

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи
для освітнього ступеня «МАГІСТР»
за спеціальністю 131 «Прикладна механіка»

на тему:

**Рухові характеристики технологічного обладнання з паралельною
кінематикою**

Motion characteristics of technological equipment with parallel kinematics

Виконавець: здобувач гр. МВ-22Мз

_____ Юрій ПЛИС

Керівник: к.т.н., доцент

_____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

Рецензент: к.т.н., доцент

_____ Олександр КУЗИК

Завідувач кафедри ММР

_____ Андрій ГРЕЧКА

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет Механіко-технологічний

Кафедра Машинобудування, мехатроніки і робототехніки

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Спеціальність 131 Прикладна механіка
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри, голова циклової комісії _____

« ____ » _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ

Плису Юрію Сергійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Рухові характеристики технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Керівник роботи Валявський Іван Анатолійович, канд. техн. наук
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від « 04 » 08 2023 р. № 54-13

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до роботи

3.1. Поставлена наукова задача керівником; 3.2. Аналіз компонок багатокординатного технологічного обладнання; 3.3. Вимоги до результатів досліджень;

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

4.1. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою

4.2. Основні характеристики кінематичних схем технологічного обладнання з паралельною кінематикою

4.3. Рухові можливості верстатів-гексаподів

4.4. Техніко-економічні розрахунки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Рухові характеристики технологічного обладнання з паралельною кінематикою (1 арк.). 2. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою (1 арк.). 3. Показники рухових можливостей гексапода (3 арк.). 4. Вплив конструктивних параметрів гексапода на переміщення виконавчого органа по осі симетрії (2 арк.). 5. Вплив конструктивних параметрів гексапода на переміщення виконавчого органа перпендикулярно осі симетрії (4 арк.)

5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Економічна частина	к.е.н., доц. Журило І.В.		

Дата видачі завдання « ____ » _____ 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Огляд літературних джерел	Вересень 2023	вик.
2.	Вступ, мета та задачі роботи	Вересень - жовтень 2023	вик.
3.	Показники рухових можливостей гексапода	Жовтень - Листопад 2023	вик.
4.	Дослідження рухових можливостей	Листопад 2023	вик.
5.	Висновки	Листопад – грудень 2023	вик.
6.	Визначення економічної ефективності	Грудень 2023	вик.
7.	Оформлення роботи	Грудень 2023 – січень 2024	вик.

Здобувач _____ Плис Ю.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи) _____ Валявський І.А.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Анотація

Плис Ю.С. Рухові характеристики технологічного обладнання з паралельною кінематикою. Випускна кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «магістр» – ЦНТУ, 2023-2024. – 64 с., 30 іл., 17 бібліогр.

В роботі розглянуто основні напрямки і тенденції розвитку технологічного обладнання з паралельною кінематикою, класифікацію основних компоновочних схем цього обладнання, а також особливості аналізу верстатів за критеріями гнучкості та рухових можливостей.

Визначено показники рухових характеристик верстатів-гексаподів. Виконано оцінку переміщень виконавчого органу гексапода по осі симетрії та в напрямку, перпендикулярному до цієї осі.

Визначено найбільш доцільні конструктивні виконання верстатів-гексаподів залежно від їх функціонального призначення.

Виконано економічні розрахунки введення у виробництво верстатів з паралельною кінематикою.

Ключові слова: верстат, верстат-гексапод, паралельна кінематика, рухові характеристики.

Annotation

Plys Y.S. Motion characteristics of technological equipment with parallel kinematics. Graduation qualification thesis for the educational degree "master" - Central Ukrainian National Technical University, 2023-2024. - 64 pp., 30 illustrations, 17 bibliographies.

The paper examines the main directions and trends in the development of technological equipment with parallel kinematics, the classification of the main layout schemes of this equipment, as well as the peculiarities of the analysis of machines according to the criteria of flexibility and movement capabilities.

The indicators of the movement characteristics of the hexapod machines were determined. The movement of the executive organ of the hexapod along the axis of symmetry and in the direction perpendicular to this axis was evaluated.

The most expedient design implementations of hexapod machines depending on their functional purpose have been determined.

Economic calculations of the introduction into production of machines with parallel kinematics have been performed.

Keywords: machine tool, hexapod machine tool, parallel kinematics, motion characteristics.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД І ВИБІР НАПРЯМКУ РОБОТИ.....	9
1.1. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою	9
1.2. Компоновки технологічного обладнання з паралельною кінематикою.....	12
РОЗДІЛ 2 ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ	23
2.1. Основні характеристики кінематичних схем верстатів	23
2.2. Особливості аналізу верстатів за критеріями гнучкості та рухових можливостей	24
РОЗДІЛ 3 РУХОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕРСТАТІВ-ГЕКСАПОДІВ	27
3.1. Показники рухових характеристик верстатів-гексаподів.....	27
3.2. Оцінка переміщень виконавчого органу гексапода по осі його симетрії.....	35
3.3. Оцінка рухових можливостей верстата-гексапода в напрямку, перпендикулярному до осі його симетрії	40
РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	52
ВИСНОВКИ.....	61
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	62

ВСТУП

Актуальність теми. Однією з сучасних світових тенденцій розвитку машинобудування є створення технологічного обладнання з паралельною кінематикою, побудованого на основі просторових механізмів паралельної структури, яке слід розглядати як матеріальне втілення нетрадиційних підходів до реалізації комплексних процесів обробки, вимірювання, складання і транспортування деталей в машинобудівному виробництві. Верстати з паралельною кінематикою є високорухомими технологічними системами з широкими функціональними можливостями по обробці деталей складної форми, які дозволяють реалізувати гнучкі технології.

Головним призначенням технологічного обладнання є виконання різних рухів, що дозволяє їм здійснювати основні та допоміжні технологічні операції у виробничих умовах.

Таким чином, визначення системи показників, які дозволяють оцінювати можливі варіанти рухів технологічного обладнання, є актуальною науковою задачею.

Метою даної роботи є визначення рухових характеристик технологічного обладнання з паралельною кінематикою.

Для досягнення поставленої мети вирішені наступні **задачі**:

1. проведено аналіз компоновок верстатів з паралельною кінематикою;
2. визначені показники рухових характеристик верстатів;
3. виконано оцінку переміщень виконавчого органу гексапода по осі його симетрії та в напрямку, перпендикулярному осі.

Об'єкт дослідження – верстат з паралельною кінематикою типу «гексапод».

Предмет дослідження – рухові характеристики верстатів з паралельною кінематикою.

Практичне значення – визначено рухові можливості верстатів-гексаподів по осі його симетрії та в напрямку, перпендикулярному осі.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД І ВИБІР НАПРЯМКУ РОБОТИ

1.1. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою

Багатокоординатна (3-х – 6-ти осьова) обробка деталей традиційно виконується на верстатах типу «обробний центр» (багатоцільових багатокоординатних верстатах). В таких машинах використовуються ортогональні або обертальні рухи, кожен з яких забезпечує робочому органу верстата одну ступінь вільності. Усі ступені вільності досягаються послідовним з'єднанням приводів по кожній координаті (рис. 1.1, а). Взаємний вплив координат, що послідовно додаються, призводить до зниження жорсткості верстата і погіршення його динамічних характеристик.

Альтернативою багатоцільовим верстатам є створення нетрадиційних технологічних машин із застосуванням паралельних кінематичних структур [3, 4, 5, 6]. Такі структури відрізняються тим, що вихідна ланка пов'язана з основою кількома кінематичними ланцюгами, кожен з яких містить привід або накладає деяку кількість зв'язків на рух вихідної ланки (виконавчого органу). Для орієнтації вихідної ланки потрібна одночасна (паралельна) робота всіх кінематичних ланцюгів. Кожен ланцюг містить кінематичну ланку змінної довжини (рис. 1.1, б).

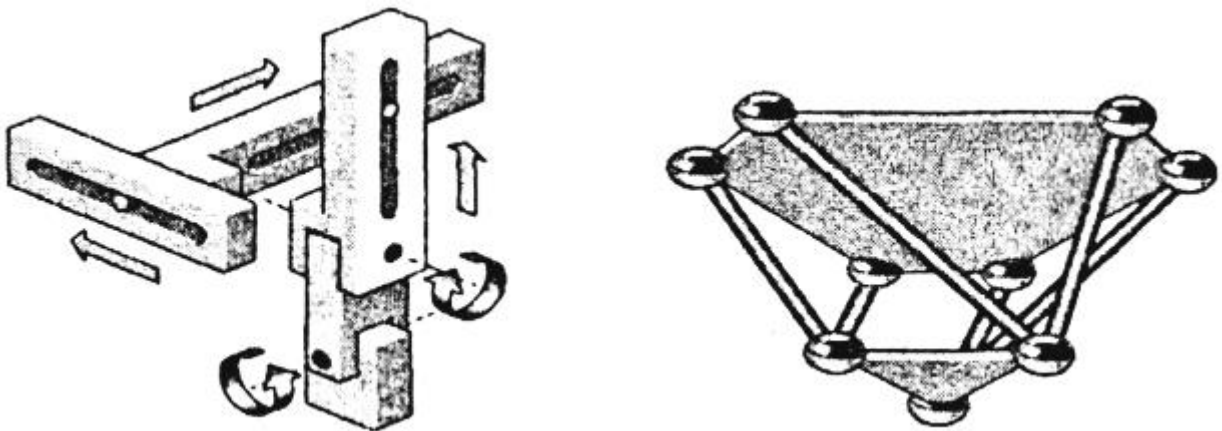


Рис. 1.1. Механізми багатокоординатних верстатів з послідовно (а) і паралельно (б) з'єднаними кінематичними ланцюгами

Для будь-якого набору довжин кінематичних ланок є єдина фіксована позиція механізму. Одночасне (паралельне) керування всіма кінематичними ланками дозволяє орієнтувати робочий орган верстата певним чином. При цьому кожен з лінійних приводів передає зусилля лише вздовж осі, не впливаючи на інші приводи. Такі механізми, на відміну від традиційних, мають замкнуті кінематичні ланцюги та сприймають навантаження як просторові ферми, що обумовлює підвищену жорсткість, точність та вантажопідйомність, хоча при цьому можливе зменшення робочої зони. Все це призвело до великої зацікавленості розробників та виробників верстатів до обладнання з паралельною кінематикою.

Механізми паралельної структури з'явилися у 40-і роки минулого століття. В 1947 р. Ерік Гауф (Gough), видатний англійський інженер, винайшов новий паралельний механізм (рис. 2) [5]. Новизна «платформи Гауфа» була у взаємному симетричному розташуванні шести кінематичних ланок.

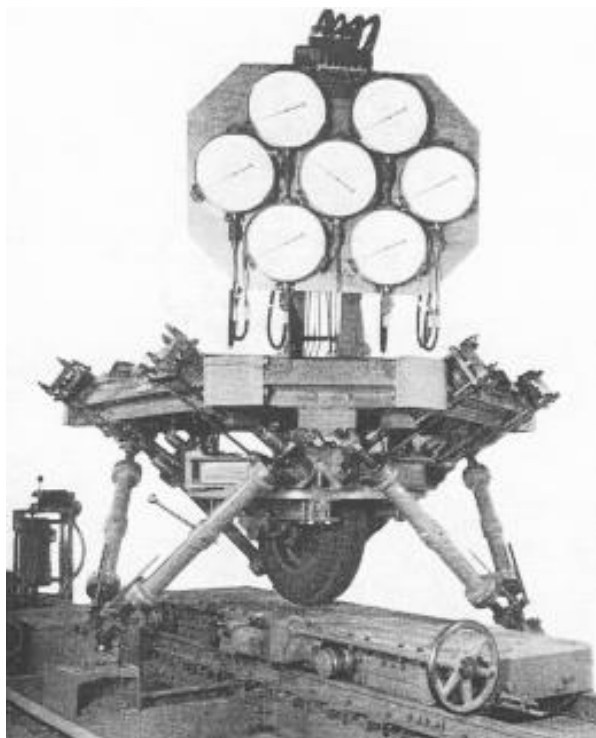


Рис. 1.2. Платформа Гауфа

У 1965 р. з'явилася широко відома робота Стюарта, в якій описано паралельний механізм (платформа), що принципово не відрізняється від механізму Еріка Гауфа. Проте, відтоді платформу почали називати «платформою Стюарта» (рис. 1.3).

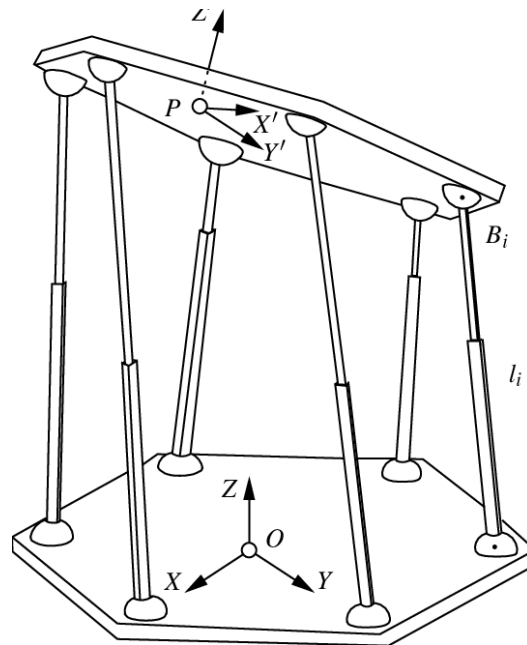


Рис. 1.3. Платформа Стюарта

Найбільш важливими компонентами верстатів з паралельною кінематикою, що визначають надійність та точність їх роботи, є:

- кінематичні ланки (штанги);
- шарніри та шарнірно-силова система;
- приводи кінематичних ланок;
- шпindelльні вузли та шарнірні шпindelльні головки;
- столи, платформи та несуча система;
- система управління, позиціонування та вимірювання координат.

Конструктивно механізм з паралельною кінематикою є фізичним твердим тілом (платформою), з'єднаним з нерухомою основою кінематичними ланками змінної довжини – поступальними парами (рис. 1.3).

До рухомої платформи кінематичні ланки приєднані за допомогою сферичних пар, а до основи за допомогою сферичних пар із пальцем. На

нерухомій основі можуть бути встановлені і сферичні пари. У цьому випадку опора має один зайвий ступінь вільності – обертання навколо своєї осі.

Число з'єднувальних ланцюгів та число ступенів вільності може змінюватися від 2 до 6.

Число, вид та порядок розташування кінематичних пар у ланцюгах може бути різним. Кожен кінематичний ланцюг може містити один або декілька приводів.

1.2. Компоновки технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Існує безліч варіантів структурних виконань механізмів з паралельною кінематикою, а також ряд параметрів, що їх характеризують. Найбільш простим і найпоширенішим параметром, яким можна класифікувати всі паралельні механізми, незалежно від області їх застосування, є число ступенів вільності. Тому технологічне обладнання можна розділити на такі групи [5]:

- біподи (вихідна ланка механізму має два ступені вільності);
- триподи (три ступені вільності);
- квадроуди (чотири ступені вільності);
- пентаподи (п'ять ступенів вільності);
- гексаподи (вихідна ланка має шість ступенів вільності) .

Біподи – найпростіші представники технологічного обладнання, виконаного на основі механізмів паралельної структури. Біподи є плоскими механізмами з двома паралельними кінематичними ланцюгами. Вихідна ланка в таких механізмах має два ступені вільності і, як правило, два переміщення. Схема верстата на основі біпода показана на рис. 1.4.

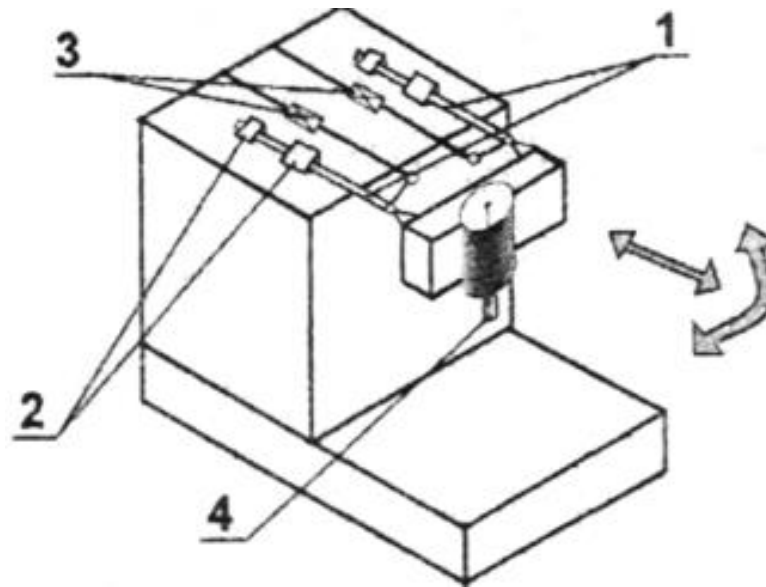


Рис. 1.4. Схема верстата на основі біпода

Кінематичні ланки 1 переміщуються в каретках 2 у поздовжньому напрямку за допомогою приводів 3 поздовжнього переміщення (лінійні двигуни). Переміщення шпинделя третьою координатою здійснюється окремим приводом. На рис. 1.5 показана вертикальна шпindelна бабка верстата на основі біподу. За аналогічною схемою, але з горизонтальним розташуванням шпинделя, виконаний верстат HHV фірми HULLER HILLE (рис. 1.6).

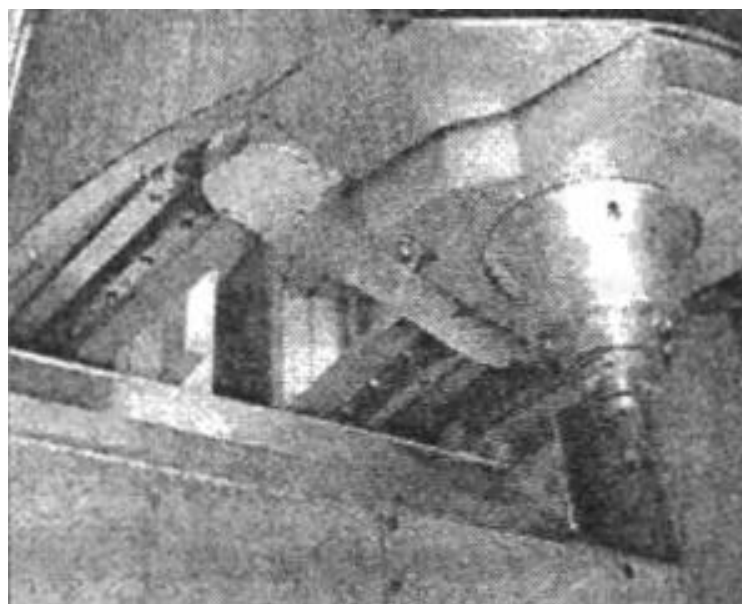


Рис. 1.5. Шпindelна бабка на основі біпода

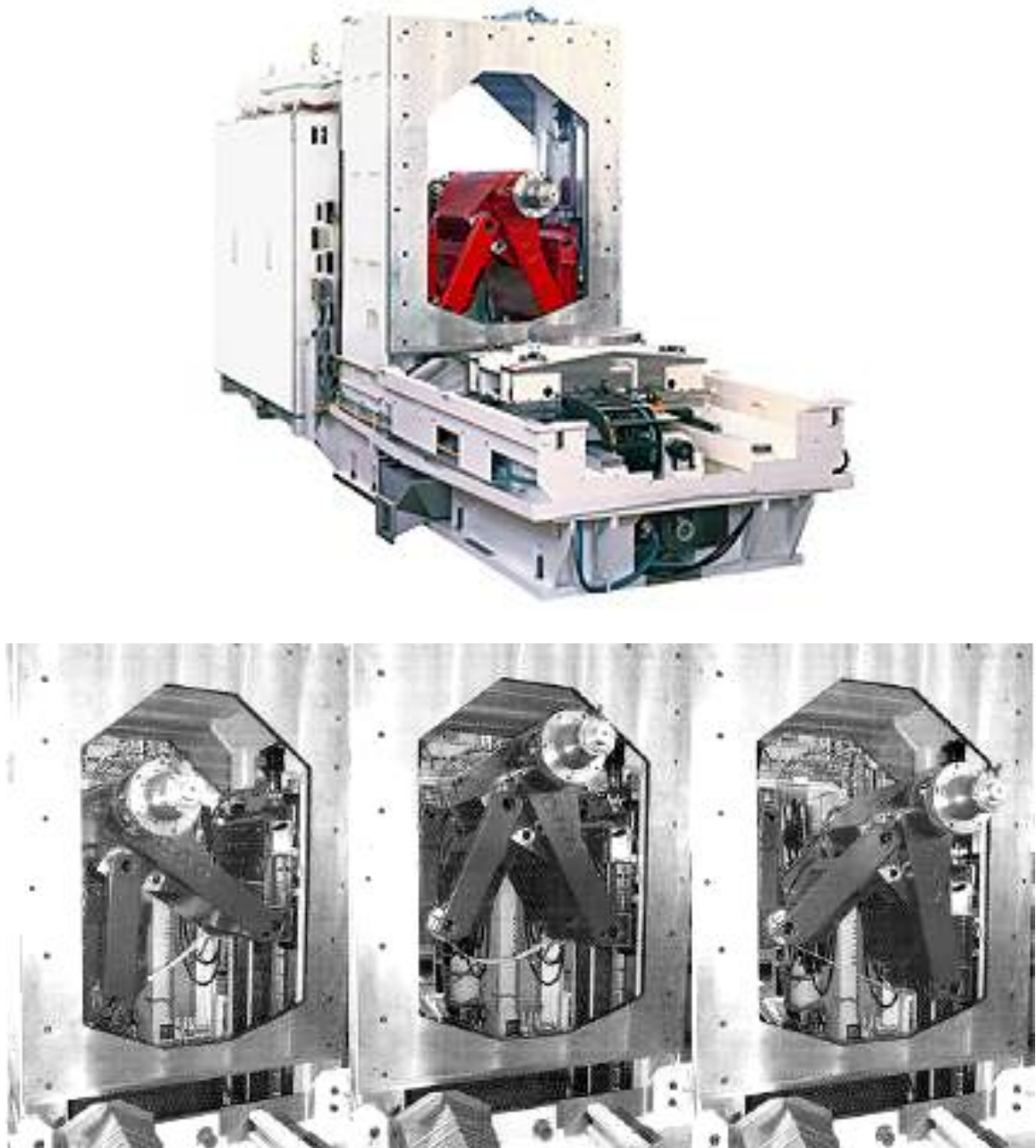


Рис. 1.6. Верстат мод. HHV фірми HULLER HILLE (Німеччина)

Триподи, на відміну від біподів, дозволяють повніше використовувати всі переваги, які дають механізми з паралельною кінематикою. Так, наприклад, відпадає необхідність обов'язкового використання елементів верстатів традиційного виконання (окремих приводів за деякими координатами). Усі необхідні рухи (у даному випадку не більше трьох) реалізуються триподом.

На рис. 1.7 показаний 3-осьовий вертикальний обробний центр. Вихідна ланка 1, на якій встановлений мотор-шпиндель, пов'язана зі станиною трьома кінематичними ланцюгами, які включають здвоєні штанги постійної довжини 3 і приводи штанг 2 на основі лінійних двигунів. Штанги з'єднані з приводами та вихідною ланкою за допомогою карданних шарнірів 4. Застосування здвоєних штанг дозволяє підвищити жорсткість механізму, але наявність додаткових зв'язків зменшать кількість ступенів рухливості вихідної ланки до 3-х.

Технологічні можливості даного обладнання можуть бути розширені установкою додатково приводу верстата столу.

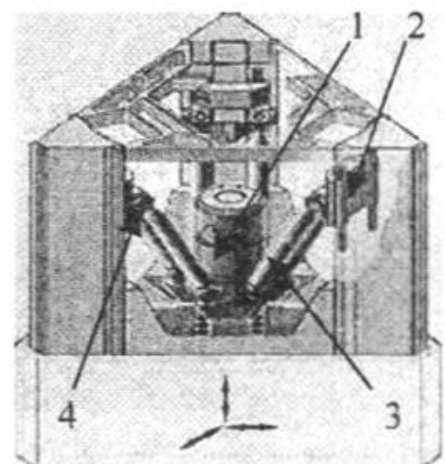
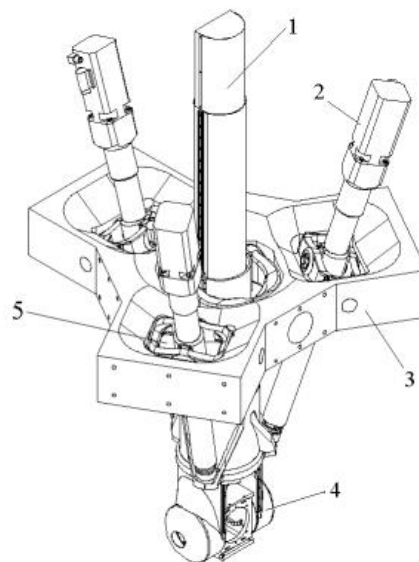


Рис. 1.7. Верстат з паралельною кінематикою мод. INDEX V 100

Верстат мод. Tricept 805 (рис. 1.8) [5] виконаний з трьома штангами змінної довжини 2, з'єднаними з шестикутною рамою 3 за допомогою карданних підвісів 5. На нижніх кінцях штанг розташовані сферичні шарніри, з'єднані з робочою платформою 4. Платформа може рухатись відносно п'яти осей координат (3 осі – від триподу та 2 – за рахунок вбудови додаткових осей обертання).



а



б

Рис. 1.8. Верстат-трипод мод. TRICEPT 805 фірми NEOS ROBOTICS AB (Швеція): а – загальний вигляд; б – схема

Для сприйняття крутних моментів від навантажень у середині трипода розміщена масивна центральна стійка 1 постійної довжини. Шпиндель мод. HF170,5 фірми IBAG потужністю 30 кВт, виконаний з водяним охолодженням, обертається у гібридних кулькових підшипниках з частотою обертання до 30 000 хв⁻¹. Інструменти з конусом HSK63 надходять у шпиндель з 12-позиційного дискового інструментального магазину за допомогою маніпулятора. При швидкостях переміщень виконавчого органу відносно осей координат до 65 м/хв прискорення досягають значень більше як 20 м/с². Жорстка трикутна конструкція несучої системи верстата дозволяє виконувати на нерухомому круглому столі діаметром 2400 мм операції фрезерування та розточування з п'яти боків заготовок з різних матеріалів. Це значна перевага верстатів-триподів у порівнянні з верстатами-гексаподами, на яких заготовки можна оброблювати тільки з однієї сторони під кутом $\pm 30^\circ$ або $\pm 45^\circ$.

Застосування квадропадів у машинобудуванні дуже обмежене, а прикладів технологічного устаткування за схемою квадроподу мало.

На рис. 1.9 наведена схема верстата на основі квадропода, а на рис. 1.10 – загальний вигляд верстата.

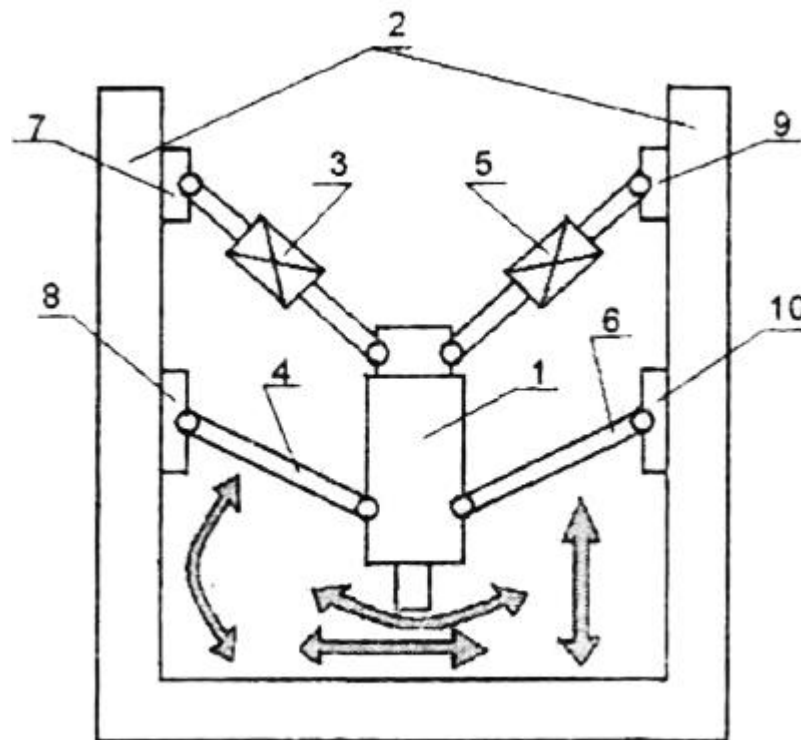


Рис. 1.9. Схема верстата на основі квадропода

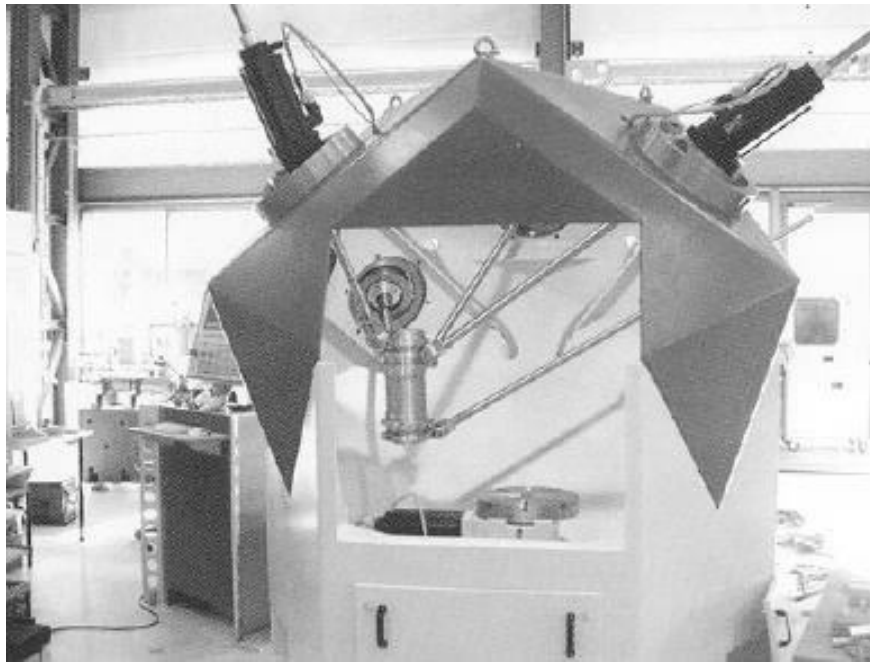
Вихідна ланка 1 пов'язана з двома напрямними стойками 2 кінематичними ланками постійної довжини 4 і 6, а також кінематичними ланками змінної довжини з приводами 3 і 5. Кінематичні ланки 4 і 6 з'єднані з повзунами 8 і 10, що переміщаються вздовж напрямних. Кінематичні ланки змінної довжини з приводами 3 і 5 з'єднані зі стійкою шарнірами 7 і 9. Таким чином, паралельна кінематична структура забезпечує вихідній ланці чотири ступені вільності.



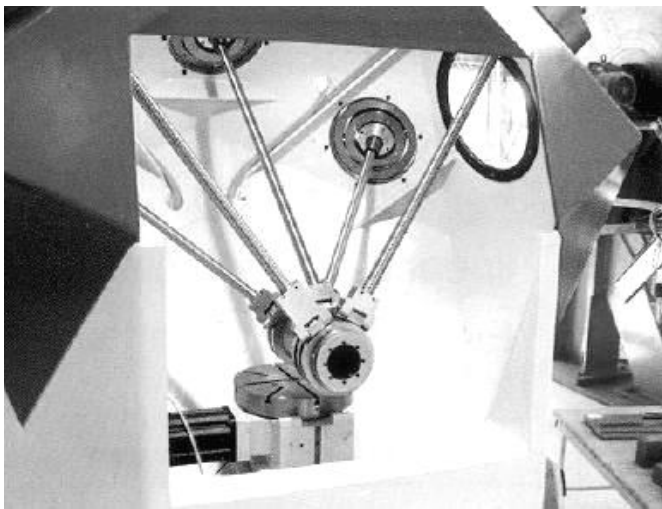
Рис. 1.10. Верстат з паралельною кінематикою мод. SIA/CAS (Shenyang Institute of Automation, The Chinese Academy of Sciences)

Технологічне обладнання на основі пентаподів набуло широкого поширення в машинобудуванні, оскільки має дуже великі технологічні можливості.

Верстат-пентапод мод. P800 фірми METROM (Німеччина) [5] (рис. 1.11) має п'ять кінематичних ланок змінної довжини та призначений для п'ятикоординатного фрезерування.



а



б



в

Рис. 1.11. Верстат-пентапод мод. Р 800 фірми METROM (Німеччина):
а – загальний вид; б – робоча зона; в – розміщення штанг на робочому органі

Верстат-пентапод мод. Р 800 забезпечений шпинделем потужністю 14 кВт з частотою обертання 24000 хв^{-1} . Швидкість переміщення робочого органу 60 м/хв , а прискорення 20 м/с^2 . Розміри робочого простору $630 \times 630 \times 500 \text{ мм}$. Габаритні розміри верстата (без штанг) $2100 \times 2300 \times 2300 \text{ мм}$. Робоча зона верстата наведена на рис. 1.11, б.

Особливе розміщення штанг (рис. 1.11, в) дозволяє повертати робочий орган під будь-яким кутом від вертикального до горизонтального положення.

Гексаподи найбільшою мірою реалізують всі переваги механізмів з паралельною кінематикою. При високій жорсткості та відносній простоті конструкції гексапод є механізмом, за допомогою якого можна орієнтувати вихідну ланку по шести ступенях вільності, що є незаперечною перевагою верстатних систем такої концепції в порівнянні з верстатами традиційного компонування. Схема верстата-гексапода показана на рис. 1.12 [6], а шпиндельний вузол – на рис. 1.13.

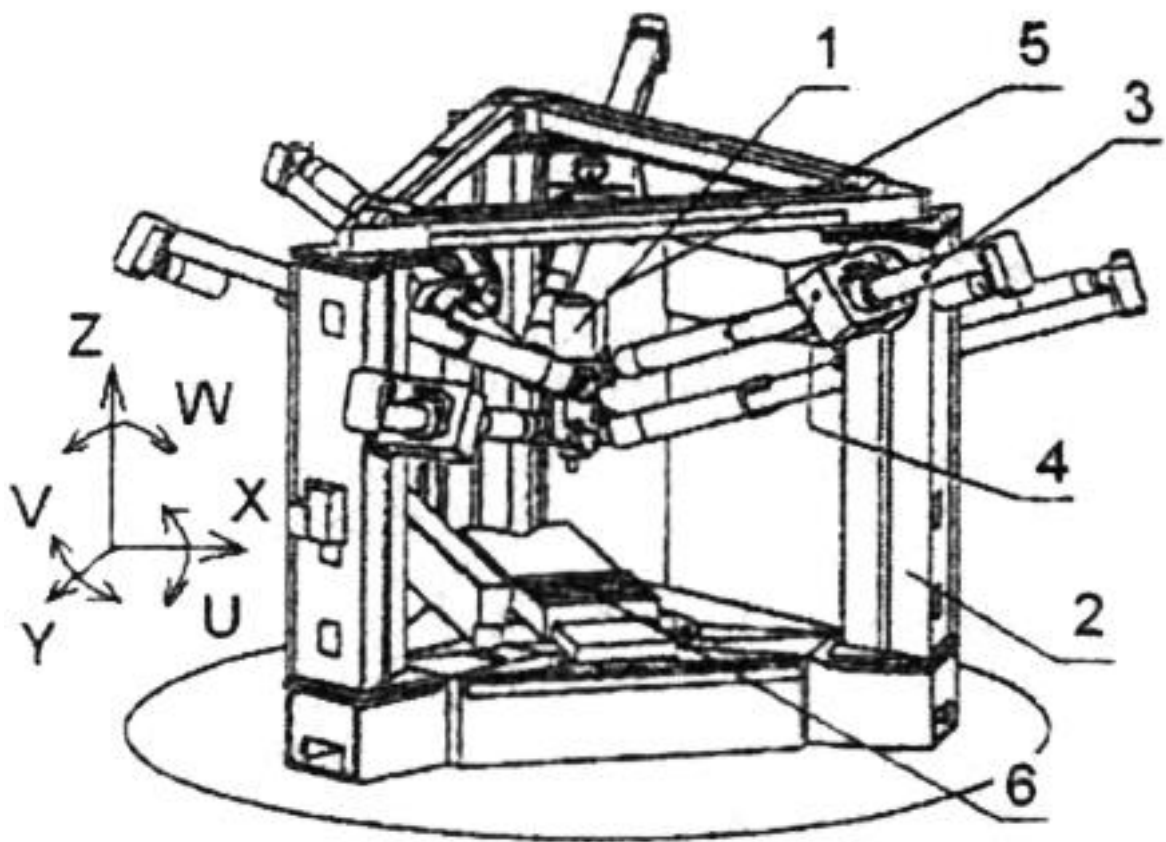


Рис. 1.12. Схема верстата-гексапода

Вихідна ланка 1 пов'язана з основою 2 шістьма кінематичними зв'язками. Кінематичний зв'язок складається з кінематичної ланки змінної довжини 3 з приводом. Штанги встановлені на станині за допомогою карданних шарнірів 4, що мають два ступені рухливості. Штанги з'єднані також за допомогою сферичних шарнірів 5 з вихідною ланкою 1. Дана схема

забезпечує вихідній ланці шість ступенів рухливості: переміщення по трьох осях координат, а також поворот цих осей. Привід для переміщення 6 столу розширює технологічні можливості обладнання.

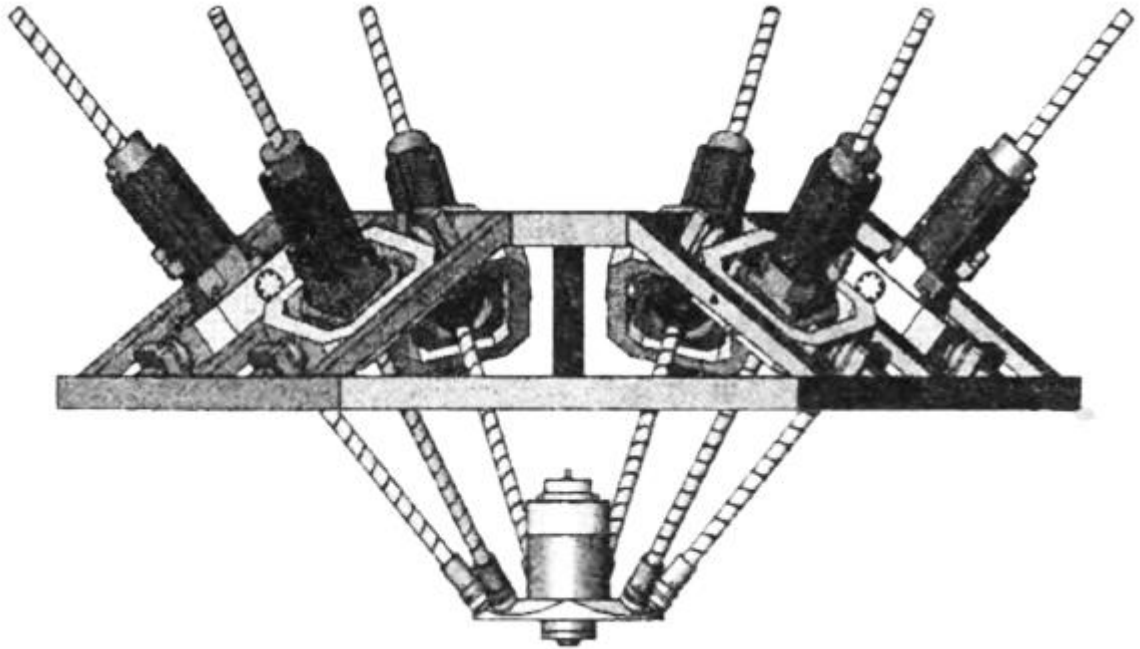


Рис. 1.13. Шпиндельний вузол верстата-гексапода

Верстати з паралельною кінематикою (PKM – Parallel Kinematic Machines) досить швидко входять до складу технологічного обладнання, що використовується у різних галузях промисловості. Це стало помітним досягненням верстатобудування з огляду на те, що вперше верстат такого типу продемонстрований у 1994 р. на виставці IMTS94 у Чикаго.

Нині у світі реалізовано понад 30 різних компоновок верстатів із паралельною кінематикою. Сфера їх застосування розширилася до виготовлення прес-форм і штампів, лопаток турбін та ін. Їх з успіхом використовують у ковальсько-пресовому устаткуванні, наприклад, як згинальні преси, а також як вимірювальні комплекси, маніпулятори для переміщення заготовок, роботів, позиціонуючих пристроїв.

Верстати з паралельною кінематикою представлені нині переважно триподами і гексаподами. Гексаподи розглядаються як альтернатива нинішнім 5-ти координатним верстатам, а триподи – 3-х координатним. Триподи мають простішу конструкцію і їх легше пристосувати до практичного застосування, ніж гексаподи, що вимагають значно складнішого програмного забезпечення. Витрати на конструктивну розробку та виготовлення гексаподу суттєво вищі, ніж для триподу. Використовуючи різні комбінації з'єднань кінематичних ланок (штанг), шарнірів та приводів (обертальних та поступальних пар) можна отримати широкий набір виконань кінематичних структур паралельної кінематики.

Найбільшого поширення набули технологічні машини, засновані на стрижневій конструкції (платформі Стюарта). Тісна співпраця верстатобудівних фірм, наукових та навчальних інститутів, а також розробників систем ЧПУ дозволила останнім часом створити велику кількість нових верстатів цього типу:

- гексапод із нерегульованими по довжині штангами;
- верстат із паралельною кінематикою, оснащений лінійними двигунами;
- горизонтальний гексапод із регульованими по довжині штангами та ін.

Застосування уніфікованих вузлів (шарнірів, штанг, мотор-шпинделів, багатокоординатних шпиндельних головок та столів) значно спрощує виробництво таких верстатів.

РОЗДІЛ 2

ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

2.1. Основні характеристики кінематичних схем верстатів

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою, в залежності від типу встановленого виконавчого органу, можуть виконувати функції верстата (якщо в якості виконавчого органу встановлений інструмент для обробки матеріалу) або промислового робота (якщо виконавчий орган – захватний пристрій). Тому для оцінки технологічного обладнання з паралельною кінематикою можна застосувати ті ж методи і параметри, що й для промислових роботів [12, 13]:

1. Кількість ступенів рухомості. Ця характеристика визначає кількість незалежних рухів обладнання, а значить, і кількість рухомих ланок і відповідних кінематичних пар, що, в результаті, дає узагальнюючу оцінку можливих рухів технологічного обладнання.

2. Робочий простір технологічного обладнання. Це простір, в якому може знаходитись виконуючий пристрій при функціонуванні технологічного обладнання.

3. Робоча зона технологічного обладнання. Робочі зони (або зони обслуговування) відрізняються розмірністю, мірою просторовості чи об'ємності, формою, видом системи координат і загальною величиною.

Розмірність робочої зони визначається кількістю ступенів переносних рухів (кількістю координат, які описують робочу зону). По розмірності робочі зони можуть бути: одномірні – схема з одним ступенем рухомості; двомірні – схема з двома ступенями рухомості; тримірні – схема з трьома ступенями рухомості т.д. По ступеню просторовості (об'ємності) зони можуть бути: лінійні, площинні, об'ємні. Лінійні робочі зони – це одномірні зони, площинні – двомірні, об'ємні – трьох- і більш мірні робочі зони.

Форма робочих зон визначається числом ступенів рухомості або складом використовуваних кінематичних пар, видом їх рухів, послідовністю розташування пар і взаємною направленістю рухів. Таким чином, для однієї й тій самій розмірності і об'ємності робочої зони може бути багато форм робочих зон. Кількість таких форм зростає при збільшенні числа ступенів рухомості. Величина робочої зони залежить, в значній мірі, від довжини та переміщень кінематичних ланок.

Абсолютна величина робочої зони не дає повної оцінки компоновки технологічного обладнання. Важливим додатковим параметром при цьому є оцінка відносної величини переміщення, яку розглядають як відношення величини робочої зони до робочого простору обладнання. Така оцінка дозволяє визначити ефективність використання технологічним обладнанням займаного робочого простору для виконання робочих функцій.

4. Орієнтуючі можливості. Ця оцінка визначає можливість технологічного обладнання змінювати просторову орієнтацію робочого органу чи інших ланок.

5. Рухові можливості. Цей показник характеризує сумарну можливість технологічного обладнання по переміщенню і орієнтації робочого органу чи іншої ланки.

2.2. Особливості аналізу верстатів за критеріями гнучкості та рухових можливостей

Одна з важливих характеристик верстатів з паралельною кінематикою – його гнучкість, тобто здатність системи адаптуватися до виготовлення виробів змінної номенклатури з певними обмеженнями їх характеристик. Гнучкість характеризується наступними параметрами [13]:

- універсальність – визначає потенційні можливості адаптації;
- мобільність – визначає час адаптації при переході на виготовлення виробу іншого виду чи типорозміру.

Таким чином, кількісну характеристику гнучкості можна визначити за формулою:

$$G = K_y \cdot K_m,$$

де K_y – коефіцієнт універсальності; K_m – коефіцієнт мобільності.

Коефіцієнт універсальності залежить від кількості різних функціональних станів, кожен з яких відповідає робочому стану системи:

$$K_y = 1 - \frac{1}{n},$$

де n – кількість функціональних станів, яких може набувати система.

Збільшення коефіцієнта універсальності можна досягнути збільшенням рухомості виконавчого органу технологічного обладнання.

Коефіцієнт мобільності характеризує час переналагодження технологічного обладнання на роботу з іншими деталями:

$$K_m = \frac{1}{1 + \sum_{i=1}^n T_{ni} / \sum_{i=1}^n T_i P_i},$$

де T_{ni} – час переналагодження ВПК для роботи з деталлю i -го типорозміру; T_i – час обробки деталі i -го типорозміру; P_i – величина партії запуску деталі i -го типорозміру; n – кількість видів та типорозмірів деталей, які може обробляти верстат.

Підвищити коефіцієнт мобільності можна, забезпечивши швидке переналагодження верстату на обробку інших деталей. Це можна здійснити за рахунок модульності виконання, широких функціональних можливостей та досконалості системи керування.

Враховуючи, що верстат-гексапод є високорухомою верстатною системою, для оцінки його функціональних можливостей можна використати узагальнений показник рухових можливостей K_p [63, 66], який становить добуток коефіцієнта переміщень K_n на коефіцієнт орієнтуючих можливостей C :

$$K_p = K_n \cdot C.$$

Коефіцієнт K_n визначає відношення реальної величини переміщення виконавчого органу до теоретично можливої, а коефіцієнт C характеризується можливістю орієнтації виконавчого органу відносно власної осі (нахили та повороти).

Слід відмітити, що реальні переміщення виконавчого органу завжди є меншими, ніж теоретично можливі. Це обумовлено наявністю обмежень, пов'язаних з конструктивним виконанням основних елементів верстатної системи.

Теоретично можливі рухи виконавчого органу слід визначати для ідеального верстата, в якому рух виконується від нуля до максимально допустимих значень без конструктивних обмежень.

Порівняльний аналіз рухових можливостей верстатів традиційної компоновки та верстатів-гексаподів свідчить, що їх виконавчий орган переміщується по лінії (свердлильні верстати), по площині (токарні верстати) та в об'ємі (фрезерні верстати, обробні центри і гексаподи).

Для виконання порівняльного аналізу верстатів за критерієм робочого простору може бути використаний коефіцієнт використання робочого простору у загальному об'ємі верстата [45]:

$$K_v = \frac{V_{PP}}{V_B},$$

де V_{PP} – об'єм робочого простору; V_B – загальний об'єм верстата.

Порівняння технічних характеристик традиційних (послідовних) компоновок верстатів та верстатів-гексаподів показує, що один із основних недоліків останніх полягає в нераціональному співвідношенні об'єму робочого простору до загального об'єму верстата. Верстати традиційної компоновки мають $K_v = 0,01 \div 0,3$, а гексаподи – $K_v = 0,001 \div 0,02$.

Отже, збільшення величин показника рухових можливостей K_p і коефіцієнту використання робочого простору K_v становить актуальну наукову задачу.

РОЗДІЛ 3

РУХОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕРСТАТІВ-ГЕКСАПОДІВ

3.1. Показники рухових характеристик верстатів-гексаподів

Компоновки верстатів-гексаподів засновані на використанні механізмів паралельної структури, конструктивних варіантів яких існує велика кількість. Враховуючи застосування в компоновках верстатів допоміжних механізмів для здійснення додаткових рухів, можна отримати велику кількість різноманітних компоновочних рішень верстатів-гексаподів (рис. 3.1). Для відбору і аналізу цих компоновок з точки зору функціональних можливостей доцільно використовувати показник (коефіцієнт) рухових можливостей K_p [12, 13], який є добутком показника переміщень (K_n) на коефіцієнт орієнтуючих можливостей (сервіс – C):

$$K_p = K_n \cdot C.$$

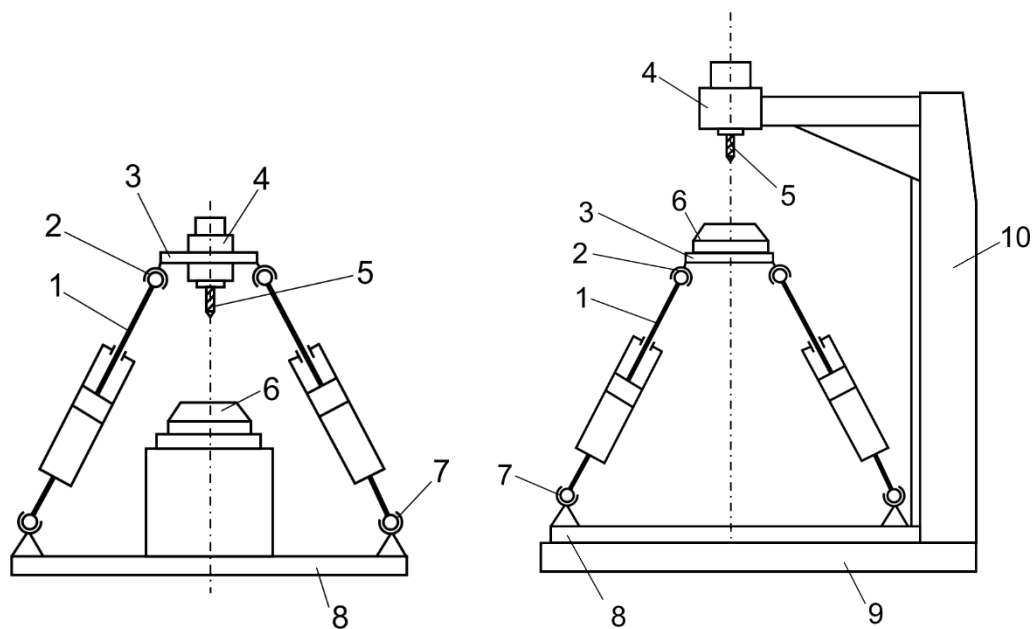


Рис. 3.1. Схеми варіантів верстатів з паралельною кінематикою:

- 1 – рухомі кінематичні ланки; 2, 7 – опорні шарніри; 3 – виконавчий орган;
 4 – шпиндельний вузол; 5 – ріжучий інструмент; 6 – оброблювана деталь;
 8 – несуча система; 9, 10 – станина

Показник переміщення дорівнює відношенню реальної величини переміщення виконавчого органу механізму паралельної структури до теоретично можливої, і його можна визначати при переміщенні виконавчого органу по лініях, площинах і в об'ємі. Оцінка можливих поступальних рухів механізмів паралельної структури важлива, тому що ці рухи у верстатах реалізують як сам процес обробки, так і установчі рухи виконавчого органу для забезпечення необхідної точності виготовлення деталі.

Оцінку вказаних переміщень у загальному вигляді будемо виконувати по точці «О», яка співпадає з центром виконавчого органу (або іншим елементом верстата – ріжучим інструментом, оброблюваною деталлю), що розміщений на осі симетрії виконавчого органу механізму у вихідному положенні. Так, при переміщенні виконавчого органу по лінії симетрії механізму коефіцієнт переміщення буде дорівнювати (рис. 3.2, а):

$$K_{nl} = \frac{l}{L},$$

де l – величина реального переміщення в заданому напрямку;

L – теоретично можлива величина, що може реалізуватись ідеальним механізмом без конструктивних обмежень. В даному випадку вона буде визначатись максимальною довжиною кінематичних ланок.

Таким чином можна оцінювати можливості лінійних переміщень в інших напрямках (рис. 3.2, б).

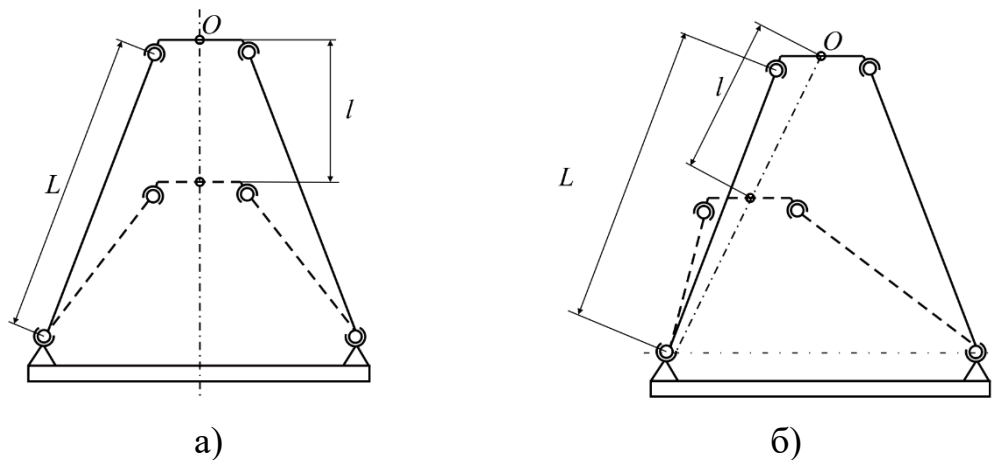


Рис. 3.2. Схема переміщень ВО по лінії

При переміщенні виконавчого органу у площині (рис. 3.3, а) відповідний показник можна визначити за формулою:

$$K_{nn} = \frac{f}{F},$$

де f – реально можлива величина переміщення (площини) центру виконавчого органу;

F – теоретично можлива величина переміщення, яка реалізується ідеальним механізмом з максимальною довжиною кінематичних ланок та з умовою обмеження рухів лінією симетрії опор несучої системи.

Оцінку таких переміщень можна виконувати в різних площинах, які проходять через вісь симетрії механізму паралельної структури або, наприклад, перпендикулярних до осі симетрії. Ця умова наведена відповідно до перетину А-А (рис. 3.3, а), для якого площа переміщень згідно з зазначеними умовами показана на рис. 3.3, б.

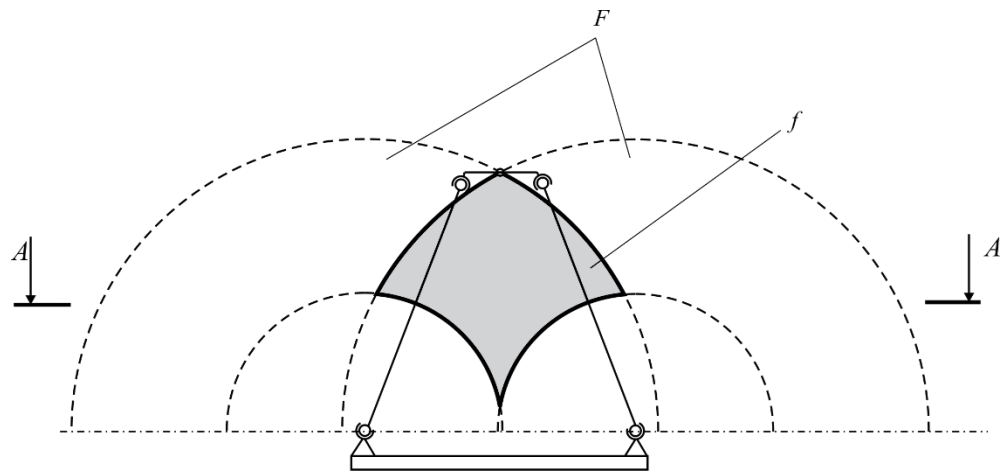
При переміщенні виконавчого органу в об'ємі:

$$K_{no} = \frac{v}{V},$$

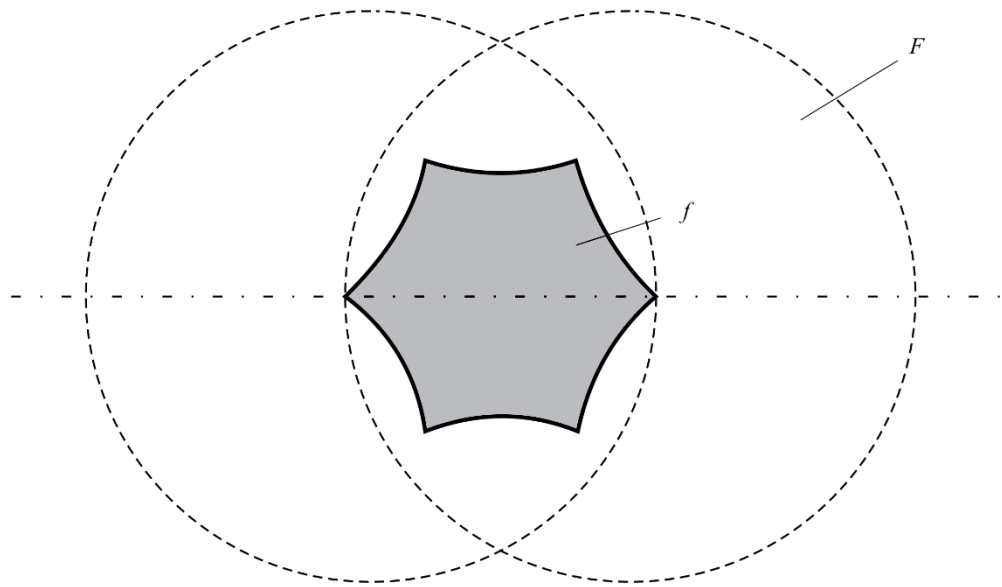
де v – об'єм робочого простору, в межах якого може переміщуватись центр виконавчого органу;

V – теоретично можливий об'єм переміщення. Величина цього простору наведена на рис. 3.4.

Таким чином, застосовуючи наведені формули, можна оцінити ефективність конструкції механізму паралельної структури у плані здійснення максимально можливих переміщень виконавчого органу.



a)
A-A



б)

Рис. 3.3. Схема переміщень виконавчого органу у площині

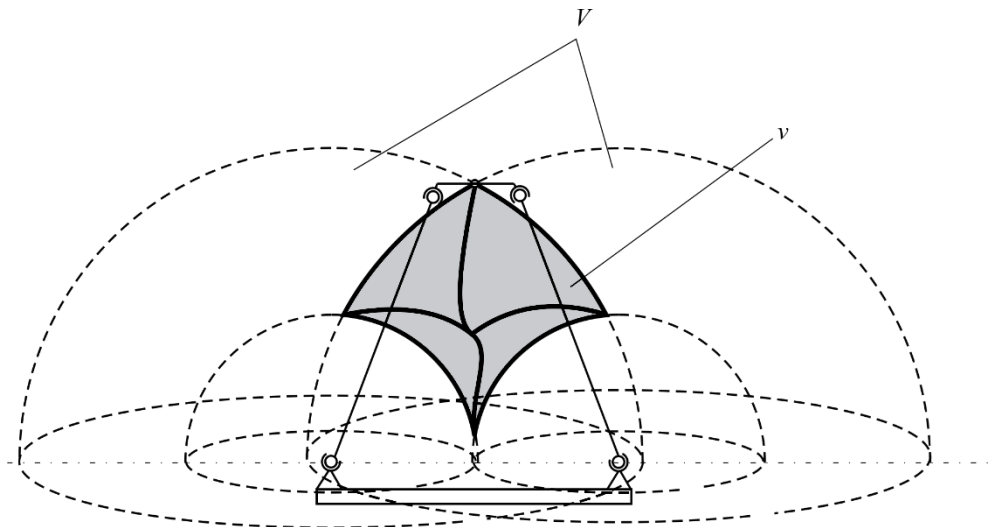


Рис. 3.4. Схема переміщень виконавчого органу в об'ємі

Ще однією складовою загальних рухів механізмів паралельної структури виступають орієнтуючі рухи, які необхідні для забезпечення заданої орієнтації ріжучого інструмента чи оброблюваної деталі. Такі рухи можна визначити орієнтацією (нахилом) виконавчого органу (C_o) або нахилом осі його симетрії. Крім цього також необхідно визначити можливість орієнтації (повороту) виконавчого органу (C_n) відносно його осі. Сумарну оцінку орієнтуючих рухів ВО визначаємо за показником загальних орієнтуючих можливостей:

$$C = C_o \cdot C_n.$$

Значення орієнтуючих рухів можна визначити як для окремих точок робочого простору, так і при переміщенні виконавчого органу по лінії, площині чи в об'ємі. Початковою умовою дослідження орієнтуючих рухів буде визначення їх для окремої точки робочого простору, з якою співпадає точка центра виконавчого органу. Тоді для однієї з базових площин, в якій визначається кут нахилу виконавчого органу, вона оцінюватиметься сервісом осі:

$$C_o = \frac{\alpha}{2\pi},$$

де α – кут можливого нахилу виконавчого орган або кут нахилу осі його симетрії (рис. 3.5, а).

Поворот виконавчого органу (φ) відносно власної осі при довільному значенні кута α в даній точці (рис. 3.5, б) є функцією значення α . Це вказує на те, що для кожного положення виконавчого органу буде своє значення кута φ . Тоді середнє значення кута φ у межах зміни кута α буде:

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{\alpha_{(\alpha)}} \int f(\alpha) d\alpha,$$

де α – максимальний кут, у межах якого визначається кут φ .

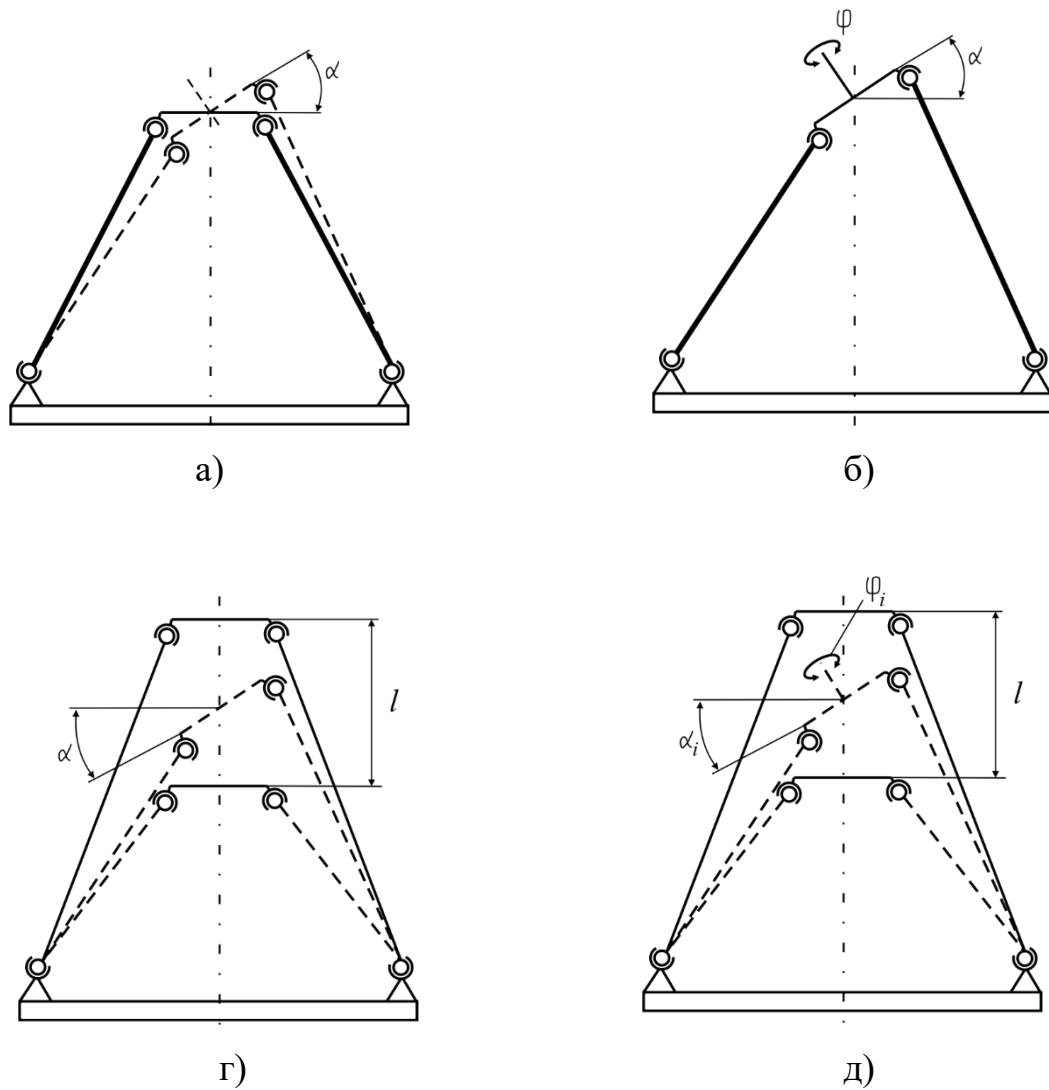


Рис. 3.5. Схеми орієнтуючих рухів при переміщенні виконавчого органу в точці та по лінії

Показник орієнтації рухомої площини відносно власної осі позначимо

$$C_n = \frac{\varphi}{2\pi},$$

а середнє значення

$$\bar{C}_n = \frac{\bar{\varphi}}{2\pi},$$

тоді підсумкове середнє значення орієнтуючих рухів у межах можливої осьової орієнтації (α) буде:

$$\overline{C}_n = \frac{1}{\alpha_{(\alpha)}} \int C_n d\alpha.$$

У даній формулі величина C_n визначається як функція зміни кута φ від кута α . Відповідна умова приймається і в інших варіантах оцінки орієнтуючих рухів.

При переміщенні центра виконавчого органу по лінії (l) значення сервісу C_o в досліджуваній площині також визначається як середня величина, тому що кожному положенню центра виконавчого органу по лінії l буде відповідати своє значення кута α (рис. 3.5, в). Тоді

$$\overline{C}_o = \frac{1}{l_{(l)}} \int C_o dl,$$

де l — величина переміщення центра виконавчого органу по досліджуваній лінії.

Значення сервіса повороту виконавчого органу (C_n) в даному випадку залежить від положення центра виконавчого органу по лінії l і від значення кута α в цій точці (рис. 3.5, д). Відповідно, цей показник також визначається як середня величина:

$$\overline{C}_n = \frac{1}{l_{(l)}} \int C_o dl \frac{1}{\alpha_{(\alpha)}} \int C_n d\alpha$$

Тоді середня величина повного сервісу становитиме:

$$\overline{C} = \overline{C}_o \cdot \overline{C}_n$$

При переміщенні центра виконавчого органу в одній з досліджуваних площин орієнтуючі можливості також визначаються як середні величини по величині цієї площини (f). Так, осьовий сервіс (рис. 3.6, а) буде:

$$\bar{C}_o = \frac{1}{f} \int_{(f)} C_o df.$$

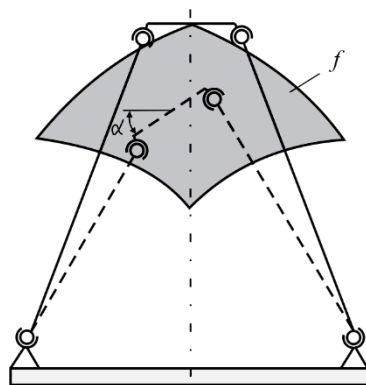
Величина сервіса повороту виконавчого органу (рис. 3.6, б):

$$\bar{C}_n = \frac{1}{f} \int_{(f)} df \int_{(\alpha)} C_n d\alpha.$$

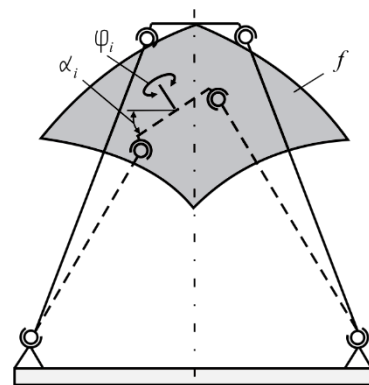
Загальні орієнтуючі можливості механізму визначаються при переміщенні його виконавчого органу в об'ємному просторі. Тобто, коли $\bar{C}_o$ і $\bar{C}_n$ визначаються як середня інтегральна сума по всьому об'єму v (рис. 3.6, в). Тоді

$$\bar{C}_o = \frac{1}{v} \int_{(v)} C_o dv,$$

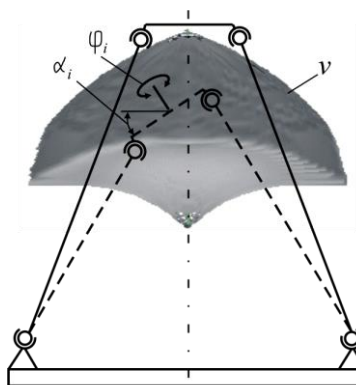
$$\bar{C}_n = \frac{1}{v} \int_{(v)} dv \int_{(\alpha)} C_n d\alpha.$$



а)



б)



в)

Рис. 3.6. Схеми орієнтуючих рухів при переміщенні виконавчого органу по площині (а, б) і в об'ємі (в)

В загальному випадку рухові можливості визначаються з урахуванням реальних переміщень та орієнтації виконавчого органу:

$$K_p = K_n \cdot C.$$

Наведений показник має місце при наявності двох співмножників, а в окремих випадках дослідження можуть виконуватись по окремих складових: K_n , C_o , C_n та C . Запропоноване визначення цих показників забезпечує їх зміну в межах від 0 до 1, що зручно для виконання порівняльного аналізу. Все це дозволяє зробити обґрунтований вибір доцільних варіантів механізмів паралельної структури із найбільш прийнятними конструктивними параметрами.

3.2. Оцінка переміщень виконавчого органу гексапода по осі його симетрії

При створенні верстатів з паралельною кінематикою важливим питанням є визначення найдоцільніших конструктивних параметрів гексаподів з точки зору виконання його функціонального призначення. Дослідження цих залежностей наведено поетапно, відповідно до здійснюваних ними рухів. Типовими технологічними рухами верстатів становлять лінійні переміщення їх виконавчого органу. При обробці різних деталей такі переміщення забезпечують рухи подачі, установчі переміщення ріжучих інструментів та деталей для забезпечення необхідного їх відносного розміщення тощо. Важливими рухами виконавчого органу верстата-гексапода можна вважати можливості його переміщень по осі симетрії конструкції верстата та перпендикулярно до неї.

Визначення таких можливостей гексапода виконується за розрахунковою схемою (рис. 3.7) та показником переміщень по лінії [13]:

$$K_{nl} = \frac{l}{L}.$$

Позначення на схемі:

a, b – розмір нерухомої несучої системи та виконавчого органу відповідно;

L – максимальна довжина кінематичних ланок;

l_1 – поточна (чи мінімальна) довжина кінематичних ланок;

l – величина переміщення виконавчого органу по осі симетрії верстата;

H, h – максимальна та поточна (чи мінімальна) величина переміщення виконавчого органу відповідно;

β, γ – кути нахилу кінематичних ланок;

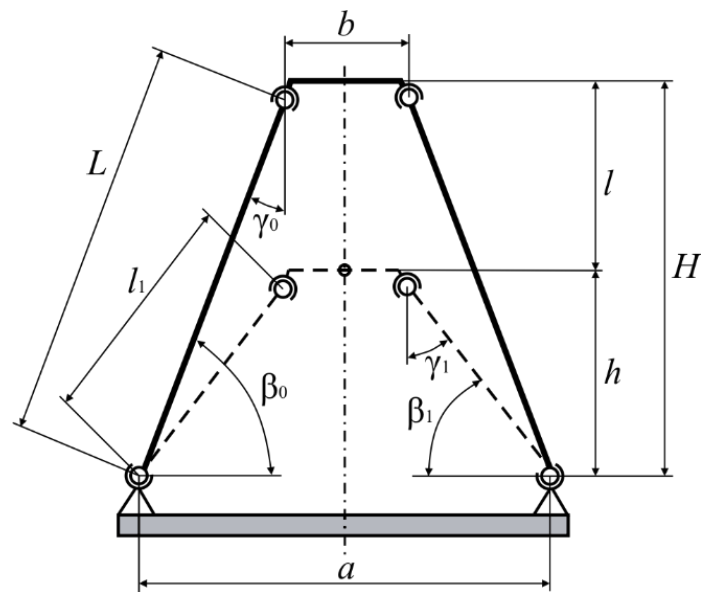


Рис. 3.7. Розрахункова схема гексапода

Максимальна величина положення виконавчого органу буде:

$$H^2 + \left(\frac{a-b}{2} \right)^2 = L^2,$$

звідки

$$H = \sqrt{L^2 - \left(\frac{a-b}{2} \right)^2}.$$

Уведемо позначення:

– співвідношення розмірів виконавчого органу та несучої системи:

$$n = b/a;$$

– відношення розміру несучої системи до довжини кінематичних ланок:

$$m = a/L.$$

Тоді максимальна величина положення виконавчого органу гексапода буде:

$$H = \sqrt{L^2 - \left(\frac{1-n}{2}\right)^2} a^2 = L \sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2}.$$

Поточна чи мінімальна величина положення виконавчого органу гексапода визначається аналогічно:

$$h = \sqrt{l_1^2 - \left(\frac{a-b}{2}\right)^2}.$$

Уведемо додаткове позначення відношення переміщень кінематичних ланок: $i = l_1/L$.

Тоді:

$$h = L \sqrt{i^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2}.$$

Із наведених формул визначаємо величину переміщення виконавчого органу:

$$l = H - h = L \left(\sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2} - \sqrt{i^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2} \right).$$

У наведених формулах позначимо складову $m\left(\frac{1-n}{2}\right)=c$, яку будемо вважати основною конструктивною характеристикою верстата-гексапода, тому що вона залежить від співвідношення основних його параметрів.

Тоді, рух виконавчого органу може бути визначений за формулою:

$$l = L(\sqrt{1-c^2} - \sqrt{i^2-c^2}).$$

Таким чином, вказана величина переміщень виконавчого органу залежить від довжини кінематичних ланок (L), величини їх відносного руху (i) та конструктивно-геометричних параметрів верстата-гексапода (c).

Вплив зазначених параметрів на показник переміщення виконавчого органу по лінії симетрії верстата показаний на графіках (рис. 3.8-3.10).

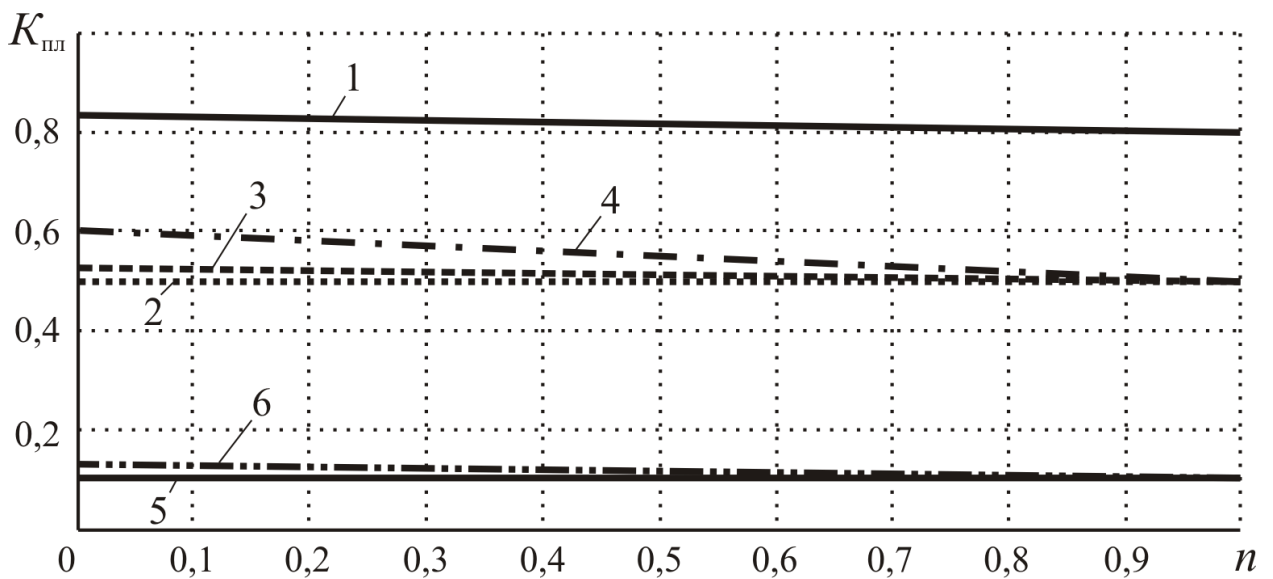


Рис. 3.8. Залежність величини переміщення $K_{пл}$ від зміни відношення розмірів ВО та несучої системи:

- 1) $i=0,2$; $m=0,2$; 2) $i=0,5$; $m=0,2$; 3) $i=0,5$; $m=0,5$; 4) $i=0,5$; $m=0,75$;
5) $i=0,9$; $m=0,75$; 6) $i=0,9$; $m=1,0$

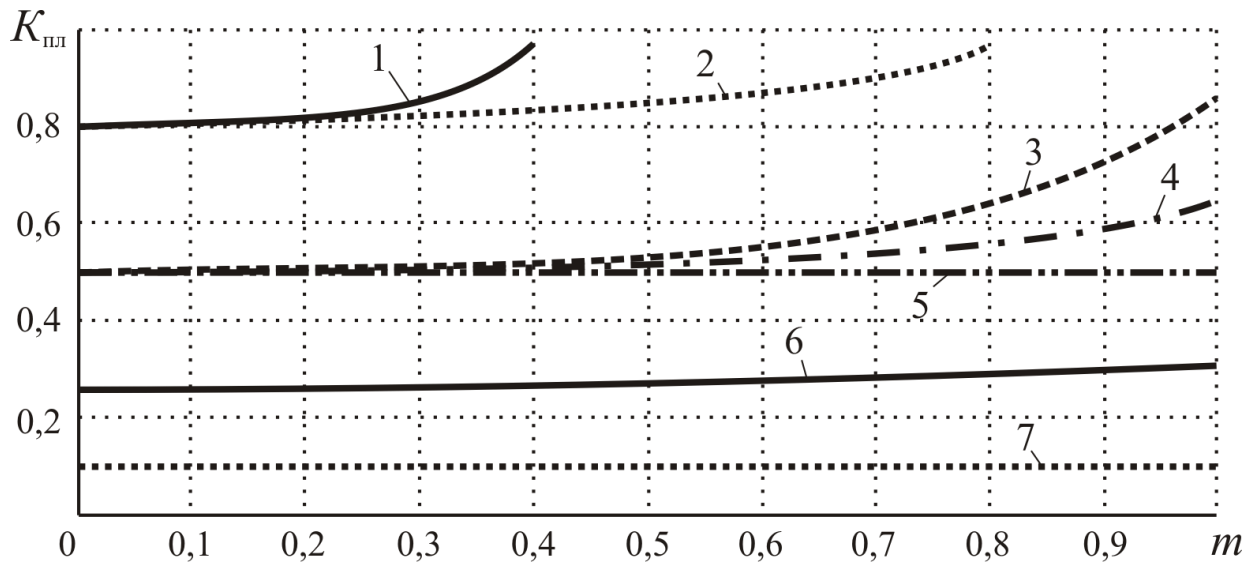


Рис. 3.9. Залежність величини переміщення $K_{пл}$ від зміни величини відношення розміру несучої системи до довжини кінематичних ланок:

- 1) $i=0,2$; $n=0,2$; 2) $i=0,9$; $n=0,5$; 3) $i=0,9$; $n=0,5$; 4) $i=0,5$; $n=0,5$;
5) $i=0,5$; $n=0,2$; 6) $i=0,9$; $n=0,75$; 7) $i=0,75$; $n=0,2$

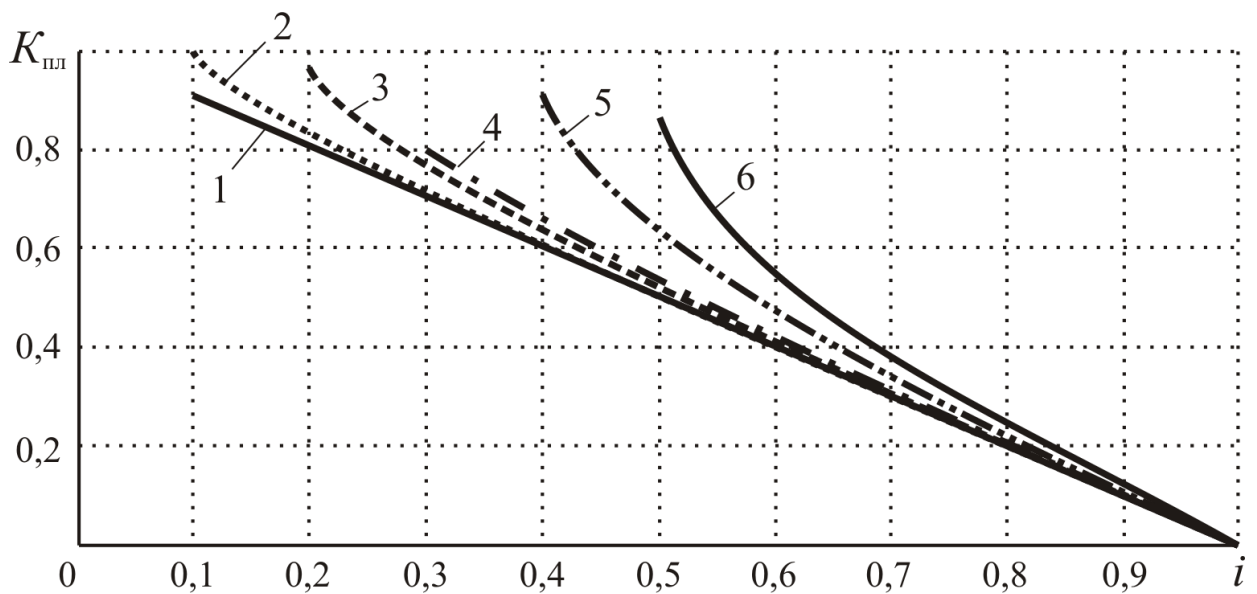


Рис. 3.10. Залежність величини переміщення $K_{пл}$ від відносної зміни величини довжин кінематичних ланок:

- 1) $m=0,2$ $n=0,2$; 2) $m=0,75$; $n=0$; 3) $m=0,7$; $n=0,75$; 4) $m=0,2$; $n=0$;
5) $m=1,0$; $n=0$; 6) $m=0,5$; $n=0$

Отримані залежності дозволяють визначити найбільш доцільні конструктивні виконання верстатів-гексаподів залежно від їх функціонального призначення. Таким чином, для верстатів, що здійснюють переважно вертикальні рухи вздовж осі його симетрії, необхідно, щоб співвідношення параметрів перебувало в межах $m = 0,6 \div 1,0$; $n = 0 \div 0,4$; $i = 0,2 \div 0,6$.

3.3. Оцінка рухових можливостей верстата-гексапода в напрямку, перпендикулярному до осі його симетрії

Один із важливих етапів створення верстатів полягає у визначенні конструктивних параметрів його основних елементів, які забезпечуватимуть ефективність функціонування верстатів. Однією з умов ефективного функціонування зазначених верстатів виступає здійснення ними необхідних технологічних рухів.

Розглядати переміщення виконавчого органу в напрямку, перпендикулярному до осі симетрії верстата-гексапода (або, для спрощення, «в поперечному напрямку»), можна за різних умов. Розглянемо варіант, коли не тільки рух, а й положення виконавчого органу перпендикулярні до осі симетрії гексапода [14]. На розрахунковій схемі (рис. 3.11) пунктиром показано граничні та інші положення виконавчого органу. Величина переміщення виконавчого органу визначається по руху центра O або крайніх її точок A і B . Фактичне значення величини переміщення є величиною змінною, починаючи від нульового положення виконавчого органу при максимальній довжині кінематичних ланок. Переміщення виконавчого органу вздовж осі z веде до збільшення величини його переміщення в перпендикулярному напрямку. При максимальному опусканні виконавчого органу безперервна величина поперечного його переміщення також буде максимальна. Розглянемо положення виконавчого органу по висоті в різних інтервалах (зонах). Такий розподіл на інтервали дозволяє визначати величину

поперечного руху виконавчого органу за найпростішими розрахунками. Для дослідження рухів у першому інтервалі складаємо розрахункову схему (рис. 3.11).

На схемі прийняті такі позначення: a, b – розміри несучої системи та виконавчого органу; L – максимальна довжина кінематичної ланки; H – величина вертикального положення виконавчого органу; l_1 – поточна довжина кінематичної ланки.

Перший інтервал відповідає положенню виконавчого органу від максимально піднятого (H) і до опущеного на висоту h_1 . При нижньому положенні виконавчого органу величина поперечного переміщення дорівнює розміру b виконавчого органу. Тобто, кожна точка виконавчого органу O_1, A_1, B_1 переміщується на величину

$$l'_1 = b$$

Висота верхньої межі 1-го інтервалу:

$$H = L \sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2} = L \sqrt{1 - c^2}$$

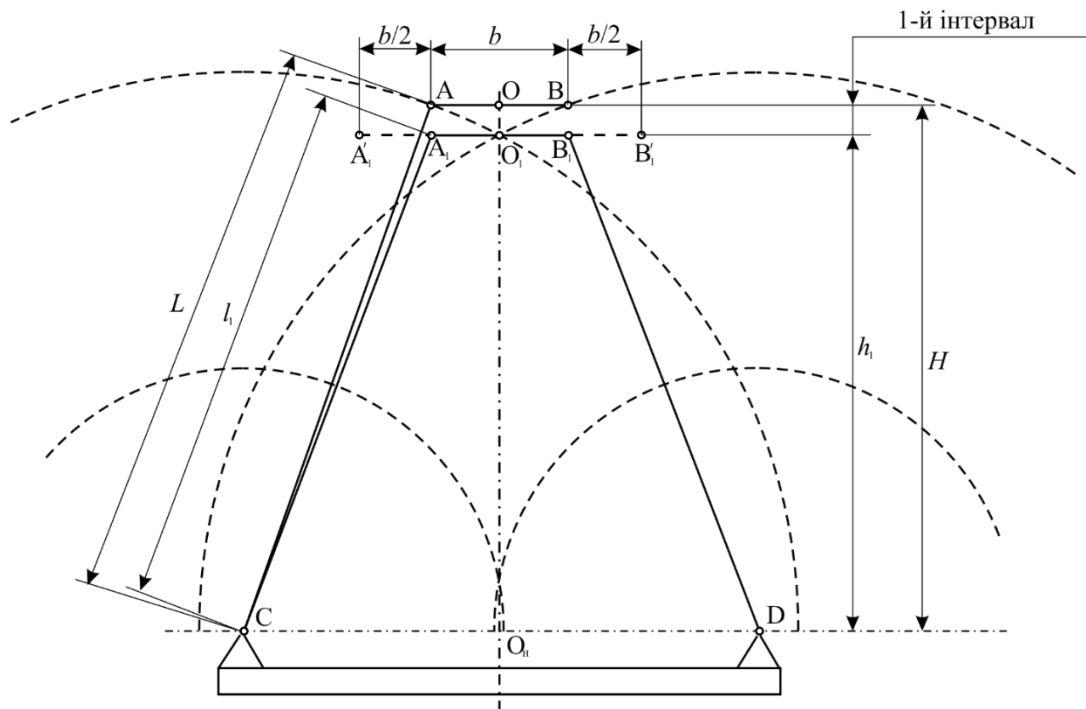


Рис. 3.11. Розрахункова схема переміщень виконавчого органу в першому інтервалі

Нижня межа цього інтервалу відповідає положенню центра виконавчого органу O_1 , коли рух максимально витягнутих кінематичних ланок перетинається в одній точці (O_1). Тоді з трикутника O_1O_nD можна записати:

$$O_1O_n = h_1; \quad O_1D = L; \quad O_nD = \frac{a}{2}; \quad h_1^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2 = L^2,$$

звідки нижнє положення виконавчого органу першого інтервалу:

$$h_1 = \sqrt{L^2 - \left(\frac{a}{2}\right)^2}.$$

Введемо заміну $m = \frac{a}{L}$. Тоді $a = mL$. Підставивши в попереднє рівняння, отримаємо:

$$h_1 = \sqrt{L^2 - \left(\frac{mL}{2}\right)^2} = L\sqrt{1 - \left(\frac{m}{2}\right)^2}.$$

Максимальну величину переміщення кінематичних ланок в цьому інтервалі визначаємо з рівняння через передавальне відношення руху кінематичної ланки:

$$h_1 = L\sqrt{i_1^2 - m^2\left(\frac{1-n}{2}\right)^2},$$

де $i_1 = \frac{l_1}{L}$ – передавальне відношення руху кінематичних ланок від максимального (L), що відповідає висоті H , до мінімального (l_1) для першого інтервалу, що відповідає висоті h_1 . Таким чином, знаючи висоту h_1 , рівняння можна переписати:

$$h_1^2 = L^2 \left[i_1^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2 \right].$$

Після перетворень отримаємо:

$$l_1 = \sqrt{h_1^2 + L^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2}.$$

Переміщення виконавчого органу в поперечному напрямку в першому інтервалі, тобто в межах від H до h_1 , як відзначалось вище, є величиною змінною, а саме: від 0 (в положенні на висоті H) і до $l'_1 = b$ (в положенні h_1).

Для встановлення залежності величини поперечного переміщення виконавчого органу (l'_{1i}) від ($h_i = h_1 \dots H$) представимо схему на рис. 3.12, з якої видно, що рух виконавчого органу в поперечному напрямку відбувається шляхом переміщення крайніх точок A і B по дугах, що описані їх максимальними радіусами (L). Так, під час руху вліво точка B рухається по своїй дузі, а розміщення точки A при цьому визначається довжиною виконавчого органу (b) та його горизонтальним положенням. За цієї умови точка B у поперечному напрямку зміщується на величину $l'_{1i}/2$. Аналогічне зміщення має місце і під час руху вправо, а тому загальне переміщення буде дорівнювати l'_{1i} .

Подібним чином можна розглянути переміщення центра виконавчого органу O , яке згідно з рис. 3.12 буде:

$$l'_{1i} = O'_1 O''_1 = A_1 A'''_1 + B_1 B'_1.$$

Величину цього переміщення знаходимо таким чином:

$$\left[\frac{l'_{1i}}{2} + L \frac{m(1-n)}{2} \right]^2 = L^2 - h_{1i}^2.$$

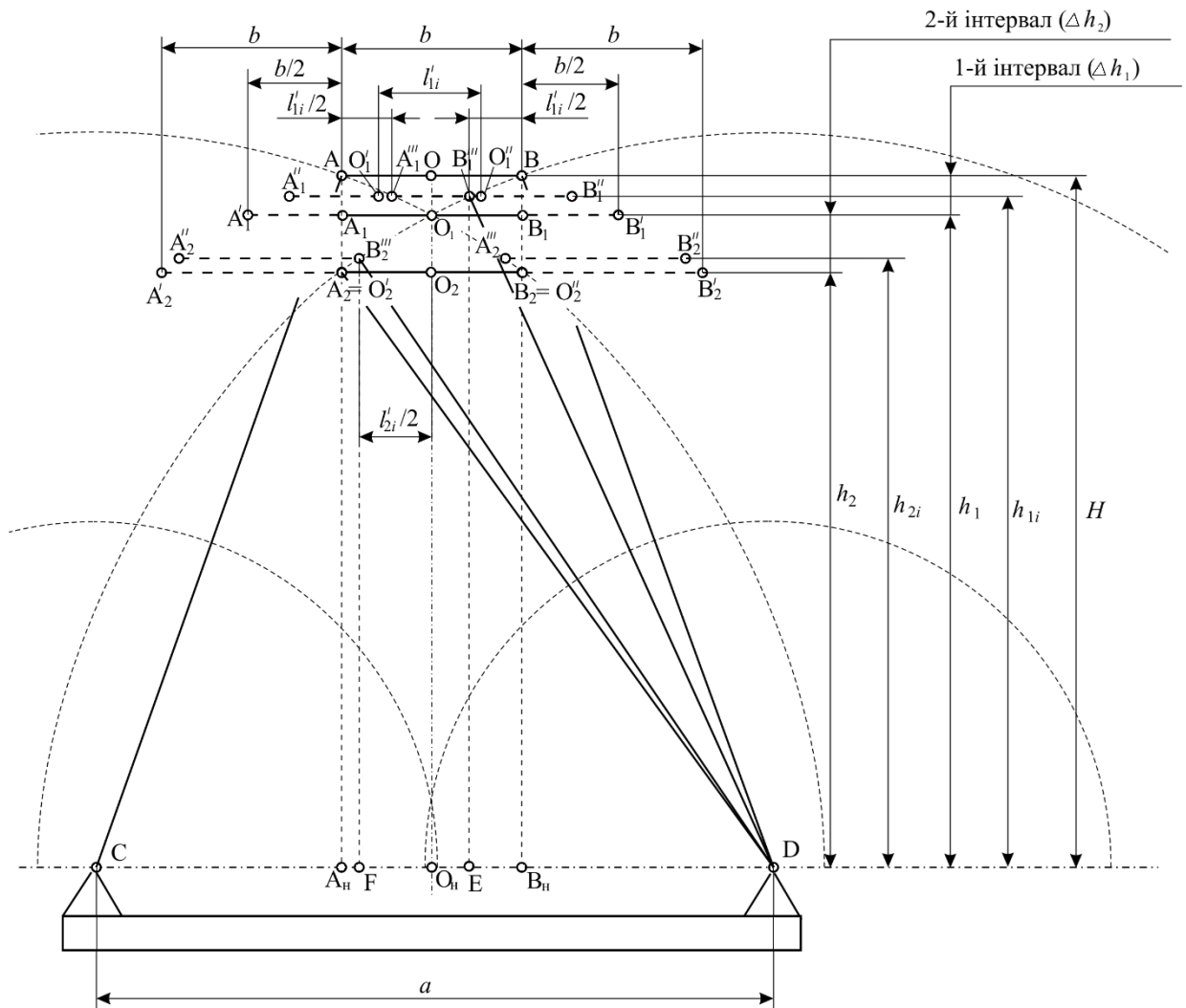


Рис. 3.12. Розрахункова схема переміщень виконавчого органу
у другому інтервалі

Визначимо i -те значення переміщення виконавчого органу при i -му значенні його положення по висоті в першому інтервалі:

$$h_{1i} = L \sqrt{i_{1i}^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2}.$$

Підставивши данні в попереднє рівняння, отримаємо:

$$l'_{1i} = \frac{-Lm \frac{1-n}{2} \pm \sqrt{L^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2 - 4 \cdot 0,25 \cdot L^2 (i_{1i}^2 - 1)}}{2 \cdot 0,25} = \frac{-Lm \frac{1-n}{2} \pm L \sqrt{1 - i_{1i}^2 + m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2}}{0,5}.$$

За дослідженням першим інтервалом розглянемо другий інтервал, який окреслюється в межах від h_1 до h_2 (рис. 3.12). При верхньому положенні виконавчого органу даного інтервалу (h_1) величина його поперечного руху дорівнює ширині виконавчого органу $i' = b$.

Висота верхнього положення виконавчого органу у другому інтервалі, як зазначалося вище, дорівнює висоті нижнього положення виконавчого органу в першому інтервалі:

$$h_1 = L \sqrt{1 - \left(\frac{m}{2}\right)^2}.$$

За нижнє положення виконавчого органу приймаємо таке, коли можливе його перпендикулярне переміщення з урахуванням переміщення в першому інтервалі $l'_{1,2} = 2b$.

Переміщення виконавчого органу у другому інтервалі $l'_2 = b$.

Виконавчий орган, починаючи з верхнього положення, має можливість здійснювати додаткове (відносно до отриманого в першому інтервалі) горизонтальне переміщення. Тобто, якщо продовжити розгляд руху точки B , то у верхньому положенні вона, рухаючись вліво, дійшла до точки O_1 , яка співпадає з віссю симетрії гексаподу, а, відповідно, вона вже перемістилась на величину $l'_1 = b/2$, після чого ця точка ввійшла в зону другого інтервалу. Тому подальше вертикальне переміщення виконавчого органу від рівня h_1 дозволяє точці B надалі здійснити рух вліво на величину $l'_{2i}/2$. Для цього інтервалу також приймемо за максимальне переміщення виконавчого органу в одну зі сторін $l'_2 = b/2$. Цій умові буде відповідати висота h_2 :

$$h_2 = \sqrt{L^2 - L^2 m^2 \left(\frac{1+n}{2}\right)^2} = L \sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1+n}{2}\right)^2}.$$

Максимальна величина переміщення кінематичних ланок у цьому інтервалі відносно до нижнього положення виконавчого органу 1-го інтервалу визначається з рівняння (рис. 3.13):

$$h_2 = l_1 \sqrt{i_2^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2},$$

де $i_2 = l_2/l_1$ – передавальне відношення руху кінематичних ланок від максимального (l_1), що відповідає висоті положення виконавчого органу (h_1), до мінімального (l_2), що відповідає нижній висоті положення виконавчого органу (h_2) другого інтервалу. Таким чином, знаючи висоту (h_2), рівняння можна записати:

$$h_2^2 = l_1^2 \left[i_2^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2 \right].$$

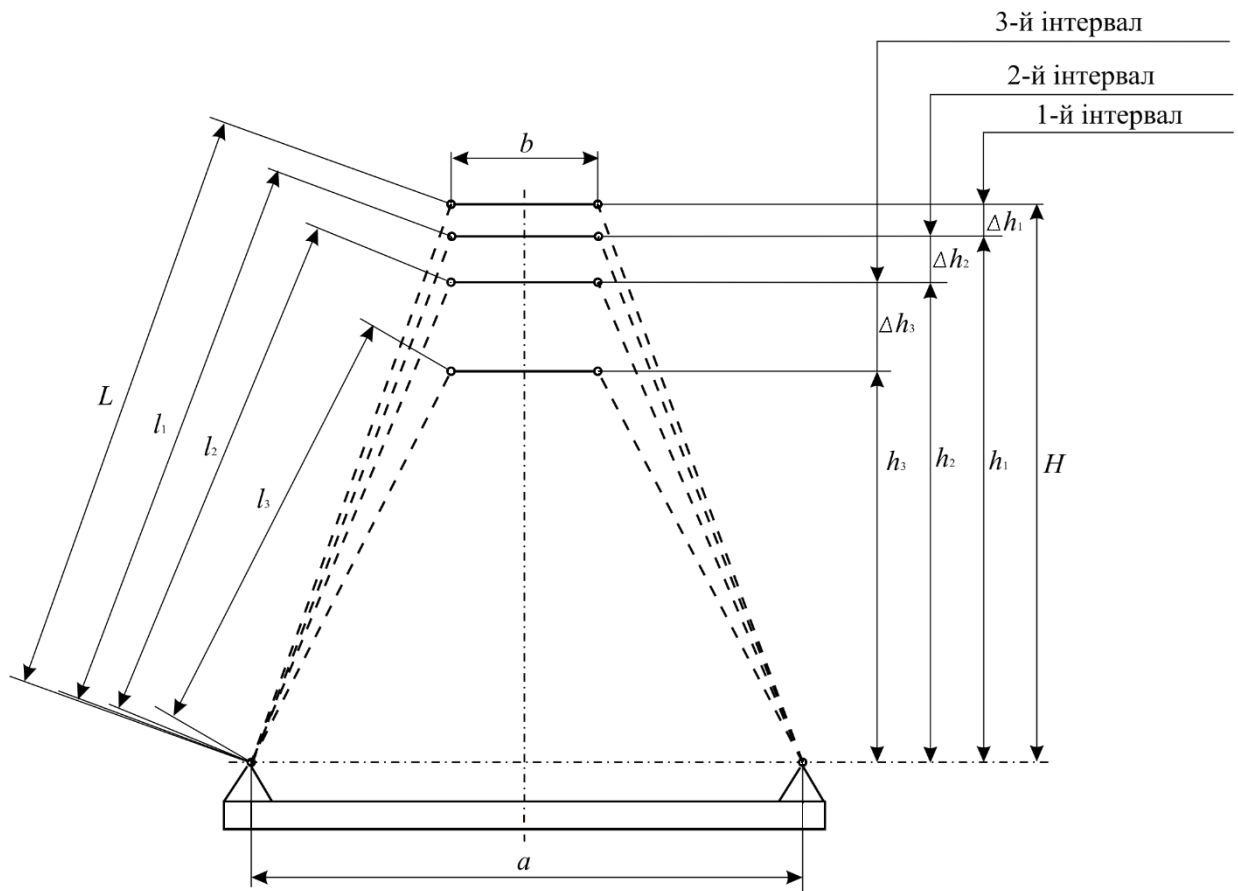


Рис. 3.13. Схема зміни довжини кінематичних ланок в інтервалах

Звідси випливає, що:

$$l_2 = \sqrt{h_2^2 + l_1^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2}.$$

Переміщення виконавчого органу в поперечному напрямку у другому інтервалі в межах від h_1 до h_2 є також величиною змінною. Для визначення цієї залежності розглянемо проміжне положення між h_1 та h_2 , де має місце поточне зміщення виконавчого органу вліво на величину $l'_{2i}/2$. Таке ж зміщення має місце і під час руху виконавчого органу вправо, а тому загальне переміщення буде дорівнювати l'_{2i} .

Величину цього переміщення (додаткового до отриманого в 1-му інтервалі) знаходимо з рівняння:

$$0,25(l'_{2i})^2 + l'_{2i} L \frac{m}{2} + \left[L^2 \frac{m^2}{4} - L^2 + l_1^2 i_{2i}^2 - l_1^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2 \right] = 0.$$

Зробимо заміну:

$$k_2 = 0,25; \quad p_2 = L \frac{m}{2}; \quad q_2 = L^2 \frac{m^2}{4} - L^2 + l_1^2 i_{2i}^2 - l_1^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2.$$

Отримаємо квадратне рівняння:

$$k_2 (l'_{2i})^2 + p_2 l'_{2i} + q_2 = 0,$$

Звідки

$$l'_{2i} = \frac{-p_2 \pm \sqrt{p_2^2 - 4k_2 q_2}}{2 \cdot 0,25}.$$

Наступним етапом досліджень є визначення параметрів руху виконавчого органу та кінематичних ланок у третьому інтервалі. За даний інтервал прийнято положення виконавчого органу між нижньою висотою другого інтервалу (h_2) і нижньою висотою третього інтервалу h_3 . Ця висота відповідає точці перетину траєкторії руху максимально випрямленої кінематичної ланки з траєкторією руху другої максимально втягнутої кінематичної ланки, коли ще має місце неперервний рух виконавчого органу в поперечному напрямку (рис. 3.14). Такою точкою є B_3 . Вона отримана як подальший рух точки A_2 від нижнього положення другого інтервалу по дузі максимального радіуса (L) до перетину з дугою мінімального радіуса (l_3). При цьому відбувається переміщення виконавчого органу вліво на величину $l'_3/2$, оскільки має місце таке ж переміщення виконавчого органу вправо у третьому інтервалі. Відповідно, загальне переміщення в цьому інтервалі складає l'_3 . З урахуванням переміщень в першому та другому інтервалах сумарний поперечний рух буде $2b + l'_3$.

Висота верхнього положення виконавчого органу у третьому інтервалі дорівнює висоті нижнього його положення у другому інтервалі:

$$h_2 = L \sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1+n}{2} \right)^2}.$$

Висоту нижнього положення ВО (h_3) визначаємо з рівняння:

$$h_3 = \frac{0,5L \sqrt{(1+i+m)(i+m-1)(1-i+m)(1+i-m)}}{m},$$

$$\text{де } m = \frac{a}{L}; i = \frac{l_3}{L}.$$

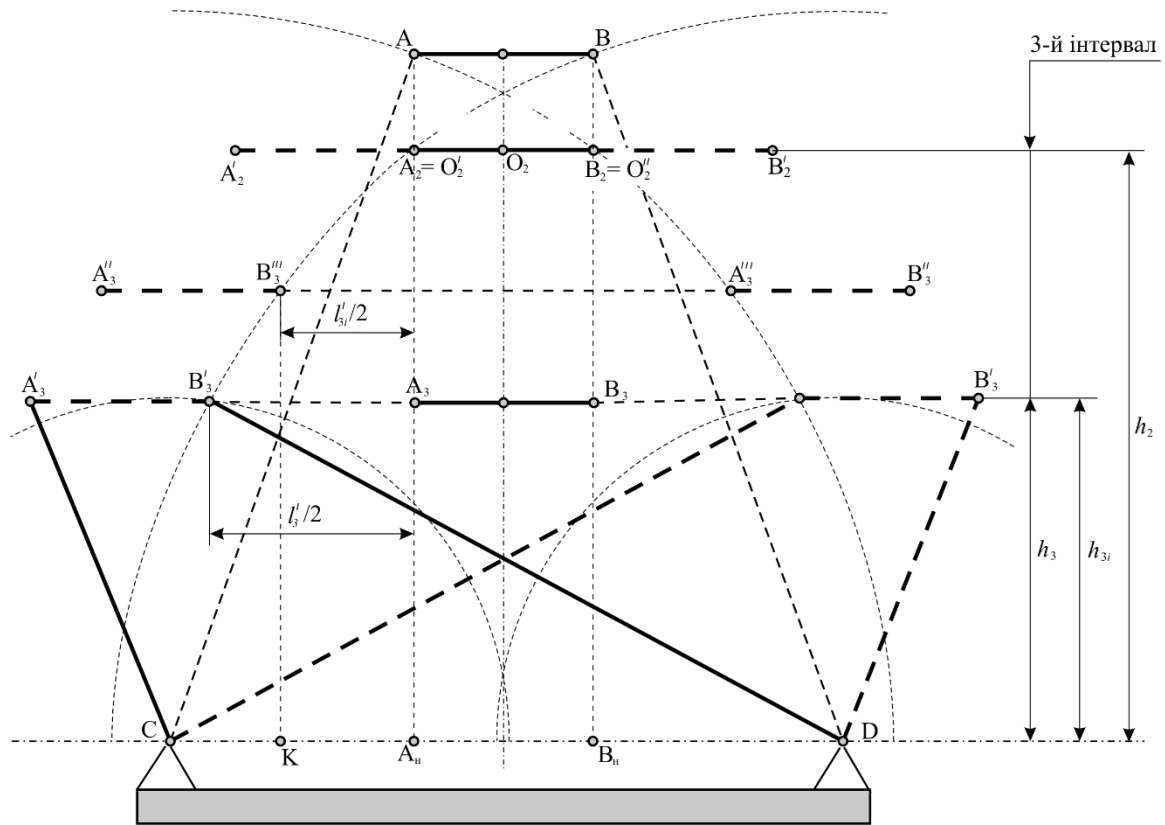


Рис. 3.14. Розрахункова схема переміщень виконавчого органу в третьому інтервалі

Переміщення виконавчого органу в поперечному напрямку у третьому інтервалі в межах від h_2 до h_3 визначається величиною $l'_{3i}/2$.

Величину цього переміщення знаходимо з рівняння:

$$0,25(l'_{3i})^2 + l'_{3i} Lm \frac{1+n}{2} + \left[L^2 m^2 \left(\frac{1+n}{2} \right)^2 - L^2 - l_2^2 i_{3i}^2 + l_2^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2 \right] = 0.$$

Використовуючи заміну:

$$k_3 = 0,25; \quad p_3 = Lm \frac{1+n}{2}; \quad q_3 = L^2 m^2 \left(\frac{1+n}{2} \right)^2 - L^2 - l_2^2 i_{3i}^2 + l_2^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2,$$

отримаємо квадратне рівняння:

$$k_3 (l'_{3i})^2 + p_3 l'_{3i} + q_3 = 0,$$

з якого визначаємо величину переміщення виконавчого органу в поперечному напрямку у третьому інтервалі:

$$l'_{3i} = \frac{-p_3 \pm \sqrt{p_3^2 - 4k_3 q_3}}{2 \cdot k_3}.$$

Таким чином, на основі виконаних досліджень визначено аналітичні залежності переміщень виконавчого органу в поперечному напрямку від зміни основних конструктивних параметрів гексапода. Відповідно, за отриманими залежностями можна визначати найбільш доцільні конструктивні виконання верстатів з паралельною кінематикою залежно від їх функціонального призначення.

На основі виконаних досліджень та визначених аналітичних залежностей побудовані графіки (рис. 3.15-3.17), які відображають вплив зазначених параметрів на показник переміщення верстата-гексапода в напрямку, перпендикулярному осі його симетрії.

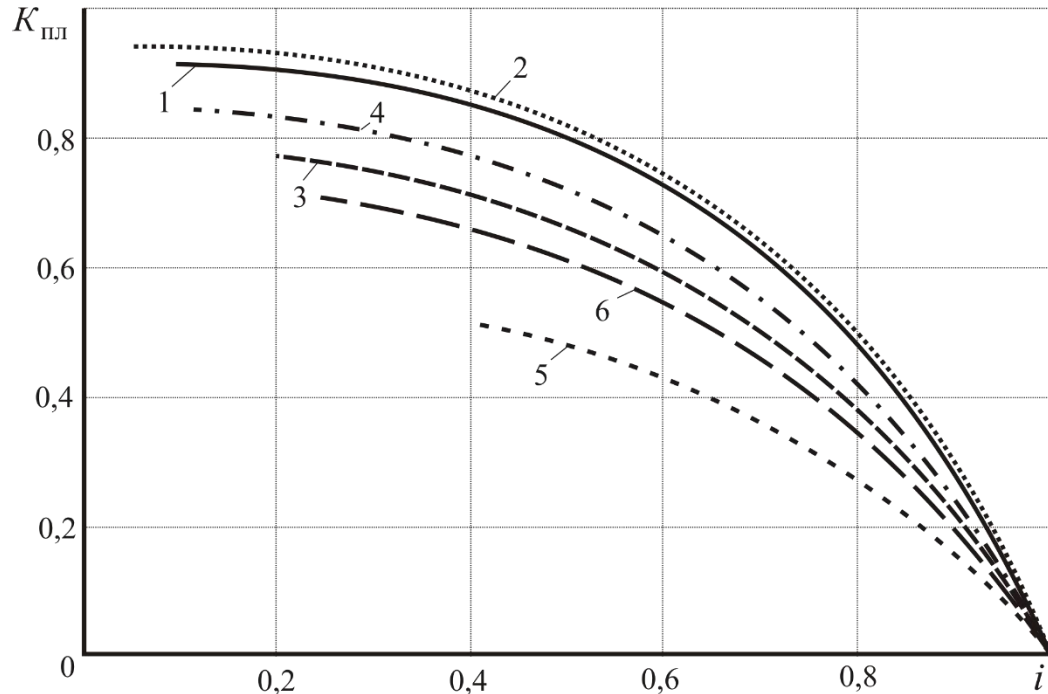


Рис. 3.15. Залежності переміщень виконавчого органу від зміни довжин кінематичних ланок:

- 1) $m=0,2$; $n=0,2$; 2) $m=0,2$; $n=0,5$; 3) $m=0,5$; $n=0,2$; 4) $m=0,5$; $n=0,5$;
5) $m=1$; $n=0,2$; 6) $m=1$; $n=0,5$

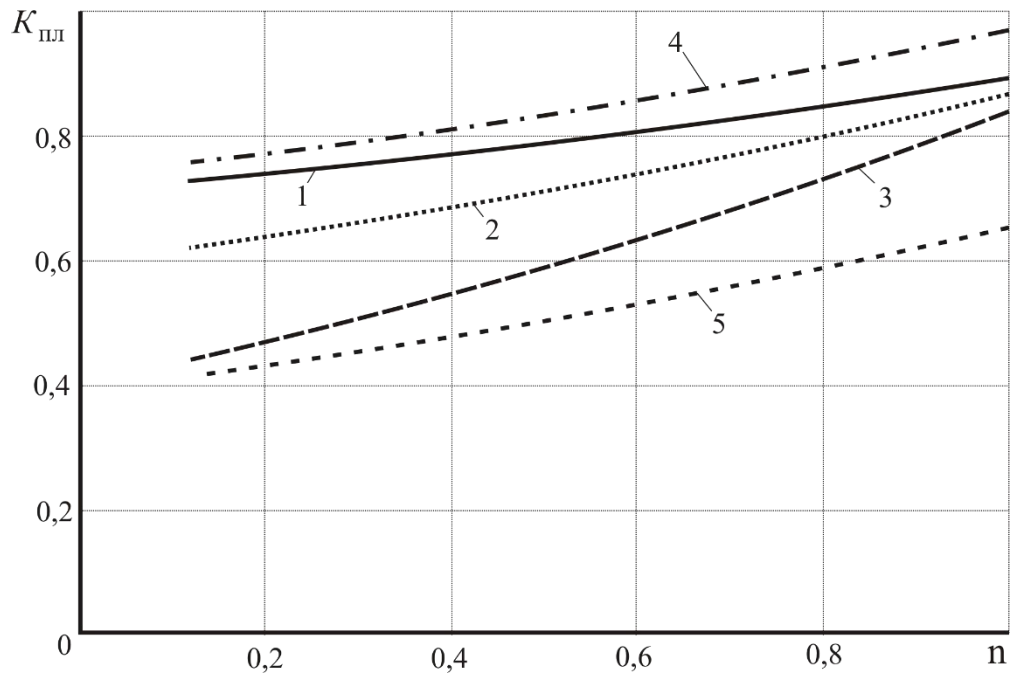


Рис. 3.16. Залежності переміщень виконавчого органу від відношення відстаней між опорами виконавчого органу та несучої системи:

- 1) $m=0,2$; $i=0,5$; 2) $m=0,5$; $i=0,5$; 3) $m=1,0$; $i=0,5$;
 4) $m=0,5$; $i=0,2$; 5) $m=0,5$; $i=0,75$

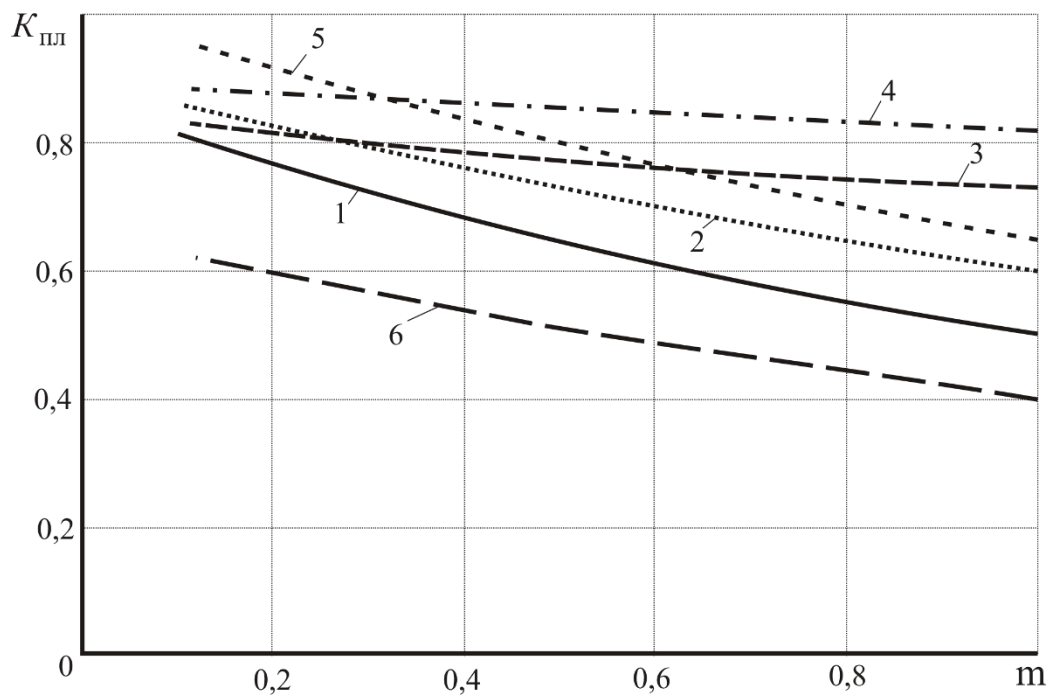


Рис. 3.17. Залежності переміщень виконавчого органу від відстані між опорами на несучій системі:

- 1) $n=0,2$; $i=0,5$; 2) $n=0,5$; $i=0,5$; 3) $n=0,75$; $i=0,5$;
 4) $n=1$; $i=0,5$; 5) $n=0,5$; $i=0,2$; 6) $n=0,5$; $i=0,75$

РОЗДІЛ 4

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ

4.1. Загальні вихідні дані

Для рішення питання про економічну ефективність нової конструкції необхідно обрати «базу», яку приймають за основу для виявлення техніко-економічних переваг нового конструкторського рішення і визначення економічного ефекту впровадження спроектованого об'єкта в виробництво.

Бази для порівняння – трьохкоординатний фрезерний верстат мод. 6Б75ВФ1. Але, на відміну від базового, новий верстат вітчизняного виробництва, при тих же масо-габаритних розмірах, є більш продуктивнішим.

Техніко-економічні показники базового та проектного верстатів зведено до таблиці 4.1.

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

Розрахунок виконуємо за формулою:

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

де B_3 – витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування основних робітників, грн;

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

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

$B_{\text{р}}$ – витрати на ремонт обладнання, грн;

$B_{\text{п}}$ – витрати на утримання площі, грн;

$B_{\text{а}}$ – витрати на амортизацію обладнання, грн;

$B_{\text{н}}$ – втрати на налагодження верстата.

Таблиця 4.1

Загальні вихідні техніко-економічні показники базового та проектного верстатів

№ п/п	Показники	Одиниця	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1	2	3	4	5
1	Штучний час обробки	хв	2,1	1,3
2	Площа, яку займає верстат	м ²	7,3	3,9
3	Встановлена потужність електродвигунів	кВт	1,5	2,2
4	Категорія ремонтної складності: а) механічної частини б) електричної частини	УРО	13	3
		УРО	7	12
5	Розряд роботи а) верстатника б) наладчика	розряд	4	4
		розряд	4	6
6	Оптова ціна базового верстата	грн	96000	300000

Витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування:

$$B_3 = C_r \frac{T_{\text{нор}}}{60} \cdot (1 + K_d) \cdot (1 + K_c) \quad (4.2)$$

де C_r – середньо-годинна ставка робітника, грн.;

$T_{\text{нор}}$ – час обробки деталі, хв.;

K_d, K_c – коефіцієнти додаткової зарплати та відрахувань на соціальне страхування відповідно.

$$B_3^{\text{баз}} = 77,9799 \cdot \frac{2,1}{60} \cdot (1+0,1) \cdot (1+0,22) = 3,672 \text{ грн}$$

$$B_3^{\text{пр}} = 77,979 \cdot \frac{1,3}{60} \cdot (1+0,1) \cdot (1+0,22) = 2,268 \text{ грн}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$B_{\text{ел}} = \frac{N_{\text{в}} \cdot K_{\text{о}} \cdot K_{\text{н}} \cdot K_{\text{д}}}{\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{с}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60} \cdot \Pi_{\text{ел}}, \quad (4.3)$$

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

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

$K_{\text{н}}$ – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю (приймають 0,5...0,8);

$K_{\text{д}}$ – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів верстата за часом (приймають 0,3...0,5);

$\eta_{\text{с}}$ – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів (приймають 0,86...0,9);

$\eta_{\text{м}}$ – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі підприємства – (приймають 0,92...0,96);

$\Pi_{\text{ел}}$ – ціна 1 кВт/год силовій електроенергії, грн.

$$B_{\text{ел}}^{\text{баз}} = \frac{1,5 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,3}{0,87 \cdot 0,95} \cdot \frac{2,1}{60} \cdot 7,5 = 0,059 \text{ грн}$$

$$B_{\text{ел}}^{\text{пр}} = \frac{2,2 \cdot 0,7 \cdot 0,7 \cdot 0,4}{0,88 \cdot 0,92} \cdot \frac{1,3}{60} \cdot 7,5 = 0,085 \text{ грн}$$

Витрати на допоміжні матеріали:

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

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

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

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

$$B_{\text{дм}}^{\text{баз}} = \frac{79,5 \cdot 13 \cdot 2,1}{60 \cdot 100} \cdot 1,2 = 0,435 \text{ грн},$$

$$B_{\text{дм}}^{\text{пр}} = \frac{79,5 \cdot 3 \cdot 1,3}{60 \cdot 100} \cdot 1,2 = 0,061 \text{ грн}$$

Витрати на ремонт обладнання:

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

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

$F_{\text{дрм}}$ – дійсний річний фонд часу роботи верстата

$$B_{\text{р}}^{\text{баз}} = \frac{13 \cdot 880 + 7 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{2,1}{60} = 0,146 \text{ грн},$$

$$B_{\text{р}}^{\text{пр}} = \frac{3 \cdot 880 + 12 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{1,3}{60} = 0,062 \text{ грн}.$$

Витрати на утримання площі:

$$B_{\text{п}} = \frac{F_{\text{o}} \cdot K_{\text{ф}} \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (4.6)$$

де F_{o} – виробнича площа, яку займає одиниця обладнання, м^2 ;

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

C – річні витрати, пов'язані з використанням 1м^2 виробничого приміщення, $\text{грн}/\text{м}^2$.

$$B_{\text{п}}^{\text{баз}} = \frac{7,3 \cdot 2,5 \cdot 780}{3950} \cdot \frac{2,1}{60} = 0,126 \text{ грн}$$

$$B_{\text{п}}^{\text{нр}} = \frac{3,9 \cdot 3,5 \cdot 780}{3950} \cdot \frac{1,3}{60} = 0,058 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію верстата:

$$B_{\text{а}} = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_{\text{а}}}{F_{\text{дрм}} \cdot 100} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (4.7)$$

де $H_{\text{а}} = 15\%$ – норма амортизації, %;

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

Балансову вартість верстатів знаходимо за формулою:

$$\Phi_{\text{бал}} = \Pi_{\text{опт}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}} + K_{\text{ф}}) \quad (4.8)$$

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

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

Таким чином:

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}} = 96000 \cdot (1 + 0,08 + 0,04 + 0,05) = 112320 \text{ грн}$$

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} = 300000 \cdot (1 + 0,08 + 0,05 + 0,04) = 351000 \text{ грн}$$

$$B_{\text{а}}^{\text{баз}} = \frac{112320 \cdot 15}{3950 \cdot 100} \cdot \frac{2,1}{60} = 0,149 \text{ грн}$$

$$B_{\text{а}}^{\text{пр}} = \frac{351000 \cdot 15}{3950 \cdot 100} \cdot \frac{1,3}{60} = 0,289 \text{ грн}$$

Витрати на налагодження верстату:

$$B_{\text{н}} = C_{\text{гн}} \cdot (1 + K_{\text{д}}) \cdot (1 + K_{\text{с}}) \cdot \frac{T_{\text{нал}} \cdot A}{60 \cdot N_{\text{д}}} \quad (4.9)$$

де $C_{\text{гн}}$ — годинна тарифна ставка наладчика, грн/год;

A — кількість налагоджень за рік;

$T_{\text{нал}}$ — час налагодження, хв.;

$N_{\text{д}}$ — річна програма випуску деталей, шт./рік.

$$B_{\text{н}}^{\text{баз}} = 77,979 \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) \cdot \frac{20 \cdot 12}{60 \cdot 35000} = 0,012 \text{ грн};$$

$$B_{\text{н}}^{\text{пр}} = 103,972 \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) \cdot \frac{20 \cdot 12}{60 \cdot 35000} = 0,016 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків зводимо до таблиці 4.2

Таблиця 4.2

Експлуатаційні витрати (собівартість обробки)

№ п.п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1.	Заробітна плата робітника основна і додаткова з відрахуваннями в фонд соціального страхування	B_z	3,672	2,268
2.	Силовa електроенергія	$B_{ел}$	0,059	0,085
3.	Допоміжні матеріали	$B_{дм}$	0,435	0,061
4.	Ремонт обладнання	B_p	0,146	0,062
5.	Утримання приміщення	$B_{п}$	0,126	0,058
6.	Амортизація обладнання	B_a	0,149	0,289
7.	Налагодження обладнання	B_n	0,012	0,016
8.	Загальна сума	B_e	4,599	2,839

4.3 Розрахунок показників економічної ефективності

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

$$E_p = (B_e^{\bar{\delta}} - B_e^{np}) \cdot N_{\delta} - E_n \cdot K_{cn}, \quad (4.10)$$

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

$$K_{cn} = \Phi_{бал}^{np} \cdot Q_{np} - \Phi_{бал}^{\bar{\delta}} \cdot Q_{\bar{\delta}} \quad (4.11)$$

де $\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}}, \Phi_{\text{бал}}^{\text{б}}$ – відповідно балансова вартість проектного та базового об'єктів, грн;

$Q_{\text{пр}}, Q_{\text{б}}$ – потреба в об'єктах відповідно в проектному та базовому варіантах для виконання річної програми випуску деталей: шт.

$$Q = \frac{N_{\text{д}} \cdot T_{\text{нор}}}{F_{\text{дрм}} \cdot 60 \cdot K_{\text{вн}}}, \quad (4.12)$$

$$Q^{\text{баз}} = \frac{30000 \cdot 2,1}{3950 \cdot 60 \cdot 1,1} = 0,24$$

$$Q^{\text{пр}} = \frac{30000 \cdot 1,3}{3950 \cdot 60 \cdot 1,1} = 0,15$$

де $K_{\text{вн}}$ – коефіцієнт виконання норм часу ($K_{\text{вн}}=1,0 \dots 1,2$)

$$K_{\text{сн}} = 351000 \cdot 0,15 - 112320 \cdot 0,24 = 25693 \text{ грн}$$

$$E_{\text{р}} = (4,599 - 2,839) \cdot 30000 - 0,16 \cdot 25693 = 48690 \text{ грн.}$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень у споживача:

$$T_{\text{ок.сн}} = \frac{K_{\text{сн}}}{(B_{\text{е}}^{\text{б}} - B_{\text{е}}^{\text{пр}}) \cdot N_{\text{д}}} \quad (4.13)$$

$$T_{\text{ок}} = \frac{25693}{(4,599 - 2,839) \cdot 30000} = 0,5 \text{ р.} = 6 \text{ міс.}$$

Зростання продуктивності праці визначаємо за показником витрат часу ($t_{\text{шт}}$) на одиницю продукції в проектному варіанті в порівнянні з базовим:

$$П_{\text{н}} = 100 - \frac{t_{\text{шт(прект)}}}{t_{\text{шт(баз)}}} \cdot 100, \% \quad (4.14)$$

$$П_n = 100 - \frac{1,3}{2,1} \cdot 100 = 38,1 \%$$

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 в обладнанні	шт./рік	1	1	-
2.	Програма виробництва деталей	шт./рік	30000	30000	-
3.	Штучний час обробки деталі	хв.	2,1	1,3	-38,1
4.	Коефіцієнт завантаження обладнання	η	0,24	0,15	-37,5
5.	Оптова ціна обладнання	грн.	96000	300000	+212,5
6.	Балансова вартість обладнання	грн.	112320	351000	+212,5
7.	Собівартість одиниці обробки	грн.	4,599	2,839	-32,8
8.	Додаткові капітальні витрати у споживача	грн.	-	25693	-
9.	Строк окупності додаткових капітальних витрат у виробника	міс.	-	6,0	-
10.	Річний економічний ефект у споживача	грн.	-	48690	-

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі для освітнього ступеня «магістр» вирішено наступні задачі:

1. Запропоновано систему показників оцінки рухових можливостей верстатів-гексаподів при переміщенні їх виконавчого органу по лініях, площинах та в об'ємі.

2. Встановлено аналітичні залежності можливих переміщень виконавчого органу верстата з паралельною кінематикою в напрямку типових рухів (вздовж осі симетрії верстата-гексапода і перпендикулярно до цієї осі) від зміни параметрів їх основних конструктивних елементів.

3. Визначено найбільш доцільні конструктивні виконання верстатів-гексаподів залежно від їх функціонального призначення: для верстатів, що здійснюють переважно вертикальні рухи вздовж осі його симетрії, необхідно, щоб співвідношення параметрів гексапода було в межах $m = 0,6 \div 1,0$; $n = 0 \div 0,4$; $i = 0,2 \div 0,6$; для переважно перпендикулярних рухів: $m = 0,2 \div 0,8$; $n = 0,4 \div 1,0$; $i = 0,4 \div 0,6$; для здійснення обох варіантів рухів та з урахуванням інших умов: $m = 0,6 \div 1,0$; $n = 0,1 \div 0,3$; $i = 0,2 \div 0,6$. Найбільший вплив на величину переміщень ВО спричиняє зміна довжин кінематичних ланок (i).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Агрегатно-модульне технологічне обладнання : навч. посібник для ВНЗ у 3-х част. / [Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М., Кириченко А. М. та ін.]; під ред. Ю. М. Кузнєцова. – Кіровоград, 2003 –
 - Ч. 1: Принципи побудови агрегатно-модульного технологічного обладнання – 2003. – 422 с.
2. Агрегатно-модульне технологічне обладнання : навч. посібник для ВНЗ у 3-х част. / [Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М., Кириченко А. М. та ін.]; під ред. Ю. М. Кузнєцова. – Кіровоград, 2003 –
 - Ч. 2: Проектування та дослідження вузлів агрегатно-модульного технологічного обладнання – 2003. – 286 с.
3. Агрегатно-модульне технологічне обладнання : навч. посібник для ВНЗ у 3-х част. / [Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М., Кириченко А. М. та ін.]; під ред. Ю. М. Кузнєцова. – Кіровоград, 2003 –
 - Ч. 3: Агрегатно-модульне технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення – 2003. – 507 с.
4. Валявський І. А. Тенденції розвитку верстатів паралельної структури / І. А. Валявський, В. А. Крижанівський // Вісник Сумського державного університету. – 2003. – № 2 (48). – С. 18–22.
5. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навчальний посібник для ВНЗ / [В. А. Крижанівський, Ю. М. Кузнєцов, І. А. Валявський, Р. А. Склярів]; під ред. Ю. М. Кузнєцова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.
6. Кузнєцов Ю. М. Сучасний стан, прогнозування і перспективи розвитку верстатів з паралельною кінематикою / Ю. М. Кузнєцов, В. А. Крижанівський, Р. А. Склярів // Процеси механічної обробки в машинобудуванні : (зб. наукових праць). – ЖДТУ, 2005. – Вип. 1. – С. 320–333.

7. Кузнєцов Ю. М. Візуалізація формоутворюючих рухів механізмами паралельної структури в верстатах нових компоновок / Ю. М. Кузнєцов, Д. О. Дмитрієв // Вісник ТДТУ. – 2008. – № 1.
8. Кузнєцов Ю. М. Моделювання технологічних рухів в верстатах паралельної структури при обробці складнопрофільних поверхонь / Ю. М. Кузнєцов, Д. О. Дмитрієв // Современные технологии в машиностроении : (зб. наукових праць НТУ «ХП»). – 2008. – Вип. 1.
9. Кузнєцов Ю. М. Світові тенденції і перспективи розвитку верстатобудування в Україні / Ю. М. Кузнєцов // Зб. наук. праць за матеріалами науково-методичної конф. «Вища освіта – 2006». – 2007. – С. 45–55.
10. Павленко І. І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування / І. І. Павленко. – Кіровоград : КНТУ, 2007. – 420 с.
11. Павленко І. І. Структура промислових роботів / І. І. Павленко. – Кіровоград : КІСМ, 1998. – 100 с.
12. Павленко І. І. Рухові характеристики промислових роботів / І. І. Павленко. – Кіровоград : КДТУ, 2000. – 124 с.
13. Павленко І. І. Рухові характеристики верстатів з паралельною кінематикою / І. І. Павленко, І. А. Валявський // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград : КНТУ. – 2008. – Вип. 21. – С. 128–134. – (Збірник наук. праць).
14. Павленко І. І. Оцінка рухових можливостей гексаподу в напрямку, перпендикулярному до осі його симетрії / І. І. Павленко, І. А. Валявський // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград : КНТУ. – 2009. – Вип. 22. – С. 3–10. – (Збірник наук. праць).
15. Павленко І. І. Дослідження впливу конструктивних параметрів механізму паралельної структури на функціональні можливості верстата з паралельною кінематикою. / І. І. Павленко, І. А. Валявський // Конструювання,

виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2008. – Вип. 38. – С. 284-288.

16. Склярєнко І.В., Лебедева Л.В., Романюк Л.М. Економічні та організаційно-планові розрахунки при розробці нових виробів. – Кіровоград: КДТУ, 2001- 36с.

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