Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр
(назва освітнього ступеня)

на тему: Розробка та дослідження кінематичної структури токарних верстатів з паралельною кінематикою.

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВм-61
спеціальності
133 «Галузеве машинобудування»
(шифр і назва спеціальності)

(підпис) Деревляний В.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник (підпис) Лещук Р.Я
(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль (підпис) Кобельник В.Р.
(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри (підпис) Кобельник В.Р.
(прізвище та ініціали)

Рецензент (підпис)
(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2022

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ 4

ВСТУП 6

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ РОЗВИТКУ ТА УДОСКОНАЛЕННЯ ВЕРСТАТІВ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

1.1. Перспективи і напрями розвитку верстатобудування 9

1.2. Історія розвитку верстатів з паралельною кінематикою 12

1.3 Основні принципи роботи механізмів з паралельною кінематикою 17

1.4. Класифікація структурних схем 5-ти координатних верстатів по характеристиці приводів 26

РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ НА ОСНОВІ МЕХАНІЗМІВ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

2.1 Основи математичного моделювання верстатів на основі механізмів з паралельною кінематикою 39

2.2 Точність обробки на верстатах на основі механізмів з паралельною кінематикою 48

2.3 Параметричний синтез й оптимізація верстатів на основі механізмів з паралельною кінематикою 52

РОЗДІЛ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА 16К20Ф3

3.1. Опис конструкції й технологічних особливостей верстата 60

3.2. Кінематична схема верстата 62

3.3. Особливості конструкції верстата 64

3.4. Обґрунтування доцільності модернізації верстата 16К20Ф3 70

3.5. Вибір сервоприводу для штанг змінної довжини 71

3.6. Вибір оптимального кута підведення різця при точінні 76

3.7. Розрахунок сил різання й визначення граничних навантажень на штанги 77

3.8. Вибір револьверної головки 79

3.9. Оптимізація геометричних розмірів штанг постійної довжини 83

3.10. Побудова робочої області переміщення револьверної головки 84

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ 87

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ 94

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ 95

АНОТАЦІЯ

Деревляний В.С. Розробка та дослідження кінематичної структури токарних верстатів з паралельною кінематикою. Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2022 р.

В роботі проаналізовані верстати з паралельною кінематикою, історичний шлях розвитку таких верстатів, наведені основні положення моделювання та структурна класифікація по методу зв’язаності приводів. Описані основи моделювання верстатів з паралельною кінематикою, вирішене пряме та зворотне завдання кінематики, а також розглянуті питання параметричного синтезу та оптимізації верстатів з паралельною кінематикою. Проаналізована можливість модернізації токарного верстата 16К20Ф3 з метою розширення його технологічних можливостей. Наведено обґрунтування вибору основних вузлів верстата, алгоритм оптимізації довжини штанг, кута нахилу різця до деталі.

Ключові слова: ТОКАРНА ОБРОБКА, МЕХАНІЗМ ІЗ ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ, ТОКАРНИЙ ВЕРСТАТ, ПЛАТФОРМА ГАУФА-СТЮАРТА, ГЕКСАПОД.

ANNOTATION

Derevlianyi V. Development and study of lathes with parallel kinematics kinematic structure. Qualification work for the degree of "master" 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2022.

The paper analyzes machines with parallel kinematics, the historical path of development of such machines, the main provisions of modeling and structural classification according to the method of drive linkage are given. The basics of modeling machines with parallel kinematics are described, the direct and inverse problem of kinematics is solved, as well as the issues of parametric synthesis and optimization of machines with parallel kinematics are considered. The possibility of modernizing the 16K20F3 lathe in order to expand its technological capabilities was analyzed. The justification for the selection of the main units of the machine

tool, the algorithm for optimizing the length of the rods and the angle of inclination of the cutter to the part are presented.
Key words: TURNING, MECHANISM WITH PARALLEL KINEMATICS, LATHE, HAUF STEWART PLATFORM, HEXAPOD.

ВСТУП

Конкурентоздатність продукції на внутрішньому й зовнішньому ринках, ефективність діяльності підприємств у всіх областях промисловості визначається рівнем використання у виробничих процесах високих технологій. Основними концепціями створення технологічного устаткування нового покоління є багатофункціональність, багатоваріантність й універсальність механічної системи. Таким критеріям відповідають механізми паралельної структури.

У сучасному високорозвиненому індустріальному суспільстві відбувається постійна інтеграція нових технологій, що обумовлюється ринковими відносинами й підвищенням конкурентоздатності продукції.

Перехід виробництва на нову номенклатуру виробів обумовлюється зміною конструктивно-технологічних параметрів деталі, що впливає на зміну виду заготовки, на її характеристики, величину припуску й сил різання. При цьому можуть змінюватись також якісні параметри виробів (точність розмірів, геометричної форми і їхнє взаємне розташування). Зміна номенклатури виробів і їхніх характеристик (програма випуску) виливає на часовий режим їх виконання і характеристику, структуру й стан технологічного устаткування. Для забезпечення виробництва багатономенклатурної продукції необхідної якості із заданою продуктивністю й мінімальною собівартістю при різних умовах конкретного виробництва необхідно створити такий виробничий процес, властивості якого дозволять йому бути адекватним поточним умовам виробництва й забезпечити параметри функціонування процесу на заданому рівні.

Високий рівень гнучкості виробничих процесів багатономенклатурного серійного виробництва забезпечується широким застосуванням багатоцільового програмно-керованого технологічного устаткування, що змінює структуру і зміст технологічних операцій (свердлильно-фрезерні верстати, токарні верстати з ЧПК, які обладнані свердлильно-фрезерною

головкою).

Аналіз діючих виробничих систем, проведений закордонними фірмами, показав, що 60-70 % підвищення якості й конкурентоздатності продукції і технології її виробництва забезпечується за рахунок підвищення ефективності й удосконалення структури парку технологічного устаткування.

Основні напрямки підвищення рівня та вдосконалення технологічного устаткування: продуктивність обробки; якість продукції; надійність і ресурс роботи технологічного устаткування; інтелектуалізація виробництва; технологічних і функціональних можливостей устаткування; безпека й комфорт роботи операторів; спрощення й підвищення зручності обслуговування технологічного устаткування, з урахуванням вимог ергономіки; зменшення матеріальних й енергетичних витрат устаткування; зменшення шкідливого екологічного впливу на зовнішнє середовище.

Концепція проектування технологічного устаткування з паралельною кінематикою передбачає конструктивне виконання кінематичних ланцюгів у вигляді просторових стрижневих ферм, які мають незначну масу рухливих елементів, що обумовлює одержання надвисоких швидкостей і прискорень виконавчого органа. Дане устаткування може виконувати практично всі види робіт, пов'язаних з обробкою, складанням, випробуванням і контролем виробів.

Підвищення ефективності технологічного устаткування здійснюється як шляхом удосконалення конструкцій існуючих механізмів, так і пошуком нових нетрадиційних рішень їхньої побудови.

Мета та завдання роботи: підвищення технічного рівня та якісних показників роботи токарних верстатів на основі механізмів з паралельною кінематикою.

1. Провести аналіз напрямків розвитку верстатобудування на основі механізмів з паралельною кінематикою та основних положень математичного моделювання верстатів на основі механізмів з паралельною кінематикою.
2. Розробити структурну класифікацію верстатів по ознаці зв’язаності

приводів, визначити перспективні структури верстатів.

3. Проаналізувати основні положення математичного моделювання верстатів на основі механізмів з паралельною кінематикою та визначити рівні керування цих механізмів.

4. Вирішити прямі та зворотні завдання кінематики для механізмів з паралельною кінематикою

5. Провести параметричний синтез та оптимізацію верстатів з паралельною кінематикою та визначити основні підходи.

6. Синтезувати конструкцію модернізованого токарного верстата 16К20Ф3.

Методи дослідження: методи моделювання – побудова математичної і CAD-моделі.

Наукова новизна роботи: розробка нових методів оптимізації конструктивних параметрів верстатів з паралельною кінематикою

Практична цінність і реальність технологічних розробок розширення технологічних можливостей верстата та зниження собівартості виробленої продукції за рахунок застосування нових конструктивних рішень

Застосування ЕОМ, елементів САПР, прикладних програм. Для дослідження кінематичних структур верстатів з паралельною кінематикою були використані спеціальні програми для математичного й CAD-моделювання.

РОЗДІЛ 1
СТАН ПИТАННЯ РОЗВИТКУ ТА УДОСКОНАЛЕННЯ ВЕРСТАТІВ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

1.1. Перспективи і напрями розвитку верстатобудування

Верстатобудування є однією з базових галузей машинобудування. Парк металообробного устаткування визначає виробничо-технічний й економічний потенціал будь-якого машинобудівного підприємства. Незважаючи на бурхливий розвиток альтернативних методів виготовлення деталей (кування, лиття, штампування тощо), обробка деталей на металообробних верстатах становить усе ще близько 60%.

З кожним днем підвищуються технічні вимоги до нових верстатів і верстатних комплексів. Точність, продуктивність, металоємність, компактність, вартість - це далеко не повний перелік параметрів, що вимагають покращення.

Усе більше популярними останнім часом стають верстати для п’ятикоординатної обробки, хоча багато інструментальників усе ще вибирають 3-осьове устаткування й не задумуються над тим, які переваги може дати 5-осьова обробка при вирішенні тих же завдань. Дійсно, значна частка виробів інструментального виробництва може бути виготовлена за допомогою 3-координатних фрезерних верстатів, однак усе більше виробників віддають перевагу 5-координатній механічній обробці, незважаючи на істотну різницю в ціні устаткування й програмного забезпечення. Навіть при виробництві виробів, для виготовлення яких досить застосування 3-координатного устаткування, використання 5-осьових верстатів здатне принести відчутну вигоду.

П’ятикоординатне фрезерування дозволяє не тільки розширити номенклатуру нової продукції, за рахунок нових можливостей устаткування, але й підвищити якість виробів. Наприклад, моноколеса для газотурбінних

апаратів найчастіше вигідніше виготовляти із цільного шматка металу. По-перше, параметри міцності в штампованих заготовках вище, ніж у відлитих. По-друге, створення технологічного оснащення для лиття виробів складної форми не завжди буває економічно вигідним. По-третє, виключається поява прихованих дефектів типу каверн. Крім того, при високошвидкісному фрезеруванні, коли основна частина тепла при різанні йде в стружку, можлива обробка сталей у загартованому стані без їхнього відпуску, що дозволяє уникнути загартування після фрезерування, а внаслідок цього можна уникнути жолоблення, пов'язаного з термообробкою. Перераховані фактори все частіше спонукують виробників до заміни технології прецизійного лиття на 5-координатне фрезерування.

Відносно новим напрямком розвитку 5-осьової обробки є застосування для фрезерування роботів-маніпуляторів, які вже сьогодні дозволяють одержати точність порядку 0,1 мм. Даний напрям, безсумнівно, знайде широке застосування для обрізки великогабаритних деталей з композитних матеріалів (скло- і вуглепластик).

5-координатне фрезерування дозволяє виконати обробку складних корпусних деталей за один установ, завдяки чому підвищується точність виготовлення і зникає необхідність у застосуванні допоміжних пристосувань. Досвід компанії Oxon Prototypes (Великобританія) показує, що більшість деталей для автомобілебудування можуть бути виготовлені на 5-координатному верстаті всього за два технологічних установи. Крім того, 5-координатний фрезерний верстат дає можливість за один установ виконати свердління і розточування всіх отворів, дозволяючи тим самим виключити похибку базування в пристосуванні, що особливо важливо при розташуванні осі отвору під довільним кутом.

Ще одна причина вибрати 5-осьову обробку актуальна у випадку фрезерування канавок торцевою фрезою. При використанні 3-координатних верстатів у загальному випадку, коли дно канавки не лежить в одному Z-рівні, у кутах будуть залишатися скруглення, а перетин канавки вийде U-

подібним, що вимагає додаткової електроерозійної і (або) кропіткої ручної доробки. А 5-координатне фрезерування торцевою фрезою дозволяє одержати чіткий прямий кут у канавці з мінімальним ручним доведенням. Зниження обсягів робіт по ручному доведенню значно скорочує тимчасові витрати й підвищує якість робіт.

При 5-координатному фрезеруванні з'являється можливість профілювання крайок з використанням спеціального типу фрез. Такий підхід дозволяє об'єднати кілька операцій в одну й досягти високого ступеня гладкості обробленої поверхні. Особливо перспективний даний метод для обрізки полімерних деталей з композитних матеріалів і деталей, що отримують методом вакуум-формування.

Як показує практика, безперервна 5-осьова обробка, коли одночасно змінюються всі три координати й два кути, необхідна у винятково рідкісних випадках. По оцінках незалежної аналітичної компанії CIMdata, приблизно 3/4 усього 5-координатного устаткування в усім світі використовується переважно в режимі так званого позиційного 5-осьового фрезерування. При позиційній обробці в процесі фрезерування змінюються винятково лінійні координати інструмента, а дві кутові координати жорстко зафіксовані. Таким чином, устаткування фактично використовується як 3-координатне, а за допомогою двох кутових координат задається нова площина обробки. Такий вид обробки найчастіше використовується для високошвидкісного фрезерування. За рахунок виключення переустановів деталі підвищується точність обробки й знижується загальний час обробки.

Інший тип 5-координатної обробки - безперервне 5-осьове фрезерування, при якому одночасно змінюються всі п'ять керуючих параметрів (два кути й три координати). Цей вид обробки висуває особливі вимоги до устаткування: дві осі повинні підтримувати безперервні переміщення і забезпечувати досить високу кутову швидкість повороту осі інструмента щодо заготовки.

Істотною перевагою методу безперервного 5-осьового фрезерування є

можливість обробки важкооброблюваних зон за рахунок нахилу осі інструмента. Через високі моменти інерції, а отже, і більших інерційних сил далеко не завжди вдається забезпечити досить високі кутові прискорення й швидкості поворотних елементів верстата, тому при безперервному 5-осьовому фрезеруванні високошвидкісна обробка застосовується досить рідко. При високих швидкостях різання використаються більші подачі, так що верстат може просто не встигати повертати деталь або шпиндельну головку. Крім того, складні просторові переміщення інструмента щодо оброблюваної деталі вимагають обов'язкової ретельної перевірки керуючої програми на можливі зіткнення інструмента, заготовки та елементів верстата. Із цього можна зробити висновок, що до вибору CAM-системи для безперервної 5-координатної обробки потрібно підходити особливо скрупульозно. При перевірці на зіткнення інструмента із заготовкою в PowerMILL використовується нарощувана геометрична модель інструмента, що містить будь-яке необхідне число складених компонентів.

1.2. Історія розвитку верстатів з паралельною кінематикою

Історія устаткування на базі МПК почалася з 1645 року, коли (Кристофер Врен (Christopher Wren) розглянув деякі теоретичні питання паралельної кінематики. Пізніше в 1813 році дослідження в цьому напрямку проводив Гауши (Cauchy), а в 1867 році Брикард (Bricard). Теорія паралельної кінематики остаточно була розроблена Борелем (Borel) і Брикардом (Bricard) тільки на початку 20-го століття. В 1947 році інженер Гауф (Gough) сконструював механізм на основі паралельної кінематики, що дозволяє фіксувати й орієнтувати рухому платформу з метою тестування зношування пневматичної системи [29, 30 31].

Першим верстатом на території колишнього СРСР на базі МПК є дослідний верстат, розроблений в 1987 році Новосибірським електротехнічним інститутом (рис. 1.1). Цей верстат відрізнявся внутрішнім

розташуванням шпинделя, щодо замкнутого контуру розсувних штанг. На основі дослідного зразка були проведені дослідження реального обсягу робочого простору й жорсткості верстата, а також траєкторії й амплітудно-частотних характеристик рухливої платформи під дією зусилля.

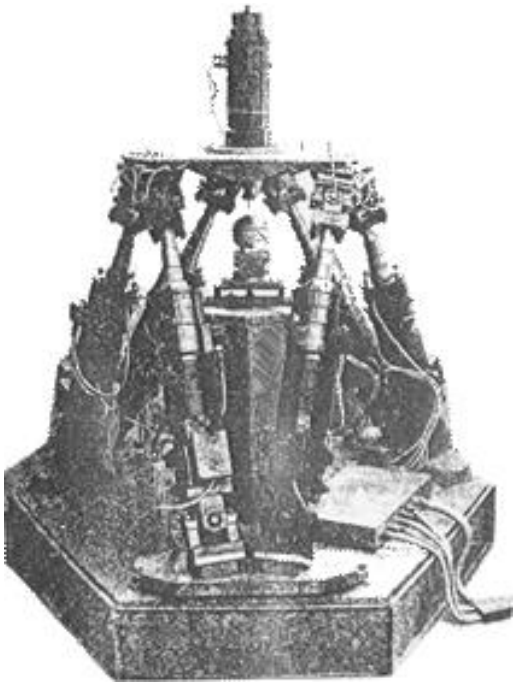


Рис. 1.1. Дослідний верстат Новосибірського технічного інституту

Компанією ЗАТ «Лапик» (м. Саратов), розробка верстатів такого класу велася з 1982 року і в 1992 році були випущені вимірювальні системи КІМ-500 і КІМ-1000 (рис. 1.2), а в 1995 році обробні системи ТМ-1000 (рис. 1.3). Фірма «Лапик» у цей час активно продовжує вести розробки в цій області й удосконалювати своє обладнання.

Рис. 1.2. Координатно-вимірювальна машина і КІМ-1000

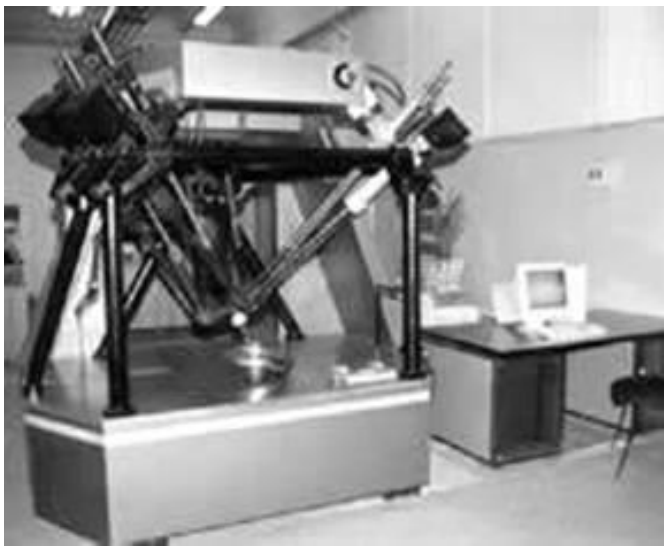


Рис. 1.3. Багатофункціональний технологічний модуль серії ТМ- 1000

Пізніше Савеловським машинобудівним відкритим акціонерним товариством «САВМА» був випущений п'яти-координатний обробний центр ГЕКСАМЕХ-1 (рис.1.4).

На світовому ринку даний клас техніки широко представлений. Розробкою і виробництвом таких верстатів активно займаються провідні лідери верстатобудування, такі як «Ingersoll», «Giddings & Lewis» (США), «Geodetic Technology International» (Швейцарія), «Hexel», «Toyoda» (Японія), INDEX-Werke.

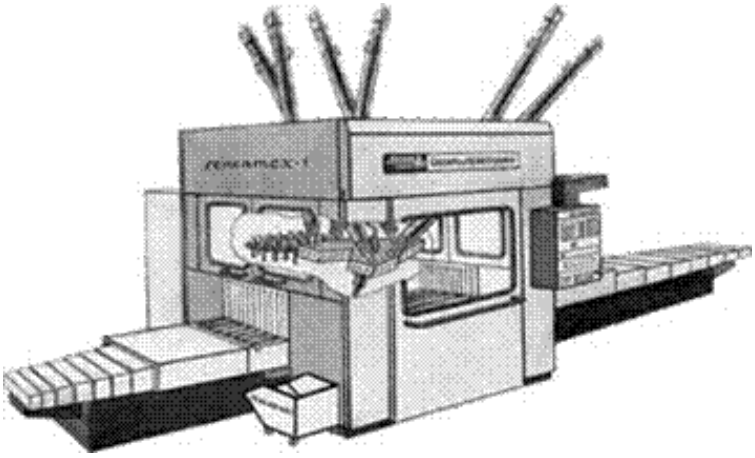


Рис. 1.4. Високошвидкісний п’ятикоординатний обробний центр на базі МПК класу гексапод модель ГЕКСАМЕХ-1

Широкоуніверсальні обробні центри НОН-600 й НОН-1000 фірми

Ingersoll відповідно зображені на рис. 1.5 і рис. 1.6.

Рис. 1.5. Широкоуніверсальний обробний центр Octahedral Hexapod HOH-600 фірми Ingersoll

Рис. 1.6. Широкоуніверсальний обробний центр Octahedral Hexapod HOH-1000 фірми Ingersoll

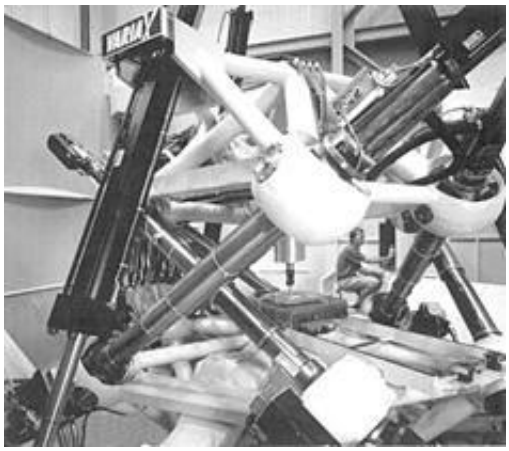


Рис.1.7. Широкоуніверсальний обробний центр Variax фірми Giddings & Lewis

Рис. 1.8. Широкоуніверсальний обробний центр Tornado фірми Hexel Corporation

Рис. 1.9. Широкоуніверсальний обробний центр Hexa фірми Toyoda Machine Works

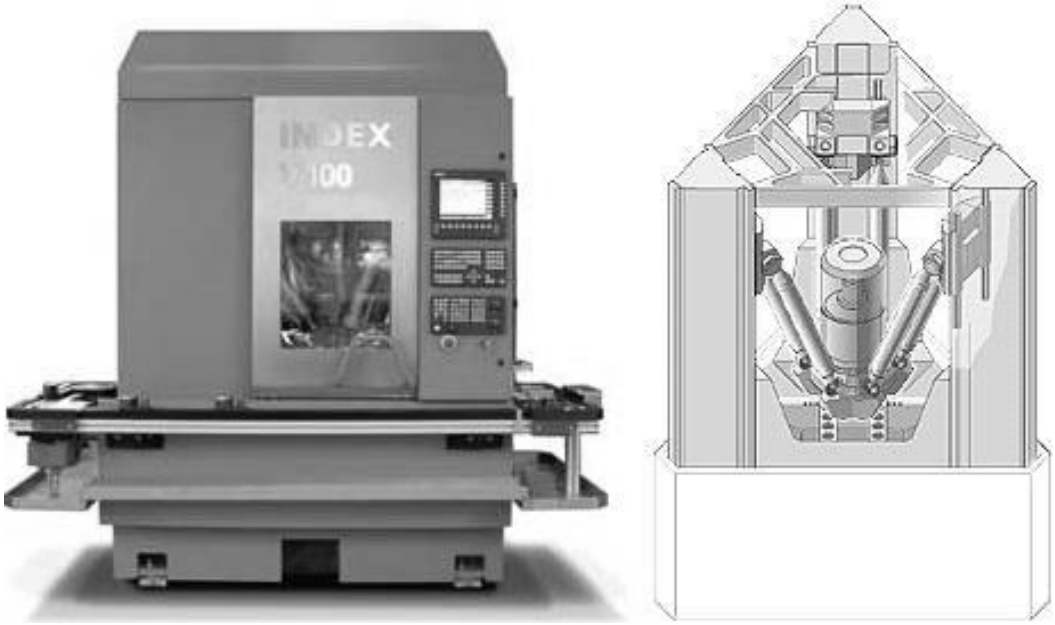


Рис. 1.10. Широкоуніверсальний обробний центр VerticalLine V100 фірми INDEX-Werke

Для прикладу, технічні характеристики усередненого зразка верстата на базі МПК, наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Технічні характеристики усередненого зразка верстата на базі МПК

Характеристика	**Значення**
Максимальна робоча область, мм	1000 х 1000 х 1200
Максимальний кут нахилу шпинделя	± 45°
Точність, мкм	4 (2 у КІМ)
Максимальна швидкість подачі, мм/с	120
Максимальне прискорення, мм/с^2	20

Огляд сучасного стану металорізального устаткування на базі МПК показав, що устаткування цього класу активно виробляється багатьма провідними компаніями і необхідне на світовому ринку. Технічні характеристики перевершують відповідні характеристики верстатів звичайного компонування.

1.3 Основні принципи роботи механізмів з паралельною кінематикою

У наш час у верстатобудуванні широко використовується блочно-модульний принцип побудови металорізальних верстатів. При створенні перспективних компонувань верстатів з'явилися нові механізми — електромеханізми, у яких інтегровані електродвигун і робочий орган. Електромеханізмами є: поворотні столи, у яких ротор електродвигуна з’єднаний із планшайбою; механізм подачі, у якому порожній ротор електродвигуна жорстко пов'язаний з гайкою кулькової гвинтової передачі; шпиндельний вузол, у якому шпиндель виконує функції вала електродвигуна. Зі створенням електромеханізмів з'явилася можливість впливати на принципи побудови компоновок верстатів, а так само розробляти нетрадиційні компоновки, які кардинальним чином змінюють зовнішній вигляд верстатів та їхні характеристики [2,6,7]. До складу верстата входять: шпиндельний вузол, шість ЕМП, рухома платформа, основа, стіл.

ЕМП складається з корпуса й висувного елемента, з'єднаних за допомогою шарнірів відповідно з основою і платформою (рис. 1.11).

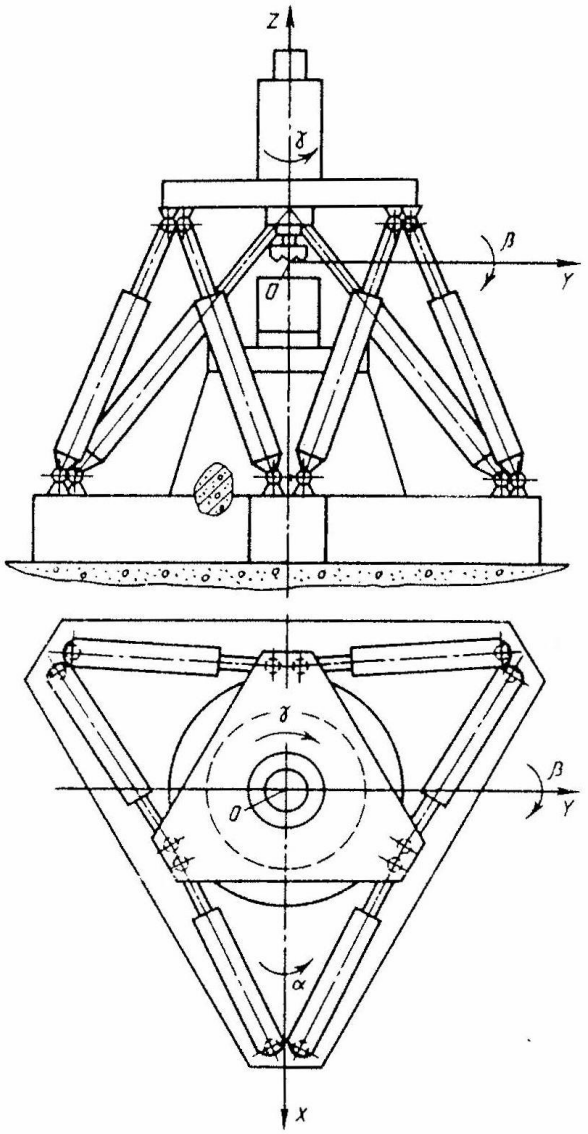


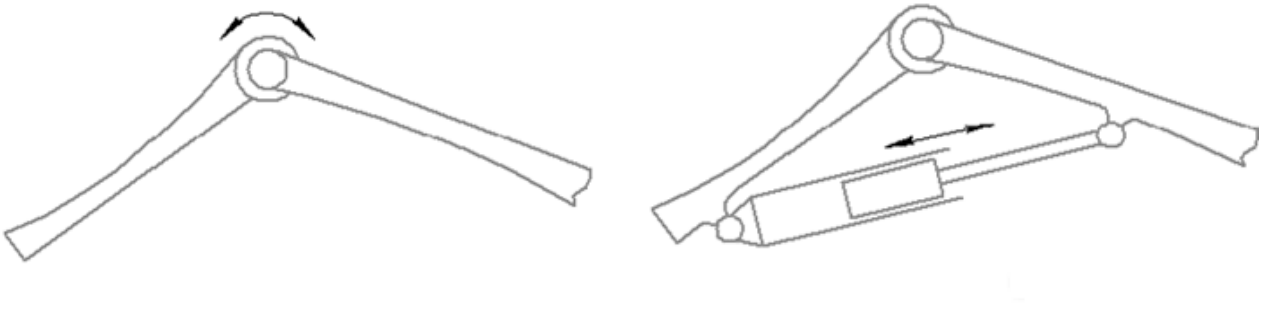
Рис. 1.11. Осі координат верстата

На останній закріплений шпиндельний вузол, створений на базі такого ж ЕМП. Основа й тумба стола, на якому закріплюють оброблювану деталь, виконані з армованого бетону. Шість ЕМП одночасно є механізмами подачі та несучих елементів, які працюють тільки на розтяг-стиск, не отримуючи згинальних зусиль. Таке компонування забезпечує унікальне сполучення малої металоємності й високої жорсткості конструкції [7,27]. Переміщення шпиндельного вузла щодо оброблюваної деталі по кожній із трьох лінійних (X, Y й Z) і трьох поворотних (α, β, γ) осей здійснюється шляхом погодженої

зміни довжин шести ЕМП.

Траєкторія шпинделя програмується в системі координат деталі, а його положення в будь-якій точці траєкторії може бути задано трьома лінійними координатами кінця інструмента й двома кутовими координатами, що визначає і кут нахилу осі інструмента. Таким чином, верстат запропонованої конструкцій може служити для п’яти-координатної обробки деталей складної конфігурації.

У роботі К. Х. Ханта [24] розглянуті питання функціонування кінематичних структур маніпуляторів з паралельним приводом. Більшість механічних рук промислових роботів й інших маніпуляторів більш-менш нагадують людську руку і містять послідовно розташовані двигуни, кожний з яких вбудований у шарнір або пов'язаний із шарніром, що має один ступінь вільності. На рис. 1.12. (а) показаний обертальний двигун, розташований у шарнірі; на рис. 1.12. (б) лінійний двигун «охоплює» шарнір. З геометричної точки зору в обох випадках виконується та сама функція, а саме керування обертанням шарніра. Коли необхідно керувати тільки переміщеннями в парах ковзання, використовуються лінійні двигуни.



а) б)

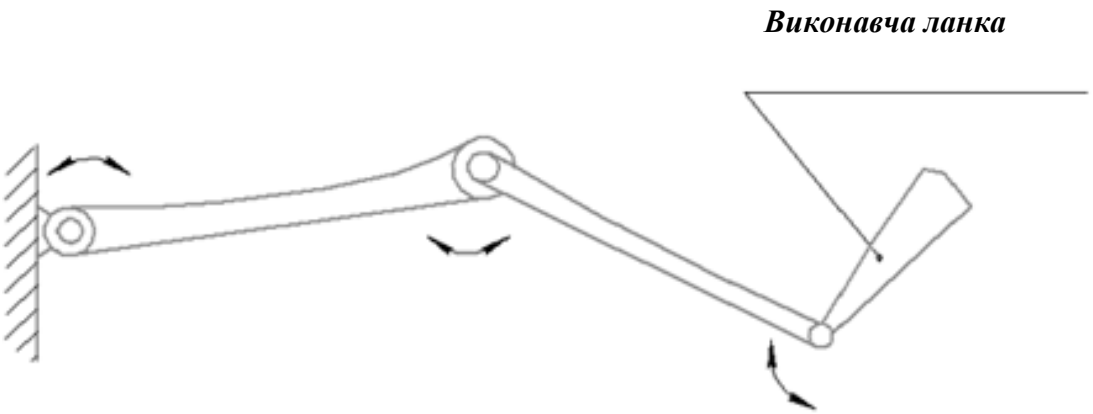
Рис. 1.12. Схема керування обертанням шарніра:

а) за допомогою обертового руху в шарнірі;

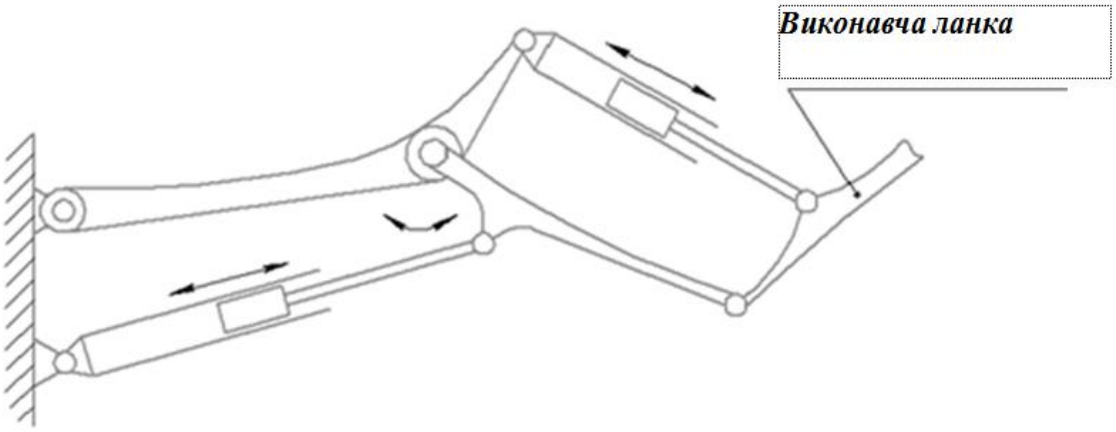
б) за допомогою лінійного двигуна, що охоплює шарнір.

Рис. 1.13. ілюструє приблизно аналогічний спосіб розташування двигунів, що охоплюють два шарніри, при цьому двигуни діють частково паралельно один одному і не з'єднані просто послідовно. Подібне

розташування зустрічається іноді в землерийних машинах і використовується в конструкціях роботів і крокуючих машин.



а)



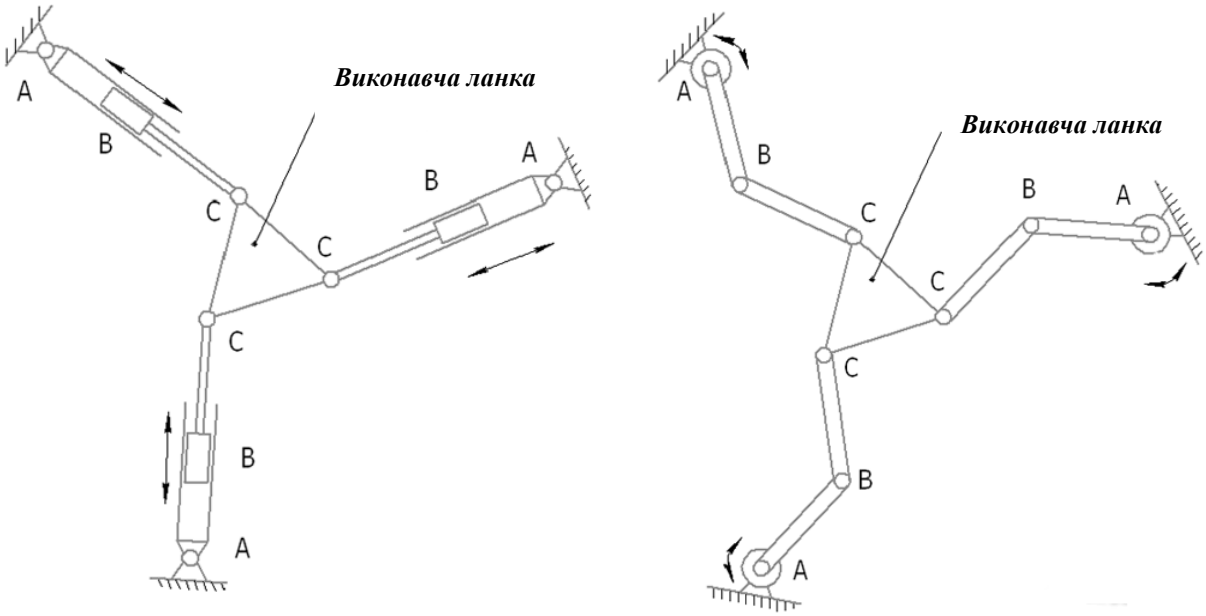
б)

Рис. 1.13. Два триступеневих плоских маніпулятори;

а) три послідовно розташованих обертальних двигуни;

б) два обертальних двигуни, замінених лінійними двигунами, кожний з яких охоплює два шарніри

Існує більше зручний і точний спосіб керування плоским рухом виконавчої ланки або стола. Два варіанти, показані на рис. 1.14., симетричні; всі три привідні ланцюги діють повністю паралельно. Така схема являє собою повну протилежність схеми звичайного «послідовного» привода. Конструкція маніпулятора, зображеного на рис. 1.14 (б) у якій параметри привідних ланцюгів як при сферичному, так і при пластичному русі можуть бути підібрані так, щоб забезпечувати повний поворот виконавчої ланки.



а) б)

Рис 1.14 - Два плоских маніпулятори із трьома ступенями вільності

а) з «паралельно діючими» лінійними двигунами

б) з «паралельно діючими» обертальними двигунами на шарнірах А

Рука з послідовно розташованими двигунами накопичує помилки від плечового шарніра до виконавчої ланки. Крім того, подібні конструкції часто не мають достатню жорсткість і ускладнене керування. Вони також схильні до низькочастотних коливань. Звичайно, послідовно зчленовані ланки можуть бути зроблені більше жорсткими, але це приведе до збільшення маси руки й, отже, до підвищених вимог до приводу робота. При паралельному приводі, незважаючи на більшу кількість двигунів, стає можливим створення як більше жорсткої і легкої руки, так і розміщення частини або всіх двигунів на стійці або поблизу неї.

Одним із прикладів паралельного механізму з 6-ма ступенями вільності є гексапод (платформа Стюарта). Уперше кінематика гексапода описана у роботі Гауфа в 1956 р. На рис. 1.15. показана схема механізму, на рис. 1.16. практична реалізація схеми - багатоцільовий фрезерний верстат OKUMA PM-600.

Типовий гексапод виконаний на базі шести механізмів поступального

переміщення, що представляють собою, наприклад, кулькові гвинтові передачі.

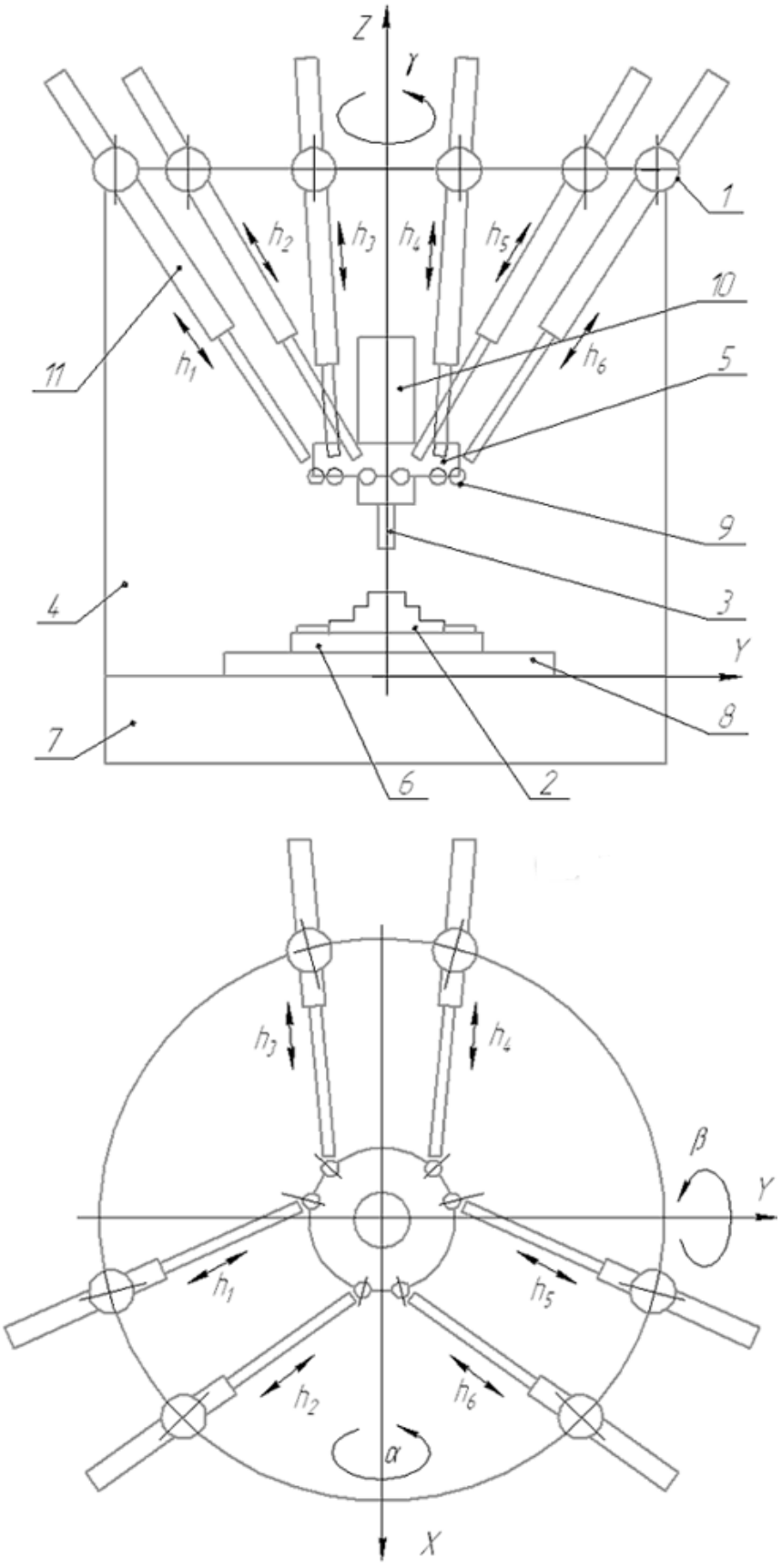


Рис. 1.15. Принципова схема верстата-гексапода.

На рис. 1.15 елементами компонування принципової схеми верстата-гексапода є: 1-Верхній шарнір, пов'язаний з основою, 2-Заготовка, 3-Інструмент, 4-Основа, 5-Платформа, 6-Пристосування, 7-Станина, 8-Стіл, 9-Шарнір, зв'язаний із платформою, 10-Шпиндельний вузол, 11-Штанга.

Для зміни їхньої довжини служать регульовані електроприводи. Контроль за величиною переміщення здійснюється давачами положення. Одним кінцем штанга шарнірно з'єднана з основою, а іншим (також шарнірно) - з рухомою платформою, на якій встановлений робочий орган, наприклад, мотор-шпиндель. Керуючи вильотом штанг по програмі, можна керувати положенням шпинделя по шести координатах: X, Y, Z і трьома кутами повороту.

а) б)

Рис. 1.16.. Японський обробний центр OKUMA PM-600
а) загальний вид; б) робочий орган верстата;

Іншим прикладом 6-осьового механізму є ротопод (рис. 1.17). У даній схемі привідні двигуни розташовані в поворотних шарнірах основи, а штанги мають постійну довжину. Цим забезпечується відносно менша маса самого пристрою й більша швидкість переміщення виконавчого вузла, ніж у механізмі за схемою гексапод.

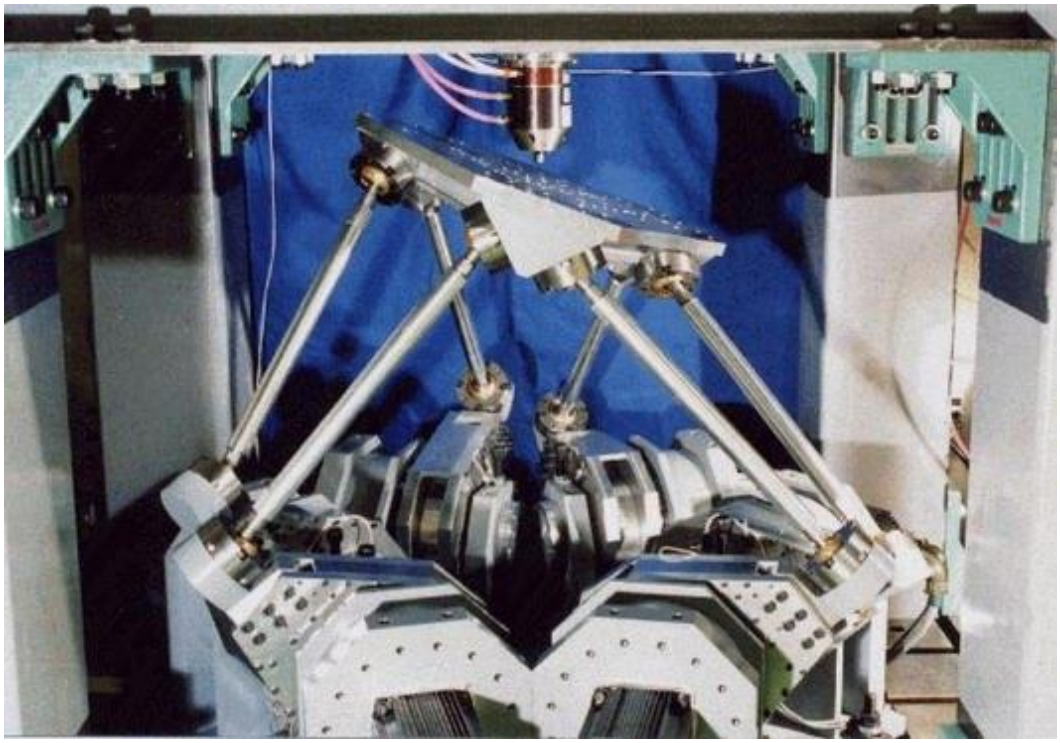


Рис. 1.17. Шестикоординатний поворотний стіл за схемою «Ротопод»

Ще одним прикладом 6-ти осьового паралельного механізму є дельта-механізм (рис. 1.18). Тут привідні обертальні двигуни розташовані на основі, а кожна штанга розділена на дві частини. Перша напівштанга одним кінцем з'єднана із двигуном, іншим кінцем - з карданним шарніром, що зв'язує її із другою напівштангою. Друга напівштанга через сферичний шарнір пов'язана із платформою.

Головною перевагою запропонованої схеми є її підвищена маневреність і розширені межі робочої зони.

Більш простим механізмом у порівнянні з попередніми є трипод (рис. 1.19). Трипод - це трьохосевий механізм, що реалізує лінійні переміщення виконавчої ланки по трьох осях X,Y,Z. У цілому трипод є «спрощеною» версією гексапода. Однак, відмінністю є те, що три штанги не можуть забезпечити кутову жорсткість, і у конструкцію вводять четверту центральну штангу, головним завданням якої є сприйняття згинальних напружень.

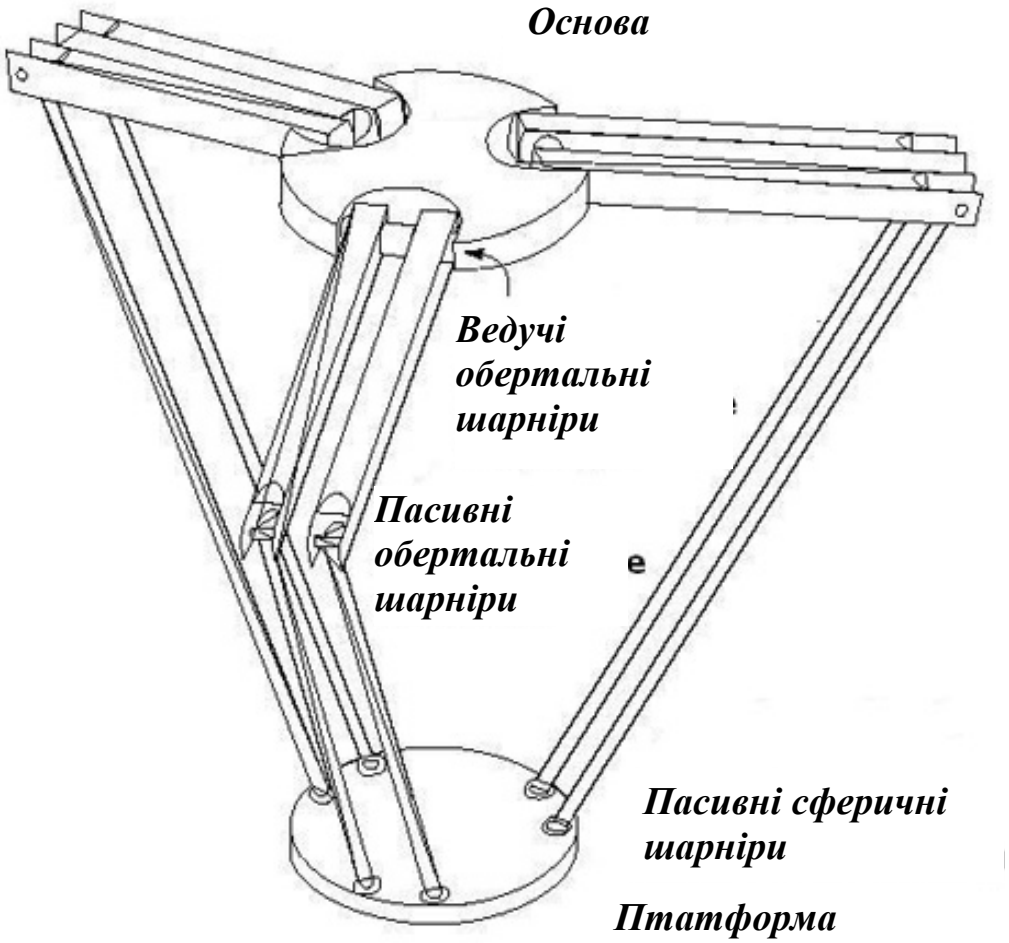


Рис. 1.18. Схема дельта-механізму

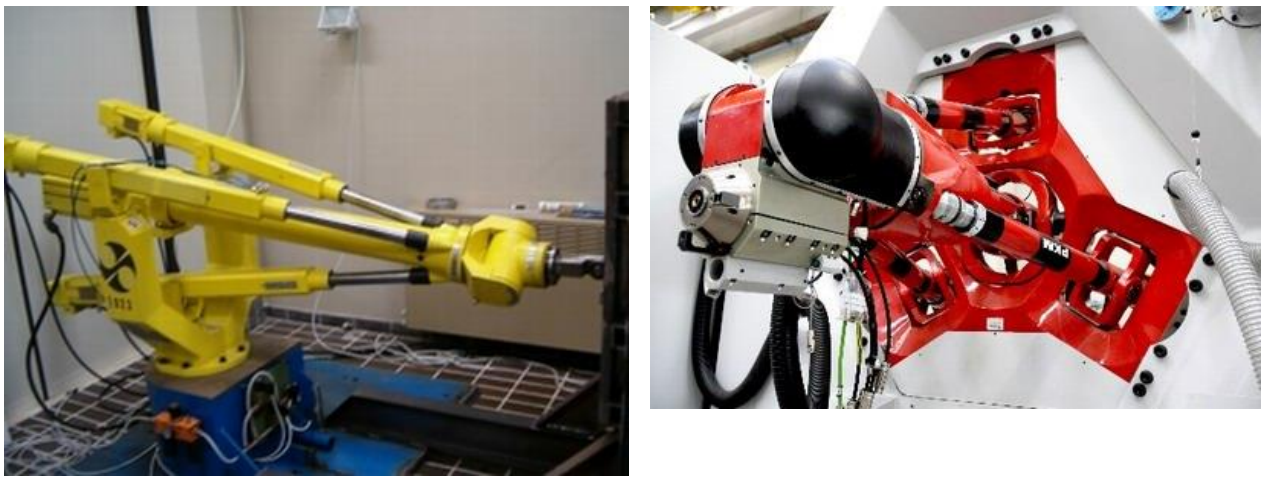


Рис. 1.19. Промислові роботи лінійки Tricept

1.4. Класифікація структурних схем 5-ти координатних верстатів по характеристиці приводів

У літературних джерелах використовується як базисний термін ***паралельний механізм*** - «Механізм замкнутого циклу, в якому кінцевий механізм (мобільна платформа) з'єднаний з основою принаймні двома незалежними кінематичними ланцюгами».

Parallel mechanism: «Closed-loop mechanism in which the end-effector (mobile platform) is connected to the base by at least two independent kinematic chains».

У роботі будемо дотримуватися наступної термінології:

- Платформа Гауфа - Стюарта. Gough-Stewart platform: 6-DOF parallel mechanism with six identical kinematic chains, composed of a universal joint, a prismatic actuator, and a spherical joint.
- Механізм паралельної структури. Parallel mechanism.
- Верстат з паралельною кінематикою. Parallel Kinematic Machine (PKM): Machine tool based on a parallel mechanism.
- Верстат - гексапод. Hexapod: PKM with six legs.

Дослідження основних тенденцій розвитку сучасних конструкцій п'ятикоординатних верстатів вимагає їхньої класифікації.

У роботі [7] основою для класифікації приводів машин є ознака - «схема з'єднання двигунів і виконавчих пристроїв в машині». Відповідно до цієї ознаки приводи в машинах підрозділяються на наступні групи:

- груповий привід, у якому один двигун з'єднаний паралельними кінематичними ланцюгами з декількома виконавчими пристроями;
- індивідуальний привід, у якому здійснене кінематичне з'єднання двигуна тільки з одним виконавчим пристроєм;
- багатодвигунний привод, у якому виконавчий пристрій з'єднаний паралельними кінематичними ланцюгами з декількома двигунами.

У кожному верстаті є приводи та координатні осі, у напрямку яких

переміщаються виконавчі органи верстата (шпиндель із інструментом, стіл з оброблюваною деталлю, рука для зміни інструмента, рука з вимірювальним інструментом тощо). Відповідно до цієї ознаки можна також розбити усі структури верстатів на 4 групи:

- структури верстатів із груповим приводом;
- структури верстатів з індивідуальними приводами;
- структури верстатів зі зв'язаними (багатодвигунними) приводами;
- гібридні структури.

У верстатобудуванні структури верстатів із груповим приводом отримали широкий розвиток в універсальних токарних верстатах, а також у зуборізних верстатах і верстатах зі складними кінематичними ланцюгами.

Після появи ЧПК, ситуація змінилася. Тепер рух по кожній координаті у верстаті з ЧПК здійснюється індивідуальним приводом. Рух виконавчого органа верстата в просторі по складній траєкторії здійснюється через взаємозв'язок роздільних приводів за допомогою системи ЧПК (процедура інтерполяції).

Пізніше з'явилися верстати із приводами з декількома двигунами (платформа Гауфа - Стюарта), у яких для руху по будь-якій координатній осі верстата потрібне рух від інших приводів [2,9]. Для виділення важливості властивості «зв'язаності» будемо називати «багатодвигунні приводи» «зв'язаними приводами», а «індивідуальні приводи» - «розв'язаними приводами».

Відповідно до ознаки класифікації «зв'язаність приводів» на рис. 1.20. наведена множина можливих структур верстатів, що мають від 1-го до 7-ми приводів. У цю класифікацію не входять структури верстатів із груповим приводом.

		Роздільні приводи (Р), шт							
		0	1	2	3	4	5	6	7
Зв'язані приводи (З), шт	0		Р130	Р230	Р330	Р430	Р530	Р630	Р730
	2	Р032	Р132	Р232	Р332	Р432	Р532		
	3	Р033	Р133	Р233	Р333	Р433			
	4	Р034	Р134	Р234	Р334				
	5	Р035	Р135	Р235					
	6	Р036	Р136						
	7	Р037							

Рис. 1.20. Різні структури верстатів.

Р - роздільні приводи; З - зв'язані приводи.

Жовтий - традиційні структури верстатів з ЧПК, Розовий - структури тільки з механізмами паралельної кінематики, Зелений - гібридні структури.

Слід зазначити, що зв'язаними можуть бути тільки приводи при наявності їх у кількості >= 2.

Будемо вважати «традиційними» такі структури верстатів з ЧПК, у яких відсутні зв'язані приводи. Це – Р730, Р630, Р530, Р430, Р330, Р230, Р130.

Верстати з механізмами паралельної структури такі, у яких присутні тільки зв'язані приводи. Це – Р032, Р033, Р034, Р035, Р036, Р037.

Всі інші структури верстатів з ЧПК є гібридними.

Розглянемо деякі характерні риси типових компонувань 5-ти координатних верстатів з ЧПК, що мають різні структури відповідно до представленої класифікації.

Традиційні конструкції верстатів з ЧПК (структура Р5С0). У світовій практиці верстатобудування створений ряд верстатів з подібною структурою.

Знаходять широке застосування в машинобудуванні вертикальні 5-ти координатні верстати, що мають координати X, Y, Z, A, C. Типовим представником таких верстатів є верстат мод. FTV5 фірми Cincinnati Machine

Ltd. (Англія), загальний вигляд і конструкція шпиндельної головки представлені на рис. 1.21.

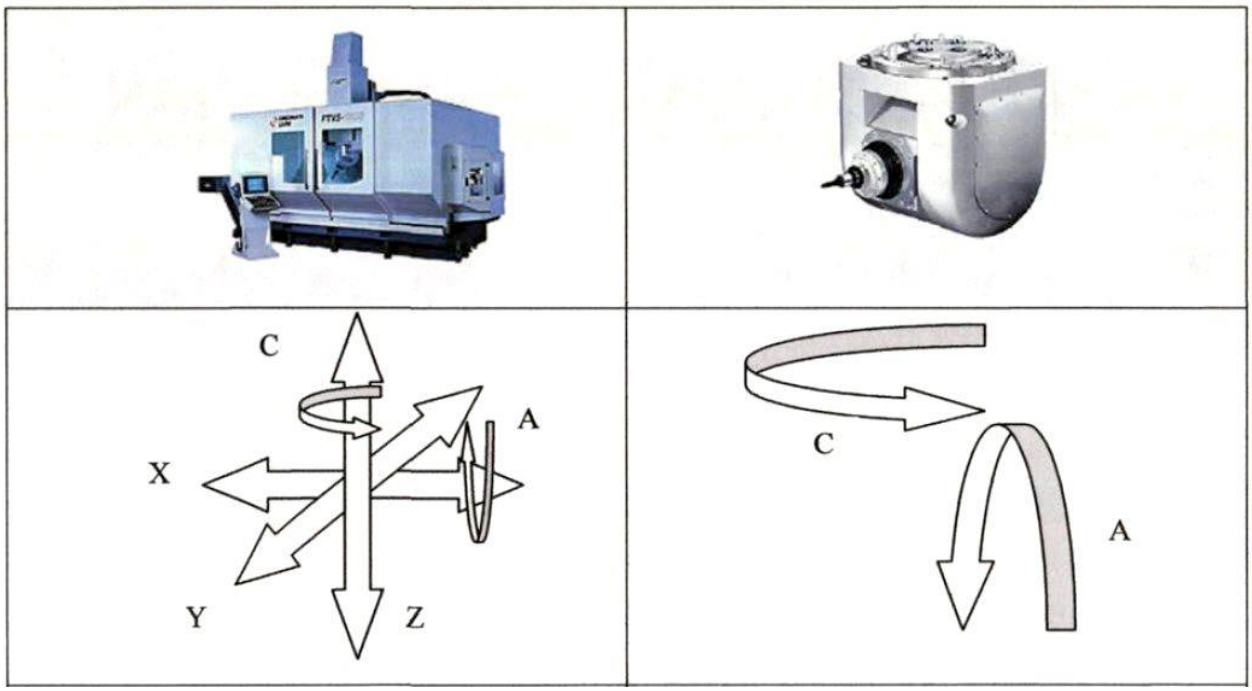


Рис. 1.21. Вертикальний 5-ти координатний верстат мод. FTV5 фірми Cincinnati Machine Ltd.

Аналогічну структуру, конструкцію й технічні характеристики має 5-ти координатний верстат мод. МЦ-1, розроблений у ВАТ «НИАТ» (рис. 1.22).

Рис 1.22. Вертикальний 5-координатний верстат мод. МЦ-1 (ВАТ «НИАТ»).

Таку ж структуру Р5С0 мають горизонтальні 5-ти координатні верстати (X, Y, Z, A, B), для реалізації кутових рухів по координатах A и B (A и B - кутові координати повороту навколо осей X й Y відповідно), які оснащуються шпиндельною головкою, що представляє собою «встановлені один на іншій поворотні столи».

Удосконалюючи цей принцип, фірма Cincinnati Machine Ltd. (відділення США) розробила шпиндельну головку, у якій для реалізації рухів кутових нахилів А, У застосовуються кульково-гвинтові передачі (ballscrews) [31]. Загальний вигляд конструкції шпиндельної головки представлений на рис. 1.23.

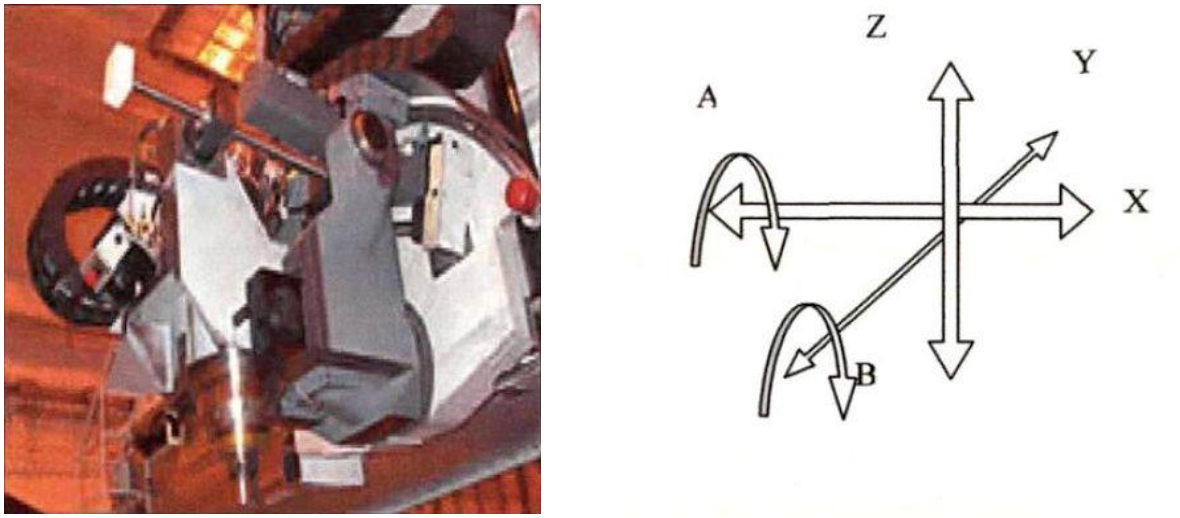


Рис. 1.23. Загальний вид шпиндельної головки, що реалізує кути нахилу А, У шляхом застосування кульково-гвинтових передач фірми Cincinnati Machine Ltd.

Шпиндельна головка забезпечує нахил шпинделя по координатах A и B у межах ±40°. Цю конструкцію шпиндельної головки фірма Cincinnati Machine Ltd. широко застосовує у своїх 5-ти координатних верстатах, призначених для роботи в аерокосмічній промисловості.

Можливо цей же принцип покладений в основу роботи шпиндельної головки, якою оснащений 5-ти координатний верстат мод. Automax Horizontal High Speed Plate Mill. Діапазон нахилу шпинделя по координатах A и B становить ± 45°. Шпиндель має частоту обертання до 24000 об/хв. Діапазон

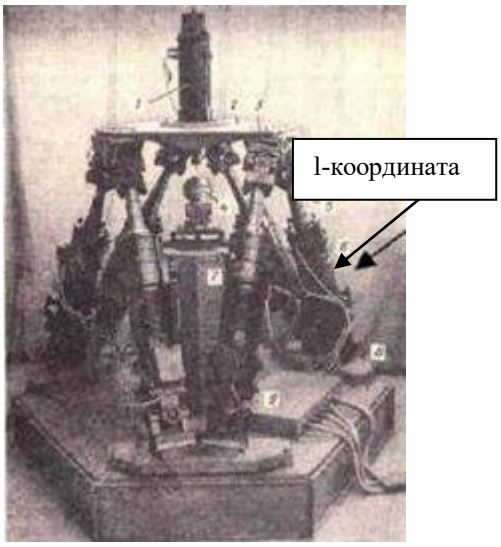
подач: до 40000 мм/хв. Верстат дозволяє обробляти в монолітних деталях перегородки, товщиною до 0,5 мм.

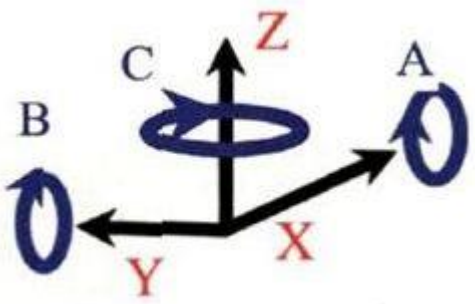
Альтернативним напрямком розвитку конструкцій шпиндельних головок 5-ти координатних верстатів є використання у верстатах механізмів паралельної структури.

Основною перевагою 5-ти координатних верстатів з механізмами паралельної кінематики в порівнянні з верстатами традиційної конструкції (розглянутої P5C0) є принципова можливість досягнення сталості контурної швидкості при 5-ти координатної інтерполяції.

Верстати паралельної структури P0C6. Основу несучої системи верстатів даної структури становить платформа Гауфа - Стюарта, що має 6-ть ступенів вільності. Загальний вид макета верстата-гексапода, виготовленого в Електротехнічному інституті [22] представлений на рис. 1.24.

Як інші приклади, можна привести наступні варіанти верстатів структури P0C6 такі як Hexapod HOH-600 фірми Ingersoll (рис. 1.25 (а)) і Cosmo Center PM-600 (рис. 1.25 (б)) фірми Okuma, призначені для 5-координатної обробки.





1 – шпиндель, 2 - шпиндельна платформа, 3 - верхні шарніри (6 шт.), 4 – заготовка, 5 - шток механізму лінійного переміщення 6 - корпус механізму лінійного переміщення 7 - робочий стіл, 8 – станина, 9 - нижні шарніри (6 шт.)

Система координат інструмента (X, Y, Z - лінійні координати; A, B, C - кутові)

Рис 1.24. Макет верстата-гексапода.

Рис. 1.25. Варіанти верстатів структури Р0З6.

а) Hexapod HOH-600 фірми Ingersoll б) Cosmo Center PM-600 фірми Okuma

У роботі [26] відзначається, що робоча область верстата Hexapod HOH-600 становить 600х600х800мм, кут нахилу осі шпинделя становить ± 30°, прискорення до 0,5g, подача до 40 м/хв., точність позиціювання ± 20 мкм.

Для досягнення зазначеної точності у верстаті Hexapod HOH-600 застосована: 1) система стабілізації температури станини, 2) приводи штанг підвіски платформи охоплені зворотним зв'язком з термостабілізуючим давачом лінійних переміщень, 3) система керування з розширеними можливостями корекції помилок позиціювання та проведення калібрування верстата.

Верстати структури Р0С6 мають середню точність і середню статичну жорсткість.

Однак фірма Cincinnati Machine Ltd відзначає, що верстати з несучою системою, побудованої на базі платформи Гауфа - Стюарта, мають недостатню точність позиціювання порядку ± 0,1 мм, і пропонує орієнтуватися на створення верстатів з гібридними структурами.

Верстати гібридної структури Р136 і Р233. У ВАТ «НИАТ» створений 5-ти координатний верстат мод. «Гексамех-1» в основу несучої системи верстата покладена платформа Гауфа - Стюарта, що має шість ступенів рухомості (З6). У верстаті мод. «Гексамех-1» із шести ступенів рухомості платформи Гауфа - Стюарта використовуються тільки чотири, які забезпечують рух шпинделя в площині УОХ (рух по осях У и поворот

навколо осей X,B), а два інші (рухи уздовж осі X і поворот навколо осі *X)* є надлишковими, і не використовуються для 5-ти координатної обробки.

Для забезпечення можливості обробки довгомірних деталей у верстаті застосований поздовжній стіл традиційної конструкції (Р1), кінематично не пов'язаний із платформою Гауфа-Стюарта. Зв'язок руху платформи та поздовжнього стола здійснюється при 5-ти координатній обробці через процедуру 5-ти координатної інтерполяції в системі керування ЧПК. Загальний вигляд верстата представлений на рис. 1.26.

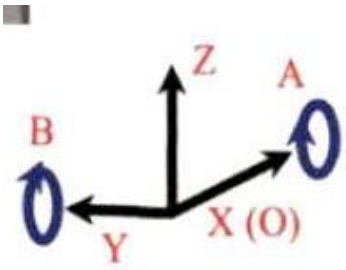


Рис. 1.26. Загальний вид верстата «Гексамех-1»

Особливості конструкції кріплення шпиндельної платформи до рами на верстаті «Гексамех-1» представлені на рис. 1.27.

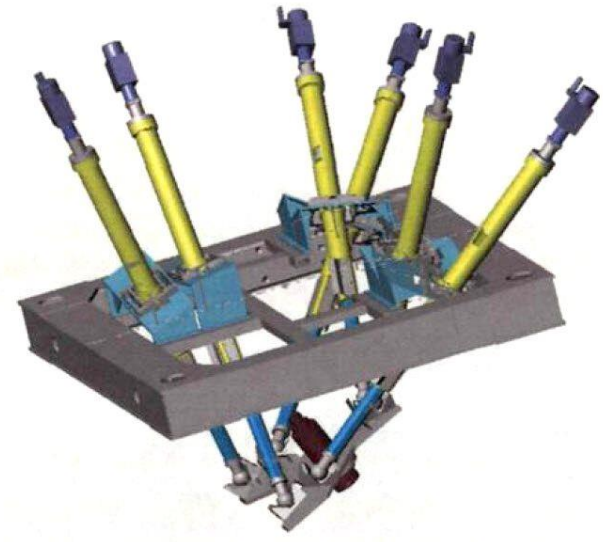


Рис. 1.27. Особливості конструкції кріплення платформи до рами на верстаті «Гексамех-1»

Верстат призначений для обробки складних криволінійних поверхонь великогабаритних деталей методом швидкісного фрезерування, свердління й розточування.

Таблиця 1.2

Основні характеристики верстата мод. Гексамех-1

Робоча поверхня стола, мм	3000x800
Переміщення по координатах: - лінійним, мм X / Y / Z - поворотним, град. A / B	 3000 / 800 / 700 ±30/±25
Подача, мм/хв	0... 30000
Частота обертання шпинделя, об/хв.	200... 24000
Потужність привода шпинделя, кВт	30
Точність позиціювання, мм	±0.05
Габарити, мм	9600x3800x4100
Маса, кг	9700

Як система ЧПК застосована система керування «POWER AUTOMATION» зі спеціальною платою переходу від декартової системи координат (X, Y, Z, A, B) у систему L - координат (систему координат приводів штанг). Верстат відноситься до класу точності Н.

Ряд виробників направили свої зусилля на створення 5-ти координатних верстатів за структурою Р2З3 із використанням триподів, виключивши надмірність як при структурі Р1З6. Фірма DS Technologie Werkzeugmaschinen (Німеччина) створила верстати на базі трьохкоординатного Z3 модуля, що несе шпиндель. Конструкція Z3 модуля побудована на базі механізму паралельної структури (трипода). Z3 модуль (рис. 1.27) забезпечує рух по лінійній координаті Z (670 мм) і по кутових координатах А и В, (нахили шпинделя ±40° у двох взаємно перпендикулярних площинах). Рух по лінійних координатах X та Y здійснюється традиційними механізмами послідовної структури (приводи каретки й траверси). Шпиндель має потужність 80 кВт і максимальну частоту

обертання 30000 об/хв, конус шпинделя HSK-A63/80. На основі «модуля SPRINT Z3» Фірма DS Technologie Werkzeugmaschinen створила ряд 5-ти координатних верстатів для обробки деталей з алюмінієвих сплавів в аерокосмічній (авіаційній) промисловості.

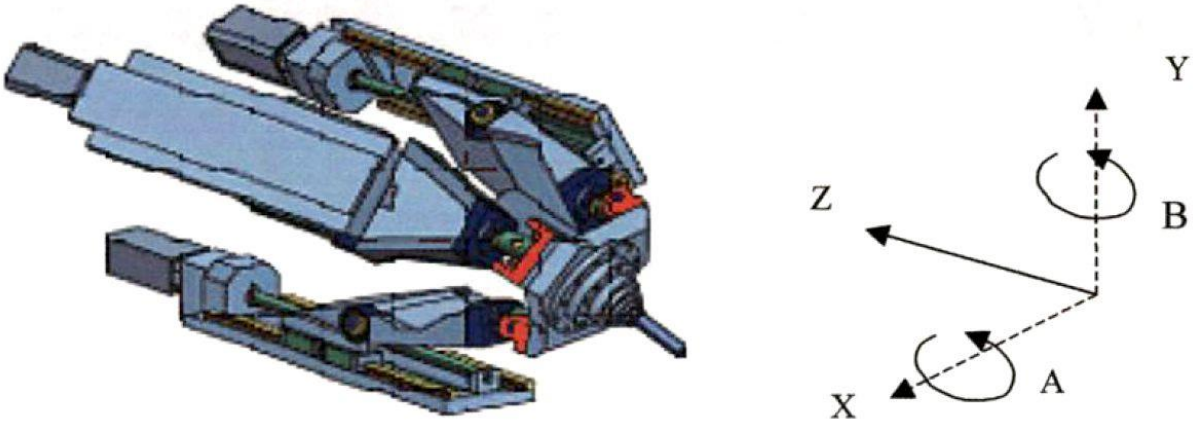


Рис 1.27. Загальний вигляд Z3 модуля.

На рис. 1.28 (а) представлений загальний вигляд верстата мод. ЄС08РЕЕО, призначеного для високошвидкісної обробки деталей із суцільних заготовок (плит) середнього розміру (алюмінієві сплави).

Основні характеристики верстата мод. ECOSPEED.

Лінійні координати:

- Діапазон переміщень:
  - X до 18800 мм;
  - Y = 2500 мм;
  - Z = 670 мм.
- Подача: X до 65 м/хв, Y й Z до 50 м/хв, Прискорення = до 1G

Кутові координати:

- Діапазон переміщень: A і B +/- 40°,
- Подача: A і B до 80°/сек,

Шпиндель: Потужність 80 кВт, частота обертання 30000 об/хв.

Система керування: Siemens 840D з інтерполяцією по 5-ти координатах.

На рис. 1.28. (б) представлений загальний вигляд верстата мод. ECOLINER

призначеного для високошвидкісної обробки довгомірних деталей з алюмінієвих сплавів.

Характеристики верстата мод. ECOLINER.

Лінійні координати:

- Діапазон переміщень:
  - X = 30 000 мм,
  - Y = 1500 мм,
  - Z = 670 мм,
- Подача: X, Y, Z до 50 м/хв, Прискорення = до 1G

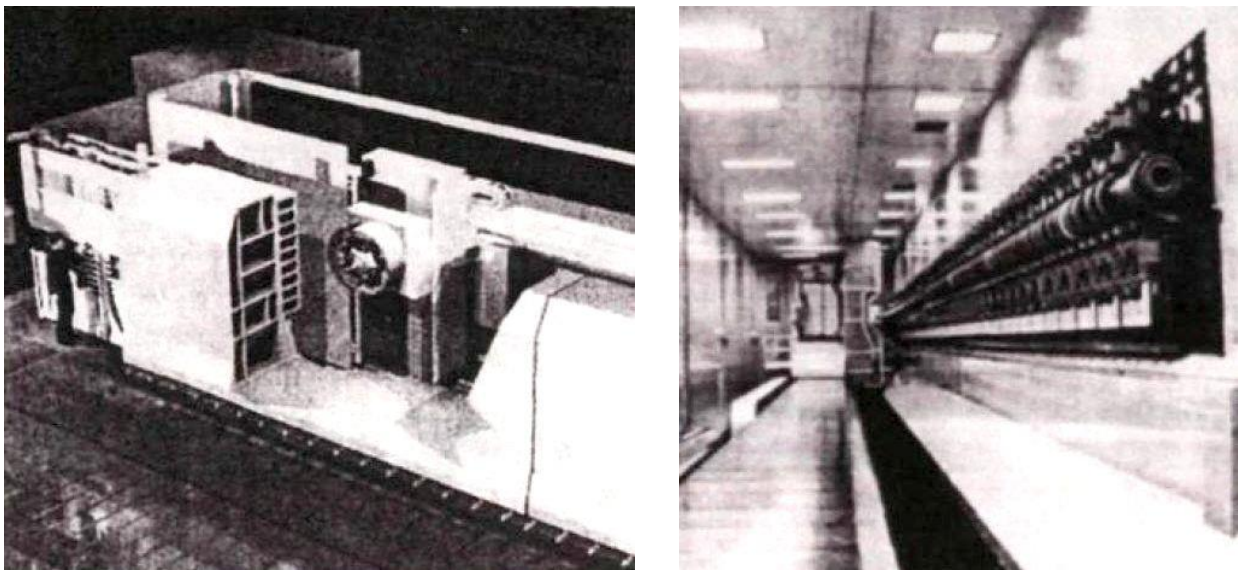
Кутові координати:

- Діапазон переміщень: A і B ± 40°,
- Подача: A і B до 80°/сек,

Шпиндель (знімний): Потужність 75 кВт, частота обертання 24000 об/хв.

Система керування: Siemens 840D з інтерполяцією по 5-ти координатах.

Відзначається, що на цьому верстаті досягається точність обробки (розмір, форма, розташування), що виключають наступні слюсарні та полірувальні роботи при складання виробів.



а) мод. ECOSPEED б) мод. ECOLINER

Рис. 1.28. 5-ти координатні верстати для обробки деталей з алюмінієвих сплавів, створені на основі модуля SPRINT Z3.

Фірма Fatronik (Іспанія) розробила й виготовила 5-ти координатний верстат мод. SPASE 5H, що має структуру P23З, призначений для обробки деталей з алюмінієвого сплаву й модуль, що використає, Z3 для реалізації кутів нахилу шпинделя.

Іншим прикладом створення верстата з паралельною кінематикою гібридної структури є верстат мод. TRIJOINT 900H фірми Kovosvit MAS, Inc (Чехія) [28], він є 3-х координатним верстатом (рис. 1.28.). структури P1З2. Відмінною рисою цього верстата є висока статична жорсткість порядку 100 Н/мкм (у два-три рази вище в порівнянні зі звичайними верстатами) і, як наслідок, перша власна частота зміщена в район 100 Гц.

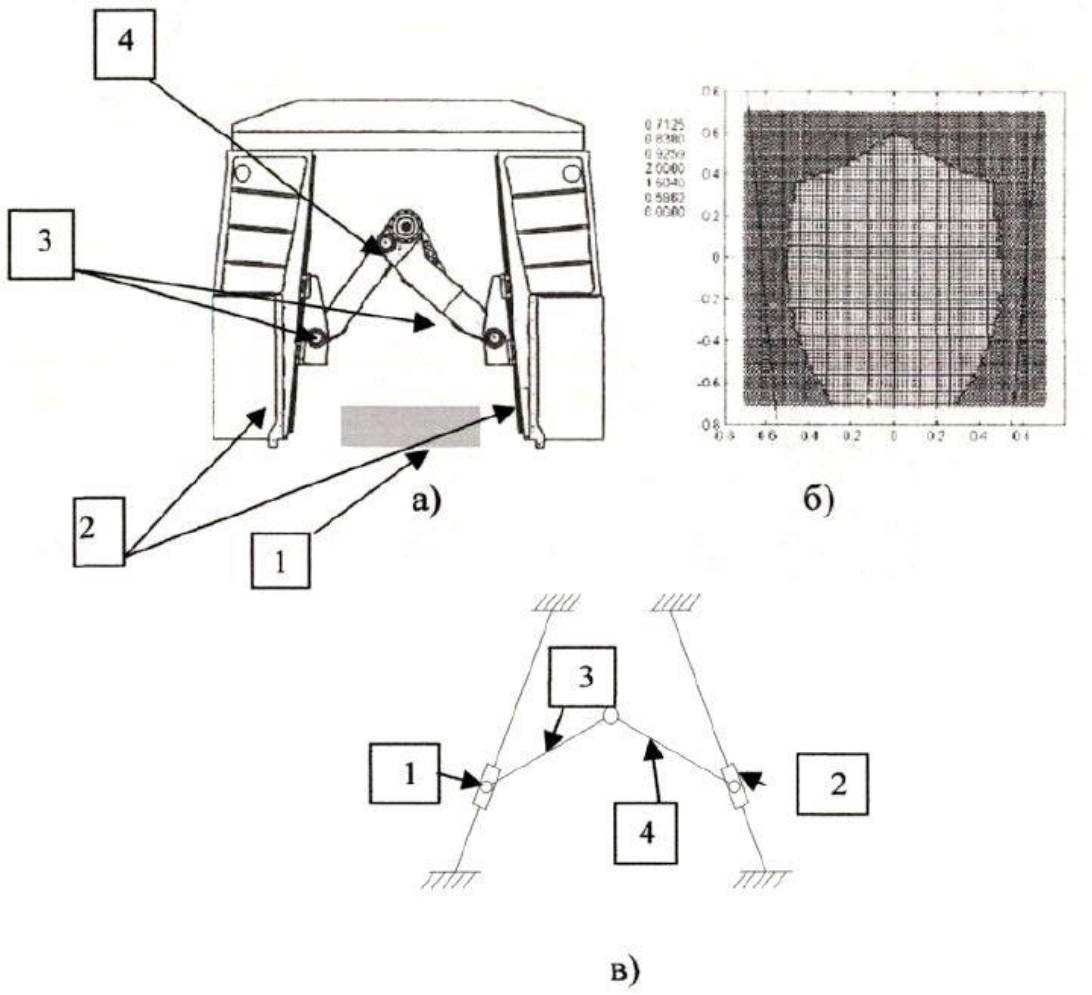


Рис 1.28. Верстат мод. TRIJOINT 900H.

а) зовнішній вигляд (1-стіл, 2-салазки, 3-шатуни, 4-шпиндель), б) робоча зона у вертикальній площині, в) кінематична схема механізму переміщення шпинделя (1,2 - повзуни; 3,4 - шатуни).

Таким чином, класифікація та огляд 5-ти координатних верстатів показали, що:

1) При створенні 5-ти координатних верстатів для обробки деталей використаються різні схеми їхньої побудови (традиційні та з використанням механізмів паралельної структури).

2) 5-ти координатні багатоцільові верстати з ЧПК з механізмами паралельної структури на даний час перебувають у стадії активної експлуатації.

3) Найбільш перспективними є несучі системи верстатів, побудовані за гібридною схемою.

РОЗДІЛ 2
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ НА ОСНОВІ МЕХАНІЗМІВ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

2.1 Основи математичного моделювання верстатів на основі механізмів з паралельною кінематикою

Розглянемо основні положення моделювання верстатів на основі механізмів з паралельною кінематикою (МПК). Для цього був виконаний аналіз наукових праць, не тільки верстати на базі МПК, але й інше устаткування цього класу, оскільки вони мають схожі методи дослідження і положення математичного моделювання.

Різне застосування устаткування на основі МПК характеризує ціла група винаходів [2, 5, 13, 14, 17, 29]. А. Ш. Колискором зі співавторами синтезований і класифікований ряд *«I* - координатних» механізмів із шістьма сполучними кінематичними ланцюгами, у кожному з яких мають місце одна поступальна пара, обладнана приводом і дві сферичні пари. Саме таке устаткування, найбільш широко зустрічається в практиці [25]. У роботі наведена спроба описати устаткування на основі МПК у вигляді рівнів (рис. 2.1), за аналогією із класичним устаткуванням з послідовною структурою.

Рівень механізму на основі МПК заснований на початковій теоретичній моделі і містить у собі наступні підрівні:

- топологія, визначає взаємне розташування шарнірів, ланок і приводів, для отримання необхідного руху;
- геометрія, визначає геометричні розміри ланок, положення шарнірів тощо;

Практична реалізація устаткування на основі МПК буде відрізнятися від теоретичної моделі наступними під рівнями:

- реальною геометрією;
- шарнірами і ланками;

- приводами;

- давачами, які можуть бути внутрішніми (вони використаються головним чином для контролю руху) або зовнішніми (для одержання інформації про навколишнє середовище).

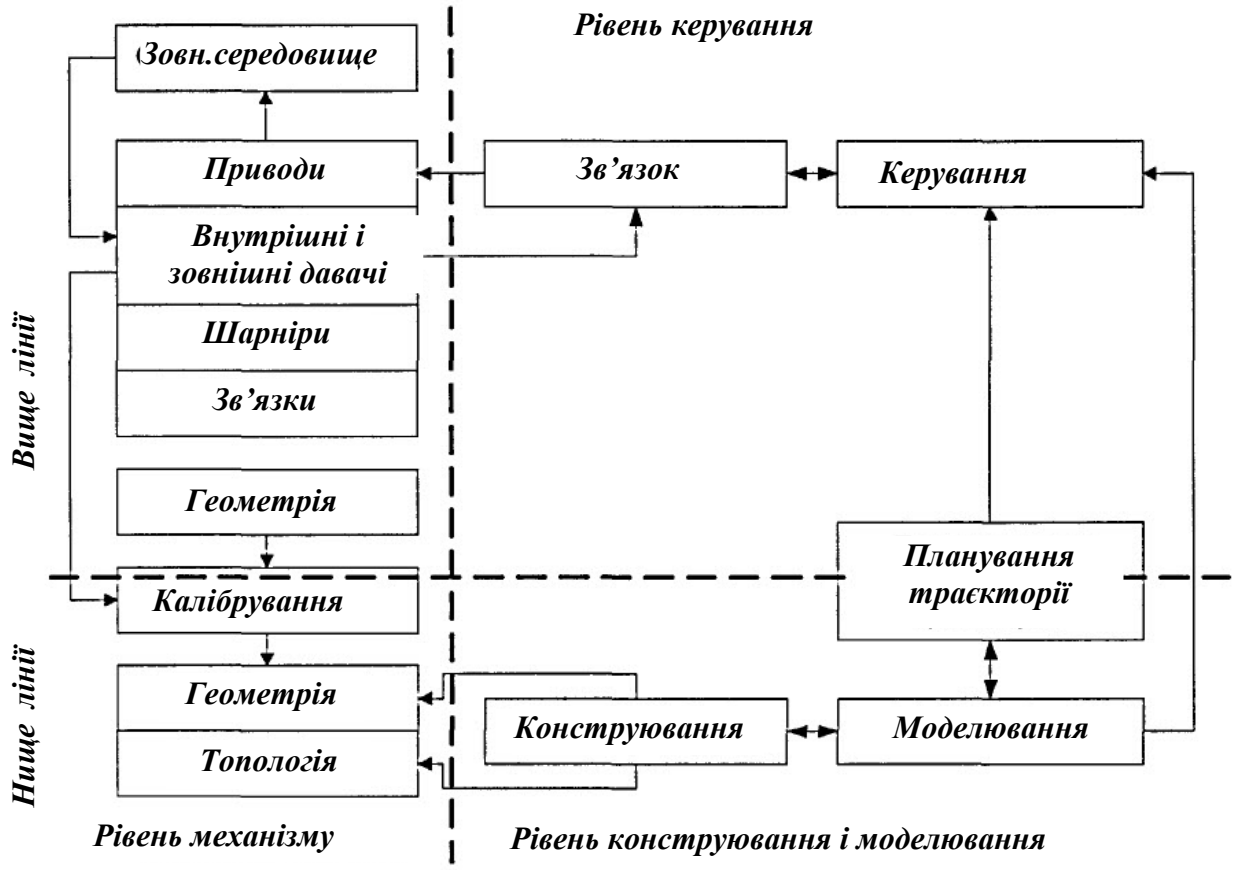


Рис. 2.1. Рівні устаткування на основі МПК

Рівень керування устаткуванням на основі МПК складається з розділів:

- підрівень зв'язку, що здійснює передачу інформації між давачами і приводами робота й керуючим пристроєм;
- підрівень керування, у свою чергу підрозділяються на:
- планування траєкторії, що розробляє необхідний рух устаткування;
- керування, що забезпечує виконання рухів траєкторії.

Рівень конструювання й моделювання устаткуванням на основі МПК складається з:

- підрівня конструювання, що дозволяє визначити теоретичну топологію й геометрію, які є оптимальними;

- підрівня моделювання, що дозволяє моделювати поведінку устаткування даної топології і геометрії.

Як необов'язковий ми можемо ввести також калібрований рівень, завдання якого полягає в тому, щоб отримати кращу відповідність між теоретичною моделлю геометрії і її реальною, використовуючи внутрішні або зовнішні давачі.

Також можна провести горизонтальну лінію відмінності між рівнями, (особливо для підрівня конструювання і моделювання), при цьому підрівні одного рівня можуть бути підрівнями інших рівнів. На цьому рівні опису може здаватися, що немає ніякої різниці між послідовним структурою устаткування та устаткуванням на основі МПК. Але згодом буде видно, що деякі основні проблеми в кожному рівні дуже специфічні для кожної категорії устаткування.

Кінематичний і силовий аналіз устаткування на основі МПК викладений у наступних роботах [6, 7, 8 9]. У роботі [22], де для визначення швидкостей використане поняття взаємних координат осей кінематичних пар. У роботі даний єдиний універсальний метод кінематичного й силового аналізу, заснований на апараті груп гвинтів.

З кінематичного аналізу окремо виділимо завдання про розміщення в просторі. Як відомо, для ряду устаткування цього класу на відміну від механізмів послідовних маніпуляторів не викликає складності зворотне завдання про розміщення (зворотне кінематичне завдання), у той час як пряме завдання (під прямим кінематичним завданням розуміється визначення абсолютних координат вихідної ланки по заданих узагальнених координатах) приводить до нелінійних рівнянь [22].

Рішення зворотного кінематичного завдання устаткування на основі МПК представлені в роботах [22, 24, 30]. Розглянемо одне з можливих рішень завдання заснованих на використанні методу перетворень координат за допомогою спеціальних матриць 4х4 Денавита-Хартенберга.

Уведемо дві системи координат: нерухому систему координат основи (СКО) і рухливу систему координат платформи (СКП) (рис. 2.2). Приймемо як узагальнені координати відстань між відповідними шарнірами кожної із шести штанг:

$$q_1 = \sqrt{\left(X_{A1_{ско}} - X_A\right)^2 + \left(Y_{A1_{ско}} - Y_A\right)^2 + \left(Z_{A1_{ско}} - Z_A\right)^2}, \quad (2.1)$$

Тут q_1 - довжина рухливої штанги, $X_{A1_{ско}}$, $Y_{A1_{ско}}$ $Z_{A1_{ско}}$ – координати штанги рухомої платформи в СКО. Довжини інших штанг розраховуються аналогічно.

Положення рухомої платформи задається за допомогою значень координат центра платформи й значень напрямних косинусів осей системи СКО щодо осей системи СКП. Компактний запис завдання положення має вигляд:

$$M_{пр} = \begin{bmatrix} \multicolumn{3}{c}{\multirow{2}{*}{K}} & X0 \\ & & & Y0 \\ \multicolumn{3}{c}{} & Z0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

де К - матриця [3x3] напрямних косинусів осей системи СКО щодо осей системи СКП; X0,Y0,Z0 - координати центра СКП у нерухомій системі координат.

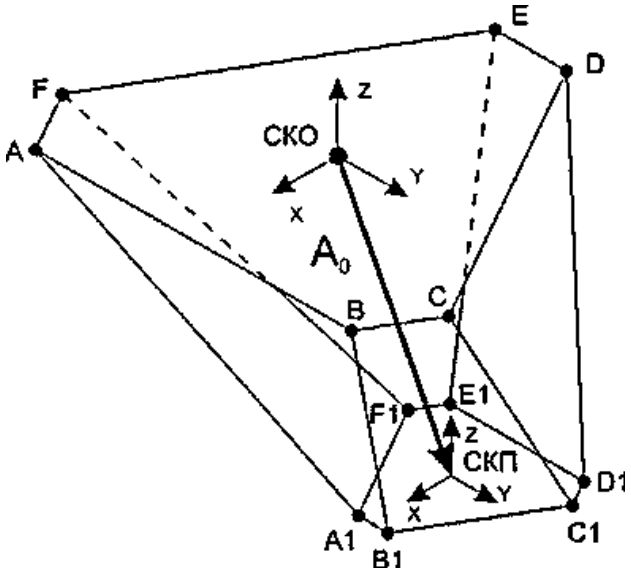


Рис. 2.2. Вирішення зворотного кінематичного завдання для устаткування на основі МПК.

Якщо відомі координати X_{A1} Y_{A1} Z_{A1} у рухомій системі координат СКП, то її положення в нерухомій системі координат визначається виразом:

$$\begin{bmatrix} Xi \\ Yi \\ Zi \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lceil & & \rceil & X0 \\ & K & & Y0 \\ \lfloor & & \rfloor & Z0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} Xi_{скп} \\ Yi_{скп} \\ Zi_{скп} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

При відомих заданих МПР і координат центрів шарнірів рухливої платформи в СКП, легко визначити абсолютні координати шарнірів СКО:

$$\begin{aligned} x_i &= x_i \cdot \cos(XX_{СКО}) + y_i \cdot \cos(XY_{СКО}) + z_i \cdot \cos(XZ_{СКО}) + X0 \\ x_i &= x_i \cdot \cos(YX_{СКО}) + y_i \cdot \cos(YY_{СКО}) + z_i \cdot \cos(YZ_{СКО}) + Y0 \\ x_i &= x_i \cdot \cos(ZX_{СКО}) + y_i \cdot \cos(ZY_{СКО}) + z_i \cdot \cos(ZZ_{СКО}) + Z0, \end{aligned} \quad (2.4)$$

А з рівняння (2.1) знайти узагальнені координати системи. Однак варто звернути увагу на те, що у розрахунках використовується саме положення центра рухомої платформи, а не робочої точки інструмента, що виконує формоутворення поверхні.

Рішення прямого кінематичного завдання устаткування на основі МПК, являє собою набагато більше складне завдання. Основні методи рішення наведені в працях [22, 25].

Як уже було відзначено вище, серйозну проблему являє собою наявність так званих особливих положень даного класу устаткування. Фізичний зміст особливого положення механізму зручно пояснити, скориставшись поняттям кута тиску ланок кінематичного ланцюга. Кут тиску α_{21} - кут між напрямком сили тиску F_{21} на дану ланку (для якого визначають кут тиску) з боку іншої ланки й вектором швидкості V_K точки (приналежної даній ланці) прикладеної цієї сили К (рис. 2.3). Іншими словами кут тиску визначають рушійною силою й напрямом переміщення, що викликаний цією силою. Чим менше даний кут, тим менше навантажені рухомі з'єднання й менше втрати на тертя, а чим менше навантажені рухомі і нерухомі з'єднання, а також утворюючі їхні ланки, тим більше сприятливі умови міцності, зносостійкості та інших критеріїв працездатності. У той же час при малих кутах тиску проблематично отримати істотне перетворення (збільшення) сил для подолання робочого опору. При істотному збільшенні кута тиску ККД зменшується, а при певній

умові (кут тиску $\alpha_{21} > 90° - \rho$, де ρ - кут тертя) наступає самогальмування - скільки б ми не збільшували рушійну силу, рух неможливо.

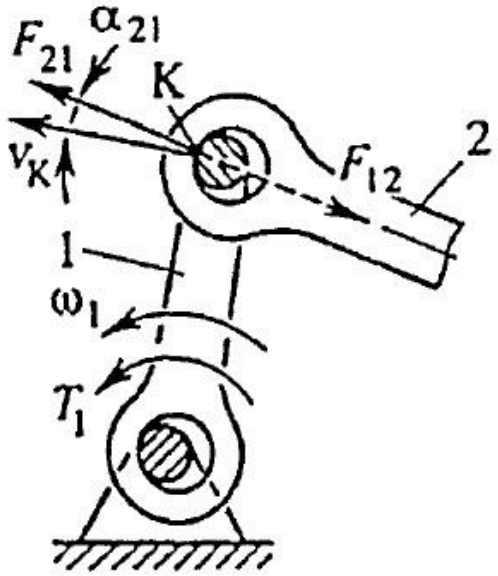


Рис. 2.3. Кут тиску кінематичного ланцюга.

На рис. 2.3. прийняті наступні позначення: К – точка контакту, ω_1 – кутова швидкість, F_{21} – рушійна сила, T_1 – обертаючий момент, 1,2 - взаємодіючі ланки, Vк – швидкість точки контакту, α_{21} - кут тиску ланки 1 на ланку 2.

Можна вважати, що з урахуванням тертя кут тиску $\alpha_{21}f$ зменшується або збільшується на кут тертя – кут між вектором реальної (з урахуванням тертя) сили й нормаллю в точці контакту К взаємодіючих ланок. Вектор реальної сили тиску F_{21} на дану ланку відхиляється убік, протилежну вектору швидкості Vк ковзання точки, що належить даній ланці. При такому визначенні кута тиску $\alpha_{21}f$ (з урахуванням тертя) рух можливо тільки за умови $\alpha_{21}f < 90°$.

Несприятливим явищем, при якому $\alpha_{21}f = 90°$, є особливе положення механізму і його різновид – мертве положення механізму («мертва точка»).

Забезпечення функціонування механізму як при $\alpha_{21}f = 90°$, так й у зоні, близької до цього значення (у зоні самогальмування), вимагає спеціальних рішень, окремі з яких наведені в [22, 25,30].

Крім того, існують спеціальні прийоми, як по зменшенню кута тиску,

так і по зменшенню тертя при більших кутах тиску.

У ряді праць [7, 25,27], наочним критерієм особливого положення для устаткування на основі МПК прийнято вважати рівність детермінанта зворотної матриці Якобі нулю:

$$\left[J^{-T} \right] = 0,$$

де J - матриця Якобі, що представляє собою квадратну матрицю часткового передаточного відношення кінематичної структури; T - символ транспонування.

Допустимо F - сила, прикладена до рухомої платформи й τ - відповідні їй зусилля в штангах. Ці значення лінійно зв'язані: $F = J^{-T} (X) \tau$, тут J^{-T} - транспонована зворотна матриця Якобі, що залежить від орієнтації платформи. Кожен компонент вектора зусиль у штангах може бути заданий як відношення:

$$\tau_i = \frac{A}{\left[J^{-T} \right]},$$

де A - мінор, пов'язаний з τ_i.

Отже, за умови, що А не дорівнює 0, сила в штангах τ_i буде прагнути до нескінченності в будь-якій позиції, що називається особливим положенням, у якій детермінанта J^{-T} дорівнює нулю, що приведе до зупинки (поломці) механізму. Фактично зупинка механізму відбудеться раніше. Слід зазначити, що даний критерій не є оптимальним, оскільки при одночасному наближенні чисельника А і знаменника $[J^{-T}]$ до нуля сила в штанзі може приймати кінцеве значення. У цілому, підсумовуючи вище сказане, відсутність особливого положення для устаткування на основі МПК характеризують наступні умови:

- із всіх сполучних стрижнів, принаймні, три не повинні бути паралельні між собою;
- всі сполучні стрижні повинні бути розташовані не менш чим у трьох непаралельні (і не співпадаючих) площинах.

Одним з головних недоліків устаткування на основі МПК є обмежена й

досить складна форма робочої області. Крім того, обчислення цієї робочої області - не просте завдання, оскільки, на відміну від класичного компонування, поступальна й орієнтувальна робоча область співпадають. Перший підхід рішення цієї проблеми полягає в примусовому обмеженні наявних ступенів вільності устаткування до 3 ступенів. При цьому, як правило, задається фіксована орієнтація платформи або місце розташування її центра. Після чого аналізується можливі положення центра рухомої платформи з урахуванням обмежень накладають характеристиками кінематичними ланцюгами (обмеження на максимальні й мінімальні величини довжин розсувних штанг, кутів у шарнірах тощо). Ця методика, забезпечує точне визначення межі робочої області і досить просте її представлення. Знаходження межі робочої області з урахуванням різної орієнтації рухомої платформи є набагато більше складним завданням й універсального підходу до вирішення не існує. Інший підхід складається у визначенні робочої області або її межі, з використанням чисельних методів. При такому підході, можливо визначити різні типи робочої області, наприклад, всі можливі місця розташування центра платформи в межах деяких заданих діапазонів граничних значеннях кутів шарнірів.

Зупинимося докладніше на використовуваному математичному апараті. При моделюванні верстатів на основі МПК, як правило, використовують:

- метод, який базується на використанні теорії гвинтів;

- метод, який базується на використанні перетворень координат за допомогою спеціальних матриць 4х4 Денавита-Хартенберга .

До переваг методу використання теорії гвинтів, можна віднести його ефективність але, проте, він є досить складним і використання його не завжди виправдане.

Найбільш зручним і широко застосовуваним методом є метод, перетворення координат за допомогою спеціальних матриць 4х4 Денавита-Хартенберга. Цей метод, використовує матриці та вектори четвертого порядку. Головна особливість цього апарата полягає в тому, що будь-які перетворення координат можуть бути виражені за допомогою однієї математичної операції множення матриць, у той час

як при використанні векторів і матриць третього порядку необхідні операції перетворення повороту системи координат, що моделюється множенням матриць, і перетворення зсуву, модельованого додаванням векторів.

Координати векторів четвертого порядку називають однорідними координатами. Запис в однорідних координатах для радіуса-вектора точки з декартовими координатами x, y, z (власний вектор) має вигляд:

$$r = (x, y, z, l)^T,$$

де T - символ транспонування.

Радіус-вектор початку координат – $e^4 = (0,0,0,1)^{T.}$

Невласними векторами a можуть бути швидкість і прискорення точок, нормаль до поверхні, похибка положення точок. Цей вектор має однорідні координати a_X, a_Y, a_Z і 0, тобто $a = (a_X, a_Y, a_Z, 0)^T$.

Якщо розглядати положення деякої точки простору в двох системах координат S_{i-1} та S_i; і позначити через r_{i-1} та r_i; радіуси-вектори виду (1.2) точки у двох системах координат, то можна виразити зв'язок між ними як

$$r_{i-1} = A_{i-1,i} \cdot r_i,$$

де $A_{i-1,i}$ – матриця (4x4) перетворення координат, що має наступну структуру:

$$M_{np} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

у якій лівий верхній блок (3x3) описує поворот системи S_i щодо свого початку координат O, у таке положення, що S_{j-i} та S_j будуть паралельними один одному та однаково спрямованими. Правий верхній блок (3x1) являє собою декартові координати початку координат O_i, системи S_i; у системі S_{i-1}.

Якщо сполучити системи S_{i-1} та S_i із двома послідовними ланками перетворення координат, то матриця $A_{i-1,i}$ є однієї із шести матриць (табл. 2.1.) A_j(j=l,...,6), що відповідає шести елементарним рухам. Будь-яка

матриця А виду (1.3) може бути представлена як добуток не більше шести матриць A_j.

Таблиця 2.1

Матриці узагальнених переміщень

Рух	***Матриці узагальнених переміщень відносно осі***		
	X	**Y**	**Z**
Поступовий вздовж осі	$A^1=\begin{bmatrix}1&0&0&x\\0&1&0&0\\0&0&1&0\\0&0&0&1\end{bmatrix}$	$A^2=\begin{bmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&y\\0&0&1&0\\0&0&0&1\end{bmatrix}$	$A^3=\begin{bmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&z\\0&0&0&1\end{bmatrix}$
Обертовий вздовж осі	$A^4=\begin{bmatrix}1&0&0&0\\0&c\varphi&-s\varphi&0\\0&s\varphi&c\varphi&0\\0&0&0&1\end{bmatrix}$	$A^5=\begin{bmatrix}c\psi&0&s\psi&0\\0&1&0&0\\-s\psi&0&c\psi&0\\0&0&0&1\end{bmatrix}$	$A^6=\begin{bmatrix}c\theta&-s\theta&0&0\\s\theta&c\theta&0&0\\0&0&1&0\\0&0&0&1\end{bmatrix}$

В таблиці прийняті позначення: x, y, z – лінійні зміщення вздовж осей; φ, ψ, θ – кути зміщення відносно осей, c≅cos; s≅sin;верхній індекс в позначенні матриці А – номер узагальненої координати.

2.2 Точність обробки на верстатах на основі механізмів з паралельною кінематикою

Одним із основних завдань машинобудування є підвищення якості металорізальних верстатів і процесів обробки деталей на верстатах, а основним показником якості є точність. Точність обробки визначається відносними зсувами інструмента і заготовки по нормалі до обробленої поверхні, що створюють похибку заданих розмірів, форми й відносного положення поверхонь оброблюваної деталі.

При аналізі системи верстата на основі механізмів з паралельною кінематикою по точності обробки й відхиленні параметрів системи при зовнішніх

впливах приймають наступні показники точності:

- статична похибка обробки, обумовлена при обробці заготовки з постійним припуском і незмінності всіх зовнішніх впливів на систему;

- стаціонарна динамічна похибка обробки, зокрема похибка поверхні, що виникає через вимушені коливання;

- перехідна динамічна похибка обробки, що виникає в результаті деформацій й інших відхилень у системі при перехідних процесах, наприклад, при врізанні й виході інструмента;

- випадкова динамічна похибка обробки, що є наслідком впливу на систему різних зовнішніх факторів, що носять випадковий характер.

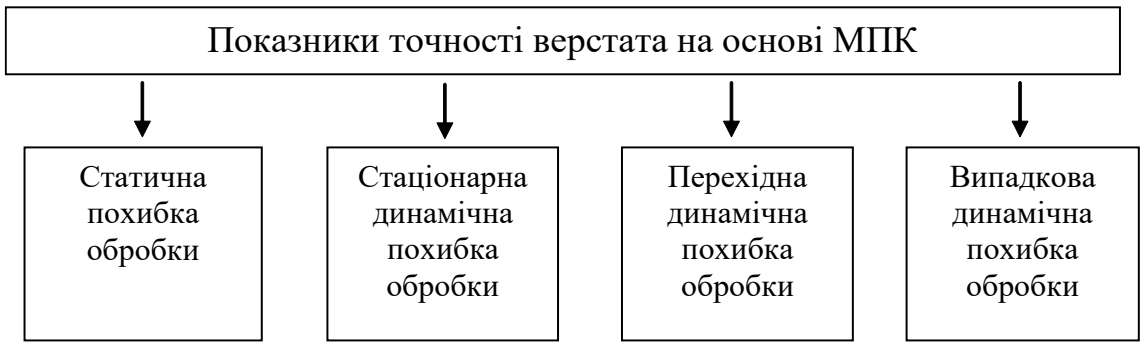


Рис. 2.4. Показники точності верстата на основі МПК

Верстати на основі МПК є прецизійним устаткуванням і використаються на найбільш відповідальних операціях, що забезпечують високу точність обробки. Тим самим виключається вплив більшості динамічних параметрів, оскільки для таких операцій сили різання відрізняються відносною постійністю й відрізняються лише результуючим напрямом.

Для верстатів традиційного компонування статична похибка компенсується настроюванням верстата на розмір. При цьому похибка компенсується переміщенням одного вузла верстата. У випадку верстатів на основі МПК ця операція неможлива, оскільки положення інструмента залежить одночасно від довжин всіх розсувних штанг.

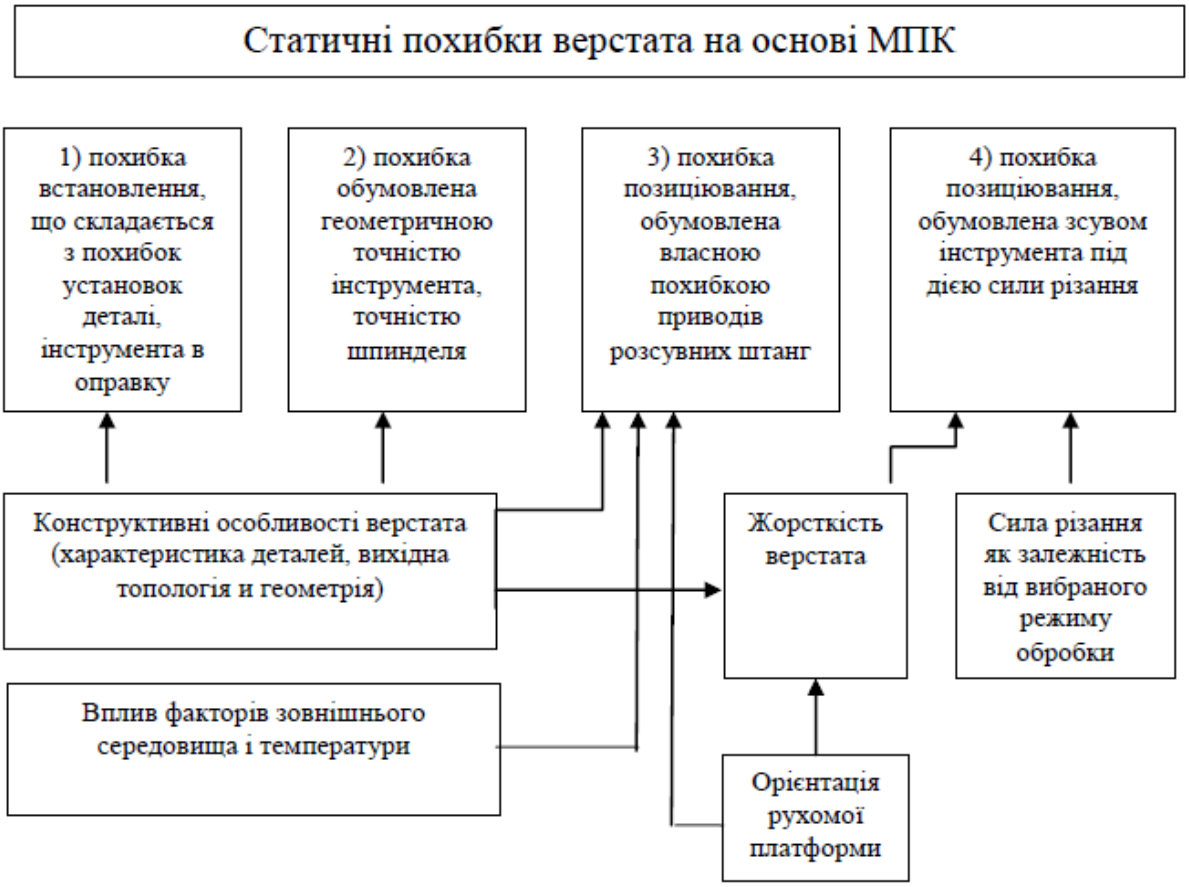


Рис. 2.5. Статична похибка устаткування на основі МПК, її складові й основні фактори, що впливають на величину складових.

Статична похибка обробки поділяється на складові:

- похибка встановлення, що складається з похибок установок деталі, інструмента в оправку тощо;
- похибка обумовлена геометричною точністю інструмента, точністю шпинделя тощо;
- похибка позиціювання, обумовлена власною похибкою приводів розсувних штанг;
- похибка позиціювання, обумовлена зсувом інструмента під дією сили різання.

Підвищення точності обробки може бути досягнуто підвищенням точності кожної зі складових похибок, скороченням числа складових, зменшенням чутливості системи до вхідних впливів й умов обробки, застосуванням системи автоматичної компенсації всіх або домінуючих

складових похибок.

Проаналізувавши складові статичної похибки, можна встановити найбільший вплив окремих факторів.

1. Похибка встановлення – основними факторами є конструктивні особливості верстата. Ці похибки можуть бути компенсовані калібруванням верстата перед початком процесу обробки деталі.

2. Похибка точності – обумовлена точністю шпиндельного вузла, точністю шарнірів і точністю геометричної форми металорізального інструмента. Ці складові статичної похибки з подальшого розгляду можна виключити.

3. Похибка приводів – виникає внаслідок похибок приводів розсувних штанг, залежить від таких факторів як:

- точності приводів розсувних штанг;
- конструктивної особливості верстата;
- орієнтації рухливої платформи верстата.

Слід зазначити, що при особливостях устаткування на основі МПК підсумкова похибка цій складовій залежить відразу від всіх факторів одночасно. Похибку позиціювання центра рухомої платформи, внаслідок похибок приводів розсувних штанг можна визначити:

$$\Delta\vec{P} = \left[J^{-1}\right] \cdot \Delta\vec{q}_i$$

де $\Delta\vec{P}$ – вектор похибок позиціювання центра платформи; $\left[J^{-1}\right]$ – матриця Якобі; $\Delta\vec{q}_i$ – матриця похибок приводів штанг.

- 4. Похибка інструмента – залежить від величина сили різання і її напрямку, жорсткості верстата. У свою чергу значення сили різання залежить від обраного режиму різання, а її напрямок від вибору траєкторії обробки й виду оброблюваної поверхні. Жорсткість верстата залежить від декількох факторів одночасно:

- жорсткості розсувних штанг (залежить від характеристик і довжин штанг, а також від жорсткості приводів).

- конструктивної особливості верстата.

- орієнтації рухливої платформи верстата.

Переміщення центра платформи під дією прикладеної сили можна визначити із наступної залежності:

$$\delta\vec{P} = \left[K_c^{-1}\right] \cdot \vec{F}_p$$

де K_c^{-1} – матриця жорсткості верстата на базі МПК; F_p – сила різання.

З проведеного аналізу можна зробити висновок, що перспективними виглядають дослідження спрямовані на підвищення точності верстатів на базі МПК шляхом:

- зменшення похибок, що виникають внаслідок похибок приводів розсувних штанг;

- зменшення похибок й компенсації залишкової похибки, що викликана зсувом інструмента під дією сили різання.

Варто особливо відмітити, що у всіх наведених роботах розглянуті значення похибок ставляться, до центра рухомої платформи. Тому існує необхідність отримати рішення для розрахунку точності верстатів на основі МПК враховуючої характеристики шпиндельного вузла, металорізальний інструмент, режими різання й тип оброблюваної поверхні.

2.3 Параметричний синтез й оптимізація верстатів на основі механізмів з паралельною кінематикою

Дослідження в області синтезу устаткування на основі МПК досить обмежені і є, мабуть, самою актуальною темою для даного класу устаткування. Використання устаткування на основі МПК в області машинобудування показало, що конструктори, мають глибоке розуміння механізмів з послідовною кінематикою й у теж час слабко уявляють собі особливості експлуатації устаткування на основі МПК. Як правило, більша частина проектних робіт відноситься до розробки основних механічних вузлів устаткування. Внаслідок цього багато з існуючих моделей металорізального устаткування на базі МПК мають характеристики відмінні від запланованих на ранній стадії проектування.

Присвятивши більше часу питанням синтезу на ранній стації проектування можна уникнути подібних випадків.

Перш ніж перейти до розгляду існуючих видів і методів синтезу, необхідно задати основні критерії оцінки робочих характеристик металорізального устаткування на основі МПК. Основними критеріями, що застосовуються для оцінки робочих характеристик верстата на основі МПК, прийнято вважати:

- точність у робочій області;
- жорсткість у робочій області;
- межі робочої області;
- відсутність особливих положень у робочій області або в процесі обробки заданої поверхні;
- об’єм верстата.

Розглядаючи методи синтезу, сконцентруємо особливу увагу способам підвищення точності металорізальних верстатів на основі МПК.

Робочі характеристики металорізального устаткування на основі МПК у першу чергу залежать від топології базового МПК і його геометричних розмірів (параметрів). Тому при проектуванні даного класу устаткування необхідно застосовувати:

1. Структурний синтез. Під структурним синтезом розуміємо визначення найкращої структури базового МПК, який відповідає заданим умовам. Структура механізму у свою чергу визначається взаємним розташуванням, типом (у деяких випадках кількістю) розсувних штанг і шарнірів.

2. Параметричний синтез. Під параметричним синтезом розуміємо вибір оптимальних параметрів верстата, що відповідають заданим умовам.

Відзначимо основні підходи, що використовуються для вирішення завдань структурного синтезу:

1. Підхід, заснований на застосуванні структурної формули Малишева. Підхід відрізняється відносною простотою, але формула Малишева не бере до уваги геометрію розміщення кінематичних пар, отже, її використання може

приводити до неправильних результатів. При такому підході також відсутня можливість раціонального вибору розміщення кінематичних пар, з урахуванням траєкторії виконавчої ланки.

2. Підхід, заснований на використанні теорії груп, а точніше на математичному апараті груп рухів. Подібний підхід дозволяє в певній мірі автоматизувати синтез. До обмежень використання даного підходу можна віднести необхідність збереження в процесі синтезу відповідних груп рухів.

3. Підхід, заснований на використанні наближених обчислень. При такому підході задають початкові умови, такі як тип розсувних штанг і шарнірів, розташування окремих елементів тощо, після чого здійснюють перебір усіх можливих структур, що задовольняють запропоновані вимоги. До недоліків даного підходу можна віднести відсутність гарантії знаходження всіх можливих структур.

Параметричний синтез верстатів на основі МПК являє собою більш широку область досліджень. Верстати на основі МПК відрізняються підвищеною залежністю від геометричних співвідношень їх складових. Наприклад, у деяких випадках зміна радіуса рухомої платформи верстата на базі платформи Стюарта на 10% може привести до зменшення мінімальної жорсткості верстата в робочій області на 700%. Це становить складність параметричного синтезу і необхідність визначення відповідної методології його оцінки.

Існуючі методики не завжди підходять для синтезу верстатів на основі МПК через велику кількість критеріїв. Також у більшості випадків методи, що використовуються, приводять до єдиного рішення, у той час як для паралельних структур можливе існування декілька рішень. Слід зазначити, що параметричний синтез верстатів на основі МПК має ряд особливостей, які необхідно враховувати. Наприклад, деякі критерії, що використовуються при параметричному синтезі, є конфліктними. Прикладом таких критеріїв можуть бути точність і межі робочої області верстата: верстат з великою точністю буде мати невеликий робочий простір і навпаки. Тому при параметричному синтезі

завжди необхідно вибирати компромісне рішення. Отже, методологія параметричного синтезу повинна забезпечити не тільки одне єдине рішення, але і всі можливі рішення для розрахунку, або, принаймні, достатні рішення для наступного проектування.

Якщо проаналізувати основні підходи до параметричного синтезу, то можна встановити, що для вирішення завдань синтезу використаються апроксимаційні методи. Ці методи базуються на тому, що в якості вихідних даних використовуються деякі проміжні точки, що задають положення, які займає вихідна ланка у процесі руху.

Методика зводиться до вибору таких конфігурацій МПК, які дозволяють забезпечити ці положення. Для оцінки використаний коефіцієнт відношення об’єму верстата до об’єму робочої області.

До недоліків використання такого методу можна віднести складність обґрунтування та вибору координат проміжних точок, які характеризують положення вихідної ланки. Робоча характеристика може бути збільшена тільки за рахунок глобального підвищення цієї характеристики верстата в обраному напрямку. У розрахунках під вихідною ланкою розуміється координата центра платформи або кінця шпинделя.

У роботі [25] описаний підхід, заснований на функціональних методах. На відміну від апроксимаційних методів при функціональних методах вихідними даними є функції що задають траєкторії переміщення вихідної ланки.

Описаний підхід має наступні недоліки:

1. У розрахунках під вихідною ланкою розуміються координати центра платформи або кінця шпинделя, внаслідок чого задана траєкторія не відбиває реальну обробку, якого або виду поверхні.

2. Напрям і величина сили, що прикладена до вихідної ланки не відображають реального процесу різання, при обробці якого типу поверхні.

Планування траєкторії виконавчої ланки, яка забезпечує обробку заданої поверхні є невід'ємною частиною параметричного синтезу. У роботі [9] описане планування траєкторії взаємного переміщення інструмента та деталі.

Запропонований авторами метод заснований на описі траєкторії за допомогою супровідного тригранника. При русі інструмента по траєкторії, розташованої на поверхні оброблюваної деталі (рис. 2.6) вісь супровідного тригранника τ, спрямована по дотичній до траєкторії, v - але нормалі, а β - по бінормалі до поверхні, на якій розташована траєкторія.

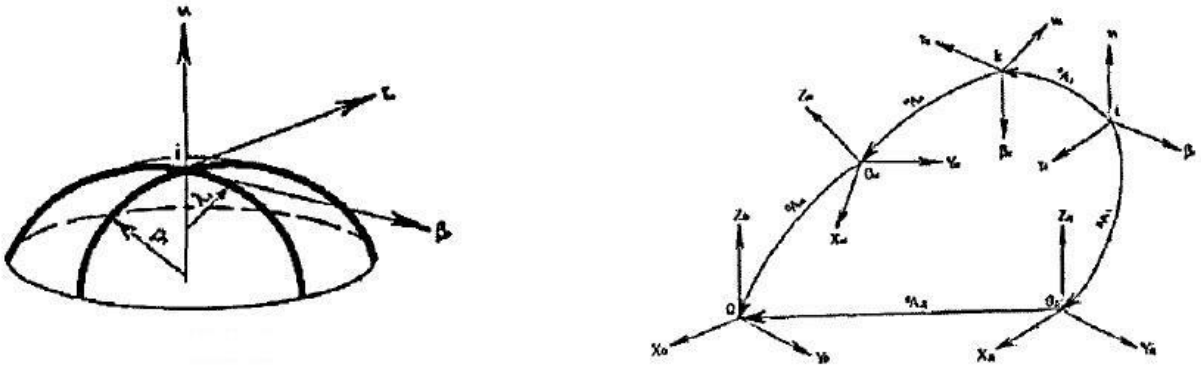


Рис. 2.6. Метод опису траєкторії за допомогою супровідних тригранників.

Планування траєкторії складається з наступних етапів:

1. Наближений опис поверхні поліномами по заданих координатах опорних точок поверхні в системі координат деталі.

2. Визначення орієнтації супровідного тригранника щодо осей системи координат деталі.

3. Знаходження елементів матриці, що визначає закон переміщення інструмента щодо деталі.

Матриця, що визначає закон переміщення інструмента щодо деталі має такий вигляд:

$$A = \begin{bmatrix} \overline{|C_{11}} & C_{12} & \overline{C_{13}|} & x \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & y \\ \underline{|C_{31}} & C_{32} & \underline{C_{33}|} & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

де С – напрямні косинуси супровідного тригранника;

x, y, z – координати точки поверхні.

Таким чином, метод, побудований на застосуванні супровідного

тригранника, у сполученні з описом оброблюваної поверхні деталі поліномами Лагранжа дозволяє планувати закон переміщення інструмента і його орієнтацію щодо деталі для отримання циліндричних поверхонь, поверхонь загального положення, які характеризуються радіусами кривизни і кручення, а також поверхонь, що задають координатами опорних точок.

На підставі запропонованого методу планування траєкторії взаємного переміщення інструмента та деталі в роботі [9] наведене рішення завдання керування виконавчими приводами при обробці складних поверхонь. При цьому обчислення узагальнених координат відбувається по лінійних збільшеннях МПК що, істотно спрощує процедуру обчислення віртуальних координат при переміщенні по безперервних траєкторіях. Однак для реалізації даного способу необхідне завдання початкової точки поверхні, для якої повинні бути визначені початкові абсолютні узагальнені координати МПК. Для визначення узагальнених координат використовується ітераційний алгоритм.

При цьому відзначається, що траєкторія переміщення різальної кромки інструмента рухомого тригранника (τ,v,β) по оброблюваній поверхні задається, як правило, технологом керуючись технологічними вимогами, особливістю інструмента та поверхні обробки.

До недоліків такого підходу можна віднести застосування ітераційних методів для знаходження узагальнених координат. Оскільки траєкторія обробки задається технологом, то при зміні розміру або типу інструмента потрібне повторне завдання траєкторії. Описані недоліки значно ускладнює оптимізацію траєкторії руху.

Оптимізація траєкторії при керуванні верстатом на основі МПК із метою покращення його робочих характеристик є не менш важливою частиною параметричного синтезу. На жаль, у цей час ця область досліджена ще порівняно мало. Проте, є оригінальні методи покращення робочих характеристик 6-координатного металорізального верстата на основі МПК шляхом раціонального вибору значення надлишкової керованої координати при 5-координатній обробці.

Для проведення оптимізації в роботі були використані наступні критерії оцінки робочих характеристик:

- об’єм робочої області повинен бути максимальним;
- наявність особливих положень у процесі руху по заданій траєкторії неприпустимо;
- зусилля в штангах, що виникають під дією прикладеної до рухомої платформи зовнішньої сили, повинні бути мінімальними.

Суть запропонованого методу полягає в періодичній зміні кутової координати θ, що визначає поворот рухомої платформи навколо осі 0Z (рис. 2.7). При цьому значення кута θ вибирається таким чином, щоб усі робочі характеристики щонайкраще відповідали критеріям оцінки.

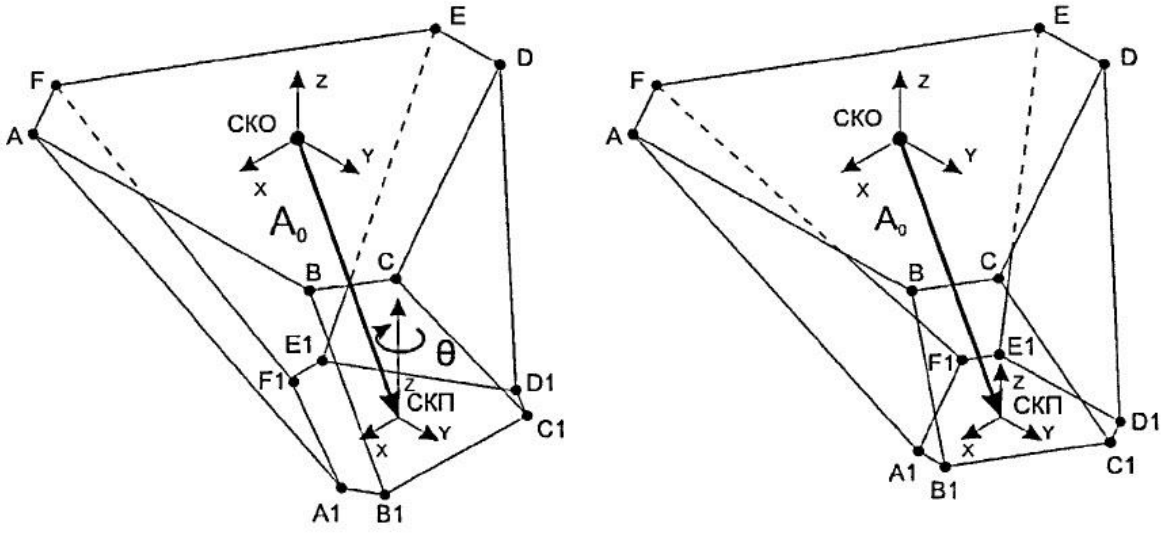


Рис. 2.7. Зміна кутової координати θ, що визначає поворот рухомої платформи навколо її осі OZ при незмінності інших п'яти керованих координат.

Для вирішення багатокритеріального завдання був застосований математичний апарат, який базується на використанні інтервального аналізу. Запропонована методика дозволяє в деяких випадках підвищити жорсткість верстата від 5 до 25% при русі по заданій траєкторії, а також збільшити робочу область.

До недоліків запропонованого методу варто віднести відсутність обліку

процесу формоутворення та малу кількість використовуваних критеріїв при проведенні оптимізації. Розглянутий тільки один параметр (кутова координата θ) визначальне положення рухомої платформи і який здійснює вплив на робочі характеристики верстатів на основі МПК. Сила прикладається безпосередньо до рухомої платформи та її величина і напрям вибирається довільно.

РОЗДІЛ 3
МОДЕРНІЗАЦІЯ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА 16К20Ф3

3.1. Опис конструкції й технологічних особливостей верстата

Верстат моделі 16К20Ф3 призначений для токарної обробки в напівавтоматичному режимі зовнішніх і внутрішніх поверхонь деталей типу тіл обертання із східчастим і криволінійним профілем різної складності.

Область застосування верстата: дрібносерійне та серійне виробництво.

Особливості конструкції:

- високоміцна станина, виконана литтям із чавуну марки СЧ20 з термообробленими шліфованими напрямними забезпечують тривалий термін служби та підвищену точність обробки
- привід головного руху, що включає головний двигун 11 кВт і шпиндельну бабку, забезпечує найбільший обертовий момент до 800 Нм
- високоточний шпиндель із отвором 55 мм, що дозволяє обробляти деталі із пруткового матеріалу
- зона обробки може бути оснащена як лінійним налагодженням, так і револьверною головкою
- надійний захист шарико-гвинтових пар забезпечує довговічність роботи механізмів переміщення по координатах X й Z

Загальний вид токарного верстата з ЧПК 16К20Ф3 показаний на рис. 3.1, а технічні характеристики верстата наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Технічні характеристики верстата 16К20Ф3

Найбільший діаметр виробу, встановленого над станиною, мм	500
Найбільший діаметр оброблюваного виробу, мм – над станиною – над супортом	 320 200
Найбільша довжина встановленого виробу в центрах, мм	1000
Найбільша довжина оброблюваного виробу при 8-ми позиційній головці, мм	750
Діаметр циліндричного отвору в шпинделі, мм	55
Найбільший хід супорта, мм – Поперечний – Поздовжній	 210 905
Максимальна швидкість швидких переміщень, мм/хв – Поздовжніх – Поперечних	 15000±6% 7500±6%
Границі частот обертання шпинделя, об/хв	20... 2500
Кількість одночасно керованих координат	2
Точність позиціювання, мм	0,01
Повторюваність, мм	0,03
Мінімальна швидкість робочої подачі, мм/хв – Поздовжньої – Поперечної	 10 5
Кількість позицій інструментальної головки	8
Потужність електродвигуна головного руху, кВт (номінальна)	11
Сумарна потужність всіх електродвигунів, кВт	21,4
Габаритні розміри верстата без шафи ЧПК, не більше, мм – Довжина – Довжина (із транспортером стружковидалення) – Ширина – Висота	 3700 5160 3000 2100
Маса верстата (без ЧПК й транспортера стружковидалення), кг	4000

Рис. 3.1. Верстат 16К20Ф3

3.2. Кінематична схема верстата

Кінематична схема верстата 16К20Ф3 представлена на рис. 3.2. Як привід головного руху використовується електродвигун М1: регульований постійного струму або частотно-регульований асинхронний. Від двигуна М1 за допомогою поліклинопасової передачі (зі шківами діаметрами 105 й 264 мм) обертання передається на вал I шпиндельної бабки, а потім через зубчасті колеса 1 й 2 - на вал II. Далі забезпечуються три діапазони частоти обертання шпинделя (22,4 - 315; 63 - 900; 160 - 220 об/хв). У межах кожного діапазону частоти обертання регулюється безступінчасто шляхом зміни частоти обертання електродвигуна М1.

Для одержання першого діапазону частот обертання рух від вала II (через зубчасті колеса 4 й 3) передається на вал III, потім (через зубчасті колеса 7 й 8) - на вал IV і далі (через зубчасті колеса 7 й 8) - на вал V (шпиндель). Для

одержання другого діапазону колесо 11 уводиться в зачеплення з колесом 6, а колесо 3 виводиться із зачеплення з колесом 4. Для одержання третього діапазону колесо 10 уводиться в зачеплення з колесом 5, а колесо 3 виводиться із зачеплення з колесом 4.

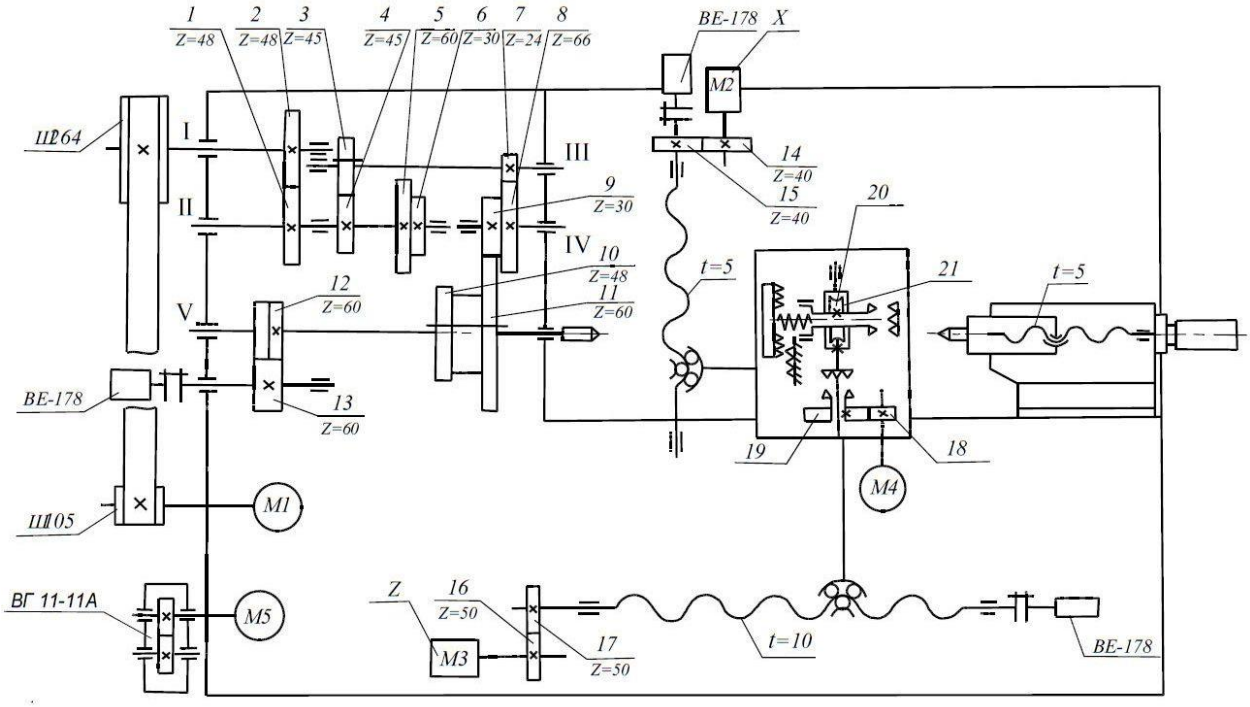


Рис. 3.2. Кінематична схема верстата

Зубчасті колеса 12 й 13 служать для обертання давача ВЕ-178 різенарізання. Зубчасте колесо 12 розрізне й служить для вибірки зазору в зачепленні з метою запобігання неузгодженості положення шпинделя й давача.

Як привід подач супорта по осі X (поперечне переміщення) застосовують електродвигун М2 (регульований високомоментний постійного струму). Від двигуна М2 обертання (через зубчасті колеса 14 й 15) передається на гвинт (крок t=5 мм); зворотний зв'язок по шляху здійснюється фотоімпульсним давачем ВЕ-178. Ланцюг приводу подач супорта по осі Z (поздовжнє переміщення): двигун М3 - зубчасті колеса 16,17 - гвинт (крок t=10) – давач ВЕ-178.

Ланцюг повороту шестипозиційної револьверної головки: асинхронний електродвигун М4 - зубчасті колеса 18 й 19 - черв'як 20 - черв'ячна шестерня

21. Асинхронний двигун М5 приводить в обертання шестеренний насос ВГ11-11А, що здійснює централізоване мащення верстата.

3.3. Особливості конструкції верстата

До складу токарного верстата 16К20Ф3 (рис. 3.3) входять: основа 1; станина 2; каретка 3; ліва опора 4 гвинти поздовжнього переміщення; шпиндельна бабка 5; привід поздовжнього переміщення 6; нерухоме огородження 7; давач різенарізання 8; електромеханічний привід патрона 9; шафа керування 10; патрон 11; рухоме огородження 12; поворотна револьверна головка 13; гвинтова кулькова пара 14 поперечного переміщення; дисплей 15; шафа керування 16; гвинтова кулькова пара 17 поздовжнього переміщення; задня бабка 18; права опора 19 поздовжнього гвинта; електроустаткування 20; електромеханічний привід 21 пінолі задньої бабки; розведення комутацій по каретці 22; пульт керування 23.

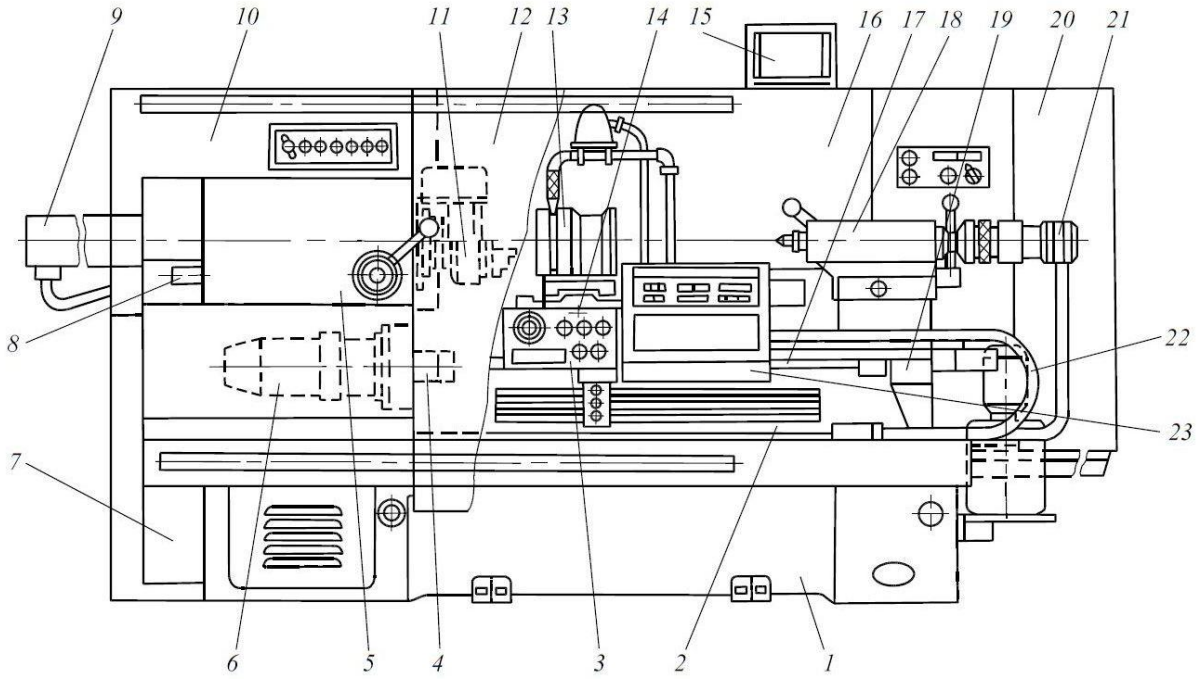


Рис. 3.3. Загальний вид верстата 16К20Ф3

1. Привід головного руху

На верстаті встановлена шпиндельна бабка (рис. 3.4.) яка має три діапазони швидкостей обертання із співвідношенням 1,25/1; 1/2; 1/5,5, що

перемикаються вручну.

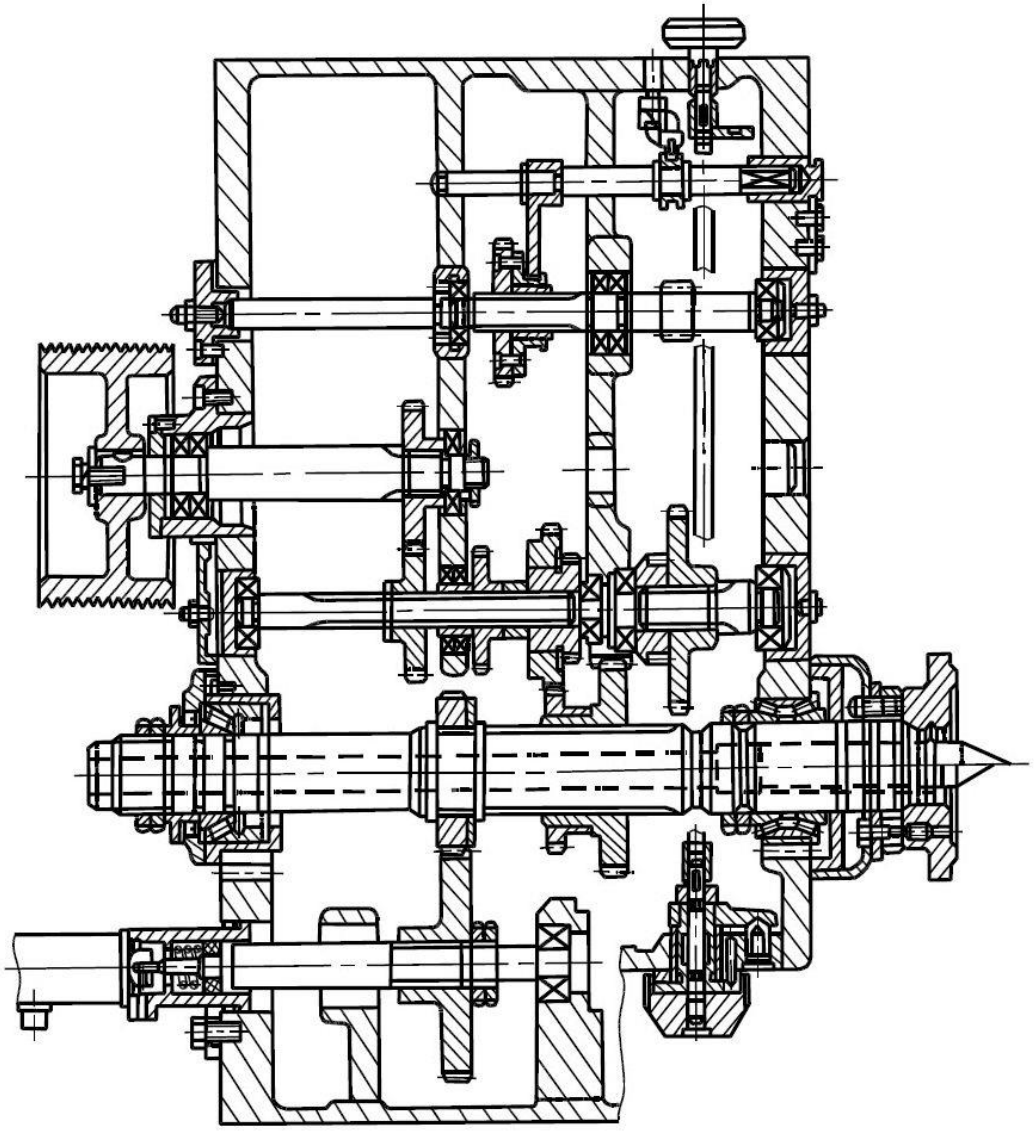


Рис. 3.4. Шпиндельна бабка

Конструкція шпиндельного вузла (мал. 3.5) значною мірою визначає експлуатаційні показники верстата, тобто режими різання, необхідні для забезпечення точності та продуктивність обробки. Тому корпус 1 бабки виконаний у вигляді жорсткої чавунної відливки й надійно закріплений на станині. Зубчасті колеса загартовані та прошліфовані по профілю зубів. Найбільш важливою деталлю шпиндельної бабки є шпиндель 5, який безпосередньо сприймає зусилля різання. Передній кінець шпинделя має фланець, до якого кріпиться кулачковий патрон. Передньою опорою є дворядний конічний роликовий підшипник 4. а задньої - однорядний конічний

роликовий підшипник 3. Застосування в опорах пружин 2, призначених для постійної вибірки зазорів у підшипниках, сприяє підвищенню точності та жорсткості шпиндельного вузла.

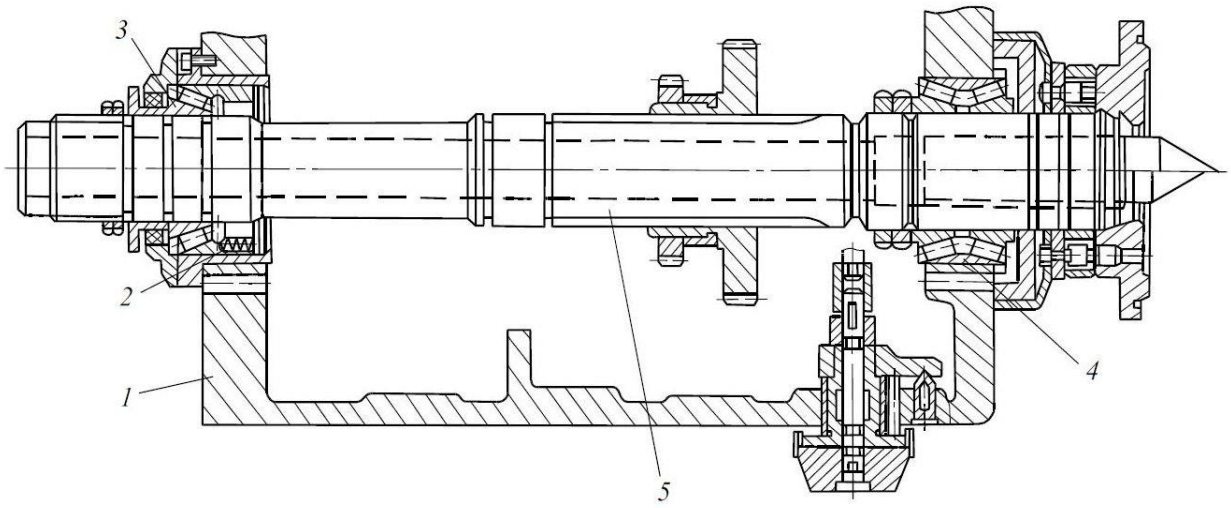


Рис. 3.5. Шпиндельна бабка (розгортка)

Підшипники відрегульовані заводом-виробником верстата, що забезпечує їхню експлуатацію без втручання обслуговуючого персоналу.

2. Приводи поздовжньої та поперечної подачі

Привід поздовжнього переміщення супорта (рис. 3.6) містить у собі кулькову гвинтову передачу (діаметр 63мм, крок 10мм), опори 4 гвинти, редуктор 3 (передатне відношення 1/1), електродвигун 1 постійного струму й давач 6 зворотного зв'язку, пов'язаний із гвинтом за допомогою муфти 5.

У верстатах, оснащених частотно-регульованим асинхронним двигуном, встановлюють редуктор з передавальним відношенням 1/2, а давач зворотного зв'язку вбудовують в електродвигун. Зазор у зубчастому зачепленні редуктора вибирають переміщенням перехідної плити 2 (із встановленим на ній електродвигуном) щодо корпуса редуктора. Привід поперечного переміщення супорта (рис. 3.7) містить у собі кулькову гвинтову передачу (діаметр 40мм, крок 5мм), опори 1 гвинта, редуктор 2 (передавальне відношення 1/1), електродвигун 5 постійного струму й давач 4 зворотного зв'язку, з'єднаний із гвинтом за допомогою пружної муфти 3. Зазор у зубчастому зачепленні вибирають вертикальним зсувом плити 6.

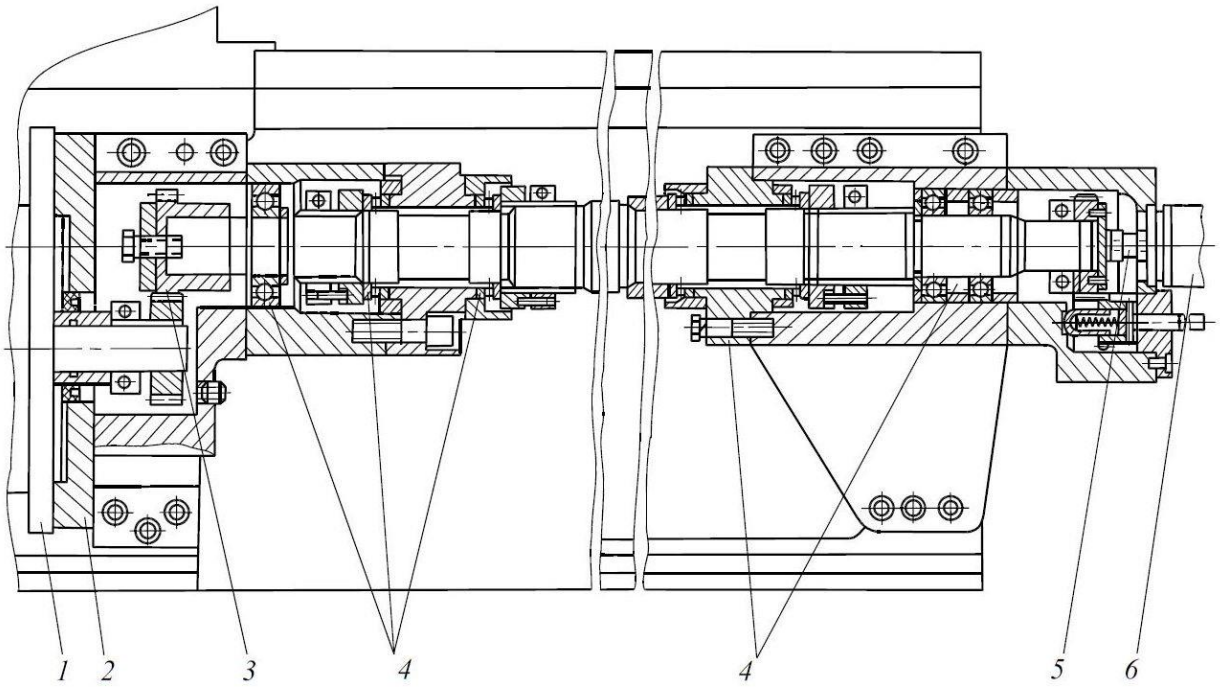


Рис. 3.6. Привід поздовжнього переміщення супорта

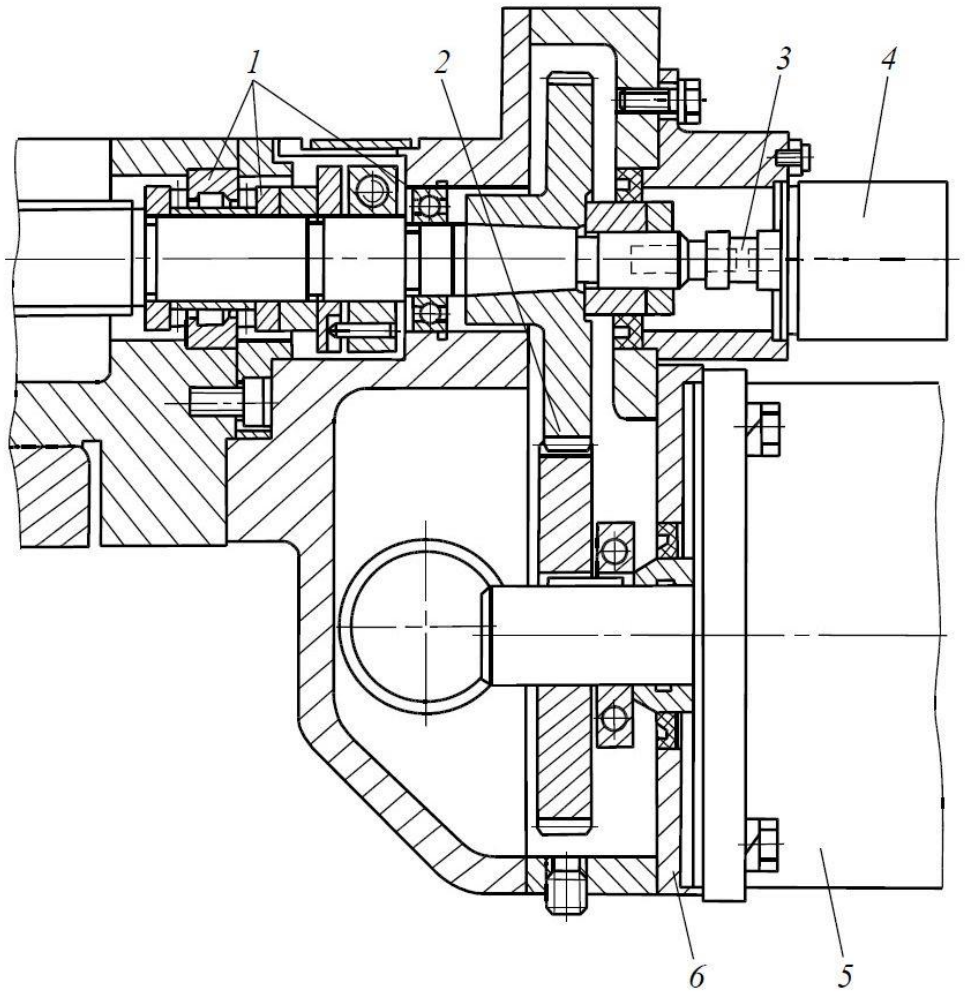


Рис. 3.7. Привід поперечного переміщення супорта

3. Револьверна головка

Шестипозиційну револьверну головку (рис. 3.8) з горизонтальною віссю обертання встановлюють на поперечній ковзаючій основі. В інструментальній головці кріплять шість різців-вставок або три інструментальних блоки.

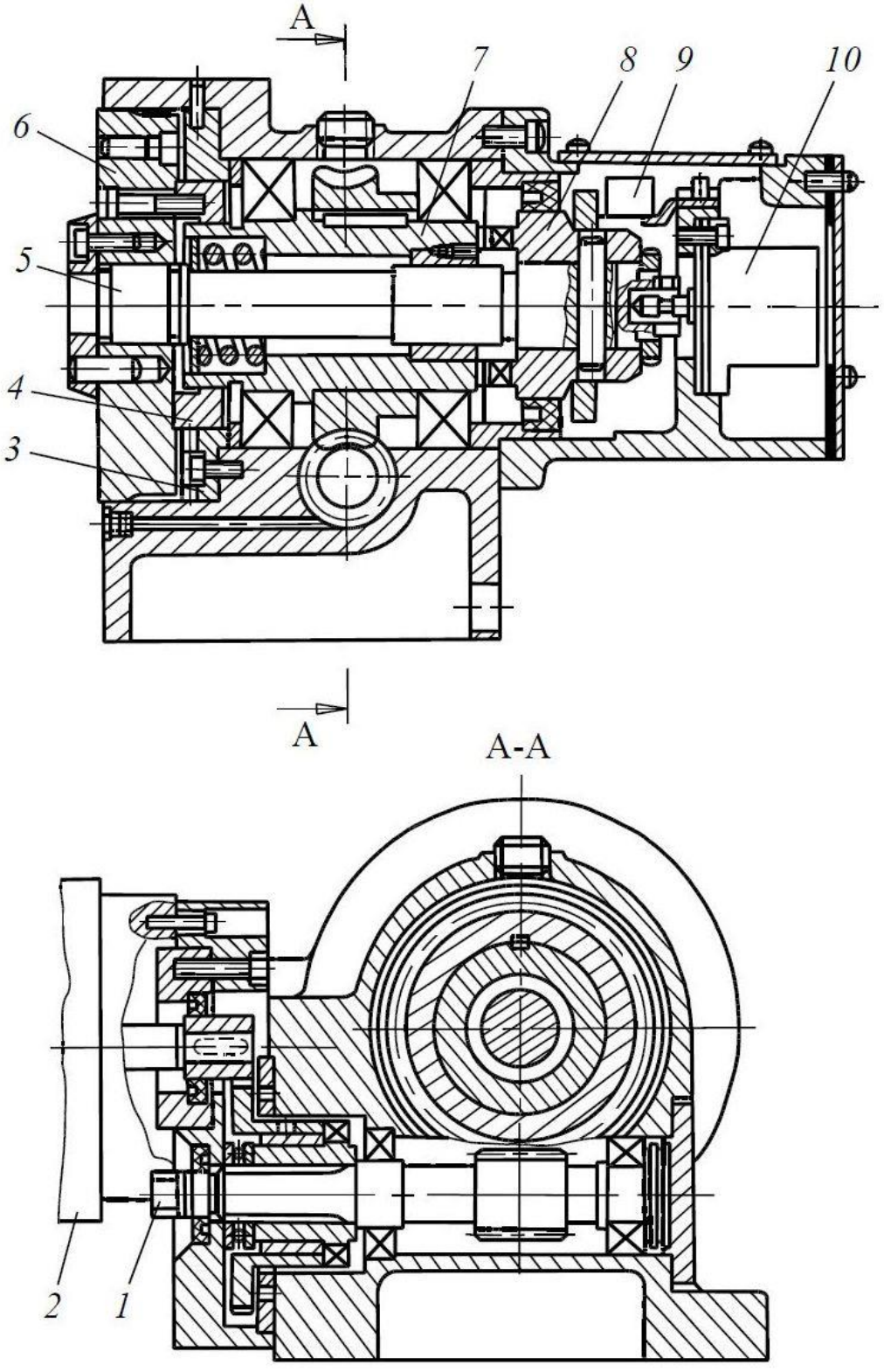


Рис. 3.8. Револьверна головка

Інструментальну головку монтують на вихідному валу 5 і жорстко зв'язують із рухливим елементом 6 плоскозубчатої муфти. Для ручного повороту затискача револьверної головки (при налагодженні верстата) на валу 1 передбачена шестигранна головка під ключ. Різальний інструмент варто розташовувати на інструментальній головці по можливості рівномірно, щоб уникнути дисбалансу при обертанні головки.

4. Задня бабка

Задню бабку (рис. 3.9) кріплять на станині за допомогою ручки 3, ексцентрикового вала 5, планки 8 і системи важелів. Силу притиску задньої бабки до станини регулюють гвинтами 7 й 2 (при відпущених контргайках 6 й 1), змінюючи положення притискної планки 8. Піноль переміщають вручну (за допомогою маховика) або використовуючи електромеханічний привід 4.

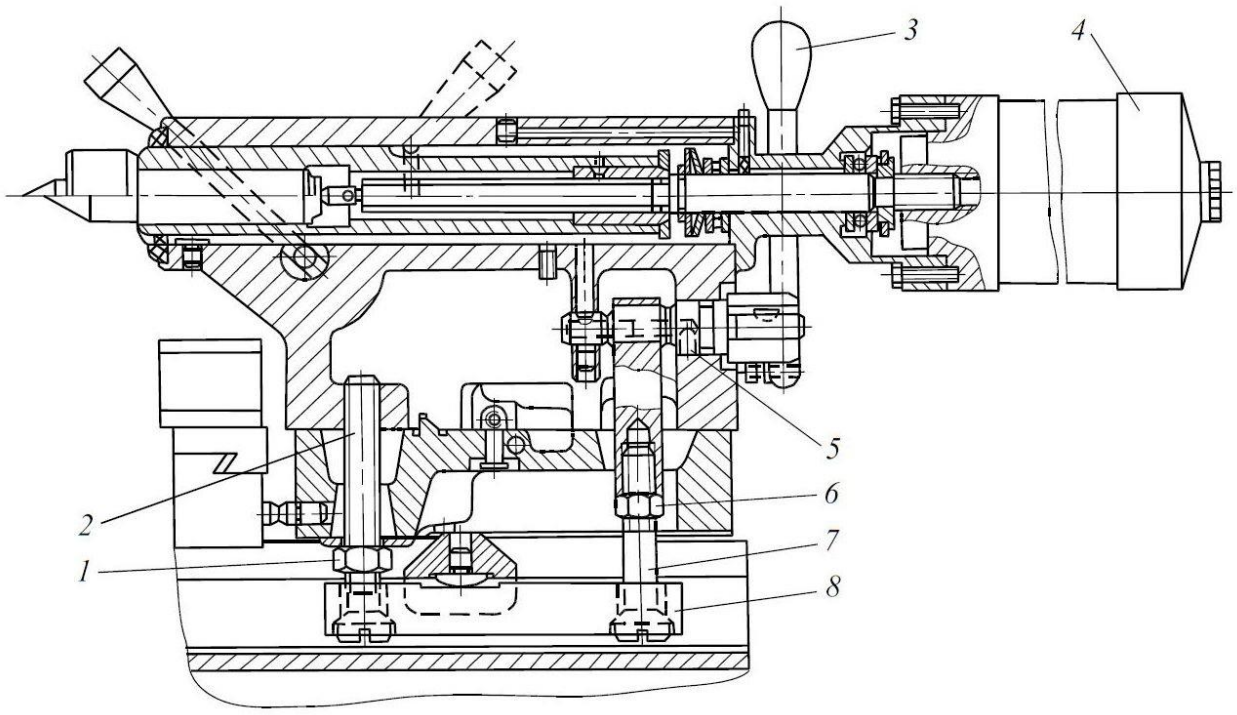


Рис. 3.9. Задня бабка

На рис. 3.10 графічно представлені технологічні можливості верстата 16К30Ф3 виходячи із взаємного положення робочих органів у кінцевих робочих положеннях. Шпиндель має фланцевий кінець із умовним розміром 6 за ДСТУ і отвір з конусом Морзе 6. Найбільший діаметр прутка, що проходить

через шпиндель – 50 мм. Максимальна висота державки різця – 25 мм.

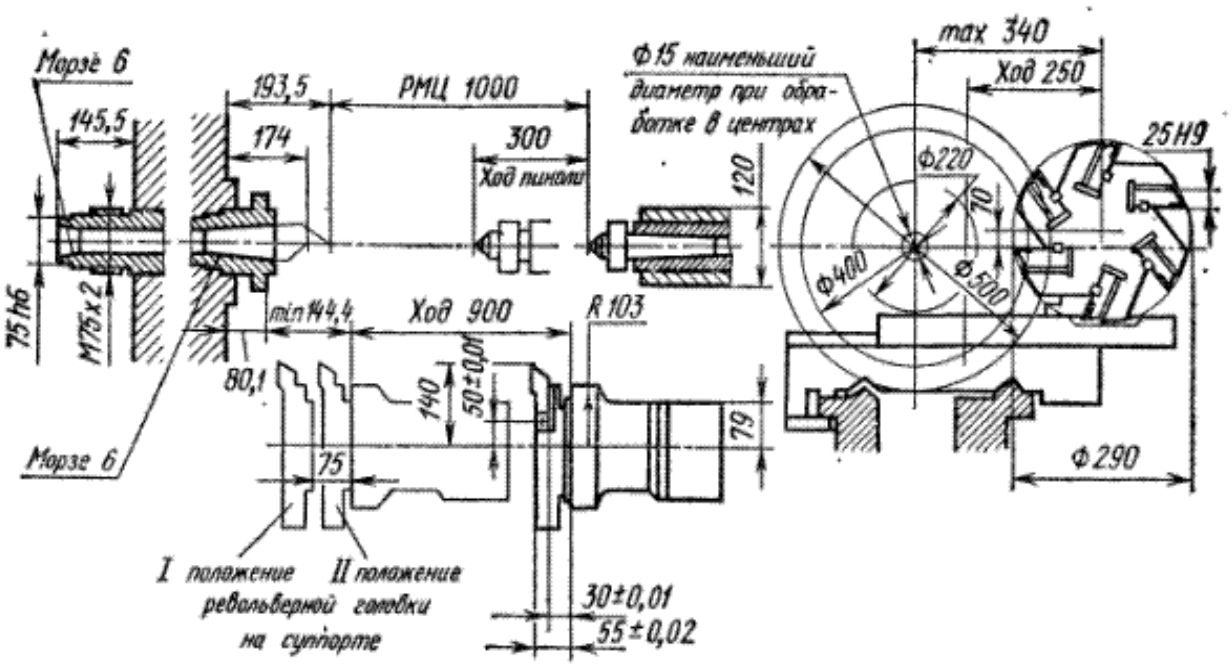


Рис. 3.10. Технологічні можливості й налагоджувальні розміри верстата 16К20Ф3.

3.4. Обґрунтування доцільності модернізації верстата 16К20Ф3

Модель токарного верстата 16К20Ф3 була виконана в програмному пакеті SolidWorks (рис. 3.11). Конструкція окремих вузлів не є предметом дослідження в даній роботі, тому при тривимірному моделюванні було використано схематичне зображення вузлів.

Для кріплення нерухомих штанг, якими був замінений супорт, було запропоновано використати спеціально виготовлені каретки, що рухаються по оригінальних напрямних токарного верстата. Це дає наступні переваги:

- підвищується жорсткість конструкції, що досягається завдяки використанню оригінальних литих чавунних напрямних;
- підвищується довговічність і ремонтопридатність конструкції;
- зберігається можливість подальшої модернізації верстата;
- знижується вартість модернізації.

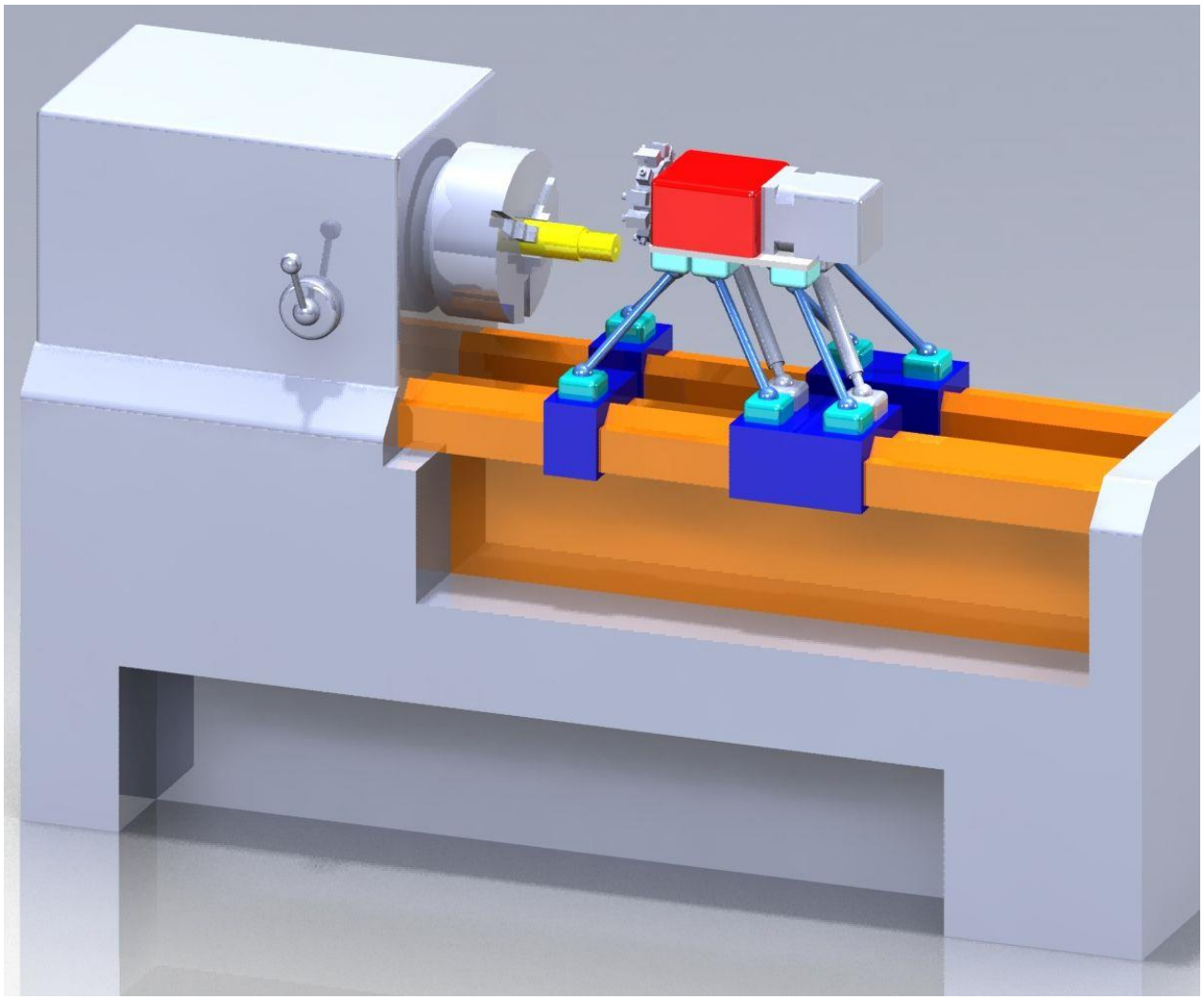


Рис. 3.11. Конструкція модернізованого токарного верстата 16К20Ф3.

При модернізації була розроблена нова кінематична структура верстата, що дозволяє значно розширити його технологічні можливості. Верстат має 4 ступеня вільності (переміщення по трьох осях та обертання навколо осі) завдяки шести штангам постійної довжини, що переміщаються на чотирьох каретках і двом штангам змінної довжини.

3.5. Вибір сервоприводу для штанг змінної довжини

Сервопривід - це система привода, що у широкому діапазоні регулювання швидкості забезпечує динамічні, високоточні процеси переміщення й реалізує їхню гарну повторюваність. Сервоприводи є найбільш високотехнологічною

областю електроприводу. У машинобудуванні сервоприводи традиційно виконували переважно допоміжну роль (приводи подач у верстатах, приводи роботів і т.п.). Пневматичні, гідравлічні приводи або асинхронні двигуни з фіксованою швидкістю використовувались тільки при високих моментах як головний привід.

В останні десятиліття ситуація змінилася - гідравлічні й пневматичні приводи в наш час мають тільки окремі ніші на ринку. Тепер, коли автоматизація в повній мірі охопила всі області машинобудування, домінують електроприводи, і механіка машин сильно спростилася з використанням сучасних індивідуальних приводів замість центрального привода.

Прогрес в електроніці та поява нових електротехнічних матеріалів змінили ситуацію в області сервоприводу. Останні досягнення дозволяють компенсувати складність керування приводом змінного струму шляхом використання сучасних мікроконтролерів і швидкодіючих високовольтних силових транзисторів. Потужні постійні магніти, виготовлені зі сплавів неодиму-залізо-бора та самарію-кобальту завдяки їхній високій енергоємності, істотно покращили характеристики синхронного двигуна з магнітами на роторі при одночасному зниженні масогабаритних показників. У підсумку покращилися динамічні характеристики приводу при зниженні його габаритів. Тенденція переходу до синхронних двигунів змінного струму особливо очевидна в сервосистемах, які традиційно виконувалися з використанням електроприводів постійного струму.

У наш час сервоприводи застосовуються у високопродуктивному устаткуванні в таких галузях як виробництво напоїв, пакування, будматеріалів; у підйомно-транспортній техніці; поліграфії. Спостерігається тенденція до збільшення частки сервоприводів у деревообробці та харчовій промисловості.

Вирішальним фактором застосування сервоприводів є не тільки їхня висока динаміка, але й можливість одержання високостабільного або точного керування, широкий діапазон регулювання швидкості, малі габарити та вага.

Завдяки сучасним цифровим технологіям, сервоприводи сьогодні

використовувати набагато легше.

В якості штанг змінної довжини можливе використання наступних конструктивних варіантів: пневмоциліндр, гідроциліндр, електроциліндр або лінійний двигун. Приведемо порівняльну таблицю цих типів приводів:

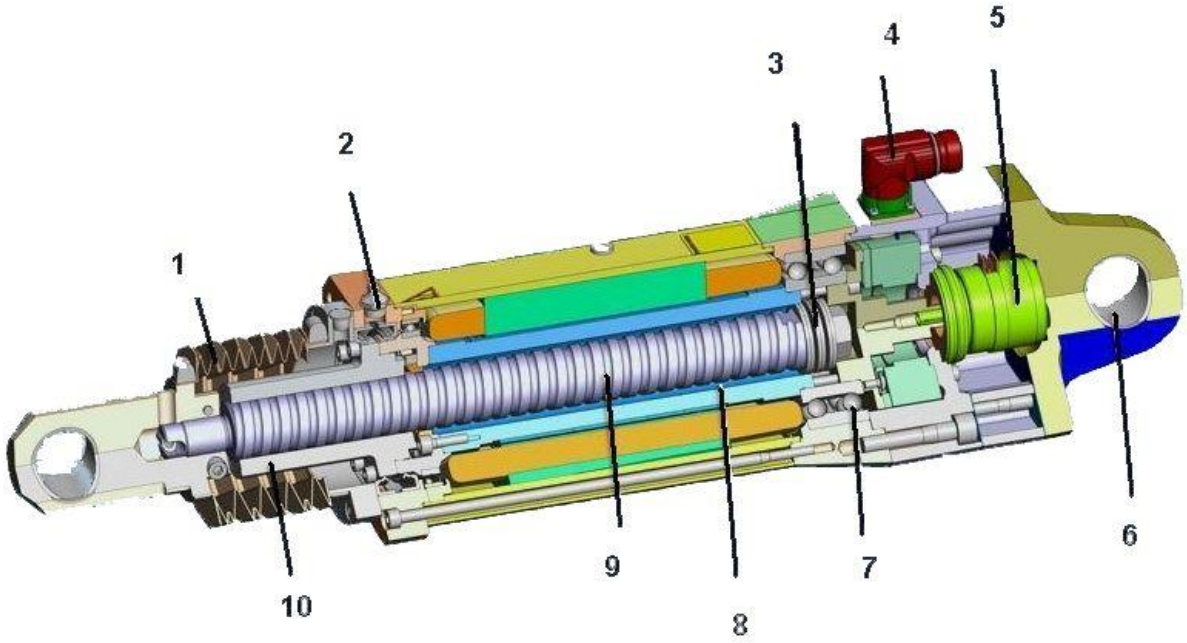
Таблиця 3.2.

Порівняльна характеристика різних типів сервоприводів

	Пневмо-циліндр	Гідро-циліндр	Електро-циліндр	Лінійний двигун
Швидкість, м/с	1	0,5	1	6
Точність позиціювання, мм	0,1	0,1	0,01	0,001
Реакція на керуючий вплив	Погана	Гарна	Дуже гарна	Дуже гарна
Динамічні показники	Низькі	Гарні	Дуже гарні	Дуже гарні
ККД	<10%	<20%	80-90%	>90%
Витрати на введення в експлуатацію	Низькі	Низькі	Високі	Високі
Витрати на встановлення	Середні	Високі	Низькі	Низькі
Витрати на електричну енергію	Дуже високі	Високі	Низькі	Низькі
Витрати на обслуговування	Середні	Середні	Середні	Низькі
Вплив на навколишнє середовище	Немає	Витік робочої рідини	Немає	Немає
Рівень шуму	Високий	Середній	Низький	Низький

В якості штанг змінної довжини пропонується взяти сервопривід типу «електроциліндр» фірми «SEW-EURODRIVE», тому що він найкраще

задовольняє вимогам модернізованого верстата (рис. 3.12).



1 – гофрований захист

2 – отвір для мащення

3 – механічний обмежувач

4 – роз’єм для підключення

5 – давач швидкості

6 – монтажний отвір

7 – підшипник

8 – ротор з валом

9 – шпиндель

10 – «гайка»

Рис. 3.12. Загальний вигляд електроциліндра «SEW-EURODRIVE»

Електроциліндри мають такі переваги в порівнянні із пневмо- і гідроциліндрами:

- гнучкість побудови виробничої системи (приводні сервоперетворювачі забезпечують синхронний режим, режим навчання, вбудовані технологічні функції);
- автоматизація процесів і розширена діагностика (приводні сервоперетворювачі та промислові шини);
- швидка реакція на керуючий вплив, тобто можливі короткі цикли;
- кероване прискорення, знижений шум і відсутність гідроударів;
- простіші встановлення та монтаж;
- компактність (механіка інтегрована в електропривід);
- низька трудомісткість обслуговування (немає витоків робочих рідин);
- зниження витрат енергії (краще ККД)

Фірма «SEW-EURODRIVE» випускає наступну номенклатуру електроциліндрів:

Таблиця 3.3.

Технічні дані електроцилиндрів «SEW-EURODRIVE»

Тип	Номінальна швидкість, об/хв	Максимальна лінійна швидкість, м/с	Крок шпиндель, мм/об	Хід штока, мм	Максималь-на сила тяги, Н
CMS50S KGT	3000, 4500, 6000	0,375	5	70, 150 ,300	5300
CMS63S KGT	3000, 4500	0,45	6	100, 200	10500
CMS63S PGT	3000, 4500	0,375	5	100, 200	10500
CMS71L KGT	2000, 3000, 4500	0,5	6, 10	200, 350	20000, 17000
CMS71L PGT	2000, 3000, 4500	0,25	5	200	20000

Визначальним параметром для вибору електроциліндра в нашому випадку є хід штока, що визначається конструктивними особливостями модернізованого верстата.

3.6. Вибір оптимального кута підведення різця при точінні

Виходячи з конструкції модернізованого приводу верстата, можна зробити висновок: зусилля різання найкраще сприймаються по осях X та Y, жорсткість приводу по цих осях максимальна. Вісь Z має досить невисоку жорсткість, тому було поставлене завдання мінімізувати вектор сили уздовж цієї осі.

Це стало можливим завдяки схемі розкладання сил на складові (рис. 3.14).

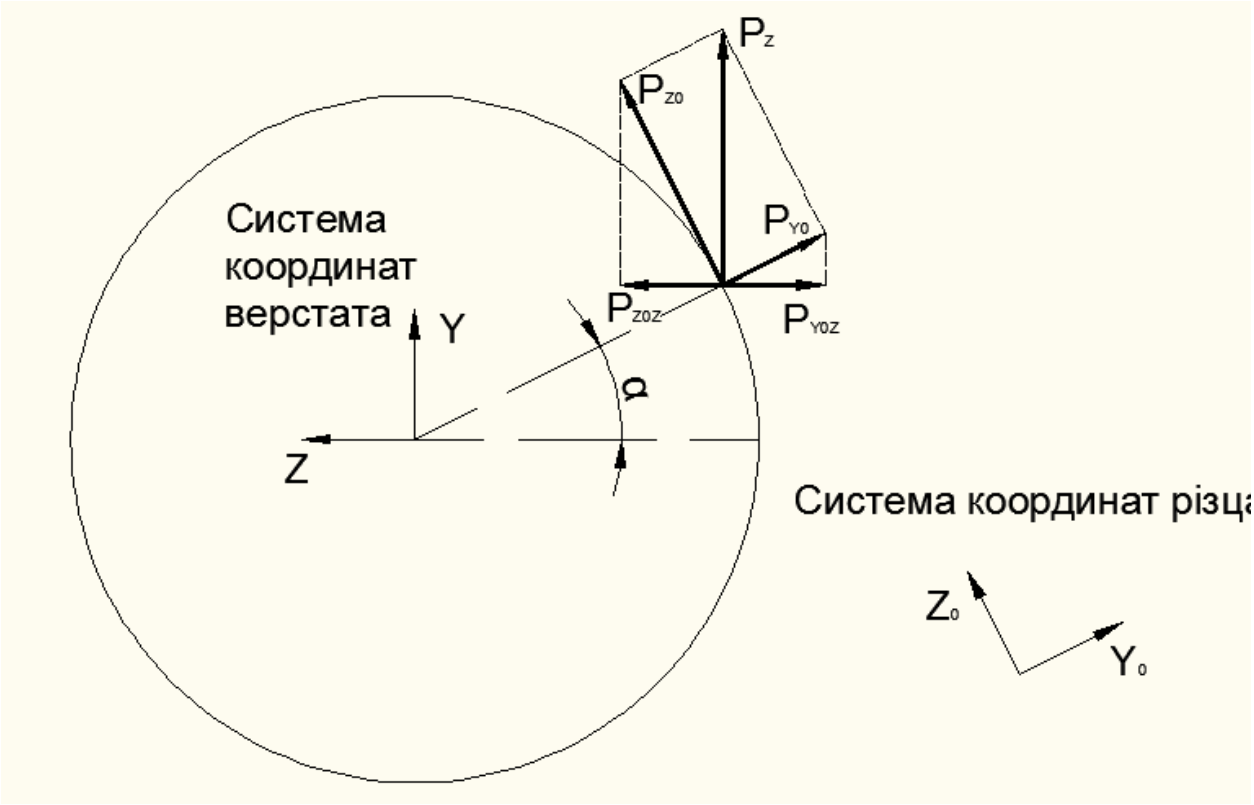


Рис. 3.14. Оптимальний розподіл зусиль різання в системі координат верстата

Визначення оптимального кута α не становить складнощів. Як відомо, сили різання в системі координат різця розподілені:

$$P_{Y0} \approx 0,5 P_{Z0} \tag{3.1}$$

При цьому умова мінімізації сил по осі Z системи координат верстата має вигляд:

$$P_{Y0Z} = P_{Z0Z} \tag{3.2}$$

Виходячи з рис. 3.14 одержуємо:

$$P_{Y0Z} = P_{Y0} \cdot \cos\alpha;$$
$$P_{Z0Z} = P_{Z0} \cdot \sin\alpha; \quad (3.3)$$

Отже одержуємо рівняння:

$$P_{Y0} \cdot \cos\alpha = P_{Z0} \cdot \sin\alpha; \quad (3.4)$$

Після нескладних перетворень: $ctg\alpha = 2;$ Звідки $\alpha = arcctg\,2 \approx 27°$.

Отже, оптимальний розрахунковий кут різання $\alpha=27^0$, більш точне значення кута в кожному конкретному випадку може бути визначене та скоректовано за допомогою емпіричних формул сил різання в процесі обробки точінням.

Відповідно до тієї ж схеми (рис. 3.14) сила різання P_Z буде визначатися:

$$P_Z = 0,5 \cdot P_{Z0} \sin\alpha + P_{Z0} \cos\alpha \quad (3.5)$$

3.7. Розрахунок сил різання й визначення граничних навантажень на штанги

Приймемо наступні вихідні дані для розрахунку:

- діаметр обробки - d = 120 мм;
- глибина різання - t = 3 мм;

За довідковим даними [16] вибирається подача - s = 0,84 мм/об.

Швидкість різання визначається по формулі:

$$V = \frac{C_V}{T^m t^X s^Y} K^V \quad (3.6)$$

де Cv = 340 - постійний коефіцієнт;

x = 0,15 - показник степеня при глибині різання;

y = 0,45 - показник степеня при подачі;

m = 0,2 - показник степеня при стійкості інструмента;

T = 60 хв. - період стійкості різця зі швидкорізальної сталі;

Kv - поправочний коефіцієнт, що враховує умови різання, визначається по формулі:

$$Kv = Km \times Knv \times Kiv \times Kmv \times Kiv \times Krv \quad (3.7)$$

де *Km* = 1 - коефіцієнт, що враховує вплив матеріалу деталі;

Knv = 0,85 - коефіцієнт, що враховує стан поверхні;

Kiv = 1 - коефіцієнт, що враховує матеріал інструмента;

Kmv = 1 - коефіцієнт, що враховує стійкість інструмента;

Kiv = 1 - коефіцієнт, що враховує кут у плані різця;

Krv = 1 - коефіцієнт, що враховує радіус при вершині різця;

$$Kv = 1 \times 0{,}85 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 = 0{,}85 .$$

По формулі (3.6) обчислюється швидкість різання:

$$V = \frac{340}{60^{0.2} 3^{0.15} 0.84^{0.45}} 0.85 = 116.88 \text{ м/хв}$$

Число обертів розраховується по формулі:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} \qquad (3.8)$$

де *D* = 120 - діаметр оброблюваної поверхні, мм;

$$n = \frac{1000 \cdot 116.88}{3.14 \cdot 120} = 310.05 \text{ об/хв..}$$

Приймається число обертів шпинделя *n* = 320 об/хв.

Фактична швидкість різання визначається по формулі:

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \qquad (3.9)$$

$$V_\phi = \frac{3.14 \cdot 120 \cdot 320}{1000} = 120.63 \text{ м/хв}$$

Сила різання Pz розраховується по формулі:

$$P_Z = 10 C_P t^X S^Y V^n K_P \qquad (3.10)$$

де *Cp* = 200 - постійний коефіцієнт;

x = 1 - показник степеня при глибині різання;

y = 0,75 - показник степеня при подачі;

n = 0 - показник степеня при швидкості різання;

Kp - поправочний коефіцієнт, що враховує умови різання,

визначається по формулі: *Kp = Kmp×Kip×Kyp×Klp×Krp,*

де *Kmp* = 1 - коефіцієнт, що враховує вплив матеріалу деталі на силові

залежності, /1/;

Kip, Kyp, Klp, Krp - коефіцієнти, що враховують вплив параметрів різальної частини інструмента на силу різання, *Kip* = 0,98; *Kyp* = 1,15; *Klp* = 1; *Krp* = 1;

$$Kp = 1 \times 0{,}98 \times 1{,}15 \times 1 \times 1 = 1{,}12; \quad (3.11)$$

По формулі (3.10) розраховуємо силу різання в системі координат різця:

$$P_z = 10 \cdot 200 \cdot 3^1 \cdot 0.84^{0.75} \cdot 120.63^0 \cdot 1.12 = 5933.14 \ H$$

Тоді в системі координат верстата по формулі (3.5) сила різання визначається:

$$P_Z = 0,5 \cdot 5933,14 \cdot \sin(27°) + 5933,14 \cdot \cos(27°)$$

$$P_Z = 6633,26H$$

Відповідно $P_X \approx 0,2P_Z = 1326,65H$

3.8. Вибір револьверної головки

Револьверна головка для заданої конструкції верстата повинна мати прямий привід на інструмент (для фрезерної та свердлильної обробки) і можливості закріплення різців (для токарної обробки).

Як приклад була обрана револьверна головка фірми Sauter (RED SERIES) Німеччина (рис. 3.15). В інших випадках можуть бути обрані револьверні головки інших виробників, якщо їхні характеристики та вартість будуть кращим чином задовольняти цілям модернізації.

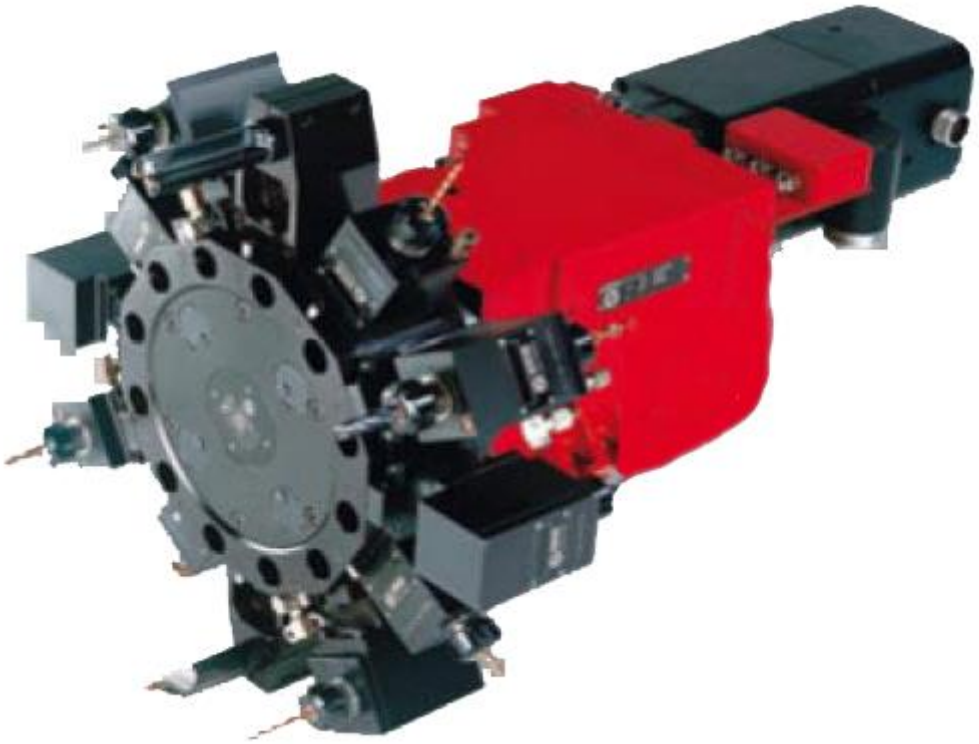


Рис. 3.15. Револьверна головка фірми Sauter (RED SERIES)

Основні переваги цієї серії револьверних головок фірми Sauter:

- Наявність серводвигунів;
- Запобіжна муфта для захисту від аварій при повороті;
- Плоске зачеплення впритул до інструментального диска;
- Відсутність втрат потужності при точінні на зворотному ході;
- Гідравліка для фіксації та висока навантажувальна здатність;
- Винятково швидке переміщення;
- Стабільний корпус із кріпленням на великій площі для забезпечення високої жорсткості;
- Висока термічна стабільність;
- Центральне підключення мащення для досягнення максимального терміну експлуатації.

Конструкцію приводу інструментальної дискової револьверної головки зображено на рис. 3.16.

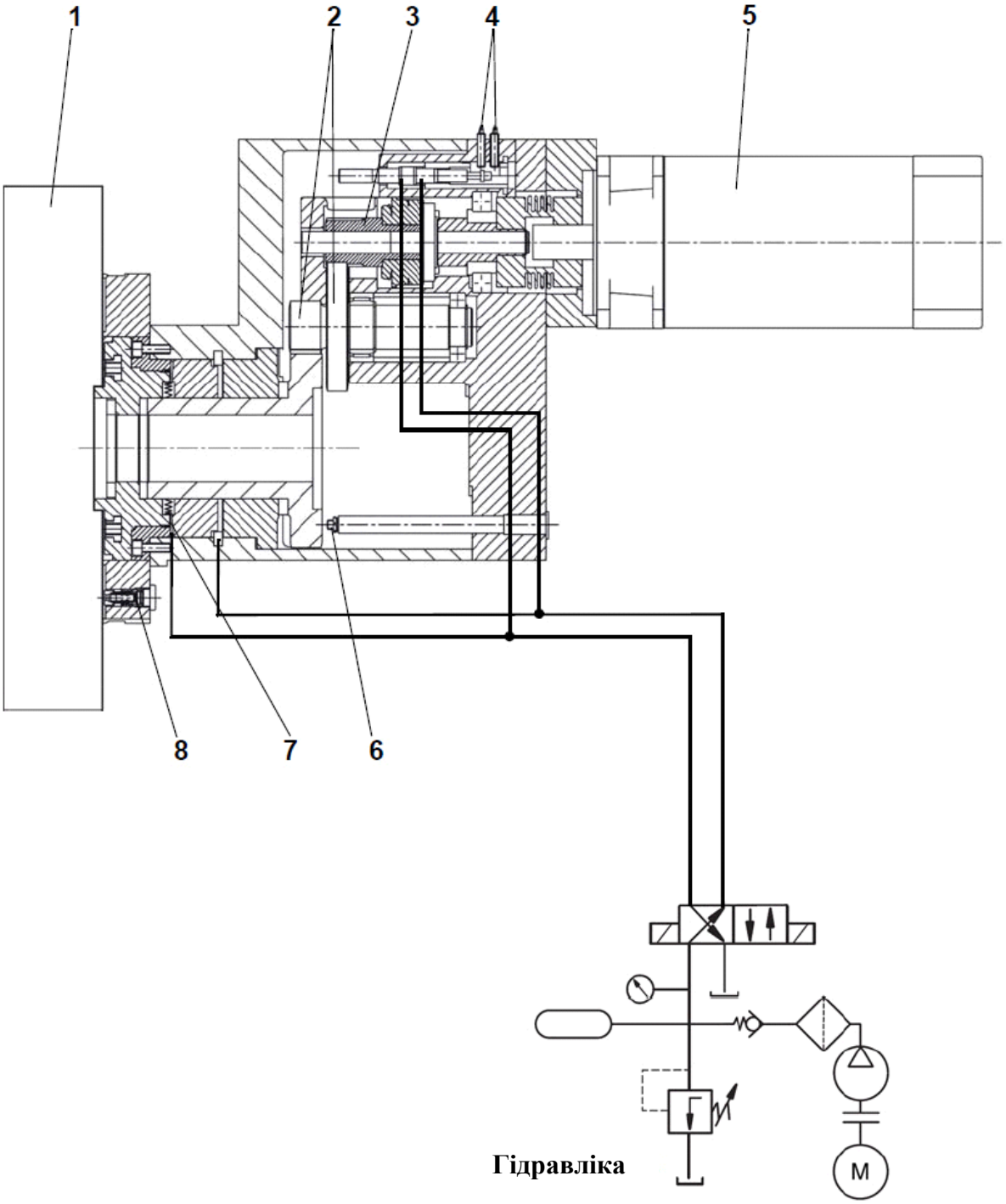


Рис. 3.16. Конструкція приводу інструментальної дискової револьверної головки

1 Інструментальний диск
2 Циліндрична зубчаста передача
3 Запобіжна муфта приводу револьверної головки
4 Електричний контроль фіксації
5 Привідний двигун
6 Референтний вимикач
7 Клапан для мастильно-охолоджувальної рідини
8 З’єднання

Для вибору оптимального типорозміру головки та радіуса від центра головки до вершини різального інструменту з урахуванням розрахункової сили різання приведемо деякі графічні залежності:

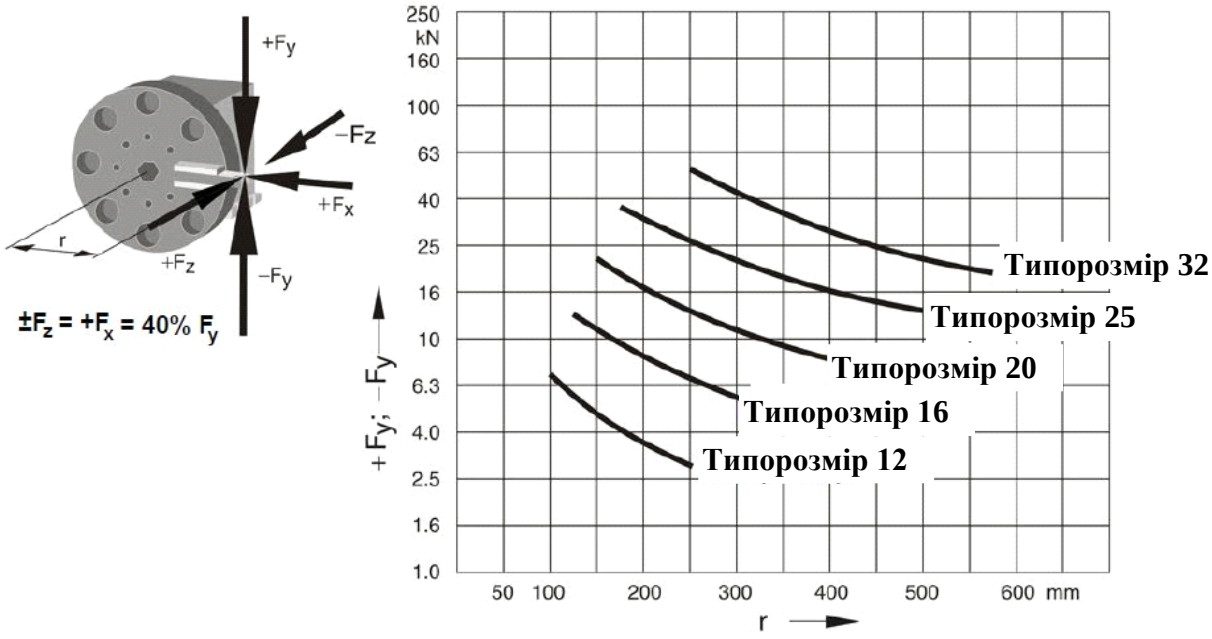


Рис. 3.17. Діаграма допустимих навантажень при токарній обробці

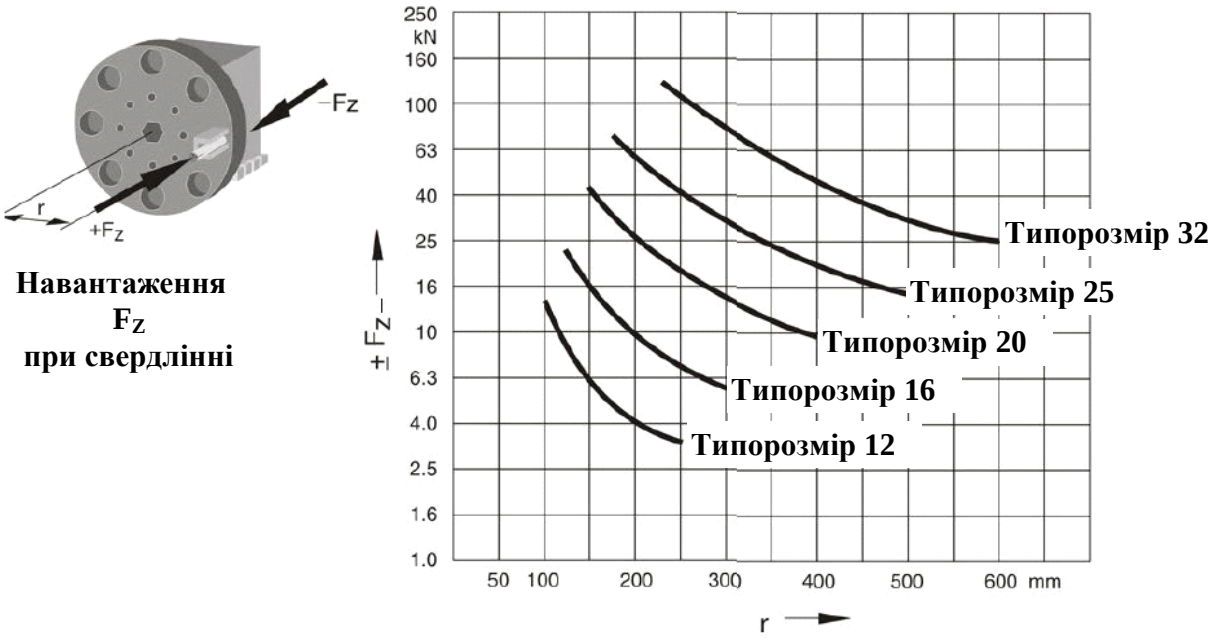


Рис. 3.18. Діаграма допустимих навантажень при свердлильній обробці

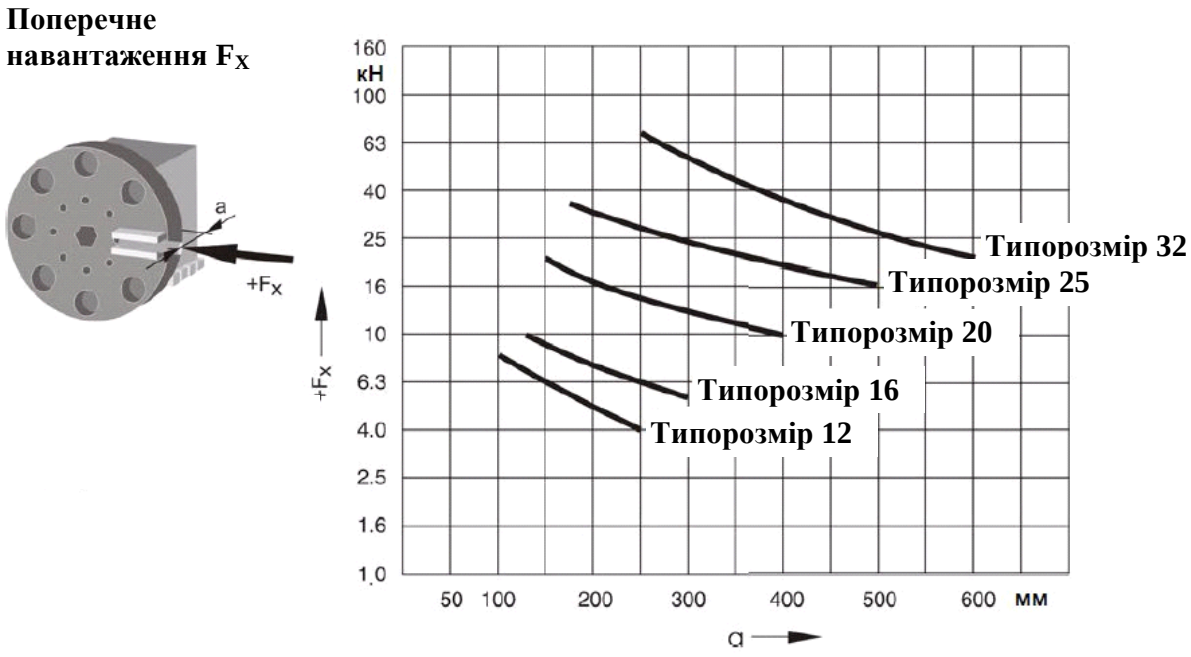


Рис. 3.19. Діаграма допустимих навантажень при фрезерній обробці

Як видно з вищенаведених діаграм, розрахункова сила різання P_Z=6633,26Н. входить у робочу область типорозміру 12, тому приймаємо його як найбільш економічний.

3.9. Оптимізація геометричних розмірів штанг постійної довжини

Основний параметр для оптимізації - довжина штанг механізму з паралельною кінематикою. Таке завдання оптимізації може бути вирішене геометричним способом (рис. 3.20).

Мінімальна довжина штанг визначається, виходячи :

$$L_{Ш} = \sqrt{X_K^2 + \left(Y_Д + \frac{D_{max}}{2} + Y_{X.X} - Y_I\right)^2 + \left(Z_Д + \frac{D_{max}}{2} + Z_{X.X} - Z_I\right)^2} \qquad (3.12)$$

де $Y_Д, Z_Д$ – відстані від центрів шарнірів основи до центра деталі по осях Y та Z;

$\frac{D_{\max}}{2}$ – половина максимального діаметра оброблюваної деталі;

$Y_{X.X.}, Z_{X.X.}$ – відстань, яка необхідна для вільного підведення й відводу

інструмента;

Y_I, Z_I – величина зсуву центра інструмента щодо центрів шарнірів платформи;

X_K – відстань між центрами шарнірів основи й платформи по осі X, залежить від максимального кута нахилу штанги щодо основи, що, у свою чергу, визначається максимальними осьовими навантаженнями на платформу при обробці матеріалів.

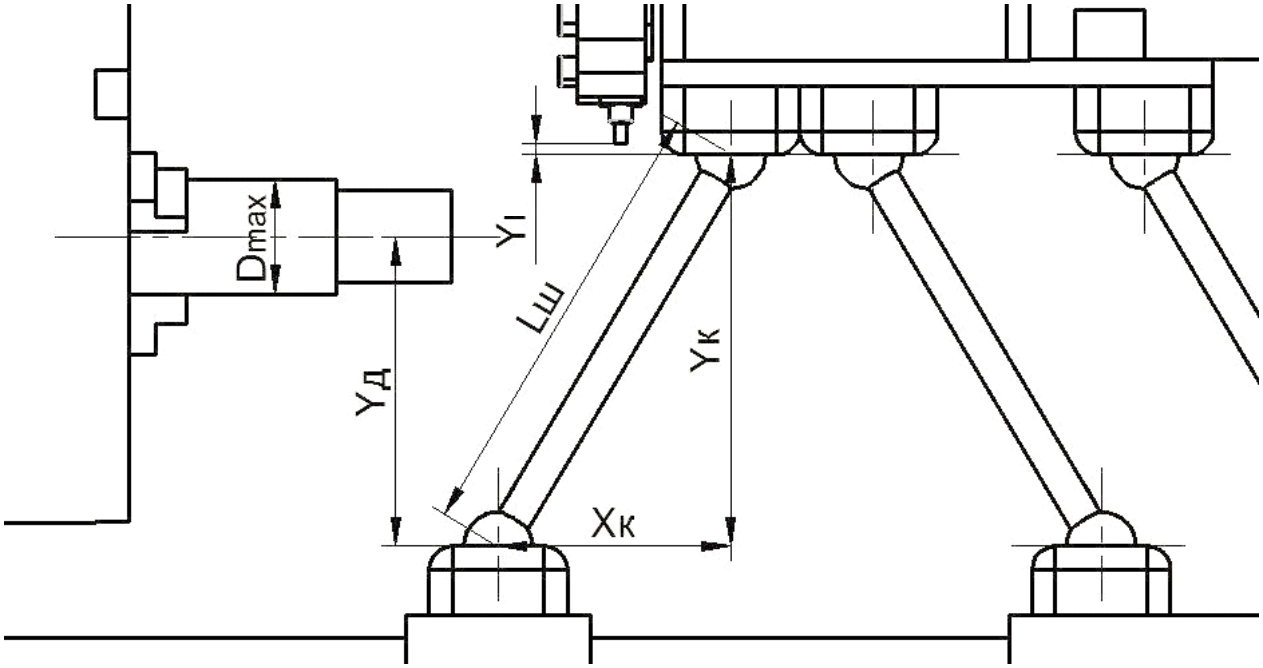


Рис. 3.20. Вирішення завдання оптимізації довжини штанг

Очевидно, що мінімальна довжина штанги є одночасно й оптимальною довжиною, тому що зі збільшенням довжини значно знижується жорсткість верстата, а підвищується металоємність, вартість тощо

3.10.Побудова робочої області переміщення револьверної головки

При побудові робочої області переміщення револьверної головки (рис. 3.21) використовується метод крайніх положень. При цьому заміряється відстань від точки в СКО по координатах X та Y при постійній координаті Z. Нижня зона робочої області обмежена площиною, яка паралельна X0Z.

Перетинання центром револьверної головки цього відрізка можливо, однак недоцільно - очевидно знижується жорсткість системи зі зменшенням кута нахилу штанг до станини. Побудована робоча область охоплює всі можливі операції, що необхідні для обробки заданої деталі.

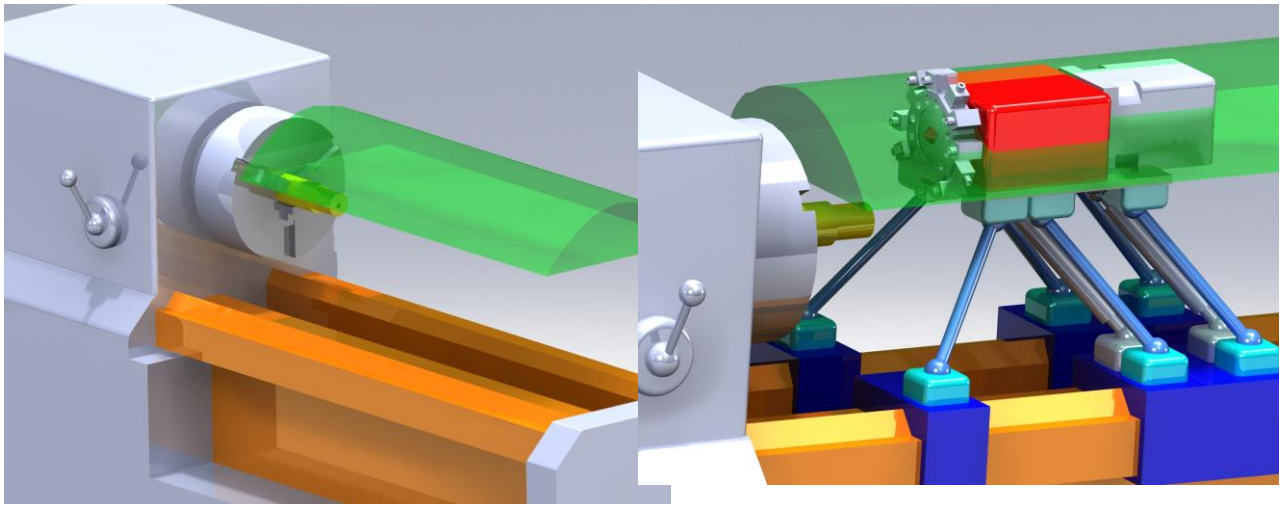


Рис. 3.21. Робоча область центра револьверної головки

Характеристики модернізованого токарного верстата мод. 16К20Ф3 наведені у таблиці. 3.4.

Таблиця 3.4.

Характеристики модернізованого токарного верстата 16К20Ф3

Найбільший діаметр виробу, встановленого над станиною, мм	500
Найбільший діаметр оброблюваного виробу, мм – Над станиною – Над супортом	 320 200
Найбільша довжина встановленого виробу в центрах, мм	1000
Найбільша довжина оброблювального виробу при 8-ми позиційній головці, мм	750
Діаметр циліндричного отвору в шпинделі, мм	55
Найбільший хід супорта, мм – Поперечний – Поздовжній	 400 905
Максимальна швидкість швидких переміщень, мм/хв – Поздовжніх	 15000±6%

– Поперечних	7500±6%
Границі частот обертання шпинделя, об/хв	20... 2500
Кількість одночасно керованих координат	4
Точність позиціювання, мм	0,01
Повторюваність, мм	0,03
Мінімальна швидкість робочої подачі, мм/хв – Поздовжньої – Поперечної	 10 5
Кількість позицій інструментальної головки	12
Потужність електродвигуна головного руху, кВт (номінальна)	11
Сумарна потужність всіх електродвигунів, кВт	20
Габаритні розміри верстата без окремо вартої шафи ЧПК, не більше, мм – Довжина – Довжина (із транспортером стружковидалення) – Ширина – Висота	 3700 5160 3000 2100
Маса верстата (без ЧПК і транспортера стружковидалення), кг	4000

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Характеристика дільниці з точки зору охорони праці та техніки безпеки

Виробниче приміщення, в якому проходить процес обробки різанням, повинно відповідати вимогам СНіП 11-2-80, СНіП 11-89-80 і санітарним вимогам проектування виробничих приміщень СН 245-71. Дільниця повинна бути обладнана засобами пожежегасіння згідно ДСТУ 12.4.009-83. При обробці заготовок, які виходять за межі обладнання, встановлюються переносні огорожі.

При механічній обробці металів в повітря можуть поступати різноманітні шкідливі речовини. Найбільш поширеними шкідливими факторами повітряного середовища на дільниці є пил і різноманітні аерозолі, що випаровуються від мастильно-охолоджуючих рідин.

Пил, потрапляючи в механізми що труться, прискорює їх спрацювання, а потрапляючи на обмотки електродвигунів, погіршує відвід теплоти, може спричинити коротке замикання. Дія пилу на людину залежить від його токсичності, дисперсності і концентрації в повітряному середовищі. Вміст шкідливих речовин у повітрі не повинен перевищувати граничнодопустимих концентрацій (ГДК), які оцінюються в міліграмах на метр кубічний і норм, які вказані в ДСТУ 12.1.005-76 і СН 245-71.

Параметри мікроклімату дільниці повинні відповідати вимогам ДСТУ 12.1.005-76. Під мікрокліматом приміщення розуміють клімат внутрішнього середовища даного приміщення, який визначається діючим на організм людини поєднанням температури, волоДСТУі і швидкості руху повітря, а також температури довколишніх поверхонь. Оптимальна вологість 30..60 % при температурі повітря 18..20 $^{\circ}C$.

Швидкість руху повітря один з факторів що характеризує мікроклімат приміщення. Швидкість руху повітря повинна бути в межах 0.1..0.5 *м/с* при загальній вентиляції і 0.7..2 *м/с* при місцевій вентиляції.

Для підтримки норм мікроклімату дільниці, видалення забрудненого повітря і подачі замість нього свіжого повітря застосовують вентиляцію приміщення. Небезпеку також являє контакт з рухомими елементами обладнання, ріжучим інструментом, рухомими частинами різного роду передач, рухомих машин. Безпека праці забезпечується застосуванням опорних, запобіжних пристроїв, блокуючих пристроїв, а також світлової сигналізації.

4.2 Розрахунок кондиціювання повітря

Проектування вентиляції починається з визначення повітрообміну для даного приміщення (робочого місця). При цьому враховується кліматична зона, наявність в повітряному середовищі шкідливостей: надлишкового тепла, вологи, газів, пилу.

Механічна вентиляція широко застосовується на машинобудівних підприємствах і особливо, коли потрібно вентилювати повітря на окремих робочих місцях, як в нашому випадку.

Отже, для виробничого цеху встановлюємо загальну припливну механічну вентиляцію (рис. 4.1), а для вентиляції повітря на робочому місці встановлюємо витяжку.

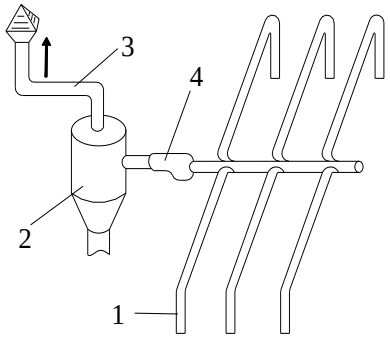


Рисунок 4.1. Принципова схема витяжної вентиляції.

1 – витяжні повітропроводи з робочого місця;

2 – очисний пристрій (фільтр);

3 – повітропровід для видалення очищеного повітря;

4 – вентилятор.

Для робочого місця з нормальним мікрокліматом і при присутності шкідливих речовин, повітрообмін визначається за формулою:

$$W = \eta_n \cdot W_e$$

де η_n – кількість працівників, чол;

W_e – нормативна величина втрат повітря на одного працюючого, м^3/год .

Якщо на одного працюючого припадає менше ніж 20 м^3 обєму приміщення, то W_0=30 м^3/год, а якщо на одного працюючого припадає 20 м^3 і більше, то W_0=20 м^3/год .

Оскільки загальний об'єм робочого місця становить: 84.43 м^3, а працівник один, тоді на даного працівника припадає 84.43 м^3 приміщення.

Отже, W_o=20 м^3/год. Тоді повітрообмін буде: $W = 1 \cdot 20 = 20$ м^3/год;

Визначаємо продуктивність вентилятора м^3/год за формулою:

$$W_B = K_З \cdot W$$

де $К_З$ – коефіцієнт запасу, $К_З$=1.3...2.0, приймаємо $К_З$=1,7;

$$W_B = 1.7 \cdot 20 = 34 \text{ м}^3/\text{год}$$

Розрахунок втрат тиску на прямих ділянках труб за формулою:

$$H_{вп} = \frac{\varphi_m \cdot l_m \cdot \rho_в \cdot V_{ср}^2}{2 \cdot d}$$

де φ_m - коефіцієнт, що враховує опір труб, приймаємо $\varphi_m = 0.02$ – для стальних труб;

$V_{ср}$ – середня швидкість повітря на ділянці повітряної сітки, приймаємо $V_{ср}$ = 10 м/с;

l_m – довжина ділянки труби, l_m =10 м;

$\rho_в$ – густина всмоктуючого повітря $\rho_в$ =1.2 кг/м^2.

Розрахунок втрат тиску для товстих труб:

$$H_{вп.тов.} = \frac{0.02 \cdot 10 \cdot 1.2 \cdot 10^2}{2 \cdot 0.3} = 40 \text{ Па}$$

Розрахунок втрат тиску для тонких труб:

$V_{ср} = 4$ м/с, $l_т = 7$ м, $\rho_в = 1.2$ кг/м^2, $d_т = 0.15$ м.

$$H_{вп.тон.} = \frac{0.02 \cdot 7 \cdot 1.2 \cdot 4^2}{2 \cdot 0.15} = 8.96 \text{ Па}$$

Сума втрат тиску на прямих ділянках труб:

$$H_{вп} = H_{вп.тов.} + H_{вп.тон.} = 40 + 8.96 = 48.96 \text{ Па}$$

Розрахуємо місцеві втрати тиску в проходах, на лініях розраховуємо за формулою (7.4):

$$H_т = 0.5 \cdot \varphi_м \cdot V_{ср}{}^2 \cdot \rho_в$$

Приймаємо: $\varphi_{т.кол.} = 1.1$, $\varphi_{розт.зв.} = 0.3$.

$$H_{т.кол.} = 0.5 \cdot 1.1 \cdot 10^2 \cdot 1.2 = 66 \text{ Па} \quad H_{т.розт.зв.} = 0.5 \cdot 0.3 \cdot 10^2 \cdot 1.2 = 18 \text{ Па}$$

Визначаємо сумарну втрату тиску на ділянці та в цілому по лінії за формулою:

$$H = H_{вп} + H_м \quad H = (40 + 8.96) + (66 + 18) = 132.96 \text{ Па}$$

Загальний ККД вентилятора визначається за формулою:

$$\eta = \eta_п \cdot \eta_в$$

де $\eta_п$ – к.к.д. приводу

$\eta_в$ – к.к.д. вентилятора, $\eta_в = 0.65$

Вибираємо клинопасову передачу для якої $\eta_п$ =0.95;

$$\eta = 0.95 \cdot 0.65 = 0.62$$

Визначаємо потужність вентилятора за формулою:

$$N = \frac{V \cdot H}{12}$$

Приймаємо V=0.54 м/хв.

$$N = \frac{0.54 \cdot 132.96}{12} = 1.05 \text{ кВт}$$

Вибираємо центробіжний вентилятор ЦУ – 57 №3 з параметрами: $\eta_в = 0.62$, А=3000.

Розрахунок потужності електродвигуна за формулою:

$$P_{дв} = \frac{H_B \cdot W_B}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_B \cdot \eta_П}$$ де $\eta_П$ – ККД приводу, $\eta_П = 0.9$.

$$P_{дв} = \frac{132.96 \cdot 34}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.62 \cdot 0.9} = 0.23 \text{ кВт}$$

Вибираємо двигун типу 4ААМ56В2УЗ з параметрами: N=0.25кВт, n=2760 об/хв.

4.3. Забруднення довкілля, що виникає внаслідок виробництва та експлуатації технічних засобів та заходи по зменшенню забруднений довкілля

В процесі роботи верстата очікується забруднення навколишнього середовища та атмосферного повітря промисловими відходами, пилом і твердими частинками.

До промислових відходів відносяться залишки сировини, матеріалів та напівфабрикат, що виникають у результаті виготовлення деталі і повністю або частково втратили свої властивості, наприклад, сталева стружка, браковані деталі, а також продукти механічної обробки заготовок, одержання яких не є метою виробничого процесу і які в подальшому можуть бути використані як готова продукція після відповідної переробки.

До промислових відходів також належать різного роду вироби, комплектуючі деталі й матеріали, які з тих чи інших причин не придатні для подальшого використання.

Механічний цех містить у своєму складі заготівельні та обробні виробництва, більшість з яких є в процесі виконання операцій технологічного процесу джерелом забруднення атмосферного повітря. Так, при заточуванні різального інструменту у повітря виділятиметься пил абразивний та абразивно-металевий.

Також при механічній обробці деталі використовуються змащувально-охолоджувальні рідини, які після втрати своїх властивостей, збираються у тару й вивозяться.

Усі види відходів можна поділити на ті, що переробляються або переробка яких планується, та ті, які на даному етапі розвитку економіки переробляти недоцільно.

Відходи, що утилізуються, переробляються на місці їх утворення або на інших підприємствах, що мають відповідну технологію. Відходи, які не піддаються утилізації, захоронюють, якщо вони не несуть небезпеку для навколишнього середовища.

Для зменшення забруднення довкілля, яке виникає в результаті виробництва та експлуатації технічних засобів, необхідний цілий комплекс заходів, направлених як на розв'язування конкретних задач – очищення шкідливих викидів і усунення причин забруднення. Наприклад, очищення повітря, води, ґрунту, так і на вирішення всієї проблеми в цілому.

Очищення забрудненого повітря від газів, які утворюються при технологічних процесах і викидаються в атмосферу, від отруйних речовин, які в них містяться, рідких і газоподібних домішок є основним способом охорони повітряного басейну від забруднення, що виникає в усіх випадках коли використання активних методів поки неможливе або економічно невигідне. Задача промислового газоочищення полягає у вилученні або нейтралізації шкідливих речовин з організованих газових викидів від стаціонарних джерел.

Способи очищення викидів в атмосферу від шкідливих речовин при реалізації проекту можна об’єднати в такі групи:

- Очищення викидів від пилу та аерозолів шкідливих речовин;

- Очищення викидів від газоподібних шкідливих речовин;

Для очищення викидів від шкідливих речовин використовують механічні, фізичні, хімічні, фізико-хімічні, біологічні та комбіновані методи.

Механічні методи базуються на основі сил ваги (гравітації), сил інерції, відцентрових сил, принципів сепарації, дифузії, захоплювання тощо.

Гравітаційні пилоочисні камери працюють за принципом зниження швидкості руху газів до рівня, коли пил та частинки рідини осідають під впливом сил ваги.

Інерційні сепаратори працюють по принципу різкої зміни напрямку потоку газів. У місцях зміни напрямку відбувається осідання твердих частинок забруднюючих речовин.

Апарати мокрого очищення газів від пилу працюють за принципом промивання газів. Такі пристрої дозволяють очищати гази від дрібних механічних забруднень.

Фізичні методи базуються на використанні електричних та електростатичних полів, охолодження, конденсації, кристалізації, поглинання.

При роботі електростатичних установок очищувальні гази пропускаються через електростатичне поле високої напруги (до 50 кВ), створюване спеціальними електродами. При проходженні через електричне поле частинки набувають негативного заряду і притягуються до електродів, котрі з’єднані із землею, тому мають позитивний заряд відносно частинок.

У пористих фільтрах забруднені гази пропускають через тканину, сукно, повсть, синтетичні матеріали, металеві сітки, гравій тощо. Ці фільтри забезпечують високу якість очищення. Основний їхній недолік – зниження тиску газу після фільтрації.

Метод абсорбції базується на розділенні газоповітряної суміші на складові частини шляхом поглинання шкідливих компонентів абсорбентом.

У хімічних методах використовуються реакції окислення, нейтралізації, відновлення, каталізації, термоокислення.

Каталітичний метод базується на перетворювані токсичних компонентів у менш токсичні або нешкідливі за рахунок використання каталізаторів.

Термічний метод базується на допалюванні та термічній нейтралізації шкідливих речовин у викидах.

Фізико-хімічні методи базуються на принципах сорбції, коагуляції, флотації.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В роботі проведено історичний огляд та розглянуто перспективи і напрямки розвитку верстатобудування на основі механізмів з паралельною кінематикою. Зроблено аналіз основних положень математичного моделювання верстатів на основі механізмів з паралельною кінематикою.

2. Запропоновано структурну класифікацію верстатів по ознаці зв'язаності приводів, наведені приклади верстатів деяких із груп класифікації; визначено, що перспективними є верстати гібридної структури.

3. Розглянуто основні положення математичного моделювання верстатів на основі механізмів з паралельною кінематикою, визначені рівні керування цих механізмів.

4. Вирішено прямі та зворотні завдання кінематики для механізмів з паралельною кінематикою, при цьому для вирішення прямого завдання доводиться застосовувати нелінійні рівняння.

5. Проаналізовано питання параметричного синтезу та оптимізації верстатів з паралельною кінематикою; та основні підходи: підхід, заснований на застосуванні структурної формули Малишева, підхід, заснований на використанні теорії груп, підхід, заснований на використанні наближених обчислень.

6. Синтезовано конструкцію модернізованого токарного верстата 16К20Ф3, при цьому синтезований верстат має 4 ступеня вільності, 6 штанг постійної довжини й 2 штанги змінної довжини.

7. Оптимізовані та розраховані сили різання, що діють на рухому платформу верстата при точінні, знайдений оптимальний кут підведення різця до заготовки $\alpha=27^0$.

8. Обґрунтовано вибір штанг змінної довжини й показана методика оптимізації довжини штанг постійної довжини, виходячи з максимального оброблюваного діаметра заготовки.

9. Обґрунтовано вибір револьверної головки верстата та методом крайніх положень побудована робоча область руху центра головки.