.

В даній роботі розглянуто механізм з паралельною структурою із п'ятьма штангами постійної довжини. Необхідні переміщення у ланках механізму для обробки в одному і тому ж заданому робочому просторі можна зменшити, якщо підвищити рухомість кінцевої ділянки приводу подачі. Це досягається застосуванням на виконавчому органі додаткових шарнірів, що дозволяє відділити управління лінійними його переміщеннями від кутових. Відтак розрахунок реакцій в штангах запропонованого механізму як початковий елемент аналізу конструкцій на жорсткість і міцність становить науковий інтерес та практичну цінність.

Метою роботи є дослідження реакцій штанг механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу шляхом встановлення раціональних параметрів схеми силового навантаження. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- аналіз існуючих схем побудови механізмів паралельної структури з п'ятьма приводами;
- синтез схеми механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу;
- постановка і розв'язок зворотної кінематичної задачі для запропонованої компоновки механізму з п'ятьма приводами;
- розробка схем навантаження механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу в залежності від напрямку сил технологічного опору;
- проведення теоретичних досліджень розподілу внутрішніх реакцій у штангах механізму та визначення раціональних параметрів схем його навантаження.

Додатково до поставленої мети необхідно вирішити наступну задачу:

- розрахунок економічної ефективності від впровадження результатів проведених досліджень.

Об'єкт дослідження – схема навантаження механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу.

Предмет дослідження - параметри внутрішніх силових факторів схеми навантаження механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу.

РОЗДІЛ 2

СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ НА УМОВАХ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НЕОБХІДНОЇ РУХОМОСТІ

2.1 Опис пропонованої конструкції механізму паралельної структури

За основу пропонованої конструкції механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу беремо зразок, описаний у п. 1.4 даної роботи. 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 $360^\circ/5 = 72^\circ$, так і його подвоєна величина 144° є далеко не оптимальними для частини механізму, що відповідає за лінійні переміщення робочого органу. Нерівномірне розташування напрямних у такому механізмі ставить ще більше питань. Тому пропонується вирішити дану задачу за прикладом, якщо розглянути джерела [10] та [11]. 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.

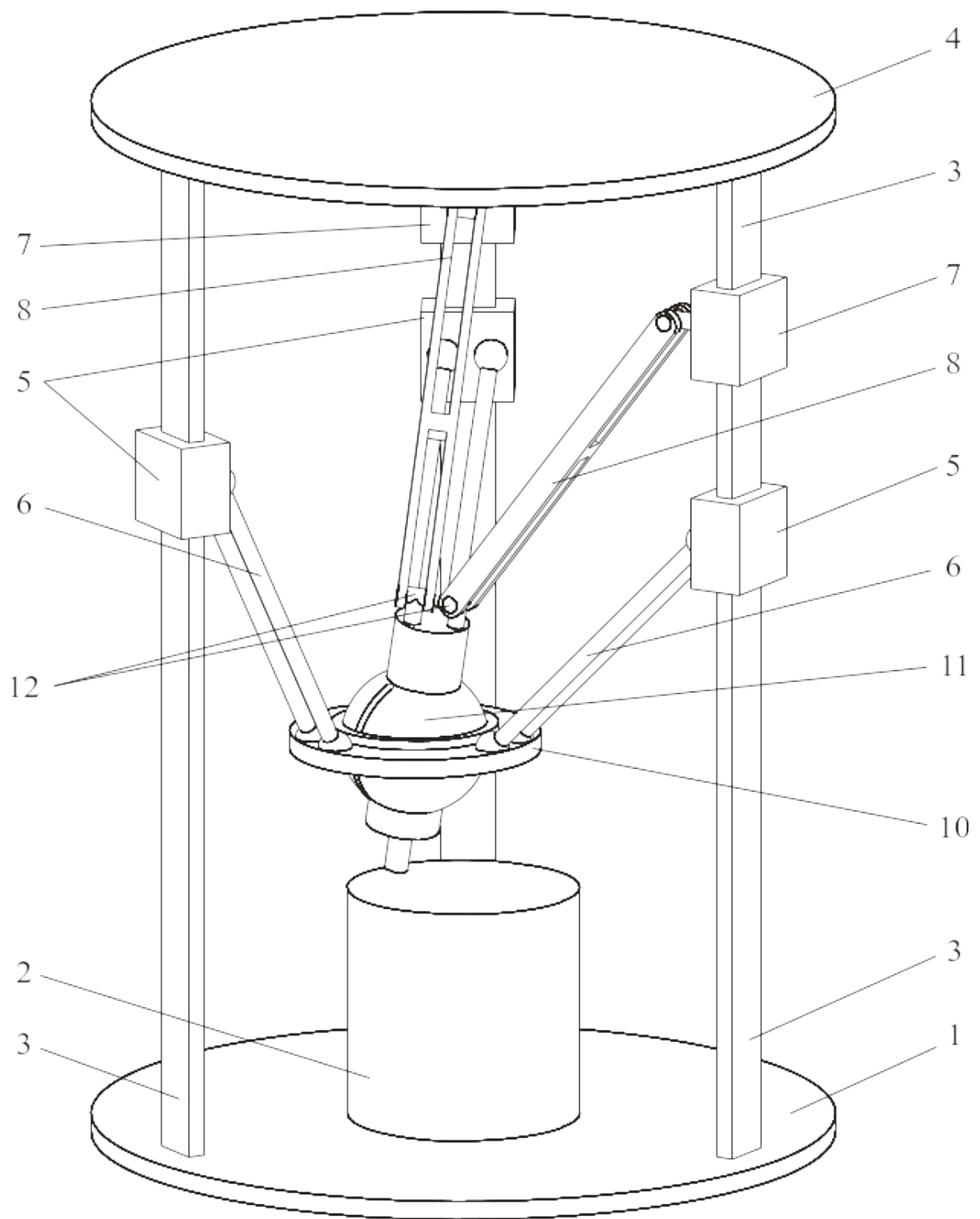


Рис. 2.1. Схема будови механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу

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. 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 $\pm 45^\circ$ 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.

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 штанг 8. Конструкція даних штанг прийнята однаковою. Місця з'єднання штанг з шарнірами визначаються виконанням шарнірів на мотор-шпинделі 11.

Відповідний шарнірний вузол 12 мотор-шпинделя 11 має два шарніра однакової конструкції у вигляді Т-подібного кронштейна, здатного обертатися навколо своєї осі. Дані елементи рознесені на 120° один від одного, причому їх осі не співпадають з віссю шпинделя. Обидва шарніра з'єднуються зі штангами 8 через плечі Т-подібного кронштейна. Відповідно на штанзі 8 для кріплення до даного шарніра передбачена вилка з співвісними отворами. Виконання штанги 8 з карданним шарніром дає змогу повороту її відносно іншої такої штанги, як і вимагається 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. 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 два шарніра 12 однакової конструкції у вигляді Т-подібного кронштейна за допомогою штанг 8, які приводяться в рух повзунами 7.

2.2 Визначення розмірів штанг повзунів механізму переміщення платформи

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 відхилитися на кут $\pm 45^\circ$ 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 H , а його висоту – J . 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 C . 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 D .

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. 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 $\pm 45^\circ$;

N – 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.

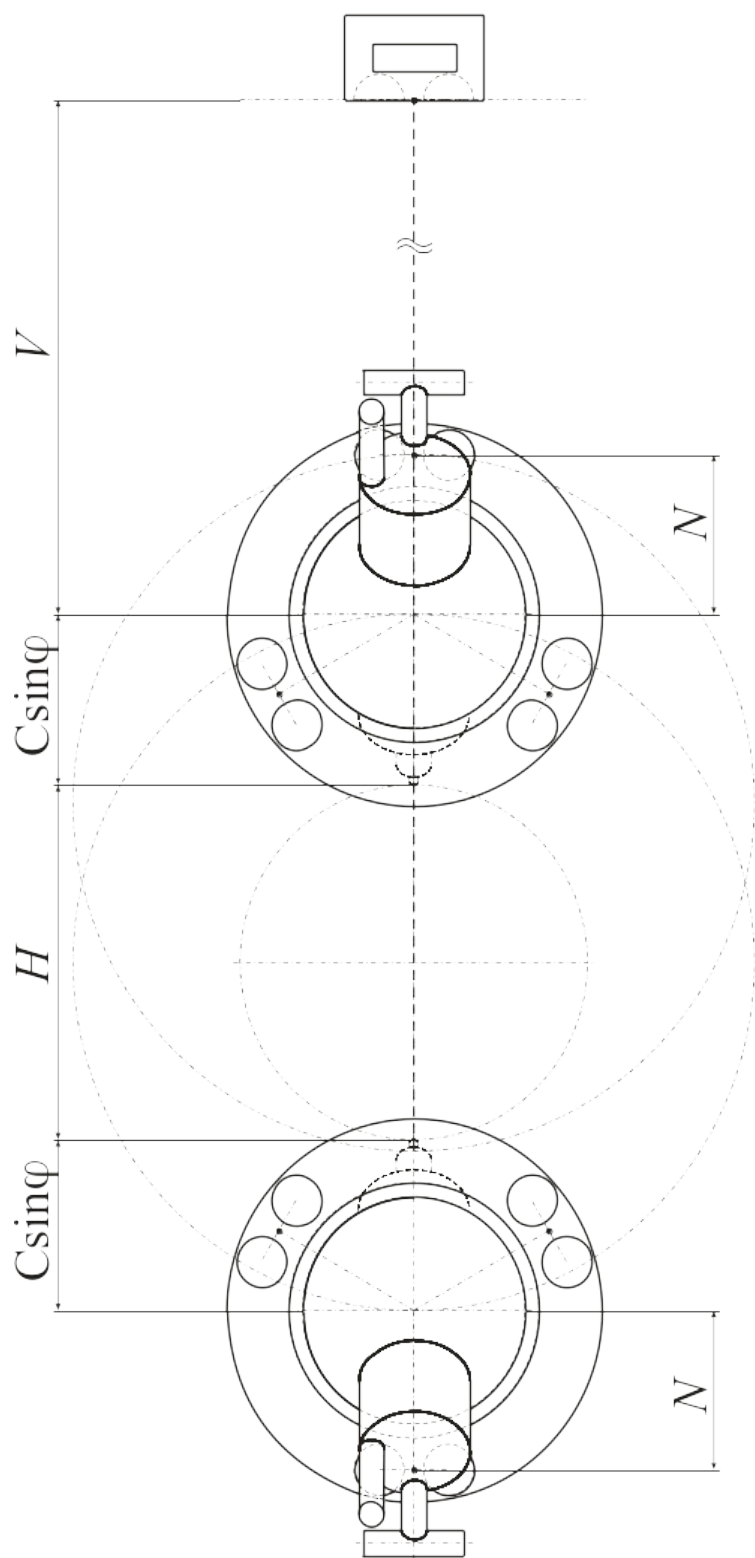


Рис. 2.2. Схема проекції положень рухомої платформи на площину основи для визначення довжини штанги

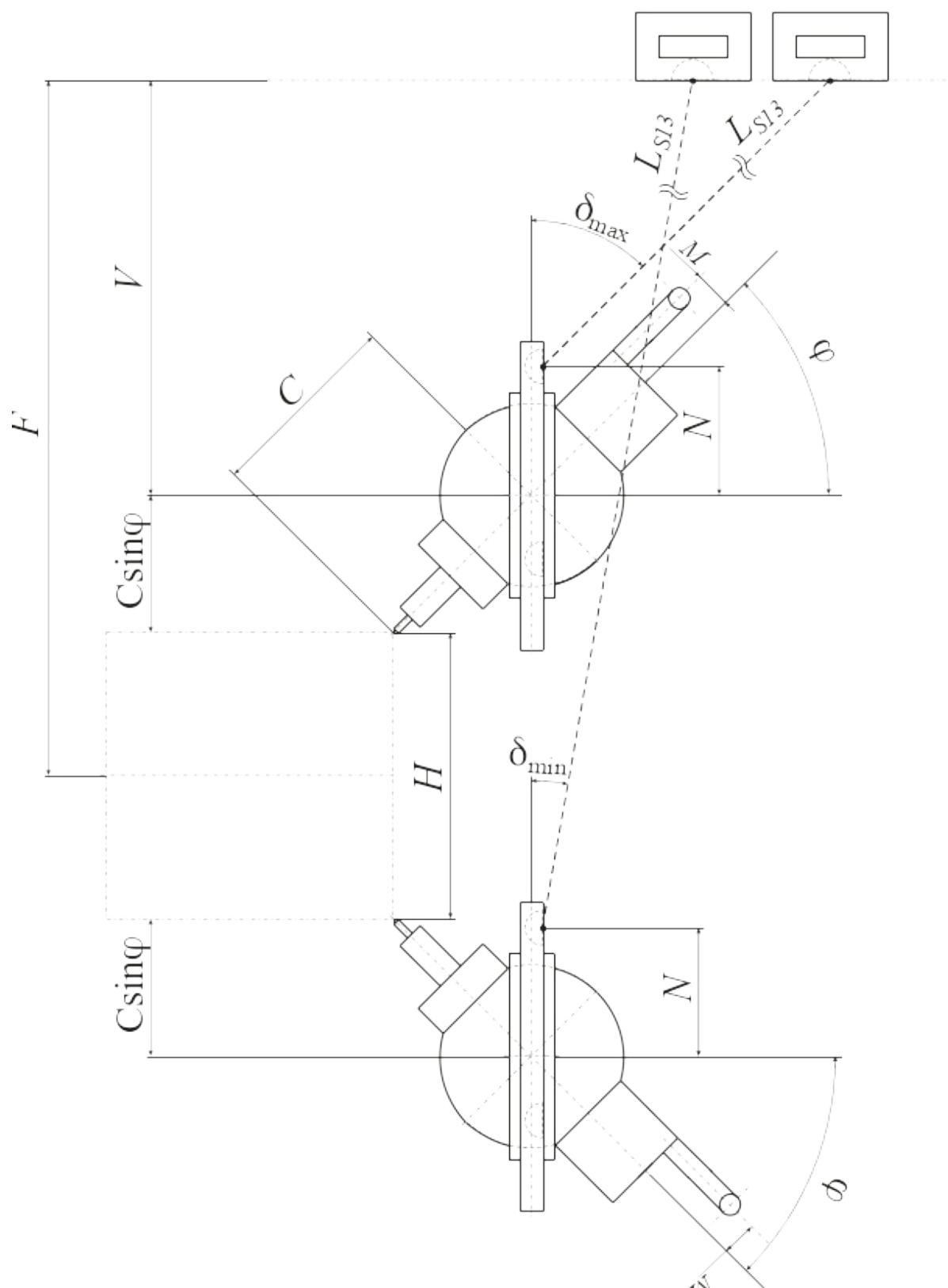


Рис. 2.3. Схема проекції положень рухомої платформи на площину, перпендикулярну до площини основи та яка проходить через вісь циліндру робочого простору та середину напрямної

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:

$$L_{S13} \cos \delta_{\min} + N = 2 C \sin \phi + H + V ,$$

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

$$L_{S13} \cos \delta_{\min} + N = 2 C \sin \phi + H + N + L_{S13} \cos \delta_{\max} .$$

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

$$L_{S13} \cos \delta_{\min} - L_{S13} \cos \delta_{\max} = 2 C \sin \phi + H + N - N ,$$

$$L_{S13} = \frac{2 C \sin \phi + H}{\cos \delta_{\min} - \cos \delta_{\max}} .$$

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

$$F = L_{S13} \cos \delta_{\min} + N - C \sin \phi - \frac{H}{2} .$$

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.

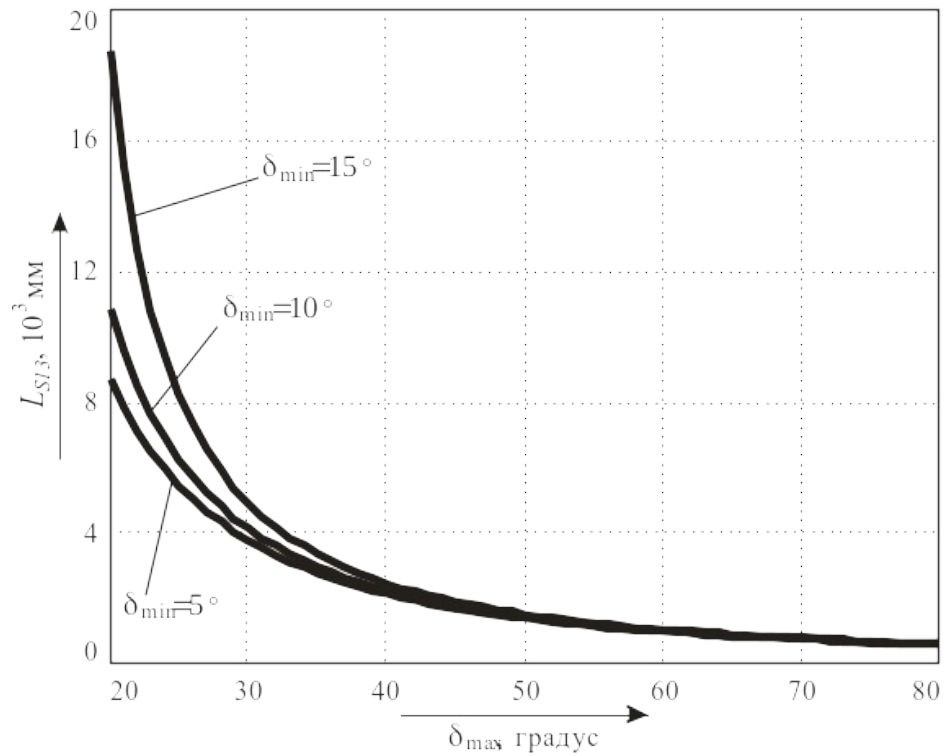


Рис. 2.4. Залежність довжини штанги від значень кутів $\delta_{\min}$ і $\delta_{\max}$

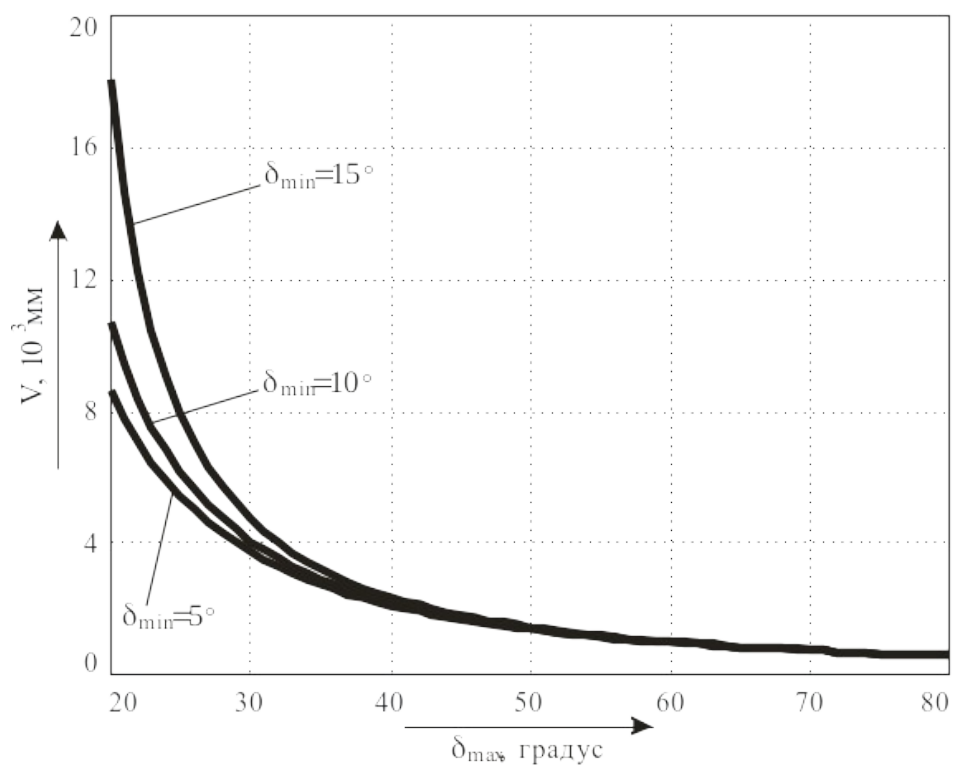


Рис. 2.5. Залежність радіусу кола розташування напрямних від значень кутів $\delta_{\min}$ і $\delta_{\max}$

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

Слід зазначити, що в даній конструкції досягнення раціональних значень кута δ супроводжується певними проблемами, що можуть викликати стикання повзунів на напрямних, і це потребує додаткових досліджень.

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 повзунів переміщення штанг, 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 ексцентрично осі шпинделя на відстань M та на кут 120° один від одного. Так як відстані від центру шарніра кріплення мотор-шпинделя з рухомою платформою до центрів даних двох шарнірів прийняті однакові для обох шарнірів, то позначимо цю відстань як G .

Виходячи з попередньої інформації можна ствердити, що довжини обох штанг які кріпляться до шарнірів що розглядаються будуть однаковими, тому позначимо їх індексами 4 і 5, а довжині надамо спільне позначення L_{S45} .

Для розрахунку довжини L_{S45} розглянемо змінену з рис. 2.3 схему, яка представлена на рис. 2.6.

Нагадаємо, що повзуни приводів штанг з індексами 4 і 5 розташовуються на двох напрямних, на яких вже розміщено повзуни

переміщення штанг 1, 2 або 3. Прийmemo, 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 схемі рисунку 2.6 відповідає 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 даній схемі введено кут β , що являє собою величину максимального відхилення штанг у площині, що розглядається, до площини основи. Максимальне значення даного кута

визначається з залежності $\frac{\pi}{2} - \phi - \delta_{\min}$.

Зі схеми на рис. 2.6 запишемо співвідношення:

$$L_{S45} \cos \delta_{\min} = 2G \sin \phi + 2C \sin \phi + H + 2M \cos \phi + L_{S45} \cos \beta$$

Розв'язуючи дане рівняння відносно L_{S45} , отримуємо:

$$L_{S45} \cos \delta_{\min} - L_{S45} \cos \beta = 2G \sin \phi + 2C \sin \phi + H + 2M \cos \phi$$

$$L_{S45} = \frac{2G \sin \phi + 2C \sin \phi + H + 2M \cos \phi}{\cos \delta_{\min} - \cos \beta}$$

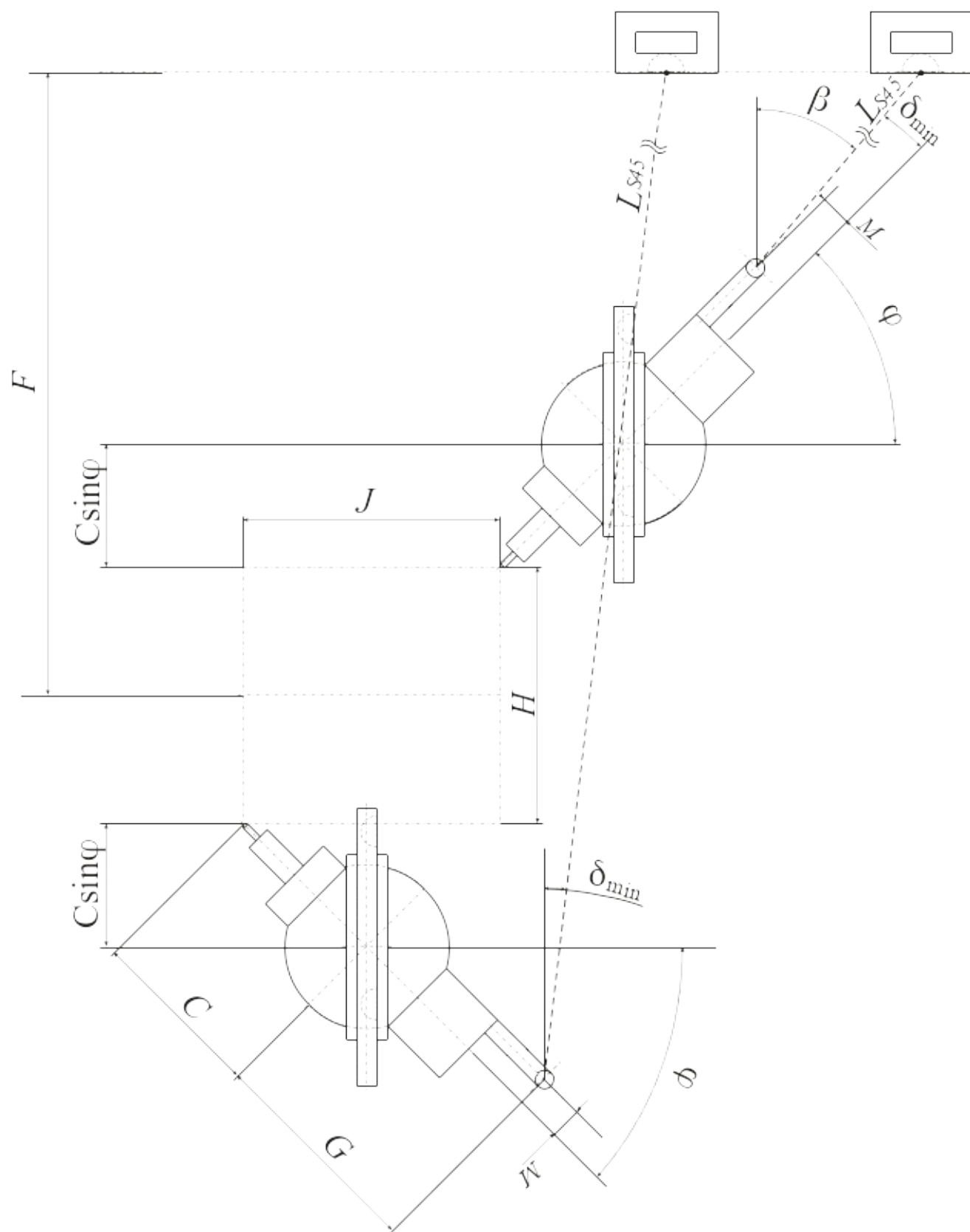


Рис. 2.6. Схема для розрахунку довжини штанги L_{S45}

На рис. 2.7 представлені залежності довжини штанги від кута β .

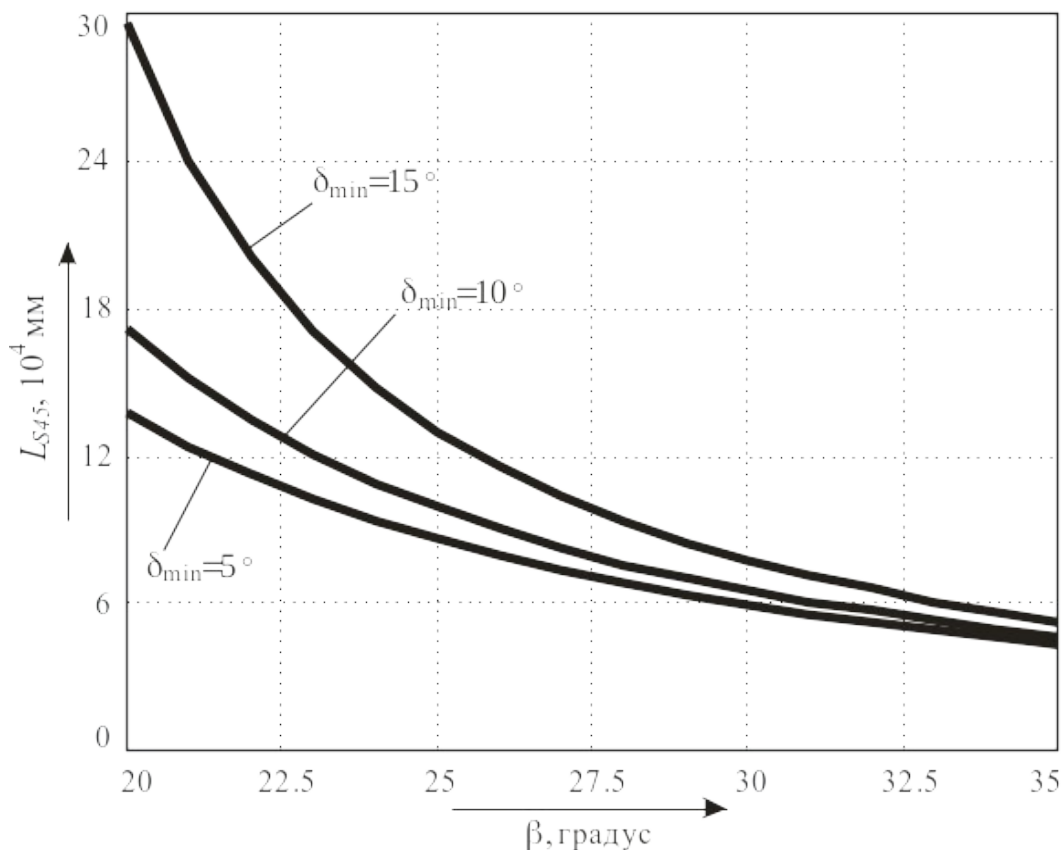


Рис. 2.7. Залежність довжини штанги від значень кутів δ_{min} і β

Як було зазначено вище, що довжини обох штанг які кріпляться до шарнірів що розглядаються однакові, то з цього випливає, що розв'язок для штанги L_{S45} є вірним для L_{S4} та L_{S5} , отже $L_{S45} = L_{S4} = L_{S5}$.

Як і для штанг з індексами 1, 2 і 3 для зменшення довжини штанг необхідно намагатися досягти більших значень кута β .

Відповідно до схеми на рис. 2.6 можна зазначити, що радіус F кола, проведеного через три точки проєкцій траєкторій руху характерних точок повзунів на площину основи і визначає таким чином габаритне розташування напрямних у вказаній площині знаходиться з виразу:

$$F = L_{S45} \cos \delta_{min} - C \sin \phi - G \sin \phi - \frac{H}{2} + M \cos \phi$$

Необхідно приймати більше значення радіусу F з двох виразів, в яких фігурують довжини L_{S13} і L_{S45} :

$$F = \max \left(\begin{array}{l} L_{S13} \cos \delta_{\min} + N - C \sin \phi - \frac{H}{2} \\ L_{S45} \cos \delta_{\min} - C \sin \phi - G \sin \phi - \frac{H}{2} + M \cos \phi \end{array} \right)$$

Для порівняння наведемо графік залежності радіуса F від величини кута β , що показаний на рис. 2.8.

Необхідність досягнення максимальних значень кутів $\delta_{\max}$ і β висуває додаткові обмеження в конструкції механізму паралельної структури, які будуть розглянуті в наступному розділі.

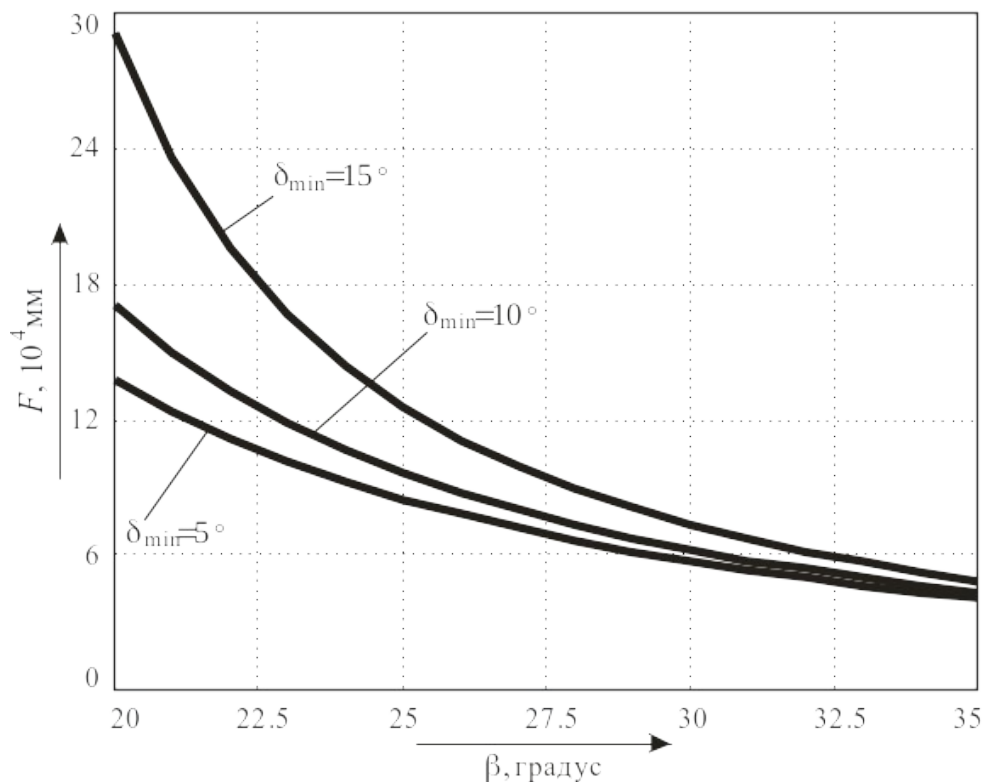


Рис. 2.8. Залежність радіусу кола розташування напрямних від значень кутів $\delta_{\min}$ і β

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНКИ РЕАКЦІЙ В ШТАНГАХ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

3.1 Розв'язок зворотної кінематичної задачі

Зворотна задача про положення полягає у визначенні значень узагальнених координат механізму при відомих значеннях координат вихідної ланки. Рішення даного завдання носить фундаментальне значення, оскільки дозволяє привести заздалегідь заданий, бажаний рух вихідної ланки механізму до законів зміни координат, які далі можуть бути безпосередньо відпрацьовані приводами механізму.

Для визначення реакцій в штангах механізму паралельної структури необхідно знати їх просторове розташування. Для цього буде доцільно розв'язати зворотну кінематичну задачу. На рисунку 3.1. показана проєкція механізму лінійних переміщень рухомої платформи на площину її основи. Обернена задача для заданого механізму полягатиме в наступному: по заданим координатам точки N_0 на рухомій платформі визначити положення повзунів на напрямних.

Розглянутий механізм паралельної структури має 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. Це дає змогу відокремити управління лінійними переміщеннями вихідного органу від його кутових рухів.

Після синтезу механізму нам відомий радіус G кола, що проходить через три точки проєкцій 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 проєкції траєкторій руху характерних точок повзунів по напрямним на площину основи.

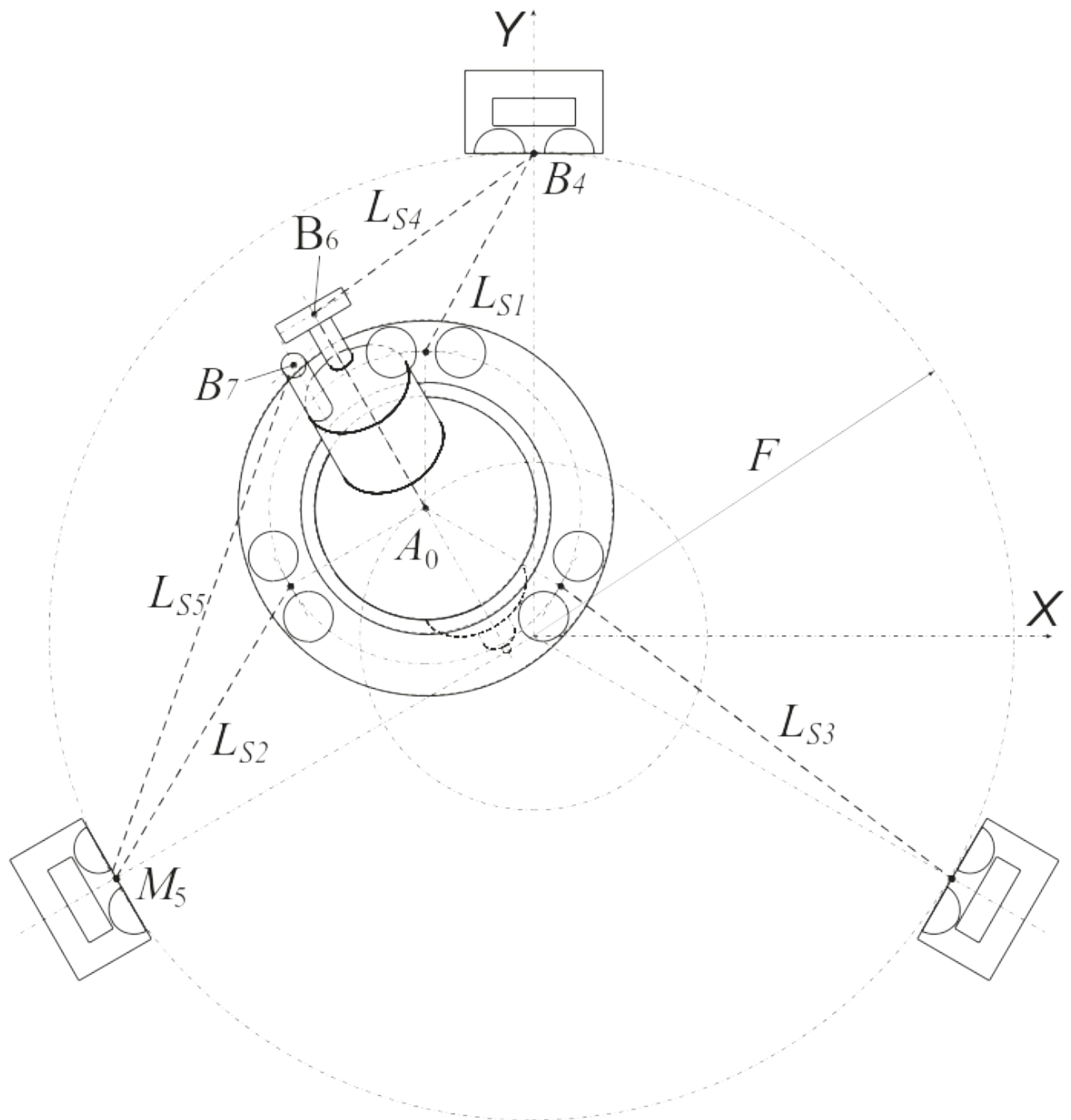


Рис. 3.1. Схема проєкції довільного положення платформи і мотор-шпинделя на площину основи

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. Приймаємо заданими координати вершини інструменту x, y, z .

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 A_0 на рухомій платформі визначити положення повзунів на напрямних. Для цього спочатку розрахуємо відстані між проекціями точки A_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:

$$d_{A1} = \sqrt{x_{A2}^2 + (y_A - F + N)^2} ;$$

для напрямної повзуна приводу штанги з індексом 2:

$$d_{A2} = \sqrt{\left(x_A - (N - F) \cos\left(\gamma - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2 + \left(y_A - (N - G) \sin\left(\gamma - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2} ;$$

для напрямної повзуна приводу штанги з індексом 3:

$$d_{A3} = \sqrt{\left(x_A - (F - N) \cos\left(\gamma - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2 + \left(y_A - (N - N) \sin\left(\gamma - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2} .$$

Розраховані відстані є не чим іншим, як проєкцією 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:

$$z_1 = z_A + D + \sqrt{L_{S1}^2 - d_{A1}^2} \quad ;$$

$$z_2 = z_A + D + \sqrt{L_{S2}^2 - d_{A2}^2} \quad ;$$

$$z_3 = z_A + D + \sqrt{L_{S3}^2 - d_{A3}^2} \quad .$$

Для розв'язку зворотної задачі визначення координат розташування повзунів на напрямних при забезпеченні необхідного кутового положення мотор-шпинделя відносно рухомої платформи розрахуємо координати точки M_6 за заданих величин кутів ψ і ϕ :

$$x_6 = x_A + C \sin \phi \cos \psi \quad ;$$

$$y_6 = y_A + C \sin \phi \sin \psi \quad ;$$

$$z_6 = z_A + F + C \cos \phi \quad .$$

За аналогією з розв'язком зворотної задачі для рухомої платформи розраховуємо відстані між проєкціями точки M_6 та сліду руху характерних точок повзунів при їх переміщенні вздовж напрямних для механізмів приводу штанг з індексами 4 і 5 на площину основи:

- для напрямної повзуна приводу штанги з індексом 4:

$$d_{A4} = \sqrt{x_6^2 + (y_6 - F)^2} \quad ;$$

- для напрямної повзуна приводу штанги з індексом 5:

$$d_{A5} = \sqrt{x_6^2 + (y_6 - F)^2}.$$

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_{S4} і L_{S5} , можна розрахувати величину іншого катета. Даний катет і буде шуканою висотою z_i розташування розрахункової точки повзуна приводу штанги на напрямній:

$$z_4 = z_6 + \sqrt{L_{S4}^2 - d_{A4}^2};$$

$$z_5 = z_6 + \sqrt{L_{S5}^2 - d_{A5}^2}.$$

Визначимо умови, за яких унеможлиблюється контакт пари повзунів, що розташовуються на одній напрямній. Для цього розглянемо схему, представлену на рис. 3.2.

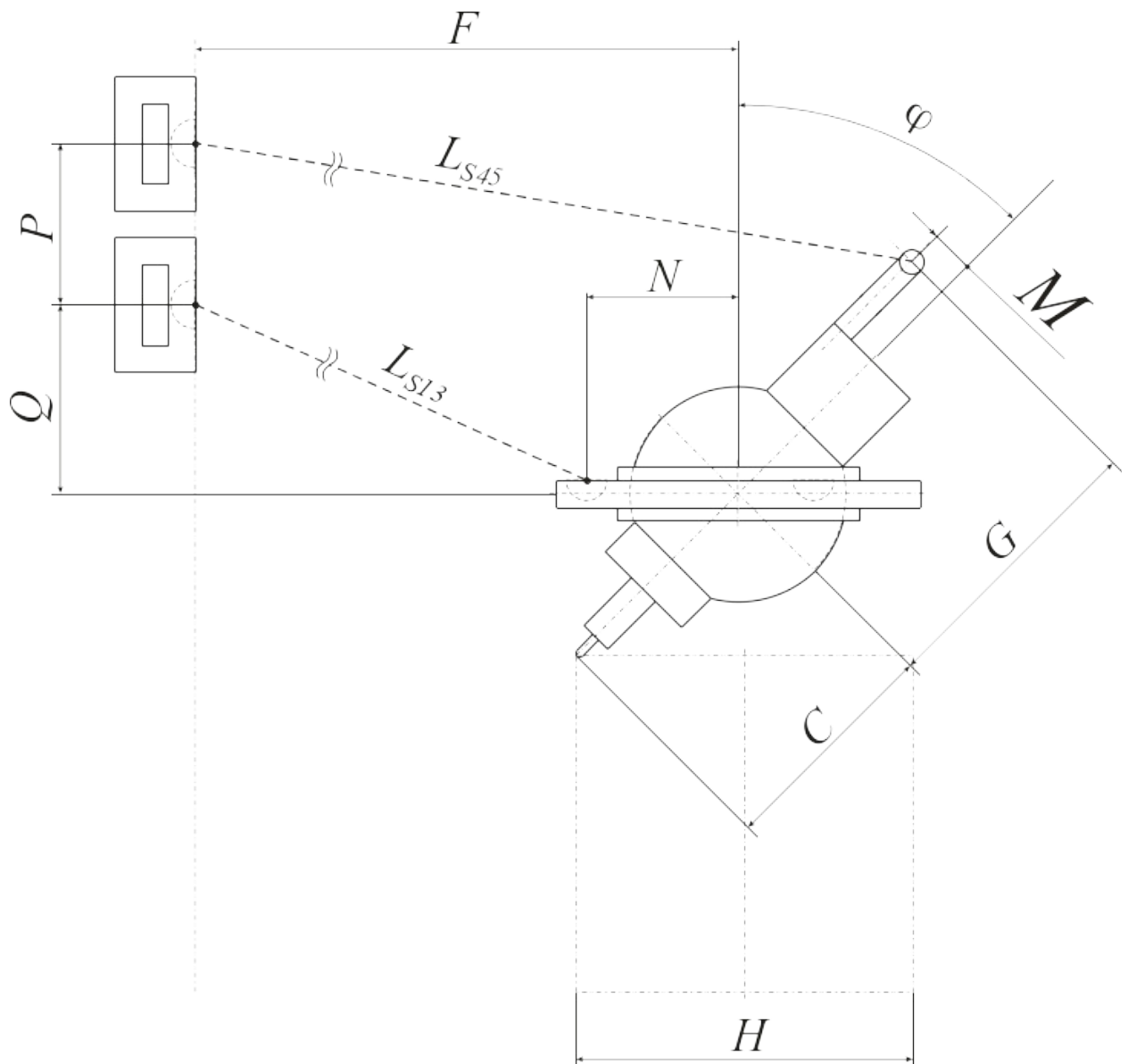


Рис. 3.2. Схема для визначення відсутності умов контакту повзунів

Найбільше зближення повзунів на напрямній спостерігається при такому повороті мотор-шпинделя, коли найбільш віддалений від вершини інструмента шарнір розташовується якнайдалі від напрямної, що розглядається. При цьому вершина інструмента розташовується в робочому просторі на віддаленні від його центру на відстані $H/2$, тобто максимально наближеному до згаданої штанги. Для унеможливлення контакту повзунів найменша відстань між ними не повинна бути меншою величини P .

Запишемо наступні залежності:

$$Q = \sqrt{L_{S13}^2 - (F - N)^2} ;$$

$$Q + P = G \cos \phi + M \sin \phi + \sqrt{L_{S45}^2 - (F + G \sin \phi - M \cos \phi)^2} .$$

Розв'язавши друге рівняння відносно Q , прирівнюємо дані рівняння:

$$G \cos \phi + M \sin \phi + \sqrt{L_{S45}^2 - (F + G \sin \phi - M \cos \phi)^2} - P = \sqrt{L_{S13}^2 - (F - N)^2} .$$

З отриманого виразу знаходимо залежність для визначення величини P :

$$P = G \cos \phi + M \sin \phi + \sqrt{L_{S45}^2 - (F + G \sin \phi - M \cos \phi)^2} - \sqrt{L_{S13}^2 - (F - N)^2}$$

Якщо отримана величина більша допустимої, працездатність механізму забезпечена. При цьому слід намагатися досягати мінімально можливого значення величини P .

3.2 Схеми навантаження механізму

Перед розробкою схеми навантаження задамо деякі умови:

- знехтуємо тертям в шарнірах штанг. Таким чином, всі реакції, що виникають в штангах, діють вздовж прямої, що поєднує центри шарнірів штанг на обох її кінцях. Тертя в шарнірі, що з'єднує рухому платформу та мотор-шпіндель також не враховуємо. Тоді момент тертя в шарнірі не змінюватиме напрям реакції, що виникатиме в ньому.

- складова технологічного навантаження, що діятиме вздовж осі мотор-шпинделя, спричинятиме відповідну складову в реакції шарніру, що з'єднає його з рухомою платформою.

Приймаємо, що результуюча сила технологічного навантаження буде проходити вздовж осі вихідного органу механізму.

Враховуючи ці умови, розташування штанги визначатиме напрям дії реакції умовної штанги в просторі. Складові даних реакцій у вигляді проекції на осі прийнятої системи координат можна знайти як проекції штанги заданої довжини на відповідну вісь через напрямні косинуси кутів. Отже, в знаменнику дробу для визначення напрямного косинуса стоятиме довжина штанги, а в чисельнику – різниця між відповідними координатами шарнірів на кінцях штанги вздовж осі, на яку проектується штанга. Причому координата шарніру штанги на рухомій платформі чи мотор-шпинделі відніматиметься від координати шарніру штанги на повзуні.

Індекси штанг в подальшому розгляді відповідатимуть прийнятим в попередньому розділі роботи. Кути напрямних косинусів позначатимемо ρ з індексами штанг та осей, до яких відноситься проєкція даної тригонометричної функції.

Оскільки розглядуваний механізм має два степені свободи у вихідному органі, тобто може здійснювати рух за двома координатами, то розгляд схеми навантаження будемо проводити у два етапи. Спочатку розглянемо реакції, що виникають в самому мотор-шпинделі, без врахування рухомої платформи.

Результуючу силу позначимо F , кут її нахилу до осі мотор-шпинделя – β . За такого положення результуючої сили технологічного навантаження реакції виникатимуть в додатковому шарнірі робочого органу та в штангах 4 і 5 (рис. 3.3). Таким чином, маємо п'ять невідомих реакцій. Реакції, що виникатимуть в штангах 4 і 5 позначимо за індексами штанг. Реакції в шарнірі позначаємо R_s .

Для п'яти невідомих реакцій складаємо п'ять рівнянь рівноваги, серед яких рівняння моментів відносно центрів шарнірів (точки C_t , C_4 , C_5) та рівняння

проекцій реакцій на вісі Y' та X' . причому вісь X' проведена через центри шарнірів умовних штанг 2 і 3 на рухомій платформі, а вісь Y' – через центр шарніру умовної штанги 1 на рухомій платформі перпендикулярно двом іншим осям. Маємо:

$$\sum M_{C_T} = 0: F \sin \beta \sin \lambda \cdot C - R_4 \cos \rho_{4x} \cdot (G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi) +$$

$$R_4 \cos \rho_{4z} \cdot (G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - R_5 \cos \rho_{5x} \cdot (G \sin \varphi \cos \psi + M_5 \cos \varphi \times$$

$$\cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) + R_5 \cos \rho_{5z} \cdot \left(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) = 0$$

$$\sum M_{C_4} = 0: F \sin \beta \sin \lambda \cdot (C + G) - R_5 \cos \rho_{5x} \cdot (G \sin \varphi \cos \psi + M_5 \cos \varphi \times$$

$$\cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) + R_5 \cos \rho_{5z} \cdot \left(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) R_{sx} \cdot G \sin \varphi \cos \psi +$$

$$+ R_{sz} \cdot G \cos \varphi = 0$$

$$\sum M_{C_5} = 0: F \sin \beta \sin \lambda \cdot (C + G) - R_4 \cos \rho_{4x} \cdot (G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi) +$$

$$+ R_4 \cos \rho_{4z} \cdot (G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) + R_{sx} \cdot G \sin \varphi \cos \psi + R_{sz} \cdot G \cos \varphi = 0$$

$$\sum F_{Y'} = 0: F \cos \beta \sin \psi + R_{sy} + R_4 \cos \rho_{4y} + R_5 \cos \rho_{5y} + F \sin \beta \cos \psi = 0$$

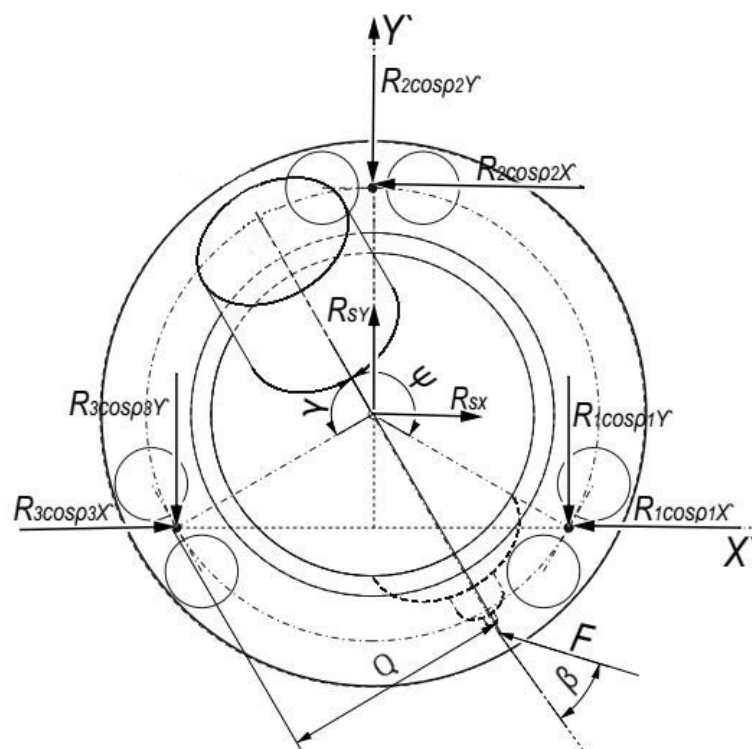
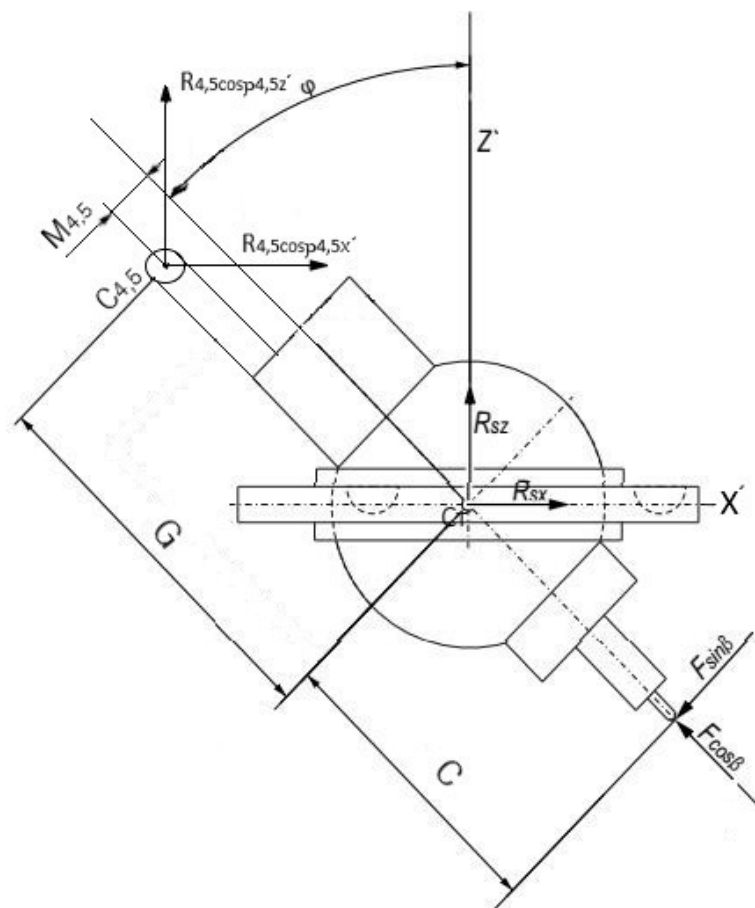


Рис. 3.3. Схема навантаження механізму з розташуванням сили F в площині, що проходить вздовж осі мотор-шпинделя

$$\sum F_{X'} = 0: F \cos\beta \cos\psi + R_{sx} + R_4 \cos\rho_{4x} (G \cos\varphi \cos\psi + M_4 \cos\varphi \cos\psi) + \\ + R_5 \cos\rho_{5x} \left(G \sin\varphi \cos\psi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right) \right) + F \sin\beta \sin\psi = 0$$

Виконуємо ряд математичних перетворень (спрощень) для даної системи рівнянь. Маємо:

$$\sum M_{C_T} = 0: R_4 \cdot (\cos\rho_{4z} \cdot (G \cos\varphi + M_4 \cos\varphi) - \cos\rho_{4x} \cdot (G \cos\varphi \cos\psi + \\ + M_4 \cos\varphi \cos\psi) + R_5 \cdot G \cdot (\cos\rho_{5z} \left(G \cos\varphi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right) \right) - \cos\rho_{5x} \cdot \\ \cdot \left(G \sin\varphi \cos\psi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right) \right)) + F \sin\beta \sin\lambda \cdot C = 0$$

$$\sum M_{C_4} = 0: R_5 \cdot G \cdot (\cos\rho_{5z} \left(G \cos\varphi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right) \right) - \cos\rho_{5x} \cdot \\ (G \sin\varphi \cos\psi + M_5 \cos\varphi \times \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right))) + R_{sx} \cdot G \cdot \sin\varphi \cos\psi + R_{sz} \cdot G \cos\varphi + \\ + F \sin\beta \sin\lambda \cdot 2G = 0$$

$$\sum M_{C_5} = 0: R_4 \cdot (\cos\rho_{4z} \cdot (G \cos\varphi + M_4 \cos\varphi) - \cos\rho_{4x} \cdot (G \cos\varphi \cos\psi + \\ M_4 \cos\varphi \cos\psi)) + R_{sx} \cdot G \cdot \sin\varphi \cos\psi + R_{sz} \cdot G \cos\varphi + F \sin\beta \sin\lambda \cdot (C + G) = 0$$

$$\sum F_{Y'} = 0: R_4 \cos \rho_{4y} + R_5 \cos \rho_{5y} + R_{sy} + F(\cos \beta \sin \psi + \sin \beta \cos \psi) = 0$$

$$\sum F_{X'} = 0: R_4 \cos \rho_{4x} \cdot (G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi) + R_5 \cos \rho_{5x} (G \sin \varphi \cos \psi + \\ + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) + R_{sx} + F(\cos \beta \cos \psi + \sin \beta \sin \psi) = 0$$

Розв'язуємо отримані рівняння відносно невідомих нам значень. Знаходимо вирази для визначення величин реакцій R_4 , R_5 та реакцій, що виникають в додатковому шарнірі робочого органу:

Із рівняння моментів навколо точки Ст знаходимо залежність між реакціями 5 і 4:

$$R_4 = \frac{F \sin \beta \sin \lambda \cdot C}{G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x} \cdot (G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi))} + \\ + R_5 \cdot G \cdot (\cos \rho_{5z} \left(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) - \cos \rho_{5x} \cdot (G \sin \varphi \cos \psi + \\ + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right))$$

Запишемо рівняння у новому вигляді:

$$\frac{F \sin \beta \sin \lambda \cdot C}{G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x} \cdot (G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi))} + \\ + R_5 \cdot G \cdot (\cos \rho_{5z} \left(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) - \cos \rho_{5x} \cdot (G \sin \varphi \cos \psi +$$

$$\begin{aligned}
& +M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \cdot G (\cos \rho_{4z} (G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x} (G \cos \varphi \cos \psi + \\
& + M_4 \cos \varphi \cos \psi) + R_5 \cdot G \cdot (\cos \rho_{5z} \left(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) - \cos \rho_{5x} \cdot \\
& \left(G \sin \varphi \cos \psi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) + F \sin \beta \sin \lambda \cdot C = 0
\end{aligned}$$

Зводимо подібні доданки:

$$\begin{aligned}
& \frac{F \sin \beta \sin \lambda \cdot C}{G (\cos \rho_{4z} (G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x} \cdot (G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi))} + \\
& 2 \cdot (R_5 \cdot G \cdot (\cos \rho_{5z} \left(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) - \cos \rho_{5x} \cdot (G \sin \varphi \cos \psi + \\
& M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) \cdot G (\cos \rho_{4z} (G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x} (G \cos \varphi \cos \psi + \\
& + M_4 \cos \varphi \cos \psi) + F \sin \beta \sin \lambda \cdot C = 0
\end{aligned}$$

Знаходимо реакцію R5:

$$\begin{aligned}
R_5 = & \left(\frac{F \sin \beta \sin \lambda \cdot C}{G (\cos \rho_{4z} (G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x} \cdot (G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi))} / \right. \\
& \left(2 G \cdot (\cos \rho_{5z} \left(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) - \cos \rho_{5x} (G \sin \varphi \cos \psi + M_5 \cos \varphi \cdot \right. \\
& \left. \left. \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) \cdot G (\cos \rho_{4z} (G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x} (G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \cdot \cos\psi))) + \left(F \sin\beta \sin\lambda \cdot C / \left(2G \cdot (\cos\rho_{5z} \left(G \cos\varphi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right) \right) - \right. \right. \\
& \left. \left. - \cos\rho_{5x} (G \sin\varphi \cos\psi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) \cdot G(\cos\rho_{4z} (G \cos\varphi + M_4 \cos\varphi) - \right. \right. \\
& \left. \left. - \cos\rho_{4x} (G \cos\varphi \cos\psi + M_4 \cos\varphi \cdot \cos\psi)) \right) \right)
\end{aligned}$$

Знаходимо реакцію R4:

$$\begin{aligned}
R_4 &= \frac{F \sin\beta \sin\lambda \cdot C}{G(\cos\rho_{4z} (G \cos\varphi + M_4 \cos\varphi) - \cos\rho_{4x} \cdot (G \cos\varphi \cos\psi + M_4 \cos\varphi \cos\psi))} + \\
& \left(\frac{F \sin\beta \sin\lambda \cdot C}{G(\cos\rho_{4z} (G \cos\varphi + M_4 \cos\varphi) - \cos\rho_{4x} \cdot (G \cos\varphi \cos\psi + M_4 \cos\varphi \cos\psi))} / \right. \\
& \left(2G \cdot (\cos\rho_{5z} \left(G \cos\varphi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right) \right) - \cos\rho_{5x} (G \sin\varphi \cos\psi + M_5 \cos\varphi \cdot \right. \\
& \left. \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) \cdot G(\cos\rho_{4z} (G \cos\varphi + M_4 \cos\varphi) - \cos\rho_{4x} (G \cos\varphi \cos\psi + M_4 \cos\varphi \right. \\
& \left. \cdot \cos\psi))) + \left(F \sin\beta \sin\lambda \cdot C / \left(2G \cdot (\cos\rho_{5z} \left(G \cos\varphi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right) \right) - \right. \right. \\
& \left. \left. - \cos\rho_{5x} (G \sin\varphi \cos\psi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) \cdot G(\cos\rho_{4z} (G \cos\varphi + M_4 \cos\varphi) - \right. \right. \\
& \left. \left. - \cos\rho_{4x} (G \cos\varphi \cos\psi + M_4 \cos\varphi \cdot \cos\psi)) \right) \cdot G \cdot (\cos\rho_{5z} \cdot (G \cos\varphi + \right.
\end{aligned}$$

$$+M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) - \cos \rho_{5x} \cdot (G \sin \varphi \cos \psi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right))$$

Підставляємо знайдені реакції в рівняння моментів усіх сил відносно осі X`:

$$\frac{\cos \rho_{4x} \cdot F \sin \beta \sin \lambda \cdot C}{G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x}(G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi))} + (\cos \rho_{4x}$$

$$\cdot \left(\frac{F \sin \beta \sin \lambda \cdot C}{G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x} \cdot (G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi))} \right) /$$

$$\left(2G \cdot (\cos \rho_{5z} \left(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) - \cos \rho_{5x}(G \sin \varphi \cos \psi + M_5 \cos \varphi \cdot$$

$$\cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) \cdot G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x}(G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi$$

$$\cos \psi)) + (\cos \rho_{4x} \cdot F \sin \beta \sin \lambda \cdot C / (2G(\cos \rho_{5z}(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \cdot$$

$$\left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) - \cos \rho_{5x}(G \sin \varphi \cos \psi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi +$$

$$+ M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x}(G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cdot \cos \psi)) + \cos \rho_{5x} \cdot$$

$$\left(\frac{F \sin \beta \sin \lambda \cdot C}{G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x} \cdot (G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi))} \right) /$$

$$\left(2G \cdot (\cos \rho_{5z} \left(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) - \cos \rho_{5x}(G \sin \varphi \cos \psi + M_5 \cos \varphi \cdot$$

$$\begin{aligned}
& \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right) \cdot G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4\cos\varphi) - \cos\rho_{4x}(G\cos\varphi\cos\psi + M_4\cos\varphi \\
& \cos\psi)) + (\cos\rho_{5x} \cdot F\sin\beta\sin\lambda \cdot C / (2G(\cos\rho_{5z}(G\cos\varphi + M_5\cos\varphi\cos \\
& \left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) - \cos\rho_{5x}(G\sin\varphi\cos\psi + M_5\cos\varphi\cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) \times \\
& \times G(\cos\rho_{4z} \cdot (G\cos\varphi + M_4\cos\varphi) - \cos\rho_{4x}(G\cos\varphi\cos\psi + M_4\cos\varphi \cdot \cos\psi))) + \\
& + R_{sx} + F(\cos\beta\cos\psi + \sin\beta\sin\psi) = 0
\end{aligned}$$

Виконуємо ряд перетворень. Отримуємо:

$$\begin{aligned}
& \frac{\cos\rho_{4x} \cdot F\sin\beta\sin\lambda \cdot C}{G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4\cos\varphi) - \cos\rho_{4x}(G\cos\varphi\cos\psi + M_4\cos\varphi\cos\psi))} + (\cos\rho_{4x} \\
& + \cos\rho_{5x}) \cdot \left(\frac{F\sin\beta\sin\lambda \cdot C}{G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4\cos\varphi) - \cos\rho_{4x}(G\cos\varphi\cos\psi + M_4\cos\varphi\cos\psi))} \right. \\
& / \left(2G \cdot (\cos\rho_{5z}(G\cos\varphi + M_5\cos\varphi\cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) - \cos\rho_{5x}(G\sin\varphi\cos\psi + \right. \\
& + M_5\cos\varphi\cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) \cdot G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4\cos\varphi) - \cos\rho_{4x} \cdot (G\cos\varphi \cdot \\
& \cos\psi + M_4\cos\varphi\cos\psi))) + R_{sx} + F(\cos\beta\cos\psi + \sin\beta\sin\psi) + (\cos\rho_{4x} + \cos\rho_{5x}) \\
& \times \left(F\sin\beta\sin\lambda \cdot C / (2G(\cos\rho_{5z}(G\cos\varphi + M_5\cos\varphi\cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) - \cos\rho_{5x} \cdot
\end{aligned}$$

$$\times (G \sin \varphi \cos \psi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \\ - \cos \rho_{4x}(G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cdot \cos \psi)) = 0$$

Отримуємо вираз для знаходження величини реакції R_{sx} :

$$R_{sx} = \frac{\cos \rho_{4x} \cdot F \sin \beta \sin \lambda \cdot C}{G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x}(G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi))} + \\ \left(\frac{F \sin \beta \sin \lambda \cdot C}{G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x}(G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi))} / \right. \\ \left(2G \cdot (\cos \rho_{5z} \left(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) - \cos \rho_{5x}(G \sin \varphi \cos \psi + \right. \\ \left. + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) \cdot G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x} \cdot (G \cos \varphi \cdot \right. \\ \left. \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi)) \right) \times (\cos \rho_{4x} + \cos \rho_{5x}) + F(\cos \beta \cos \psi + \sin \beta \sin \psi) \\ \left. + (\cos \rho_{4x} + \cos \rho_{5x}) \times (F \sin \beta \sin \lambda \cdot C / (2G(\cos \rho_{5z}(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \cdot \right. \\ \left. \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) - \cos \rho_{5x}(G \sin \varphi \cos \psi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + \right. \\ \left. + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x}(G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cdot \cos \psi))) \right)$$

Аналогічно підставляємо знайдені реакції в рівняння моментів усіх сил відносно осі Y' і отримуємо рівняння для знаходження величини реакції R_{sy} :

$$\begin{aligned}
R_{sy} = & \frac{\cos\rho_{4y} \cdot F \sin\beta \sin\lambda \cdot C}{G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4\cos\varphi) - \cos\rho_{4x}(G\cos\varphi\cos\psi + M_4\cos\varphi\cos\psi))} + \\
& \left(\frac{F \sin\beta \sin\lambda \cdot C}{G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4\cos\varphi) - \cos\rho_{4x}(G\cos\varphi\cos\psi + M_4\cos\varphi\cos\psi))} / \right. \\
& \left(2G \cdot (\cos\rho_{5z} \left(G\cos\varphi + M_5\cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right) \right) - \cos\rho_{5x}(G\sin\varphi\cos\psi + \right. \\
& \left. + M_5\cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) \cdot G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4\cos\varphi) - \cos\rho_{4x} \cdot (G\cos\varphi \cdot \right. \\
& \left. \cos\psi + M_4\cos\varphi\cos\psi)) \right) \times (\cos\rho_{4y} + \cos\rho_{5y}) + F(\cos\beta\cos\psi + \sin\beta\sin\psi) \\
& + (\cos\rho_{4x} + \cos\rho_{5x}) \times (F \sin\beta \sin\lambda \cdot C / (2G(\cos\rho_{5z}(G\cos\varphi + M_5\cos\varphi\cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right) - \cos\rho_{5x}(G\sin\varphi\cos\psi + M_5\cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right))G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4\cos\varphi) - \cos\rho_{4x}(G\cos\varphi\cos\psi + M_4\cos\varphi \cdot \cos\psi)))
\end{aligned}$$

Підставляємо відомі значення реакцій в рівняння моментів навколо точки С4:

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{F \sin\beta \sin\lambda \cdot C}{G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4\cos\varphi) - \cos\rho_{4x}(G\cos\varphi\cos\psi + M_4\cos\varphi\cos\psi))} / \right. \\
& \left(2G \cdot (\cos\rho_{5z} \left(G\cos\varphi + M_5\cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right) \right) - \cos\rho_{5x}(G\sin\varphi\cos\psi + \right. \\
& \left. + M_5\cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) \cdot G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4\cos\varphi) - \cos\rho_{4x} \cdot (G\cos\varphi \cdot \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \cos\psi + M_4 \cos\varphi \cos\psi))) + (F \sin\beta \sin\lambda \cdot C / (2G(\cos\rho_{5z}(G\cos\varphi + M_5 \cos\varphi \cos \cdot \\
& \left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right))) - \cos\rho_{5x}(G \sin\varphi \cos\psi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right))G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + \\
& + M_4 \cos\varphi) - \cos\rho_{4x}(G \cos\varphi \cos\psi + M_4 \cos\varphi \cdot \cos\psi))) \times (\cos\rho_{5z} \cdot (G\cos\varphi + \\
& + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) - \cos\rho_{5x}(G \sin\varphi \cos\psi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) + \\
& + \left(\frac{\cos\rho_{4x} \cdot F \sin\beta \sin\lambda \cdot C}{G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4 \cos\varphi) - \cos\rho_{4x}(G \cos\varphi \cos\psi + M_4 \cos\varphi \cos\psi))} + \right. \\
& \left. \frac{F \sin\beta \sin\lambda \cdot C}{G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4 \cos\varphi) - \cos\rho_{4x}(G \cos\varphi \cos\psi + M_4 \cos\varphi \cos\psi))} \right) / \\
& \left(2G \cdot (\cos\rho_{5z}(G\cos\varphi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right))) - \cos\rho_{5x}(G \sin\varphi \cos\psi + \right. \\
& + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right)) \cdot G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + M_4 \cos\varphi) - \cos\rho_{4x} \cdot (G\cos\varphi \cdot \\
& \cos\psi + M_4 \cos\varphi \cos\psi))) \times (\cos\rho_{4x} + \cos\rho_{5x}) + F(\cos\beta \cos\psi + \sin\beta \sin\psi) + \\
& (\cos\rho_{4x} + \cos\rho_{5x}) \cdot (F \sin\beta \sin\lambda \cdot C / (2G(\cos\rho_{5z}(G\cos\varphi + M_5 \cos\varphi \cos \cdot \\
& \left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right))) - \cos\rho_{5x}(G \sin\varphi \cos\psi + M_5 \cos\varphi \cos\left(\psi - \frac{2\pi}{3}\right))G(\cos\rho_{4z}(G\cos\varphi + \\
& + M_4 \cos\varphi) - \cos\rho_{4x}(G \cos\varphi \cos\psi + M_4 \cos\varphi \cdot \cos\psi))) \times G \cdot \sin\varphi \cos\psi +
\end{aligned}$$

$$+R_{sz} \cdot G \cos \varphi + F \sin \beta \sin \lambda \cdot 2 \times G = 0$$

Знаходимо вираз для визначення величини реакції R_{sz} :

$$R_{sz} = \left(\left(\frac{F \sin \beta \sin \lambda \cdot C}{G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x}(G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi))} \right. \right. \\ / \left(2G \cdot (\cos \rho_{5z} \left(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) - \cos \rho_{5x}(G \sin \varphi \cos \psi + \right. \\ + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) \cdot G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x} \cdot (G \cos \varphi \cdot \\ \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi)) \left. \right) + (F \sin \beta \sin \lambda \cdot C / (2G(\cos \rho_{5z}(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \cdot \\ \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) - \cos \rho_{5x}(G \sin \varphi \cos \psi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + \\ + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x}(G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cdot \cos \psi))) \times (\cos \rho_{5z}(G \cos \varphi + \\ + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right))) / G \cos \varphi + \\ + \left(\left(\frac{\cos \rho_{4x} \cdot F \sin \beta \sin \lambda \cdot C}{G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x}(G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi))} \right. \right. \\ \left. \left(\frac{F \sin \beta \sin \lambda \cdot C}{G(\cos \rho_{4z}(G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x}(G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi))} \right) / \right.$$

$$\begin{aligned}
& \left(2G \cdot (\cos \rho_{5z} \left(G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \right) - \cos \rho_{5x} (G \sin \varphi \cos \psi + \right. \\
& + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) \cdot G (\cos \rho_{4z} (G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \cos \rho_{4x} \cdot (G \cos \varphi \cdot \\
& \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cos \psi)) \times (\cos \rho_{4x} + \cos \rho_{5x}) + F (\cos \beta \cos \psi + \sin \beta \sin \psi) + \\
& + (F \sin \beta \sin \lambda \cdot C / (2G (\cos \rho_{5z} (G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) - \\
& - \cos \rho_{5x} (G \sin \varphi \cos \psi + M_5 \cos \varphi \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right)) G (\cos \rho_{4z} (G \cos \varphi + M_4 \cos \varphi) - \\
& - \cos \rho_{4x} (G \cos \varphi \cos \psi + M_4 \cos \varphi \cdot \cos \psi))) \times (\cos \rho_{5z} (G \cos \varphi + M_5 \cos \varphi \times \\
& \times \cos \left(\psi - \frac{2\pi}{3} \right) \times (\cos \rho_{4x} + \cos \rho_{5x})) \times G \cdot \sin \varphi \cos \psi) / G \cos \varphi + \frac{F \sin \beta \sin \lambda \cdot 2G}{G \cos \varphi}
\end{aligned}$$

При цьому напрямні косинуси реакцій рівні:

$$\begin{aligned}
\cos \rho_{4x} &= \frac{x_4 - x_{c4}}{L_{S4}} \cos \rho_{4x} = \frac{x_4 - x_{c4}}{L_{S4}} ; & \cos \rho_{4y} &= \frac{y_4 - y_{c4}}{L_{S4}} \cos \rho_{4y} = \frac{y_4 - y_{c4}}{L_{S4}} ; \\
\cos \rho_{4z} &= \frac{z_4 - z_{c4}}{L_{S4}} \cos \rho_{4z} = \frac{z_4 - z_{c4}}{L_{S4}} ; \\
\cos \rho_{5x} &= \frac{x_5 - x_{c5}}{L_{S5}} \cos \rho_{5x} = \frac{x_5 - x_{c5}}{L_{S5}} ; & \cos \rho_{5y} &= \frac{y_5 - y_{c5}}{L_{S5}} \cos \rho_{5y} = \frac{y_5 - y_{c5}}{L_{S5}} ; \\
\cos \rho_{5z} &= \frac{z_5 - z_{c5}}{L_{S5}} \cos \rho_{5z} = \frac{z_5 - z_{c5}}{L_{S5}} .
\end{aligned}$$

На другому етапі розгляду схеми навантаження будемо розглядати реакції, що за вищезазначеного положення результуючої сили F виникають у

шарнірах 1,2,3 на рухомій платформі (рис. 3.3). Для трьох невідомих реакцій складаємо три рівняння рівноваги зазначених силових факторів, серед яких буде рівняння проєкцій реакцій на вісь Z , рівняння моментів відносно осі X' і Y' . Маємо:

$$\sum Z = 0: R_{SZ} - R_1 \cos \rho_{1z} - R_2 \cos \rho_{2z} - R_3 \cos \rho_{3z} = 0$$

$$\sum M_X = 0: R_{SZ} \cdot Q \sin(\gamma - \pi) - R_{Sy} \cdot D - R_1 \cos \rho_{1z} \cdot Q(1 - \cos \gamma) = 0$$

$$\sum M_Y = 0: R_{Sx} \cdot D + R_2 \cos \rho_{2z} \cdot Q \sin \gamma - R_3 \cos \rho_{3z} \cdot Q \sin \gamma = 0$$

З рівняння рівноваги моментів сил навколо осі X' отримуємо вираз для визначення проєкції реакції R_1 на вісь Z :

$$R_1 \cos \rho_{1z} = \frac{R_{SZ} \cdot Q \sin(\gamma - \pi) - R_{Sy} \cdot D}{Q(1 - \cos \gamma)}$$

З рівняння рівноваги моментів сил навколо осі Y' отримуємо залежність між проєкціями реакцій R_2 і R_3 на вісь Z :

$$R_3 \cos \rho_{3z} = \frac{R_{Sx} \cdot D}{Q \sin \gamma} + R_2 \cos \rho_{2z}$$

Підставляємо отримані тотожності в рівняння рівноваги проєкцій сил на вісь Z :

$$R_{SZ} - \frac{R_{SZ} \cdot Q \sin(\gamma - \pi) - R_{Sy} \cdot D}{Q(1 - \cos\gamma)} - R_2 \cos\rho_{2z} - \frac{R_{Sx} \cdot D}{Q \sin\gamma} - R_2 \cos\rho_{2z} = 0$$

У даному рівнянні залишається одна невідома проекція реакції R_2 на вісь Z :

$$R_{SZ} - \frac{R_{SZ} \cdot Q \sin(\gamma - \pi) - R_{Sy} \cdot D}{Q(1 - \cos\gamma)} - \frac{R_{Sx} \cdot D}{Q \sin\gamma} - 2R_2 \cos\rho_{2z} = 0$$

$$R_2 \cos\rho_{2z} = \frac{R_{SZ}}{2} - \frac{R_{SZ} \cdot Q \sin(\gamma - \pi) - R_{Sy} \cdot D}{2Q(1 - \cos\gamma)} - \frac{R_{Sx} \cdot D}{2Q \sin\gamma}$$

Знайшовши проекцію реакції R_2 на вісь Z , та підставивши її у залежність між проекціями реакцій R_2 і R_3 на вісь Z , можемо визначити проекцію реакції R_3 на вісь Z :

$$R_3 \cos\rho_{3z} = \frac{R_{Sx} \cdot D}{Q \sin\gamma} + \frac{R_{SZ}}{2} - \frac{R_{SZ} \cdot Q \sin(\gamma - \pi) - R_{Sy} \cdot D}{2Q(1 - \cos\gamma)} - \frac{R_{Sx} \cdot D}{2Q \sin\gamma}$$

Виконуємо ряд перетворень. З отриманих рівнянь знаходимо вирази для визначення реакцій R_1 , R_2 , R_3 :

$$R_1 = \frac{R_{SZ} \cdot Q \sin(\gamma - \pi) - R_{Sy} \cdot D}{\cos\rho_{1z} Q(1 - \cos\gamma)}$$

$$R_2 = \frac{R_{SZ}}{2 \cos\rho_{2z}} - \frac{R_{SZ} \cdot Q \sin(\gamma - \pi) - R_{Sy} \cdot D}{2 \cos\rho_{2z} Q(1 - \cos\gamma)} - \frac{R_{Sx} \cdot D}{2 \cos\rho_{2z} Q \sin\gamma}$$

$$R_3 = \frac{R_{Sx} \cdot D}{\cos\rho_{3z} Q \sin\gamma} + \frac{R_{SZ}}{2 \cos\rho_{3z}} - \frac{R_{SZ} \cdot Q \sin(\gamma - \pi) - R_{Sy} \cdot D}{2 \cos\rho_{3z} Q(1 - \cos\gamma)} - \frac{R_{Sx} \cdot D}{2 \cos\rho_{3z} Q \sin\gamma}$$

Оскільки величини R_{sx} , R_{sy} та R_{sz} нам вже відомі, підставляємо їх у отримані рівняння та знаходимо величини реакцій, що виникають у шарнірах 1,2,3.

При цьому напрямні косинуси реакцій рівні:

$$\cos \rho_{1z} = \frac{z_1 - z_{C_1}}{L_{S1}} ; \quad \cos \rho_{2z} = \frac{z_2 - z_{C_2}}{L_{S2}} ; \quad \cos \rho_{3z} = \frac{z_3 - z_{C_3}}{L_{S3}} .$$

3.3 Дослідження внутрішнього силового навантаження в штангах механізму

Виведені в попередньому пункті роботи залежності реакцій штанг дозволяють провести теоретичне дослідження впливу напряму прикладення рівнодійної сили технологічного навантаження та просторового розташування мотор-шпинделя разом з рухомою платформою на величину внутрішніх силових факторів в штангах механізму.

Дослідження силового навантаження будемо проводити у два етапи., В ході дослідження проаналізуємо, як будуть змінюватися величини заданих реакцій від зміни величини кутів прикладення сили технологічного опору в площині, що проходить вздовж осі мотор-шпинделя.

На першому етапі дослідження проаналізуємо вплив кут β нахилу рівнодійної сили F до осі мотор-шпинделя по відношенню до рухомої платформи в різних точках робочого простору. Розрахунки проводимо в середовищі MathCAD. В першій частині дослідження змінним параметром виступає кут β нахилу рівнодійної сили F до осі мотор-шпинделя. Його величину змінюватимемо в діапазоні від -90° до $+90^\circ$. Значення сили F фіксуємо довільно, наприклад, на позначці 1000 Н. Кут нахилу λ рівнодійної сили F до осі Y в даному випадку буде рівним 0.

Знаки величин реакцій на рис. 3.4 – 3.7 показують, яке навантаження сприймає штанга. При від’ємних значеннях реакцій штанга працює на розтяг, при додатних – на стиск. Аналізуючи наведені графіки, можна зробити висновок, що при вертикальному по відношенню до рухомої платформи розташуванні осі мотор-шпинделя реакції у штангах, в основному більші. Можна зазначити, що реакції у штанзі 1 більші при куті нахилу $\beta = 0^\circ$. При цьому дана штанга за такої зміни розташування навантажуючої сили F завжди має реакції одного спрямування, тобто або тільки розтяг, або тільки стиск.

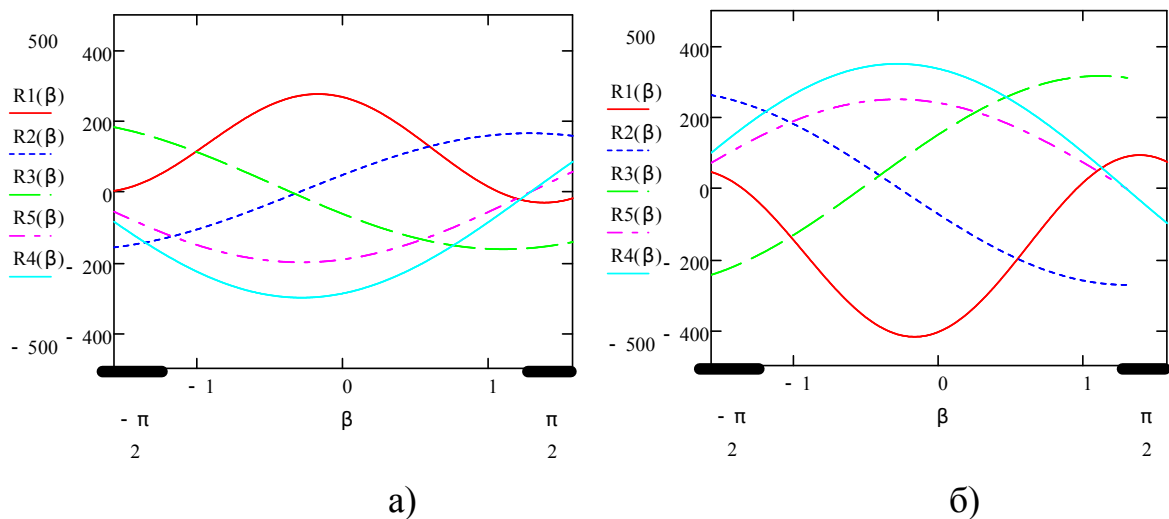
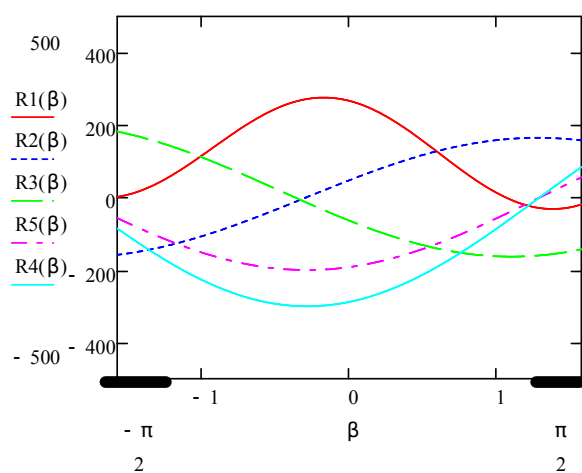
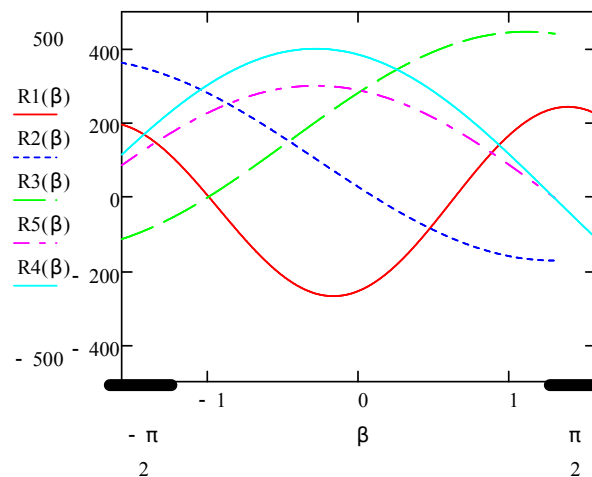


Рис. 3.4. Залежність величини реакцій в штангах від зміни кута β за горизонтального (а) і вертикального (б) положення мотор-шпинделя при координатах вершини інструмента в робочому просторі $(0, 0, 0)$



а)



б)

Рис. 3.5. Залежність величини реакцій в штангах від зміни кута β за горизонтального (а) і вертикального (б) положення мотор-шпинделя при координатах вершини інструмента в робочому просторі $(0, D/2, 0)$

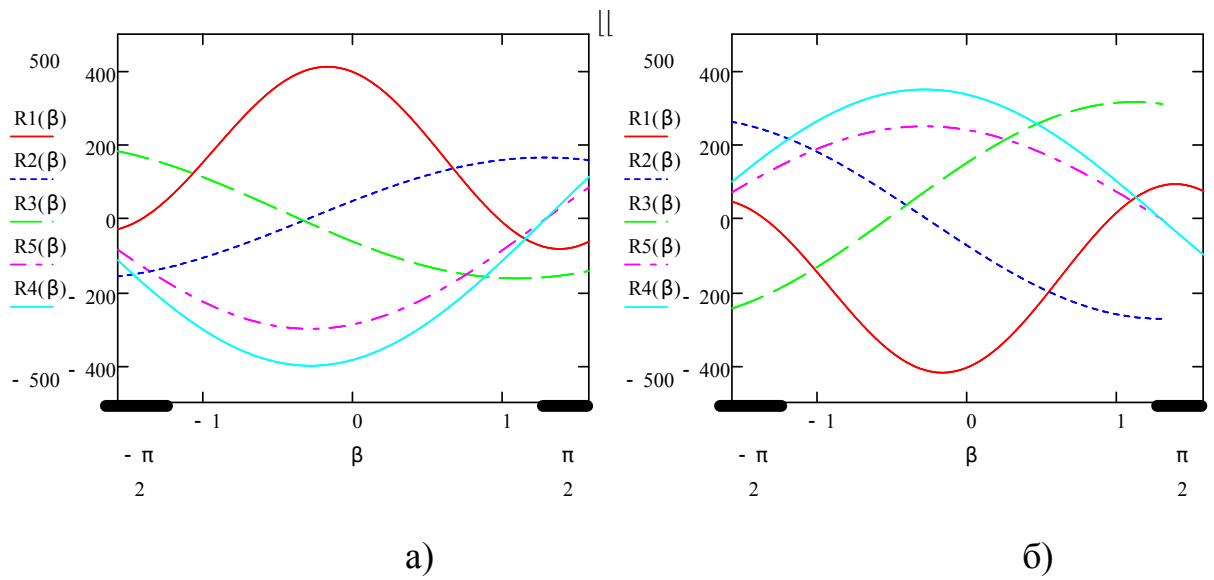
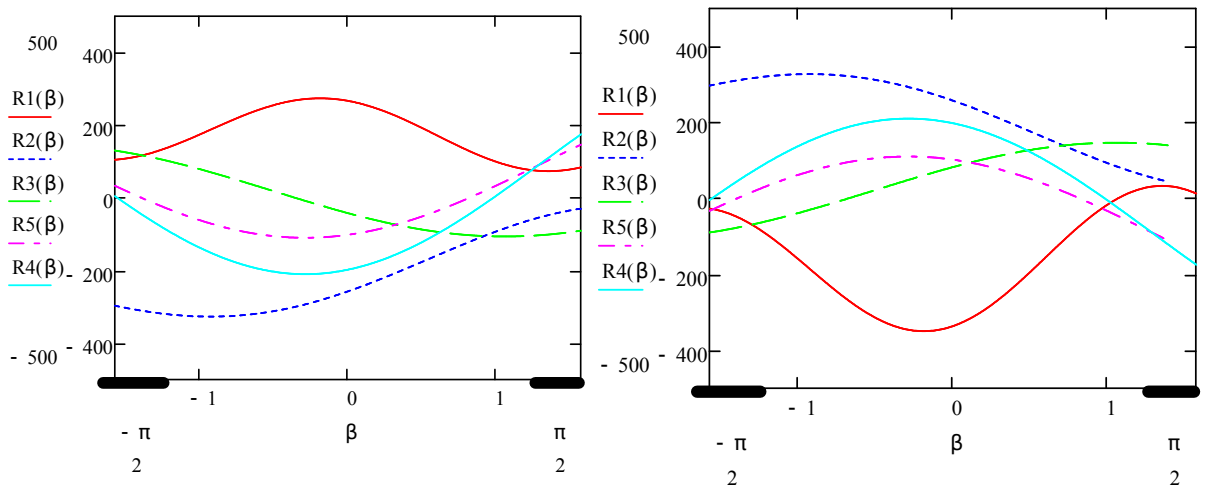


Рис. 3.6. Залежність величини реакцій в штангах від зміни кута β за горизонтального (а) і вертикального (б) положення моторшпинделя при координатах вершини інструмента в робочому просторі $(0, -D/2, 0)$



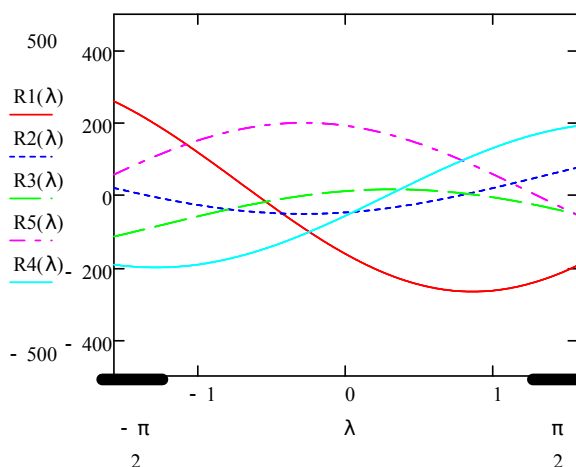
а)

б)

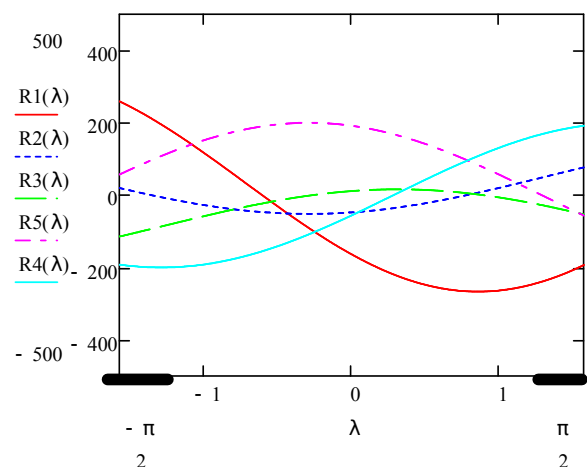
Рис. 3.7. Залежність величини реакцій в штангах від зміни кута β за горизонтального (а) і вертикального (б) положення мотор-шпинделя при координатах вершини інструмента в робочому просторі $(D/2, 0, 0)$

Характер залежностей реакцій у штангах 2 і 3 більш складний. У більшій частині діапазону зміни кута β напрямки реакцій у даних штангах будуть протилежними. За вертикального положення інструменту різниця реакцій буде більшою. Напрямок реакцій у штангах 4 і 5 буде протилежним напрямку реакції у штанзі 1. Реакції у штангах 4 і 5 збільшуються при куті нахилу $\beta = 0^\circ$.

На другому етапі дослідження аналізуватимемо вплив кута λ напрямку рівнодійної сили F технологічного опору. Кут λ змінюватимемо в діапазоні від -90° до $+90^\circ$. При цьому кут $\beta=0$. При цьому точки прикладення рівнодійної сили і саму величину даної сили залишаємо без змін у порівнянні з першою частиною. Розрахунки також будемо проводити для горизонтального і вертикального розташування осі мотор-шпинделя.



а)



б)

Рис. 3.8. Залежність величини реакцій в штангах від зміни кута λ за горизонтального (а) і вертикального (б) положення моторшпинделя при координатах вершини інструмента в робочому просторі $(0, 0, 0)$

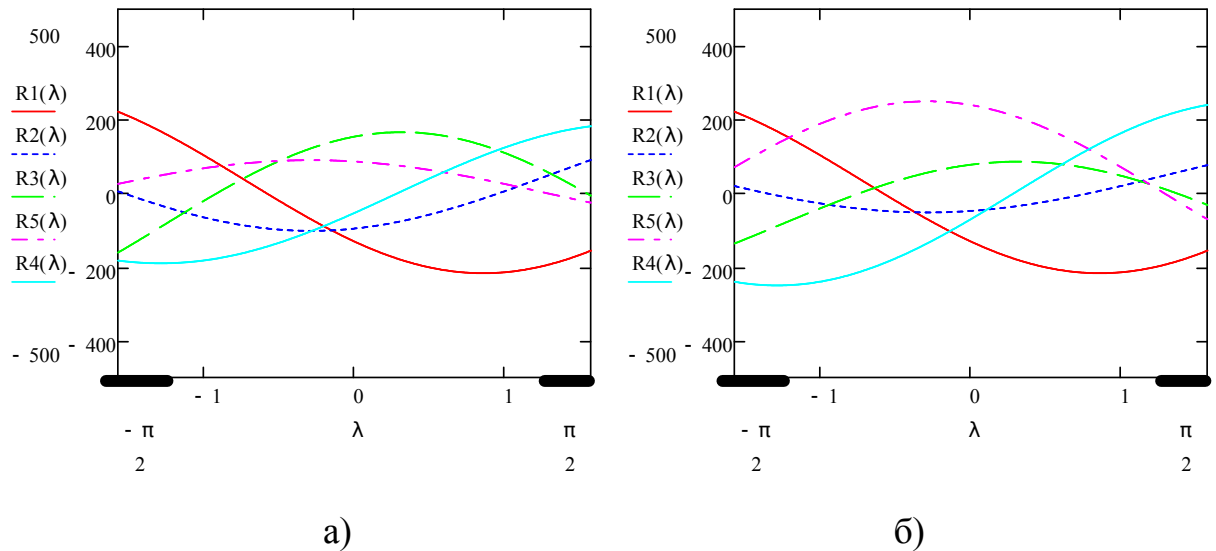


Рис. 3.9. Залежність величини реакцій в штангах від зміни кута λ за горизонтального (а) і вертикального (б) положення моторшпинделя при координатах вершини інструмента в робочому просторі $(0, D/2, 0)$

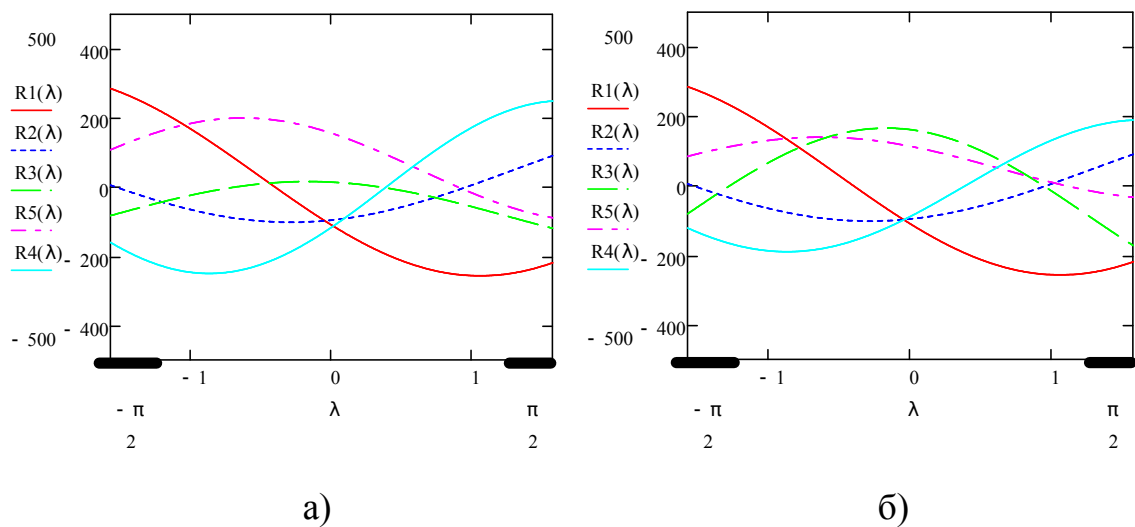


Рис. 3.10. Залежність величини реакцій в штангах від зміни кута λ за горизонтального (а) і вертикального (б) положення мотор-шпинделя при координатах вершини інструмента в робочому просторі $(0, -D/2, 0)$

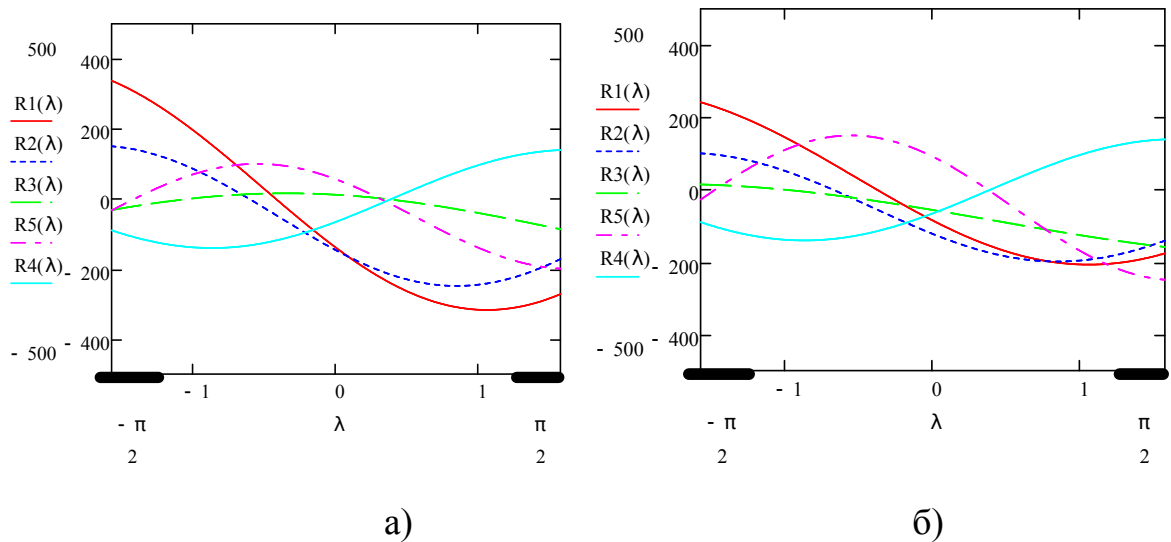


Рис. 3.11. Залежність величини реакцій в штангах від зміни кута λ за горизонтального (а) і вертикального (б) положення мотор-шпинделя при координатах вершини інструмента в робочому просторі $(D/2, 0, 0)$

При змін кута λ напрямку рівнодійної сили F технологічного опору виявили наступну залежність: якщо порівнюватися графіки, отриманні при розгляді положення вершини інструмента у точці початку системи координат, то зміна положення мотор-шпинделя з горизонтального на вертикальне призводить до незначного зростання реакцій в штангах 3,4,5 і незначного падіння реакцій в штангах 1 і 2.

Аналогічний висновок можна зробити і про залежності в інших точках розгляду. Проте рух платформи механізму вздовж осі X призводить до більш

різкої зміни у залежностях реакцій від варіювання кута λ без зміни їх характеру, причому в більшій мірі це стосується реакцій у штангах 1 і 2.

РОЗДІЛ 4

РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

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

Метою даної дипломної роботи є дослідження реакцій штанг механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу шляхом встановлення раціональних параметрів схеми силового навантаження. В ході роботи синтезовано схему механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу. Встановлено вплив кута взаємного розташування напрямних повзунів штанг відносно центру описаного через дані напрямні кола на габаритні розміри самого кола та довжини штанг даного механізму. Дані розрахунки дозволяють здійснити раціоналізацію конструкції відносно зменшення її габаритів, зниження навантажень у приводах і, як наслідок, підвищення продуктивності обробки. Такі результати будуть опосередковано враховані у відповідних вхідних показниках розрахунку економічної ефективності пропонованого проєктного варіанту у порівнянні з базовим.

Узагальнені основні техніко-економічні характеристики варіантів верстатів, що порівнюються, зведено до табл. 4.1. Порівняння проводиться за умовно прийнятої програми випуску деталей. Нерівнозначність компоновок, що порівнюються, з точки зору їх ремонтпридатності, враховуємо підвищивши категорію ремонтної складності механічної частини верстатів.

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.	27,0	24,3
4.	Площа, яку займає верстат	м ²	4,7	3,6
5.	Встановлена потужність електродвигунів	кВт	16	16
6.	Категорія ремонтної складності механічної/електричної частин	УРО	20/10,5	21/10,5
7.	Розряд роботи верстатника	розряд	4	4
8.	Оптова ціна верстата	грн.	580000	638000

Експлуатаційні витрати [15] 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.

Розрахунок виконуємо за формулою:

$$B_{\text{с}} = \sum_{i=1}^m B_i \quad (4.1)$$

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.;

$B_{\text{е}}$ – витрати на силову електроенергію, грн.;

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

B_p – витрати на ремонт обладнання, грн.;

B_n – витрати на утримання приміщення, грн.;

B_a – витрати на амортизацію обладнання, грн.

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

$$B_z = C_r \cdot \frac{T_{шт}}{60} \cdot (1 + K_d) \cdot (1 + K_c) \quad (4.2)$$

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

$T_{шт}$ – час обробки деталі, хв.;

K_d, K_c – відповідно коефіцієнти додаткової зарплати та відрахувань на соціальні потреби.

У базовому варіанті:

$$B_z^{баз} = 55,398 \cdot \frac{27,0}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 33,455 \text{ грн}$$

$$B_z^{баз} = 55,398 \cdot \frac{27,0}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 33,455 \text{ грн}$$

В проектному варіанті:

$$B_z^{пр} = 55,398 \cdot \frac{24,3}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 30,1094 \text{ грн}$$

$$B_z^{пр} = 55,398 \cdot \frac{24,3}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 30,1094 \text{ грн}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$B_e = \frac{N_b \cdot K_o \cdot K_N \cdot K_d}{\eta_m \cdot \eta_c} \cdot \frac{T_{шт}}{60} \cdot P_{сл} \quad (4.3)$$

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

K_0 – коефіцієнт одночасної роботи моторів (приймають 0,65...0,8);

K_N – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю (приймають 0,6...0,7);

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

η_c – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів;

η_m – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі підприємства;

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

$$B_{\text{ел}}^{\text{баз}} = \frac{16 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,5}{0,88 \cdot 0,95} \cdot \frac{27,0}{60} \cdot 4,21 = 7,6159 \text{ грн}$$

$$B_{\text{ел}}^{\text{баз}} = \frac{16 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,5}{0,88 \cdot 0,95} \cdot \frac{27,0}{60} \cdot 4,21 = 7,6159 \text{ грн};$$

$$B_{\text{ел}}^{\text{пр}} = \frac{16 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,5}{0,88 \cdot 0,95} \cdot \frac{24,3}{60} \cdot 4,21 = 6,8543 \text{ грн}$$

$$B_{\text{ел}}^{\text{пр}} = \frac{16 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,5}{0,88 \cdot 0,95} \cdot \frac{24,3}{60} \cdot 4,21 = 6,8543 \text{ грн};$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$B_{\text{дм}} = \frac{M_{\text{гв}} \cdot R_{\text{м}} \cdot T_{\text{шт}}}{60 \cdot 100} \cdot K_{\text{п}} \quad (4.4)$$

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

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

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

$$B_{\text{дм}}^{\text{баз}} = \frac{29,5 \cdot 20 \cdot 27,0}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 2,655 \text{ грн} \quad B_{\text{дм}}^{\text{баз}} = \frac{29,5 \cdot 20 \cdot 27,0}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 2,655 \text{ грн};$$

$$B_{\text{дм}}^{\text{пр}} = \frac{29,5 \cdot 21 \cdot 24,3}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 2,509 \text{ грн} \quad B_{\text{дм}}^{\text{пр}} = \frac{29,5 \cdot 21 \cdot 24,3}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 2,509 \text{ грн}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$B_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \cdot \Gamma_{\text{вм}} + R_{\text{е}} \cdot \Gamma_{\text{вс}}}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60} \quad (4.5)$$

де $\Gamma_{\text{вм}}, \Gamma_{\text{вс}}$ – 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

$$B_{\text{р}}^{\text{баз}} = \frac{(20 \cdot 680 + 10,5 \cdot 520) \cdot 27,0}{3950 \cdot 60} = 2,1714 \text{ грн}$$

$$B_{\text{р}}^{\text{баз}} = \frac{(20 \cdot 680 + 10,5 \cdot 520) \cdot 27,0}{3950 \cdot 60} = 2,1714 \text{ грн};$$

$$B_{\text{р}}^{\text{пр}} = \frac{(21 \cdot 680 + 10,5 \cdot 520) \cdot 24,3}{3950 \cdot 60} = 2,0240 \text{ грн} \quad B_{\text{р}}^{\text{пр}} = \frac{(21 \cdot 680 + 10,5 \cdot 520) \cdot 24,3}{3950 \cdot 60} = 2,0240 \text{ грн}$$

Витрати на утримання приміщення:

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

де F_0 – виробнича площа, яку займає одиниця обладнання, m^2 ;

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

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

$$B_{уп}^{баз} = \frac{4,7 \cdot 3,0 \cdot 27,0}{3950 \cdot 60} \cdot 480 = 0,771 \text{ грн} \quad B_{уп}^{баз} = \frac{4,7 \cdot 3,0 \cdot 27,0}{3950 \cdot 60} \cdot 480 = 0,771 \text{ грн};$$

$$B_{уп}^{пр} = \frac{3,6 \cdot 3,5 \cdot 24,3}{3950 \cdot 60} \cdot 480 = 0,620 \text{ грн} \quad B_{уп}^{пр} = \frac{3,6 \cdot 3,5 \cdot 24,3}{3950 \cdot 60} \cdot 480 = 0,620 \text{ грн}$$

Витрати на амортизацію верстата:

$$B_a = \frac{\Phi_{бал} \cdot H_a}{F_{дрм} \cdot 100} \cdot \frac{T_{нор}}{60} \quad (4.7)$$

де H_a – норма амортизації, %;

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

$$\Phi_{бал} = Ц_{опт} \cdot (1 + K_{тр} + K_m + K_\phi) \quad (4.8)$$

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

$K_{тр}$, K_m , K_ϕ – відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05...0,1), монтаж (0,04...0,06) та влаштування фундаменту (0,02...0,08).

$$\Phi_{бал}^{баз} = 580000 \cdot (1 + 0,08 + 0,05 + 0,06) = 690200 \text{ грн}$$

$$\Phi_{бал}^{баз} = 580000 \cdot (1 + 0,08 + 0,05 + 0,06) = 690200 \text{ грн},$$

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} = 638000 \cdot (1 + 0,08 + 0,05 + 0,06) = 759220 \text{ грн}$$

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} = 638000 \cdot (1 + 0,08 + 0,05 + 0,06) = 759220 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{а}}^{\text{баз}} = \frac{690200 \cdot 15 \cdot 27,0}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 11,7945 \text{ грн} \quad B_{\text{а}}^{\text{баз}} = \frac{690200 \cdot 15 \cdot 27,0}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 11,7945 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{а}}^{\text{пр}} = \frac{759220 \cdot 15 \cdot 24,3}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 11,6766 \text{ грн} \quad B_{\text{а}}^{\text{пр}} = \frac{759220 \cdot 15 \cdot 24,3}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 11,6766 \text{ грн.}$$

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_z	33,455	30,1094
2.	Силовa електроенергія	$B_{\text{ел}}$	7,6159	6,8543
3.	Допоміжні матеріали	$B_{\text{дм}}$	2,655	2,509
4.	Ремонт обладнання	B_p	2,1714	2,0240
5.	Утримання приміщення	$B_{\text{уп}}$	0,771	0,620
6.	Амортизація обладнання	B_a	11,7945	11,6766
Всього експлуатаційних витрат		B_e	58,4628	53,7933

4.2. Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект, який отримує підприємство-споживач, розраховуємо за формулою [15]:

$$E_p = (B_c^{\bar{\sigma}_{\Delta Z}} - B_c^{\sigma_{np}}) \cdot N_z - E_n \cdot (\Phi_{\bar{\sigma}_{\Delta Z}}^{\sigma_{np}} \cdot Q_{np} - \Phi_{\bar{\sigma}_{\Delta Z}}^{\bar{\sigma}_{\Delta Z}} \cdot Q_{\bar{\sigma}_{\Delta Z}}), \quad (4.9)$$

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

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

K_d - додаткові капітальні витрати, грн.:

$$K_d = \Phi_{\bar{\sigma}_{\Delta Z}}^{\sigma_{np}} \cdot Q_{np} - \Phi_{\bar{\sigma}_{\Delta Z}}^{\bar{\sigma}_{\Delta Z}} \cdot Q_{\bar{\sigma}_{\Delta Z}}, \quad (4.10)$$

де $\Phi_{\bar{\sigma}_{\Delta Z}}^{\sigma_{np}}, \Phi_{\bar{\sigma}_{\Delta Z}}^{\bar{\sigma}_{\Delta Z}}$ - балансова вартість відповідно проектного та базового верстатів, грн.;

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

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

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

У базовому варіанті:

$$Q_{\bar{\sigma}_{\Delta Z}} = \frac{15000 \cdot 27,0}{3950 \cdot 60 \cdot 1,01} = 1,66;$$

в проектному варіанті:

$$Q_{np} = \frac{15000 \cdot 24,3}{3950 \cdot 60 \cdot 1,01} = 1,49$$

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

$$\eta_{з.баз} = \frac{1,66}{2} = 0,83 \quad \text{та} \quad \eta_{з.пр} = \frac{1,49}{2} = 0,75$$

$$K_d = 759220 \cdot 2 - 690200 \cdot 2 = 138040 \text{ грн}$$

$$K_d = 759220 \cdot 2 - 690200 \cdot 2 = 138040 \text{ грн}$$

Таким чином, річний економічний ефект складає:

$$E_p = (58,4628 - 53,7933) \cdot 15000 - 0,16 \cdot 138040 = 47956 \text{ грн}$$

$$E_p = (58,4628 - 53,7933) \cdot 15000 - 0,16 \cdot 138040 = 47956 \text{ грн}$$

Строк окупності додаткових капітальних витрат:

$$T_{ок} = \frac{K_d}{(B_e^{баз} - B_e^{пр}) \cdot N_z} = \frac{138040}{(58,4628 - 53,7933) \cdot 15000} = 1,97 = 2 \text{ роки}$$

$$T_{ок} = \frac{K_d}{(B_e^{баз} - B_e^{пр}) \cdot N_z} = \frac{138040}{(58,4628 - 53,7933) \cdot 15000} = 1,97 = 2 \text{ роки} \quad (4.12)$$

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.	27,0	24,3	-10,0
4.	Оптова ціна верстату	грн.	580000	638000	+10,0
5.	Балансова вартість верстату	грн.	690200	759220	+10,0
6.	Собівартість одиниці обробки із застосуванням верстату	грн.	58,4628	53,7933	-8,0
7.	Капітальні витрати на реалізацію варіанту	грн.	1518440	1380400	-9,1
8.	Додаткові капітальні витрати	грн.	-	138040	-
9.	Строк окупності додаткових капітальних витрат	років	-	2	-
10.	Річний економічний ефект у споживача	грн.	—	47956	—

ВИСНОВКИ

У даній випускній кваліфікаційній роботі освітнього ступеня «магістр» розв’язане важливе науково-технічне завдання розрахунку реакцій в штангах запропонованого механізму як початковий елемент аналізу всієї конструкції на жорсткість і міцність.

Метою роботи було дослідження реакцій штанг механізму паралельної структури з п’ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу шляхом встановлення раціональних параметрів схеми силового навантаження.

Поставлена мета досягнута шляхом вирішення таких задач:

- аналіз існуючих схем побудови механізмів паралельної структури з п'ятьма приводами;
- синтез схеми механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу;
- постановка і розв'язок зворотної кінематичної задачі для запропонованої компоновки механізму з п'ятьма приводами;
- розробка схем навантаження механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу в залежності від напрямку сил технологічного опору;
- проведення теоретичних досліджень розподілу внутрішніх реакцій у штангах механізму та визначення раціональних параметрів схем його навантаження.

Додатково до поставленої мети вирішено наступні задачі:

- підтверджено економічну ефективність від впровадження результатів проведених досліджень.

Практичне значення роботи: синтезовано схему механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу, розв'язано кінематичні задачі, розроблено схеми навантаження зазначеного механізму та проведено теоретичні дослідження розподілу внутрішніх силових факторів, що виникають у його штангах, в результаті чого було визначено раціональні параметри схем його навантаження.

Встановлено умови виникнення найбільших реакцій в штангах механізму за різного положення мотор-шпинделя та рухомої платформи.

Показано, що наявність додаткового шарніра у вихідному органі, який сприймає технологічне навантаження, очікувано позитивно відобразилося на зменшенні внутрішніх силових факторів, які виникають у штангах.

В роботі проведено економічне обґрунтування впровадження результатів досліджень при конструюванні, виробництві та експлуатації

даного механізму паралельної структури з п'ятьма приводами та неспіввісними шарнірами поворотного робочого органу. Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів досліджень у споживача становить 47956 грн., строк окупності додаткових капітальних витрат – 2 роки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ю.В. Подураев. Основы мехатроники. Издательство "Станкин" 101472, Москва, Вадковский пер., ПДЦ № 53-227 от 09.02.96г.
2. Сучасні електромехатронні комплекси і системи : навч. посібник / Т. П. Павленко, В. М. Шавкун, О. С. Козлова, Н. П. Лукашова ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2019. – 116 с.
3. Егоров О.Д., Подураев Ю.В. Конструирование мехатронных модулей: Учебник. - М.: ИЦ МГТУ "СТАНКИН", 2004.- 360 с.: ил.
4. И. М. Макаров, В. М. Лохин, С. В. Манько, М. П. Романов. Технологии обработки командной информации и управления поведением в интеллектуальных робототехнических системах. //Приложение к журналу "Информационные технологии" 2005. №7.
5. Робототехника / Под ред. Е.П. Попова, Е.И. Юревича. Машиностроение, 1984.
6. Tonshoff H., Denkena B., Gynter G., MohringH.. Modelling of Error Effects on the New Hybrid Kinematic DUMBOStructure. 3-rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar: Development Methods and Aplication Experience of Parallel Kinematics. Chemnitz 2002, P. 639-653.
7. Вторая Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием "Мехатроника, автоматизация, управление" (МАУ'2005): Сб. трудов. Том 1. - Уфа: УГАТУ, 2005. - 445 с.
8. Попов Е.П., Письменный Г.В. Основы робототехники. - М.: В. школа, 1990.
9. Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В.. Обработывающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры / Под общей редакцией В.Л. Афолина. М.; Учебное пособие. Издательство МГТУ СТАНКИН, Янус – К., 2006. – 452 с.

10. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Крушельницький В.В. Мехатроніка. Підручник. - Київ: Національний університет біоресурсів і природокористування України (НУБіП України), 2020. - 405 с.

11. Кириченко А.М. Дослідження кінематики трикоординатного верстата з комбінованою структурою / А.М. Кириченко, С.М. Заїка, Л.В. Ленченко // Зб. наук. праць КНТУ: техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2008. – № 20. – С. 118-124

12. Рыбак, Л.А. Новые технологии высокоскоростной механической обработки на станках с параллельной кинематикой [Электронный ресурс] / Л.А. Рыбак, Е.В. Гапоненко, Ю.А. Мамаев // Современные проблемы науки и образования. - 2012. - № 6. – Режим доступа: <http://www.science-education.ru/106-7430>

13. Device for the Displacement and/or Positioning of an Object in Five Axes: US Patent No. US7104746 B2: 12 September 2006.

14. Патент України на корисну модель № **114304** авторства Гречка А.І., Кириченка А.М. та Аль-Ібрахімі Метак М.А.

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

16. Расчеты экономической эффективности новой техники: Справочник // Под общ. ред. К.М. Великанова. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1990. 448 с.

17. Електронне наукове фахове видання "Ефективна економіка" включено до переліку наукових фахових видань України з питань економіки (Наказ Міністерства освіти і науки України від 29.12.2014 № 1528)

18. Таранюк Л. М. Потенціал і розвиток підприємства: навчальний посібник / Л. М. Таранюк. - Суми :Видавничо-виробниче підприємство «Мрія-1», 2016. - 278 с.

19. Економіка енергетики: підручник / За ред. д.е.н., проф. Л.Г. Мельника, д.е.н., проф. І.М. Сотник. – Суми: Університетська книга, 2015. – 378 с.