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

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
«____» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти

на тему:

«Розробка силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами»

Виконав здобувач вищої освіти IV-го курсу групи ПМ(ТМ)-21
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг технологій, робототехніка і 3D друк» спеціальності 131 «Прикладна механіка»
_____ Максим САДОВСЬКИЙ

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА

Рецензент:
_____ _____

Кропивницький – 2025

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	перший (бакалаврський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма	Комп'ютерний інжиніринг технологій, робототехніка і 3D друк

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММіР
_____ Андрій ГРЕЧКА
«____»_____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Садовському Максиму Юрійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами

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

3. Строк подання роботи до захисту 01 червня 2025 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: розробка силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами для підвищення жорсткості шляхом використання замкнених колових напрямних кочення та точного відтворення колових траєкторій подач.

Завдання:
– огляд застосування двокоординатних та багатошпиндельних модулів в агрегатно-модульному технологічному обладнанні;
– розробка конструкції силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами з використанням замкнених колових напрямних кочення;
– проведення необхідних проектних і перевірочних розрахунків, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд та огляд літературних джерел.	17.03	вик.
2.	Створення ескізного проєкту вузла.	27.03	вик.
3.	Виконання проектних і перевірочних		
	розрахунків.	17.04	вик.
4.	Розробка складальних креслень.	17.05	вик.
5.	Оформлення пояснювальної записки.	27.05	вик.
6.	Оформлення презентації роботи.	31.05	вик.
7.	Здача роботи на кафедру та перевірка на		
	антиплагіат.	01.06	вик.

Дата видачі завдання «_____» _____ 2025 р.

Здобувач вищої освіти _____ Максим САДОВСЬКИЙ
(підпис)

Керівник роботи _____ Андрій ГРЕЧКА
(підпис)

Анотація

САДОВСЬКИЙ Максим. Розробка силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2025. – 52 с. Матеріали презентації 5 іл.

Розроблено двохкоординатний силовий модуль на основі двох дисків з ексцентричними отворами. В конструкції модуля застосовано замкнені колові напрямні кочення для обертання дисків. Дане рішення дозволило підвищити жорсткість силового модуля та точність відтворення колових траєкторій подач силового столу. Проведено проєктні та перевірочні розрахунки основних деталей та вузлів приводу подач силового модуля.

Актуальність: вирішення задачі підвищення жорсткості силового модуля та точності відтворення колових траєкторій подач силового столу.

Практичне значення: розроблено двохкоординатний силовий модуль на основі двох дисків з ексцентричними отворами з використанням замкнених колових напрямних кочення, виконано необхідні проектні і перевірочні розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції зазначеного механізму.

Ключові слова: двохкоординатний силовий модуль, жорсткість силового модуля, колові траєкторії подач.

Summary

SADOVSKYI Maksym. Development of a power module based on two disks with eccentric holes. Qualification work at the first (bachelor's) level of higher education: CUNTU, 2025. – 52 p. Presentation materials 5 il.

A two-coordinate power module based on two disks with eccentric holes has been developed. The module design uses closed circular rolling guides for disk rotation. This solution allowed to increase the rigidity of the power module and the accuracy of reproducing the circular trajectories of the power table feeds. Design and verification calculations of the main parts and assemblies of the power module feed drive were carried out.

Topicality: solving the problem of increasing the rigidity of the power module and the accuracy of reproducing the circular trajectories of the power table feeds.

Practical significance: a two-coordinate power module based on two disks with eccentric holes using closed circular rolling guides has been developed, and the necessary design and verification calculations have been performed, confirming the operability of the proposed design of the specified mechanism.

Keywords: two-axis power module, power module rigidity, circular feed trajectories.

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

«Розробка силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами»

КРБ.ПМ.25.33.13.00.00 ПЗ

Виконав здобувач вищої освіти IV-го курсу групи ПМ(ТМ)-21
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг технологій, робототехніка і 3D друк» спеціальності 131 «Прикладна механіка»
_____ Максим САДОВСЬКИЙ

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА

Кропивницький – 2025

ЗМІСТ

ВСТУП 8

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ БАГАТОКООРДИНАТНИХ ТА БАГАТОШПИНДЕЛЬНИХ СИЛОВИХ МОДУЛІВ 10

1.1 Застосування багатокоординатних силових модулів в агрегатно-модульному технологічному обладнанні 10

1.2 Застосування багатошпиндельних силових модулів в агрегатно-модульному технологічному обладнанні 15

1.3 Мета і задачі роботи 23

РОЗДІЛ 2 КОНСТРУЮВАННЯ ДВОХКООРДИНАТНОГО СИЛОВОГО МОДУЛЯ З КОЛОВИМИ РУХАМИ ПОДАЧ 25

2.1 Прототип для конструювання двокоординатного силового модуля 25

2.2 Розрахунки черв'ячних передач 29

2.3 Розрахунок зубчатої передачі 37

2.4 Розрахунок жорсткості підшипника обертання зубчастого колеса внутрішнього зачеплення 45

ВИСНОВКИ 49

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 51

ВСТУП

Актуальність роботи. Для можливості розміщення декількох силових багатокоординатних модулів на одній станині і забезпечення комплексної обробки декількома інструментами одночасно часто лімітуючим фактором для такого обладнання є його мінімально можливі розміри. У порівнянні з агрегатно-модульним технологічним обладнанням, яке побудоване за принципом використання окремого силового столу для кожної координати переміщення інструменту, багатокоординатні модулі, які побудовані на основі однієї базисної деталі, вигідно відрізняються меншими габаритами, хоча й володіють при цьому більшими функціональними можливостями з точки зору кількості координат переміщення інструменту. Для споживача не завжди є доцільним обирати обладнання з надлишковими можливостями, однак якщо раціональний компроміс між функціональністю обладнання і його відповідністю конкретним вимогам дозволяє використовувати багатокоординатні модулі, в першу чергу з урахуванням економічної ефективності, то споживач певно надасть перевагу саме таким зразкам.

Габарити силового модуля повинні відповідати габаритам його робочого простору. Мінімізація розмірів виконавчих органів не повинна йти на шкоду експлуатаційним характеристикам, тому габарити проєктуємих деталей повинні забезпечувати точність та навантажувальну здатність модуля в цілому. В даному випадку проєктування багатокоординатних модулів, які побудовані на основі однієї базисної деталі, має перевагу в зменшенні ваги рухомих деталей, що знижує матеріалоємність конструкції та за однакових умов підвищує точність їх переміщень.

Традиційно у багатокоординатних силових модулях всі координатні переміщення є прямолінійними. Однак зростаючі вимоги до жорсткості технологічного обладнання спонукають виробників оснащувати виконавчі органи напрямними кочення. В даних вузлах одним з проблемних місць є спосіб повернення тіл обертання в робоче русло, тоді як в напрямних

кругових переміщень, особливо замкнених (підшипники), таке питання не виникає, оскільки їх робоче русло є замкненим. Синтез таких конструкцій є актуальним технічним завданням та має практичну цінність.

Мета і задачі роботи. Метою роботи є розробка силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами для підвищення жорсткості шляхом використання замкнених колових напрямних кочення та точного відтворення колових траєкторій подач.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– огляд застосування двокоординатних та багатошпиндельних модулів в агрегатно-модульному технологічному обладнанні;

– розробка конструкції силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами з використанням замкнених колових напрямних кочення;

– проведення необхідних проектних і перевірочних розрахунків, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами.

Практичне значення – розроблено конструкцію силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами з використанням замкнених колових напрямних кочення; виконано необхідні проектні і перевірочні розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції зазначеного модуля.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ БАГАТОКООРДИНАТНИХ ТА БАГАТОШПИНДЕЛЬНИХ СИЛОВИХ МОДУЛІВ

1.1 Застосування багатокоординатних силових модулів в агрегатно-модульному технологічному обладнанні

В основу компонуємого агрегатно-модульного обладнання покладені наступні силові модулі (рис. 1.1) [1, 3, 5]:

а) пінольні силові головки, призначені для свердління, чорнового розточування, різьбонарізання з автоматичною зміною інструментів;

б) шпиндельні бабки, призначені для фрезерування і розточування з автоматичною зміною інструмента;

в) столи, що здійснюють рухи подачі і прискорених переміщень від ЧПУ, що виконують функції: транспортно-позиційні, силові, координатні та координатно-силові.

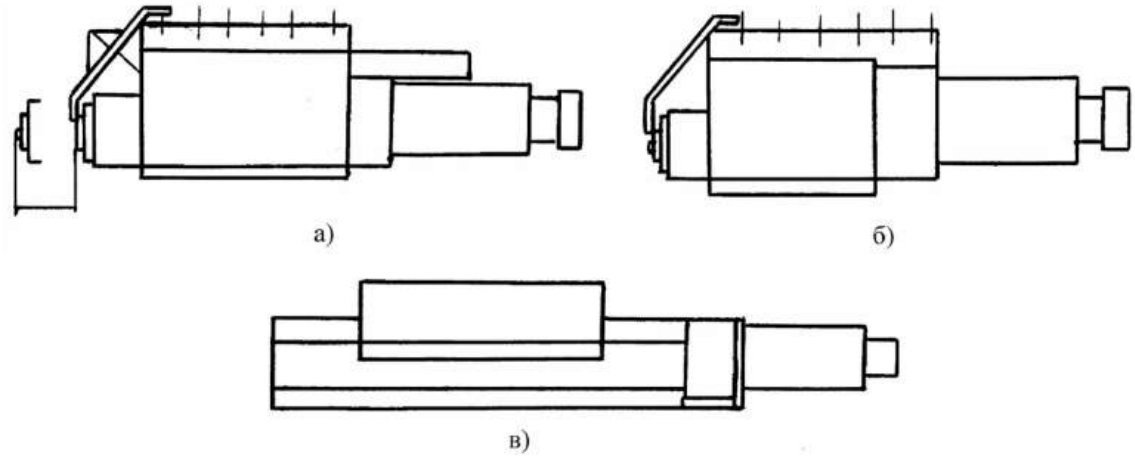


Рис. 1.1. Силові модулі агрегатно-модульного технологічного обладнання

Компонування з вище перерахованих агрегатів дозволяють створювати 1-но і 2-х координатні модулі (рис. 1.2). Так, при компонуванні фрезерної

бабки і столу можна створювати координатні модулі горизонтального (*а*) і вертикального (*б*) компонування, сукупність пінольної агрегатної головки і столу дає 2-х координатні модулі аналогічного функціонального призначення. Компонування складається з агрегатної пінольної головки 1, силового столу 2 горизонтального виконання, силового столу 3 вертикального виконання, що дозволяє створити 3-х координатний обробний модуль (рис. 1.3) [4, 8].

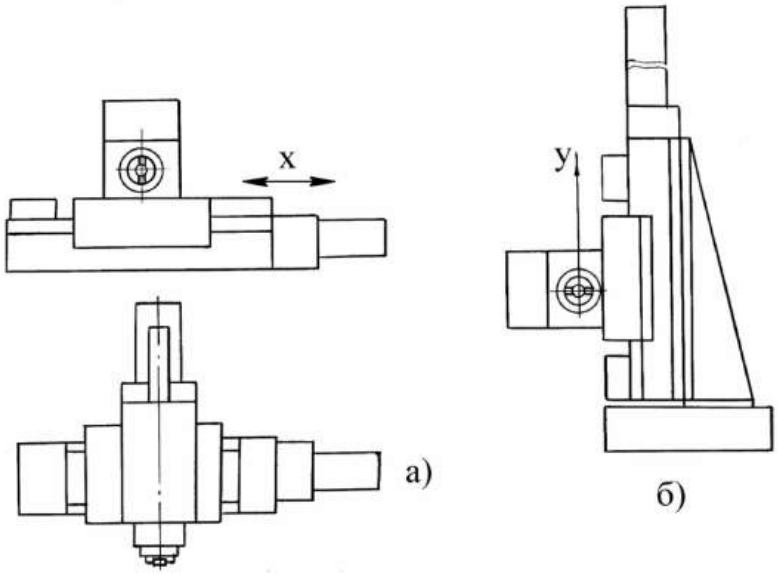


Рис. 1.2. Двохкоординатні модулі: *а*) горизонтального компонування; *б)* вертикального компонування.

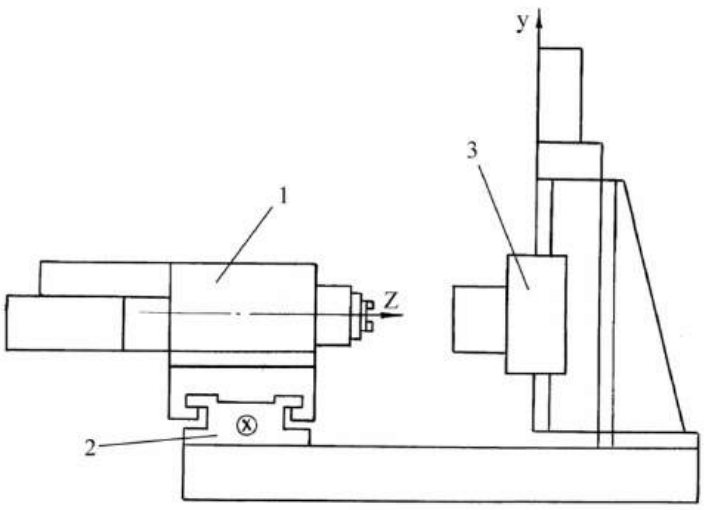


Рис. 1.3. Трьохкоординатний технологічний модуль

Подальша інтеграція агрегатних вузлів дозволяє створювати операційні станції для обробки інтегральних модулів поверхонь з 2-х і 3-х сторін одиничним інструментом. Приклади таких станцій показані на рис. 1.4 і 1.5. В обох випадках модулі несуть деталь і надають їй рух подачі поздовж однієї з координатних осей, містять силові столи і зв'язані загальною транспортною системою [8, 9].

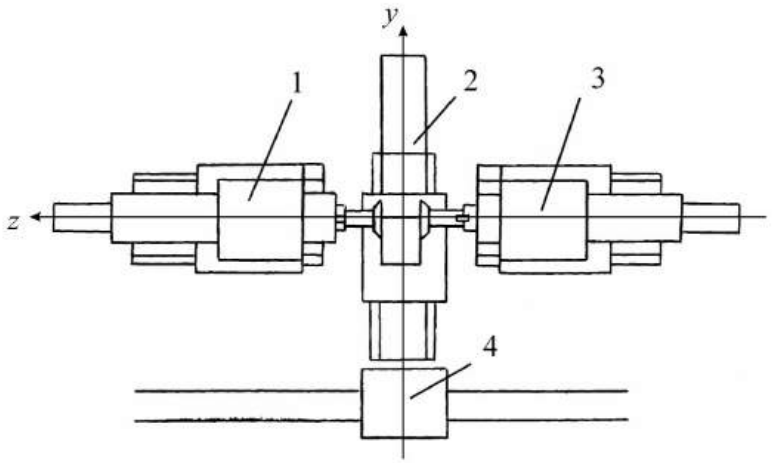


Рис. 1.4. Двохсторонній операційний модуль

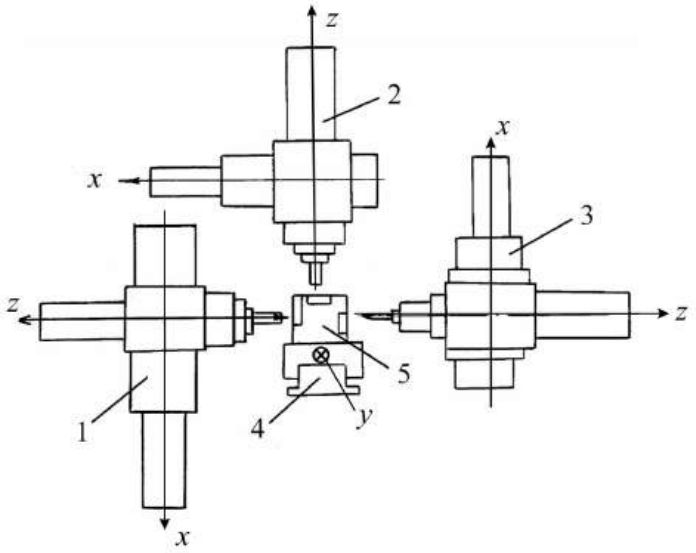


Рис. 1.5. Трьохсторонній операційний фрезерний модуль

На рис. 1.3 представлено операційний фрезерний модуль для обробки інтегрального модуля поверхонь із двох протилежних сторін одним

інструментом кожної зі сторін. Він містить два фрезерних вузли 1, 3, силові вузли 2, транспорт 4. Фрезерні вузли зібрані з фрезерної бабки і силового столу. Цей модуль призначений для фрезерування площин, уступів, пазів, обумовлених параметрами інструмента і розташуванням деталі щодо базових площин фрезерних вузлів 1, 3 і площини пристосування для затиску деталі на силовому столі 2.

Трьохкоординатний операційний фрезерний модуль для трьохсторонньої обробки показаний на рис. 1.5. Він містить три двохкоординатних вузли 1-3, вертикальний силовий стіл 4 із закріпленою на ньому деталлю 5.

Аналогічні 5-7 координатні двох-трьохсторонні технологічні модулі обробки приведені на рис. 1.6-1.8 [1, 3, 9].

Перерахованими вище технологічними модулями можна забезпечити фрезерування необхідних поверхонь з використанням повздовжньої подачі по осі X и настановними (розмірними) переміщеннями по осям y_1; y_2; y_3; z_1; z_2; z_3, а також забезпечити почергову обробку сторін деталі при настановних переміщеннях по осях x; y_1; y_2; y_3.

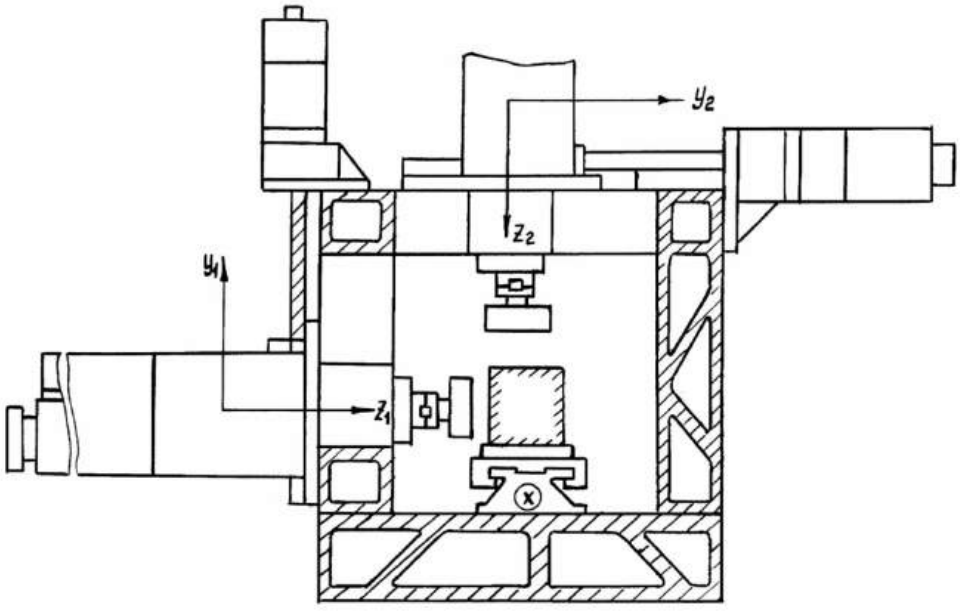


Рис. 1.6. Технологічний модуль для двохсторонньої обробки взаємно перпендикулярних сторін деталі

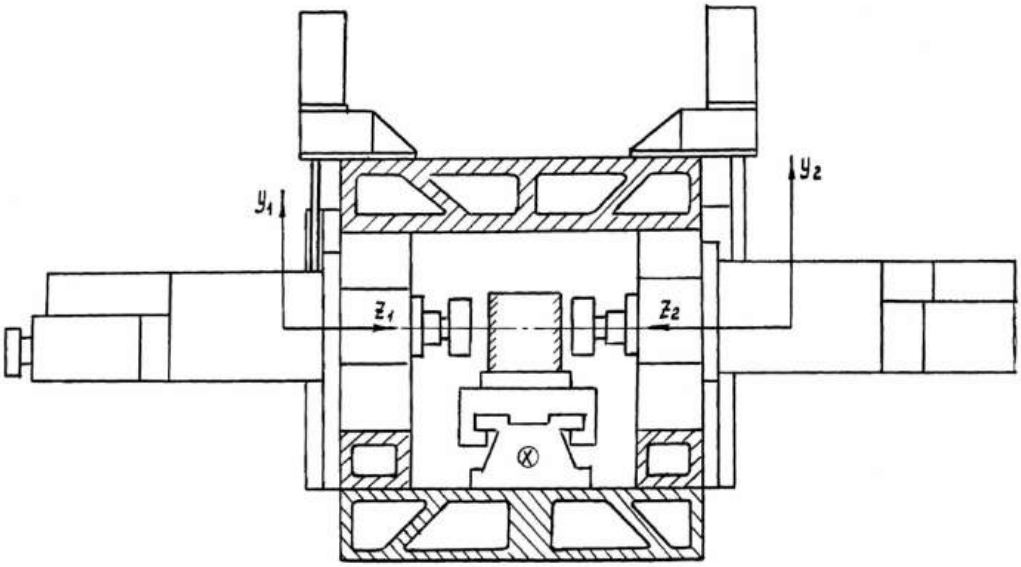


Рис. 1.7. Технологічний модуль для двохсторонньої обробки взаємно паралельних сторін деталі

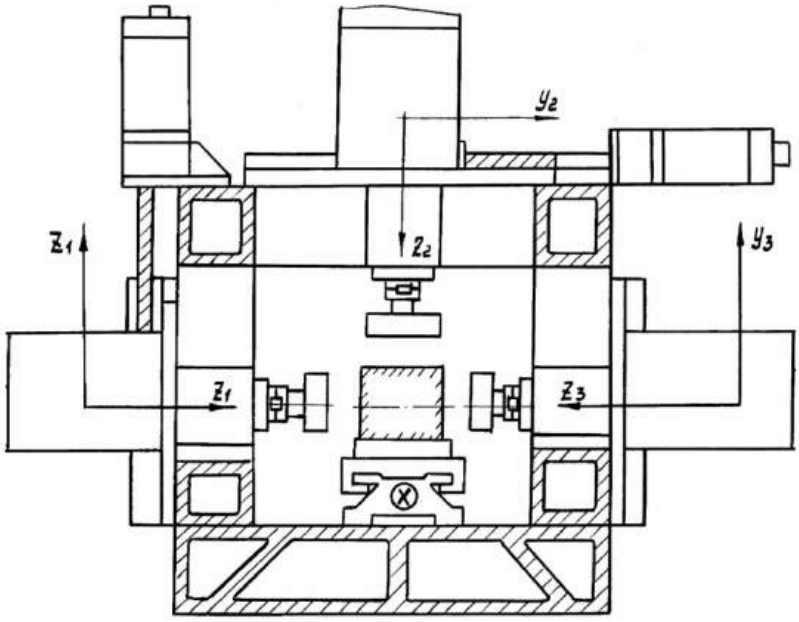


Рис. 1.8. Операційна станція АМК із трьома модулями.

1.2 Застосування багатошпиндельних силових модулів в агрегатно-модульному технологічному обладнанні

Для комплексної обробки різьбових точних отворів, технологія обробки яких містить кілька технологічних операцій чи переходів, доцільно застосовувати револьверні головки з комплектом одиничних інструментів.

Однокоординатні агрегатно-револьверні головки можуть забезпечувати обробку одного отвору з кожної сторони деталі при незмінних його координатах щодо координат модуля [2, 4, 8].

На рис. 1.9 показано компонування такої головки. Вона містить силовий стіл 1, револьверну головку 2, механізм перерозподілу навантаження 3, привод головного руху 4 і 5. Поворот револьверної головки здійснюється щодо осі А-А. Компенсація P_x із боку процесу різання здійснюється сумою сил P_{oc} і P_n.

Інший вид револьверної головки показаний на рис. 1.10. Таке компонування револьверної головки дозволяє робити 4-х інструментальну обробку деталі переміщенням головки по трьом координатним осям x, y, z. Поворот головки на 180° щодо осі z дозволяє переустановлювати інструмент для наступної обробки деталі.

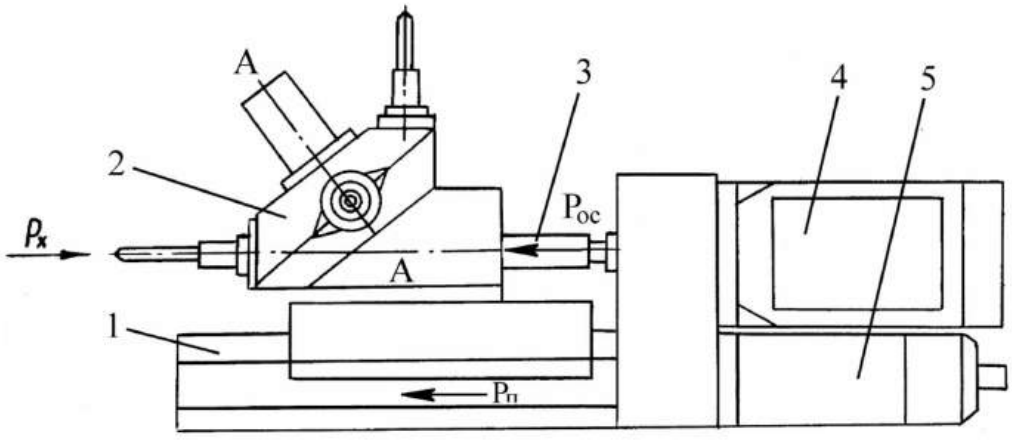


Рис. 1.9. Однокоординатна револьверна головка

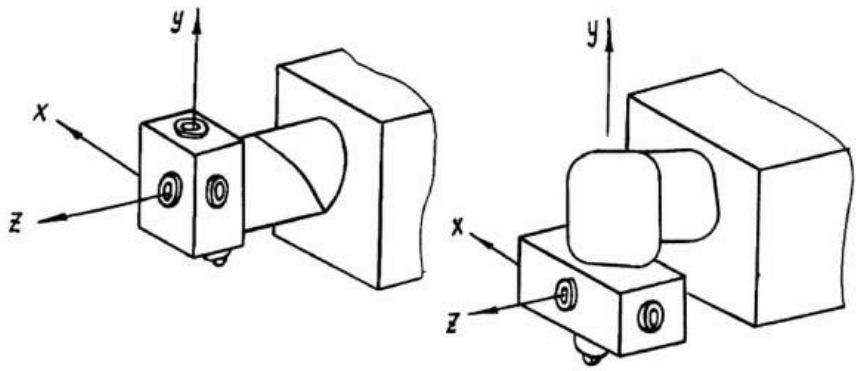


Рис. 1.10. Поворотна трьохкоординатна насадка револьверної головки

Комбінація двохкоординатного модуля і револьверної головки може забезпечувати фрезерування площини в координатах *Z*, *У* чи виконувати обробку отворів багатошпиндельною насадкою в цій її площині. На рис. 1.11 показане компонування такого модуля.

Багатошпиндельна несамодіюча головка показана на рис. 1.12. Вона містить круглий ділильний багатопозиційний ділильний стіл 1, блок багатошпиндельних насадок 2, 3, 5, а перенос їхній у робочу позицію 5, здійснюється ділильним столом 1. Багатошпиндельні насадки можуть бути виконані змінними.

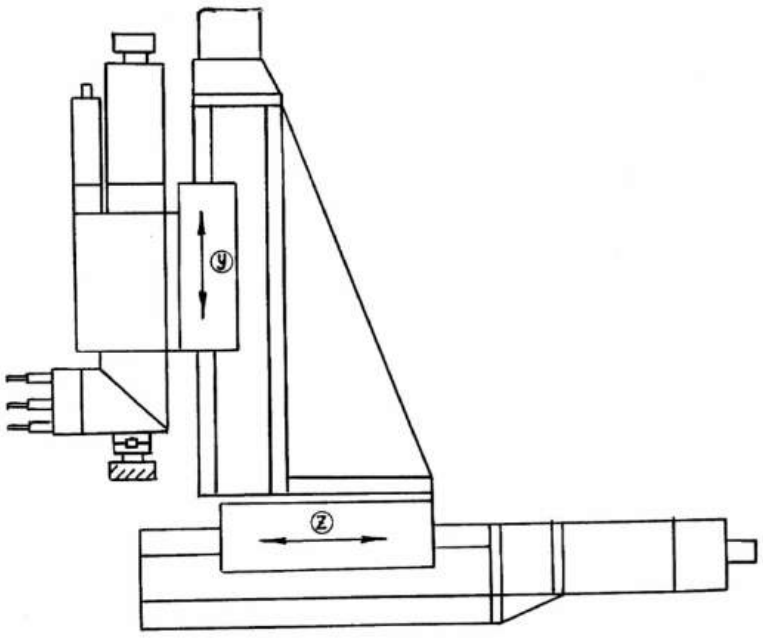


Рис. 1.11. Двохкоординатний модуль з револьверною головкою

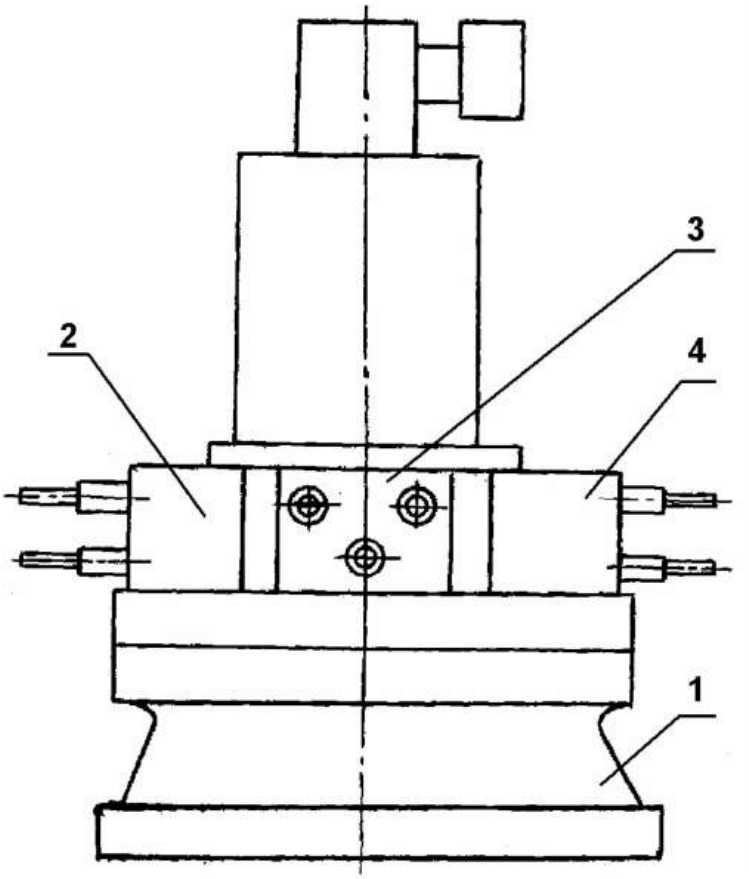
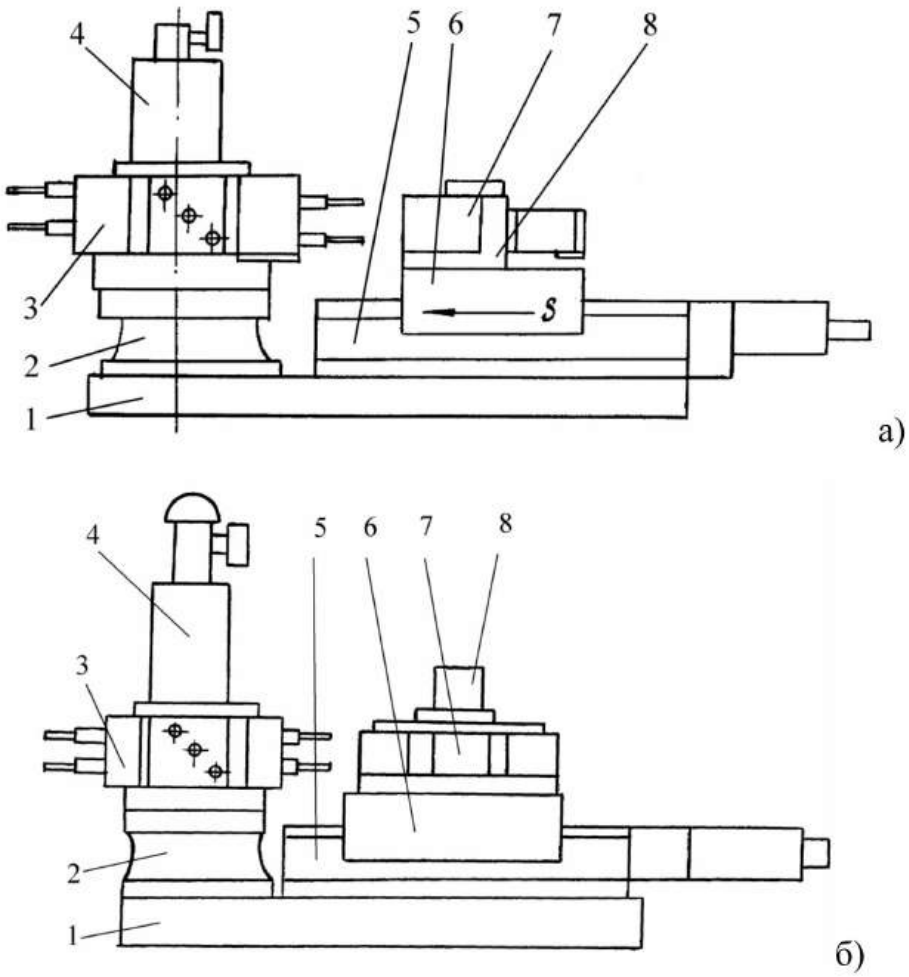


Рис. 1.12. Агрегатна багатошпиндельна несамодіюча головка

Компонування агрегатної багатошпиндельної несамодіючої головки і силового столу дозволяє створити модуль обробки з високим ступенем концентрації операцій. Цей модуль зображено на рис. 1.13. Він містить станину 1, ділильний стіл 2, блок багатошпиндельних коробок 5, платформу 6, деталь 7, затискне пристосування 8. Ділильний стіл 2 забезпечує перенос у робочу позицію необхідну багатошпиндельну коробку блоку 3, а силовий стіл 5 забезпечує необхідний цикл переміщення платформи 6 із закріпленим на ньому затискним пристосуванням 8, деталлю 7. При зміні типорозміру деталі в затискному пристосуванні вибирається відповідна багатошпиндельна коробка 3, що переноситься ділильним столом 2 у зону силового столу 5.



а – модуль з ділильним столом; *б* – модуль з багатомісним поворотним затискним пристосуванням

Рис. 1.13. Модуль для багатошпиндельної обробки

На рис. 1.13, *б* показано модуль багатошпиндельної обробки з поворотним багатомісним пристосуванням для кріплення деталей. У порівнянні з попереднім компонуванням модуль, показаний на рис. 1.13, *б*, відрізняється тим, що в ньому на платформі 6 силового столу 5 встановлене поворотне затискне пристосування 7 з поворотним електродвигуном 8. Пристосування 7 може бути виконано змінним і призначено для конкретного комплекту деталей.

Модуль для багатошпиндельної обробки вертикального компонування показаний на рис. 1.14.

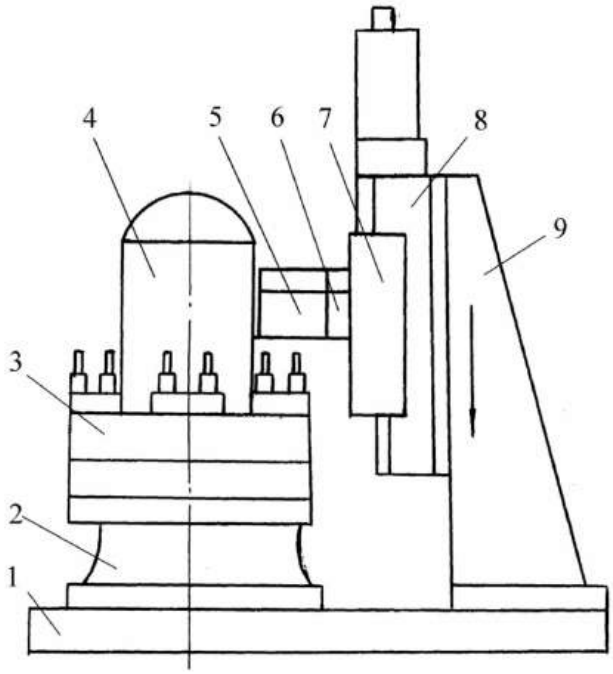


Рис. 1.14. Модуль вертикального компонування для багатошпиндельної обробки

Компонування модулів для багатошпиндельної обробки однієї чи декількох деталей з однієї сторони з наступною їх переустановленням.

Подальше підвищення продуктивності і точності обробки може бути досягнуте за рахунок обробки деталі, наприклад, з двох сторін без її переустановки, шляхом застосування двох агрегатних багатошпиндельних несамодіючих вузлів і одного транспортно-силового хрестового столу. Компонування такого варіанта модуля багатошпиндельної і двосторонньої обробки показані на рис. 1.15. Він містить силові багатошпиндельні головки 1, 3, транспортно-силовий стіл 2, деталь 4, транспортну лінію 5. Робочі подачі здійснюються силовим столом 2 у напрямку осі z вліво і вправо. На ньому закріплена деталь 4. При наїзді деталі 4 на силову головку 1 відбувається обробка лівої її сторони, при наїзді деталі 4 на агрегатну головку 3 відбувається обробка її правої сторони. Стіл 2 забезпечує транспортування деталі 4 у зону обробки і на транспортну лінію 5 повздовж осі *У*.

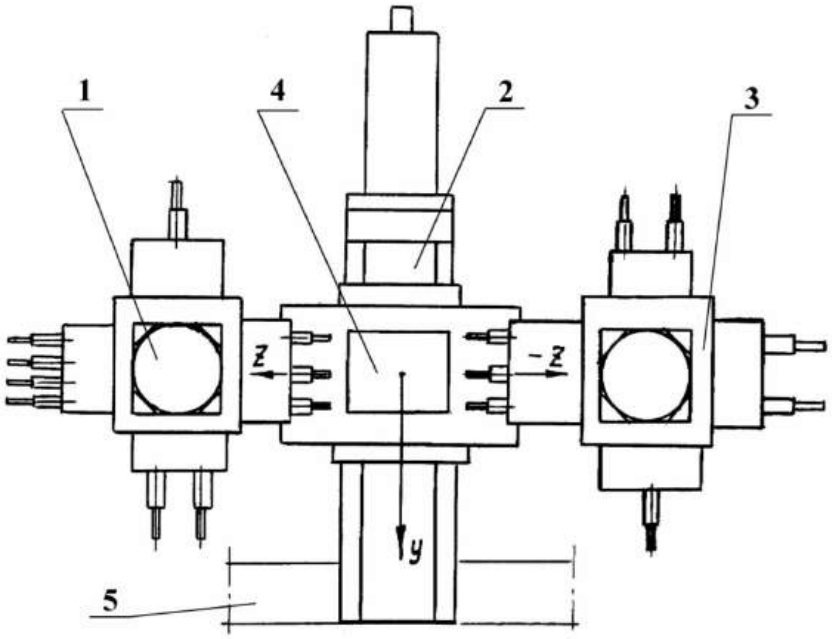


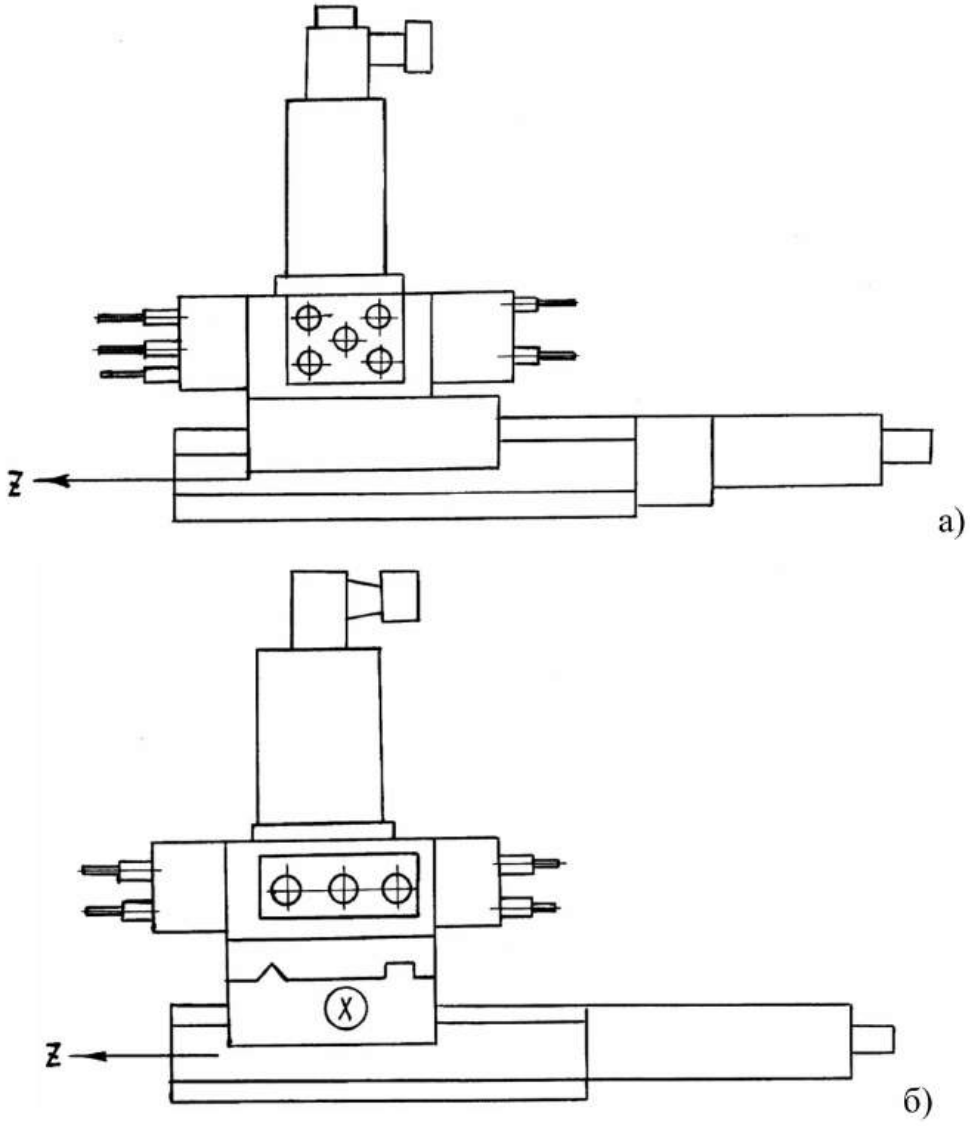
Рис. 1.15. Багатошпиндельний обробний двосторонній модуль обробки

Силові головки 1, 3 здійснюють вибір необхідної багатошпиндельної коробки для обробки відповідної сторони деталі 4, зону обробки столом 2 із транспортною лінією 5, деталь 4 може бути встановлена в поворотному пристосуванні, що дозволить обробляти її із двох протилежних сторін за аналогічною схемою обробки.

Розширення технологічних можливостей силових багатошпиндельних головок може бути досягнуте шляхом оснащення їх одно- чи двохкоординатними силовими столами, що здійснюють рух подачі і позиційні переміщення відповідно повздовж осей Z і X (рис. 1.16).

Відомі раціональні схеми навантаження виконавчих органів приводів подачі вузлів агрегатно-модульного обладнання дозволяють поліпшити такі вихідні параметри, як довговічність виконавчих органів, точність обробки та технологічну надійність, навантажувальну здатність приводів подачі, що сприяє збільшенню продуктивності обробки.

Відомі рішення сполучення осей дії сумарної складової навантаження при багатошпиндельній обробці і сили механізму перерозподілу навантаження не завжди забезпечуються простими рішеннями.



а – одно координатний силовий модуль; *б* – двохкоординатний силовий модуль

Рис. 1.16. Багатошпиндельний силовий модуль

Запропонований спосіб підвищення навантажувальної здатності привода подач силового столу при багатошпиндельній обробці полягає в тому, що сумарна рівнодіюча ΣP_x всіх осьових складових технологічного навантаження знаходиться між парою сил: силою подачі силового столу $P_п$ і осьової сили $P_{ос}$ механізму перерозподілу навантаження (рис. 1.17) [2, 3, 5].

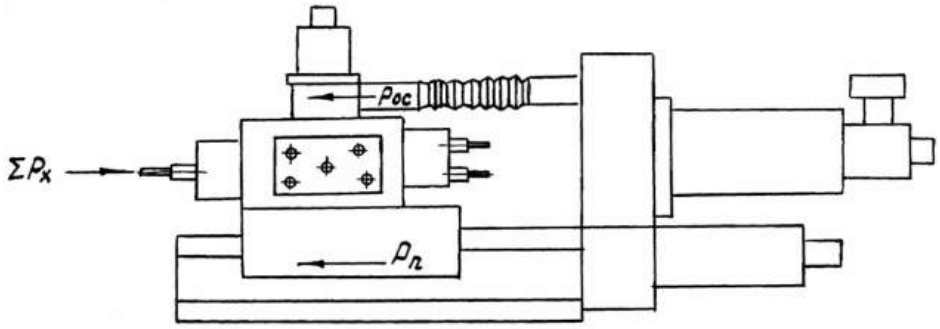


Рис. 1.17. Силовий вузол з перерозподілом навантаження в приводі

На рис. 1.17 показано компонування модуля для багатошпиндельної обробки з механізмом перерозподілу навантаження. Таке компонування модуля дозволяє значно збільшити навантаження по приводу подачі. Так, при $P_{\text{п}} = P_{\text{ос}}$ отримаємо $\sum P_X = 2P_{\text{п}}$, а це означає, що з мінімальними витратами на установку механізму перерозподілу навантаження в модулі збільшується в 2 рази навантажувальна здатність привода подачі, що відповідає такому ж збільшенню продуктивності обробки. Традиційне компонування револьверних головок, якими оснащується технологічне обладнання, складається в одноярусному розташуванні по колу шпинделів чи багатошпиндельних насадок. Запропоноване компонування револьверної головки забезпечує автоматичну зміну інструментів при повороті револьверної головки з віссю повороту на 45°, виконання її двохярусною з розміщенням робочих шпинделів на одній позиції під кутом 90° і розміщення їх під кутом 45° відносно координатно-силовому столу встановленому на силовому столі з подачею по осі Z, дозволяє розширити технологічні можливості багатоінструментальної обробки. Компонування такого модуля показані на рис. 1.18 [5, 9].

Цей модуль, крім операцій свердління багатошпиндельними насадками, дозволяє виконати операції фрезерування площин повздовж осі Z, що нездійсненно при традиційних конструкціях револьверних головок.

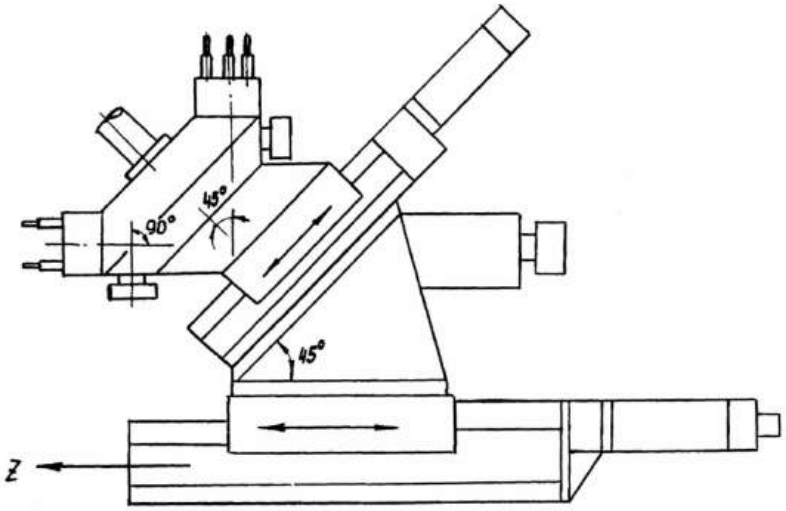


Рис. 1.18. Револьверна головка для багатоінструментної обробки

Виготовлення однотипних деталей, а також деталей, конструкції яких не були відомі при проектуванні автоматичної лінії, вимагає їхнього переналагодження. Такі автоматичні лінії компонують з уніфікованих вузлів, що мають можливість переналагодження. На сьогоднішній день збільшення гнучкості автоматичної лінії для обробки групи однотипних деталей досягається застосуванням багатокоординатних агрегатно-модульних силових вузлів з ЧПУ, що в значній мірі скорочує час переналагодження автоматичної лінії.

1.3 Мета і задачі роботи

Використання напрямних кочення в силових модулях окрім переваг має і недоліки. Зокрема, частина тіл кочення в напрямних не приймає активної участі в роботі, а знаходиться в каналах повернення. Крім того, направлення тіл кочення в робочу зону та з неї супроводжується зміною напрямку вектору їх швидкості, що спричиняє підвищенні динамічні навантаження. Використання колових рухів вихідних органів приводу подачі дозволяє використати замкнені колові напрямні. В колових напрямних тіла

кочення рухаються по замкненому контуру без різких змін у своїй траєкторії, подібно до підшипника кочення. Відповідно в забезпеченні натягу та сприйманні навантаження беруть участь всі без винятку робочі тіла. Таким чином, ефективність даних напрямних вища, аніж у прямолінійних. Це дозволяє сприймати більші навантаження на вищих швидкостях.

Мета і задачі роботи. Метою роботи є розробка силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами для підвищення жорсткості шляхом використання замкнених колових напрямних кочення та точного відтворення колових траєкторій подач.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– огляд застосування двокоординатних та багатошпиндельних модулів в агрегатно-модульному технологічному обладнанні;

– розробка конструкції силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами з використанням замкнених колових напрямних кочення;

– проведення необхідних проектних і перевірочних розрахунків, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами.

РОЗДІЛ 2
КОНСТРУЮВАННЯ ДВОХКООРДИНАТНОГО СИЛОВОГО МОДУЛЯ З КОЛОВИМИ РУХАМИ ПОДАЧ

2.1 Прототип для конструювання двокоординатного силового модуля

Проведений в попередньому пункті огляд концепцій розвитку агрегатно-модульного технологічного обладнання показав значну сферу використання двохкоординатних силових столів. Недоліком схеми утворення двохкоординатного модуля шляхом прикріплення одного силового столу з прямолінійним переміщенням до платформи іншого являється велике паразитне навантаження, яким є вага встановленого модуля. В той же час в двохкоординатних силових столах такий недолік проявляється в меншій мірі. Використання колових переміщень вихідних органів приводу подачі двохкоординатного силового модуля дозволяє використовувати напрямні кочення без додаткових елементів повернення тіл кочення, які притамані прямолінійним напрямним. Приклади таких силових модулів наведено в джерелах [6, 7].

Силовий стіл складається з корпусу 1, в якому на напрямних обертається диск 2. На диску 2 ексцентрично розташований диск 3. В свою чергу в диску 3 ексцентрично розташована гільза 4, на якій жорстко закріплена платформа 5, а з протилежного торця – зубчате колесо 6. Співвісно з зубчатим колесом 6 на корпусі закріплено зубчате колесо 7, причому початкові кола цих коліс рівні. В зчеплення з даними колесами входить зубчате колесо 8, що вільно обертається на осі 9, жорстко закріпленій на диску 3 по осі обертання останнього. До диску 3 прикріплена гільза 10 з жорстко закріпленим зубчатим колесом 11, що складає передачу внутрішнього зчеплення з колесом 12 жорстко закріпленому на гільзі 13. Осі обертання зубчатого колеса 11 і диску 3 співпадають. Гільза 13 на напрямних обертається в гільзі 14, нерухомо з'єднаній з диском 2. На гільзі 14

розташоване черв'ячне колесо 15, що входить в зчеплення з черв'яком 16, обертання на який передається від двигуна 17. Аналогічно на гільзі 13 зі сторони протилежній колесу 12 кріпиться зубчате колесо 18, що входить в зчеплення з черв'яком 19, обертання на який передається від двигуна 20. Осі обертання черв'ячних коліс 15 і 18 та диску 2 співпадають (рис. 2.1).

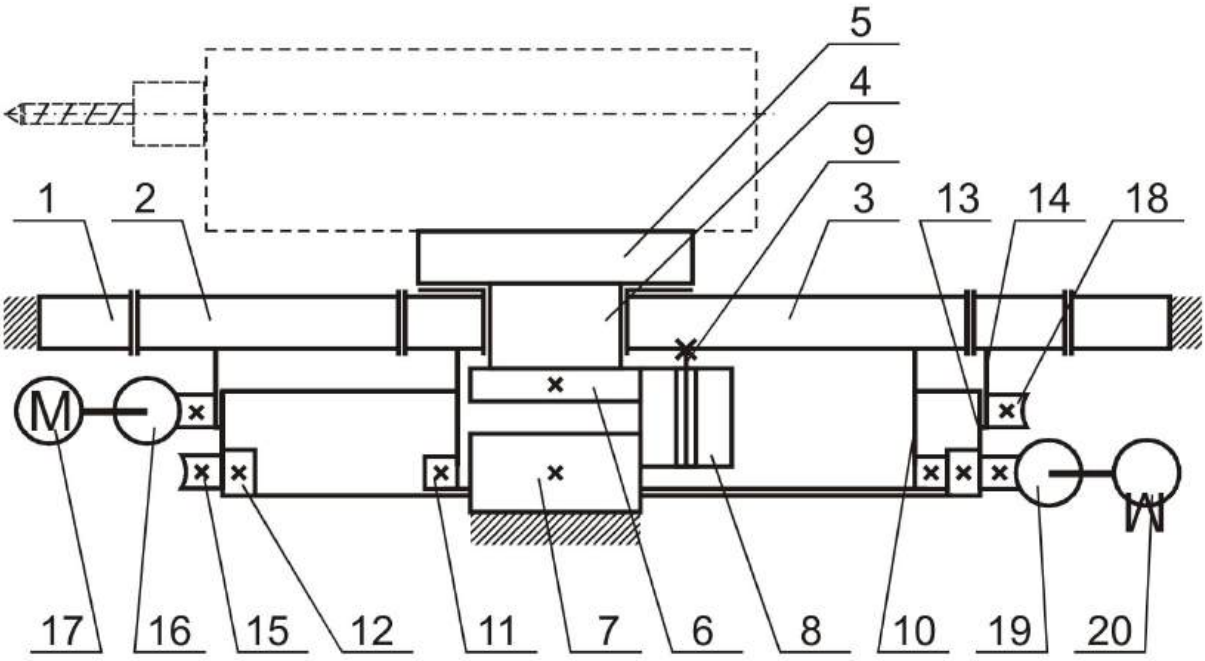


Рис. 2.1. Схема двокоординатного силового столу

Принцип роботи механізму подачі силового вузла полягає у тому, що лінійні координатні переміщення у площині обертання дисків 2 і 3 отримуються внаслідок узгоджених взаємних поворотів диску з ексцентрично розташованим диском 3 та диску 3 з ексцентрично розташованою гільзою 4 чи штоком 21. При необхідності виконання руху гільзи 4 чи штоку 21 з закріпленою на них платформою 5 по прямому відрізку система управління визначає кут повороту диску 2 відносно корпусу 1 та диску 3 відносно диску 2. Диск 3 зв'язаний з корпусом 1 через гільзу 10, зубчате зачеплення 11-12 та черв'ячну передачу 18-19 і двигун 20. Внаслідок перекочування зубчатого колеса 11 по зубчатому колесу 12 диск 3 отримує додатковий поворот. Система управління визначає величину додаткового

повороту і корегує величину кута повороту диску 3. Таким чином, взаємно пов'язані повороти дисків 2 і 3 перетворюються у рух гільзи 4 чи штоку 21 по прямому відрізку у площині, перпендикулярній до осі останніх.

Для забезпечення паралельності напрямку орієнтації платформи 5 при її послідовних положеннях слугує планетарний механізм 6-8 з обов'язковою умовою рівності початкових кіл зубчатих коліс 6 і 7 і розташуванням сателітного колеса 8 співвісно з диском 3. Переміщення осі гільзи 4 супроводжує перекочування зубчатого колеса 6 по зубчатому колесу 8 на кут, рівний перекочуванню зубчатого колеса 8 по нерухому закріпленому на корпусі 1 зубчатому колесу 7, але в протилежному напрямку. Таким чином, забезпечується паралельність напрямку орієнтації платформи 5 в її послідовних положеннях.

Систему координат $XO_1У$, в якій переміщується гільза 4 чи шток 21 прив'яжемо до точки O_1 перетину осі диску 2 з площиною переміщень гільзи 4 (див. рис. 2.2).

У довільному початковому положенні гільзи 4, позначеного точкою O_3 з координатами x, y, вісь диску 3 займе положення, позначене точкою O_2. Система управління за координатами точки O_3 розраховує кут β між відрізками O_1O_2 і O_2O_3 та кут δ між відрізком O_1O_2 і віссю $O_1У$:

$$\beta = \arccos\frac{L_1^2 + L_2^2 - x^2 - y^2}{2L_1L_2},$$

$$\delta = \operatorname{arctg}\frac{x}{y} - \arcsin\sqrt{\frac{4L_1^2L_2^2 - (L_1^2 + L_2^2 - x^2 - y^2)^2}{4L_1^2(x^2 + y^2)}},$$

де L_1 – довжина відрізка O_1O_2,

L_2 – довжина відрізка O_2O_3,

x, y – поточні координати точки O_3.

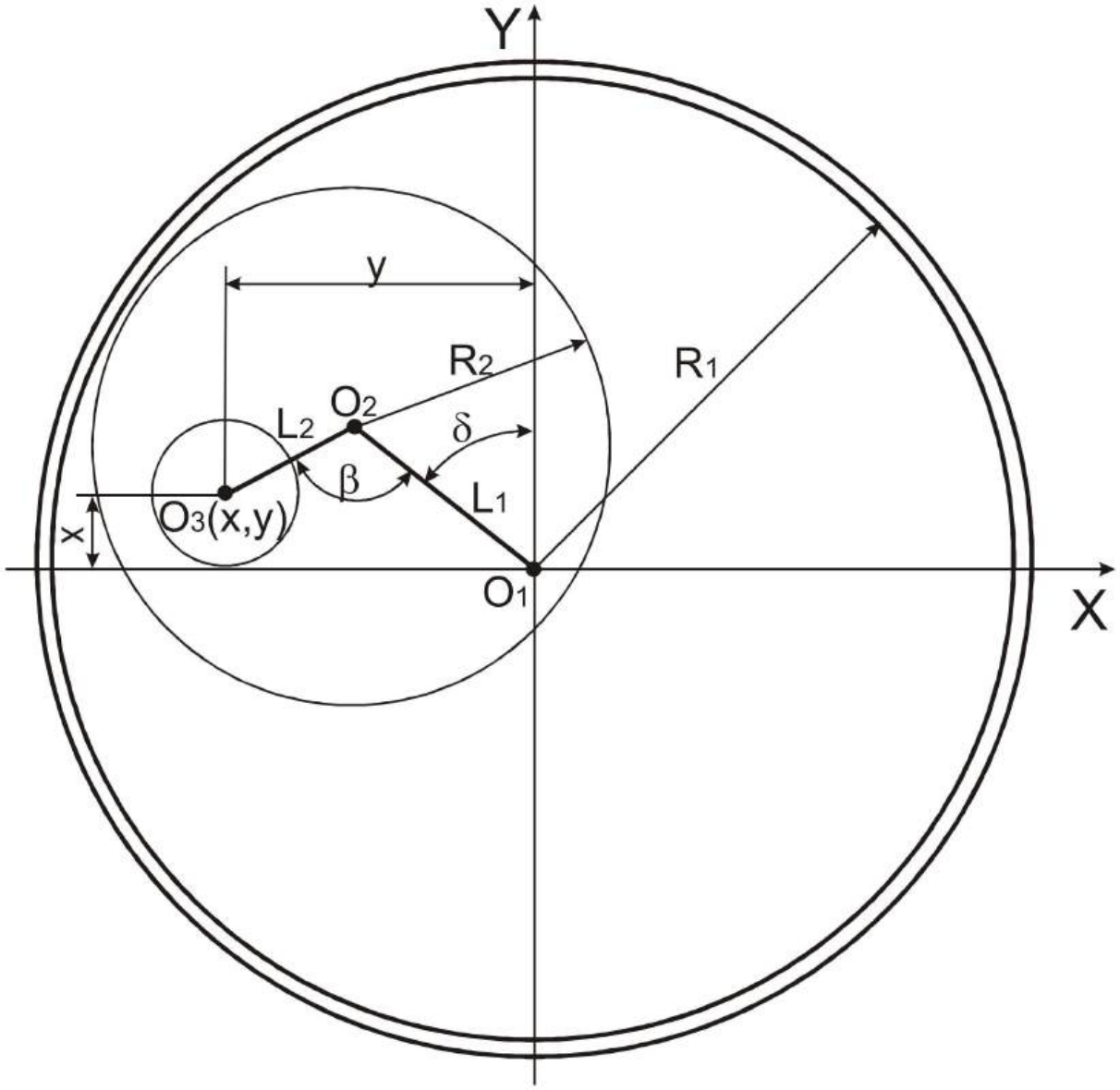


Рис. 2.2. Схема роботи двокоординатного силового столу

При переміщенні гільзи 4 у наступну точку системою управління визначаються координати цієї точки у системі координат $XO_1У$ і за цими координатами розраховуються кути β' і δ' для цього положення точки і різниця між кутами β' і β та δ' і δ:

$$\Delta\beta = \beta' - \beta, \;\; \Delta\delta = \delta' - \delta.$$

Диск 2 необхідно повернути на кут $\Delta\delta$. При цьому диск 3 внаслідок зчеплення зубчатих коліс 11 і 12 повернеться на кут γ:

$$\gamma = \Delta\delta \cdot \frac{R_1}{R_2},$$

де R_1 і R_2 – радіуси початкових кіл зубчатих коліс 12 і 11 відповідно.

Таким чином, диск 3 необхідно повернути на кут $\Delta\beta'$:

$$\Delta\beta' = \Delta\beta - \gamma.$$

Поворот дисків 2 і 3 відбувається одночасно, пропорційно до величини кутів $\Delta\beta'$ і $\Delta\delta$. При умові $L_1 = L_2$ площа можливого знаходження гільзи 4, так як стає доступною зона поблизу осі диску 2.

Якщо осі гільзи 4 та диску 2 будуть суміщеними, то рух гільзи 4 вздовж відрізка O_1O_2 унеможливиться. В такому випадку системі управління необхідно повернути диск 2 на прямий кут, після чого можна розпочинати рух гільзи 4 в необхідному напрямку.

На основі наведеного опису механізму запропоновано силовий модуль на основі двох дисків з ексцентричними отворами, конструкція якого наведена на кресленнях, представлених в матеріалах презентації до даної роботи.

2.2 Розрахунки черв'ячних передач

Всього в кінематичній схемі поперечного токарного супорта наявні дві черв'ячні передачі: 1) для обертання зовнішнього диску, 2) для обертання внутрішнього диску. Числа зубців черв'ячних коліс і заходів черв'яка, а також коефіцієнт діаметра черв'яка підібрані з конструктивних міркувань.

Для прикладу проводимо розрахунок однієї з черв'ячних передач, другу розраховуємо аналогічно. Розрахунок проводимо згідно методик, наведених в джерелах [10, 11, 14]. Результати розрахунків зводимо до таблиць.

Нехай розрахунок проведемо для передачі обертання зовнішнього диску. Оскільки числа зубців черв'ячного колеса і заходів черв'яка, а також коефіцієнт діаметра черв'яка вже визначені, виконуємо проектний розрахунок з визначенням модуля передачі. Приймаємо до уваги, що ширина вінця черв'ячного колеса зменшена удвічі у порівнянні із стандартною, тому числовий коефіцієнт у формулі підкореневого виразу збільшуємо удвічі. Розрахункова формула має вигляд:

$$m = \sqrt[3]{\frac{3Y_{F2}K_{F\beta}K_{Fv}\cos\gamma T_2}{qz_2\sigma_{FP2}}},$$

де Y_{F2} – коефіцієнт форми зубців черв'ячного колеса, $Y_{F2} = 1.26$;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині вінця, $K_{F\beta} = 1.5$;

K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для даного випадку приймаємо, $K_{Fv} = 1.1$;

γ – кут підйому витків різьби черв'яка, $\gamma = 5.711^{\circ}$;

T_2 – крутний момент на черв'ячному колесі, $T_2 = 448$ Н·м;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, $q = 10$;

z_2 – число зубців черв'ячного колеса, $z_2 = 128$;

σ_{FP2} – допустиме напруження при розрахунку на згин:

$$\sigma_{FP2} = 0.16\sigma_в K_{FL},$$

де $\sigma_в$ – межа міцності матеріалу колеса на розтяг, $\sigma_в = 200$ МПа.

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, $K_{FL} = 1.0$.

Розраховуємо значення модуля передачі:

$$m = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 1.26 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot \cos(5.711)^\circ \cdot 448000}{10 \cdot 128 \cdot 0.16 \cdot 200 \cdot 1}} = 4.09 \text{ мм.}$$

Приймаємо m = 5 мм. Для іншої передачі розрахунок аналогічний. Результати представлені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Розрахунок модуля черв'ячних передач

Коефіцієнт, параметр	Черв'ячні передачі	
	I	II
Y_{F2}	1.26	1.27
$K_{F\beta}$	1.5	1.5
K_{Fv}	1.1	1.1
γ	5.711	5.711
T_2	448	371
q	10	10
z_2	128	106
$\sigma_в$	200	200
K_{FL}	1.0	1.0
σ_{FP2}	32	32
m	4.09	4.10
Прийнятий m	5	5

Виконуємо проектний розрахунок геометричних параметрів циліндричної черв'ячної передачі.

Вихідні дані до розрахунку:

Модуль m = 5.0 мм.

Коефіцієнт діаметра черв'яка q = 10.

Число витків черв'яка z_1 = 1.

Число зубів колеса $z_2 = 128$.

Коефіцієнт зміщення черв'яка $x = 0$.

Вид черв'яка: ZT.

Розрахункові параметри.

Міжосьова відстань:

$$a_w = 0.5(z_2 + q + 2x)m = 0.5(128 + 10 + 2 \cdot 0)5 = 345 \text{ мм}.$$

Ділильний діаметр черв'яка:

$$d_1 = qm = 10 \cdot 5 = 50 \text{ мм}.$$

Ділильний діаметр черв'ячного колеса:

$$d_2 = z_2 m = 128 \cdot 5 = 640 \text{ мм}.$$

Початковий діаметр черв'яка:

$$d_{w1} = q(m + 2x) = 10(5 + 2 \cdot 0) = 50 \text{ мм}.$$

Ділильний кут підйому:

$$\text{tg}\gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{10} = 0.1,\ \gamma = \text{arctg}0.1 = 5.711°$$

Початковий кут підйому:

$$\text{tg}\gamma_w = \frac{z_1 m}{d_{w1}} = \frac{1 \cdot 5}{50} = 0.1,\ \gamma_w = \text{arctg}0.1 = 5.711°$$

Основний кут підйому:

$$\cos\gamma_b = \cos\alpha_n \cos\gamma = \cos 20° \cdot \cos 5.711° = 0.9350\ ,\ \gamma_b = \arccos 0.9350 = 20.767°.$$

Основний діаметр черв'яка:

$$d_b = \frac{z_1 m}{\mathrm{tg}\gamma_b} = \frac{1 \cdot 5}{\mathrm{tg}20.767°} = 13.185 \text{ мм.}$$

Висота витка черв'яка:

$$h_1 = hm = 2.2 \cdot 5 = 11.0 \text{ мм.}$$

Висота головки витка черв'яка:

$$h_{a1} = h_a m = 1.0 \cdot 5 = 5 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин витків черв'яка:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a m = 50 + 2 \cdot 1 \cdot 5 = 60 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів черв'ячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a + x)m = 640 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 5 = 650 \text{ мм.}$$

Найбільший діаметр черв'ячного колеса:

$$d_{ae2} \le d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 650 + \frac{6 \cdot 5}{1 + 2} = 660 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{ae2} = 660$ мм.

Радіус кривини перехідної кривої черв'яка:

$$\rho_{f1} = \rho_f m = 0.2 \cdot 5 = 1.0 \text{ мм.}$$

Довжина нарізаної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (11 + 0.06 z_2) m = (11 + 0.06 \cdot 128) 5 = 93.4 \text{ мм.}$$

Для шліфованого черв'яка довжину збільшуємо на 25 мм. Приймаємо $b_1 = 120$ мм.

Ширина вінця черв'ячного колеса:

$$b_2 \leq 0.75 d_{a1} = 0.75 \cdot 60 = 45 \text{ мм.}$$

З конструктивних міркувань приймаємо $b_2 = 26$ мм.

Для іншої передачі розрахунок аналогічний. Результати представлені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Розрахунок конструктивних параметрів черв'ячних передач

Коефіцієнт, параметр	Черв'ячні передачі	
	I	II
m	5	5
q	10	10
z_1	1	1
z_2	128	106
x	0	0

Продовження табл. 2.2

Коефіцієнт, параметр	Черв'ячні передачі	
	I	II
Вид черв'яка	ZT	ZT
a_w	345	290
d_1	50	50
d_2	640	530
d_{w1}	50	50
γ	5.711	5.711
γ_w	5.711	5.711
γ_b	20.767	20.767
d_b	13.185	13.185
h_1	11	11
h_{a1}	5	5
d_{a1}	60	60
d_{a2}	650	540
d_{ae2}	660	550
ρ_{f1}	1.0	1.0
b_1	93.4	86.8
Прийнятий b_1	120	120
b_2	45	45
Прийнятий b_2	26	26

На підтвердження працездатності розрахованої черв'ячної циліндричної передачі проведемо її розрахунок на контактну міцність. Умова міцності має вигляд:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q}\sqrt{\left[\frac{(z_2/q)+1}{a_w}\right]^3 K_{H\beta}K_{Hv}T_2} \le \sigma_{HP2},$$

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині вінця, $K_{H\beta} = 1.5$;

K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для даного випадку приймаємо, $K_{Hv} = 1.1$;

T_2 – крутний момент на черв'ячному колесі, $T_2 = 448$ Н·м;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, $q = 10$;

z_2 – число зубців черв'ячного колеса, $z_2 = 128$;

σ_{HP2} – допустиме напруження при розрахунку на контактну витривалість:

$$\sigma_{HP2} = 0.75\sigma_в K_{HL},$$

де $\sigma_в$ – межа міцності бронзи на розтяг, $\sigma_в = 200$ МПа.

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, $K_{HL} = 1.0$.

Розраховуємо значення допустимого напруження:

$$\sigma_{HP2} = 0.75 \cdot 200 \cdot 1 = 150 \text{ МПа}.$$

Виконуємо перевірку умови працездатності черв'ячної циліндричної передачі по контактній міцності, враховуючи, що ширина вінця зменшена удвічі у порівнянні із рекомендованою:

$$\sigma_H = 2\frac{170}{z_2/q}\sqrt{\left[\frac{(z_2/q)+1}{a_w}\right]^3 K_{H\beta}K_{Hv}T_2} =$$

$$= 2\frac{170}{128/10}\sqrt{\left[\frac{(128/10)+1}{345}\right]^3 1.5 \cdot 1.1 \cdot 448000} = 142.7 \text{ МПа} < \sigma_{HP2} = 150 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується, працездатність передачі забезпечена.

Для іншої передачі розрахунок аналогічний. Результати представлені у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Перевірка черв'ячних передач на контактну витривалість

Коефіцієнт, параметр	Черв'ячні передачі	
	I	II
$K_{H\beta}$	1.5	1.5
K_{Hv}	1.1	1.1
T_2	448	371
q	10	10
z_2	128	106
$\sigma_в$	200	200
K_{FL}	1.0	1.0
σ_{HP2}	150	150
σ_{HP}	142,7	148,3
$\sigma_{H2} \leq \sigma_{HP2}$	+	+

Умова міцності виконується для всіх передач, їх працездатність забезпечена.

2.3 Розрахунок зубчатої передачі

Дана передача передає обертання на внутрішній диск. Параметри висхідного контуру даної передачі приймаємо стандартним. Оскільки колеса даної передачі будуть піддаватися загартовуванню, виконуємо проектний розрахунок з визначенням модуля передачі. Розрахунок проводимо згідно

методик, наведених в джерелах [10, 11, 14]. Розрахункова формула має вигляд:

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{u \cdot Z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}},$$

де K_m – допоміжний коефіцієнт, для прямозубих передач $K_m = 14$;

T_{2F} – крутний момент, що передається передачею, $T_{2F} = 247$ Н·м,

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині вінця $K_{F\beta} = 1.05$;

Y_{FS1} – коефіцієнт форми зуба, залежить від приведеного числа зубів: $Z_{ПР} = Z_1 = 144$, число зубів приймаємо попередньо, для даного випадку приймаємо $Y_{FS1} = 3.55$;

Z_1 – число зубів зубчатого колеса;

ψ_{bd} – коефіцієнт довжини зуба, попередньо приймаємо $\psi_{bd} = 0.05$;

σ_{FP1} – допустиме напруження при розрахунку на згин:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\lim b} \cdot Y_N}{S_{F\min}} Y_R Y_X Y_\delta K_R,$$

де $\sigma_{F\lim b}$ – межа витривалості матеріалу розраховуємих зубів для віднулбового циклу, для даного випадку приймаємо $\sigma_{F\lim b} = 580$ МПа;

Y_N – коефіцієнт довговічності, при довготривалій експлуатації $Y_N = 1.0$;

Y_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні, для даного випадку приймаємо $Y_R = 1.05$;

Y_X – коефіцієнт, що враховує розміри зубчатого колеса, для попередньо прийнятих розмірів $Y_X = 1.0$;

Y_δ – коефіцієнт, що враховує градієнт напруг та чутливість матеріалу до концентрації напруг, для даного випадку приймаємо $Y_\delta = 0.98$;

$S_{F\min}$ – коефіцієнт запасу міцності для запобігання втомлюванного руйнування матеріалу, для даного випадку приймаємо $S_{F\min} = 1.7$;

K_R – коефіцієнт реверсивності прикладеного навантаження, для даного випадку приймаємо $K_R = 0.75$.

Розраховуємо значення допустимого напруження при розрахунку на згин, враховуючи прийняті коефіцієнти:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\lim b} \cdot Y_N}{S_{F\min}} Y_R Y_X Y_\delta K_R = \frac{580 \cdot 1}{1.7} \cdot 1.05 \cdot 1.0 \cdot 0.98 \cdot 0.75 = 263 \text{ МПа.}$$

Розраховуємо значення модуля передачі:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{u \cdot Z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{247 \cdot 1.05 \cdot 3.55}{0.667 \cdot 144^2 \cdot 0.05 \cdot 263}} = 2.43 \text{ мм.}$$

Приймаємо модуль передачі m = 3.0 мм.

Виконуємо проектний розрахунок геометричних параметрів евольвентної зубчатої передачі внутрішнього зачеплення. Результати розрахунків відображаємо у таблиці 2.1.

Вихідні дані до розрахунку:

Модуль m = 3.0 мм.

Кут профілю зуба $\alpha = 20°$.

Число зубів шестерні z_1 = 96.

Число зубів колеса z_2 = 144.

Кут нахилу зубів $\beta = 0°$.

Коефіцієнт різниці зміщень $x_d = x_2 - x_1 = 0$, поділ даного коефіцієнта на складові стандартом не регламентується.

Розрахункові параметри.

Ділильний коловий крок зубів:

$$p = \pi m = 3.14 \cdot 3.0 = 9.42 \text{ мм.}$$

Кут профілю торцевий:

$$\text{tg}\alpha_t = \frac{\text{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{\text{tg}20^\circ}{\cos 0^\circ} = 0.364,$$

$$\alpha_t = \text{arctg}0.364 = 20^\circ.$$

Кут зачеплення:

$$\text{inv}\alpha_{tw} = \frac{2x_d \text{tg}\alpha}{z_2 - z_1} + \text{inv}\alpha_t = \frac{2 \cdot 0 \cdot \text{tg}20^\circ}{144 - 96} + \text{inv}\,20^\circ = 0.0149,$$

$$\alpha_{tw} = 20^\circ.$$

Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{(z_2 - z_1)m}{2\cos\beta} \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}} = \frac{(144 - 96) \cdot 3.0}{2\cos 0^\circ} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 72 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos\beta} = \frac{96 \cdot 3.0}{\cos 0^\circ} = 288 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр колеса:

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos\beta} = \frac{144 \cdot 3.0}{\cos 0°} = 432 \text{ мм.}$$

Передатне відношення u:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{144}{96} = 1.5 .$$

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u-1} = \frac{2 \cdot 72}{1.5-1} = 288 \text{ мм.}$$

Початковий діаметр колеса:

$$d_{w2} = \frac{2a_w u}{u-1} = \frac{2 \cdot 72 \cdot 1.5}{1.5-1} = 432 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів шестерні:

$$d_{a1} = d_1 + 2\left(h_a^* + x_1\right)m = 288 + 2(1+0)3.0 = 294 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів колеса:

$$d_{a2} = d_2 - 2\left(h_a^* - x_2 - 0.2\right)m = 432 - 2(1-0-0.2)3.0 = 427.2 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів шестерні:

$$d_{f1} = d_1 - 2\left(h_a^* + c^* - x_1\right)m = 288 - 2(1 + 0.2 - 0)3.0 = 280.8 \text{ мм}.$$

Діаметр впадин зубів колеса:

$$d_{f2} = d_2 + 2\left(h_a^* + c^* + x_2\right)m = 432 + 2(1 + 0.2 + 0)3.0 = 439.2 \text{ мм}.$$

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2\left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta = \left[1.88 - 3.2\left(\frac{1}{96} - \frac{1}{144}\right)\right]\cos 0° = 1.87.$$

Коефіцієнт осьового перекриття:

$$\varepsilon_\beta = \frac{\pi m}{\sin\beta} = \frac{3.14 \cdot 3}{\sin 0°} = 0.$$

Сумарний коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon_\nu = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.87 + 0 = 1.87.$$

На підтвердження працездатності розрахованої зубчатої евольвентної передачі внутрішнього зачеплення проведемо її розрахунок на контактну міцність. Умова міцності має вигляд:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A K_{H\nu} K_{H\beta} K_{H\alpha}}{b \cdot d_1} \frac{u-1}{u}} \le \sigma_{HP},$$

де F_t – колова сила на ділильному діаметрі в торцевому перетині:

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 247 \cdot 1000}{288} = 1715 \text{ Н},$$

K_A – коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження, для даного випадку приймаємо $K_A = 1$;

K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для даного випадку приймаємо $K_{Hv} = 1.01$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по довжині контактних ліній, для даного випадку приймаємо $K_{H\beta} = 1.05$;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами, для прямозубих коліс $K_{H\alpha} = 1.0$;

Z_E – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених зубчастих коліс, для даного випадку приймаємо $Z_E = 190$;

Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубів в полюсі зачеплення, для даного випадку приймаємо $Z_H = 2.49$;

Z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній, для даного випадку приймаємо $Z_\varepsilon = 0.84$;

σ_{HP} – допустиме напруження при розрахунку на контактну міцність:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_N}{S_{H\min}} Z_L Z_R Z_v Z_X,$$

де $\sigma_{H\lim}$ – допустиме напруження при довготривалому навантаженні з постійним режимом, для даного випадку приймаємо $\sigma_{H\lim} = 850$ МПа;

Z_N – коефіцієнт довговічності, при довготривалій експлуатації $Z_N = 1.0$;

Z_L – коефіцієнт, що враховує наявність змащення, для даного випадку приймаємо $Z_L = 1.0$;

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубів, для даного випадку приймаємо $Z_R = 0.95$;

Z_v – коефіцієнт, що враховує колову швидкість, для даного випадку приймаємо $Z_v = 0.99$;

Z_X – коефіцієнт, що враховує розмір зубчатого колеса, для даного випадку приймаємо $Z_X = 1.0$;

$S_{H\min}$ – коефіцієнт запасу міцності, для даного випадку приймаємо $S_{H\min} = 1.2$.

Розраховуємо значення допустиме напруження:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_N}{S_{H\min}} Z_L Z_R Z_v Z_X = \frac{850 \cdot 1}{1.2} \cdot 1 \cdot 0.95 \cdot 0.99 \cdot 1 = 665 \text{ МПа}.$$

Виконуємо перевірку умови працездатності зубчастої передачі внутрішнього зачеплення по контактній міцності:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}}{b \cdot d_1} \frac{u-1}{u}} =$$

$$= 190 \cdot 2.49 \cdot 0.84 \sqrt{\frac{1715 \cdot 1 \cdot 1.01 \cdot 1.05 \cdot 1}{25 \cdot 288} \cdot \frac{1.5-1}{1.5}} =$$

$$= 115 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 665 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується, працездатність передачі забезпечена.

2.4 Розрахунок жорсткості підшипника обертання зубчастого колеса внутрішнього зачеплення

Даний підшипник є нестандартним і складається з трьох елементів: кільця з канавкою напівкруглого профілю, яке є частиною зубчастого колеса внутрішнього зачеплення, базового кільця з канавкою з четвертю круглого профілю, приєднаного до зовнішнього диску, притискного кільця з канавкою з четвертю круглого профілю, яка утримує кульки і створює необхідний натяг. Умови роботи даного підшипника подібні до роботи радіально-упорних підшипників, відповідно проводимо і їх розрахунок.

Максимальна осьова сила, яка діє на даний підшипник, є дотична сила у черв'ячному зачепленні. Її величина становить:

$$F_{дот} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 3500}{50} = 140 \text{ Н}.$$

Відповідно до неї визначаємо силу натягу. Приймаємо, що $F_{a\max} = F_{дот}$. Зовнішня осьова сила, при якій натяг однієї з умовних опор повністю знімається, визначається з залежності:

$$F_{a\max} = 1.5\left[1 + \left(\frac{i_2}{i_1}\right)^{\frac{2}{3}}\right] F_H,$$

де $F_{\text{Н}}$ – сила натягу

i_1 та i_2 – число витків з тілами кочення в опорі 1 і 2 відповідно.

Відповідно

$$F_{a\max} = 1.5\left[1+\left(\frac{0}{1}\right)^{\frac{2}{3}}\right]F_H = 1.5F_H,$$

$$F_H = \frac{F_{a\max}}{1.5} = \frac{140}{1.5} = 94 \text{ Н}.$$

Осьова жорсткість умовної опори визначається з залежності:

$$j_a = 1.5C^{\frac{2}{3}}F_H^{\frac{1}{3}}\left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}}\right),$$

де C – вантажопідйомність витка з тілами кочення:

$$C = 10^5 z\sin^{\frac{5}{2}}\alpha\sqrt{1.25d_к},$$

де z – число тіл кочення в одному витку,

α – фактичний кут контакту у витку з тілами кочення, що змінюється під дією попереднього натягу,

$d_к$ – діаметр кульки, мм.

Для розрахунку кута контакту необхідно визначити кут прикладення рівнодіючої сили, що тисне на підшипник. Осьова складова відома, це $F_{доп} = 140$ Н. Радіальних складових дві: одна – від радіальної сили у зубчастому зачепленні, інша – від радіальної сили у черв'ячному зачепленні.

Приймаємо найбільш негативний випадок, коли сили додаються. Радіальна сила у зубчастому зачепленні:

$$F_{TZ} = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 247000}{288} = 1715 \text{ Н},$$

$$F_{RZ} = F_{TZ} \text{tg}\alpha_w = 1715 \cdot \text{tg}20° = 624 \text{ Н}.$$

Радіальна сила у черв'ячному зачепленні:

$$F_{TC} = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 3500}{50} = 140 \text{ Н},$$

$$F_{RC} = F_{TC} \text{tg}\alpha_w = 140 \cdot \text{tg}20° = 51 \text{ Н}.$$

Максимальна радіальна сила, що діє на підшипник:

$$F_R = F_{RZ} + F_{RC} = 624 + 51 = 675 \text{ Н}.$$

Отже, фактичний кут контакту у витку з тілами кочення:

$$\alpha = \text{arctg}\frac{F_{a\max}}{F_R} = \text{arctg}\frac{140}{675} = 11.717°.$$

Звідси, осьова жорсткість умовної опори:

$$C = 10^5 z \sin^{\frac{5}{2}} \alpha \sqrt{1.25 d_к} = 10^5 \cdot 180 \cdot \sin^{\frac{5}{2}} 11.717° \sqrt{1.25 \cdot 8} = 1.06 \cdot 10^6 \text{ Н},$$

$$j_a = 1.5C^{\frac{2}{3}}F_H^{\frac{1}{3}}\left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}}\right) = 1.5\cdot\left(1.06\cdot10^6\right)^{\frac{2}{3}}\cdot94^{\frac{1}{3}}\left(1^{\frac{2}{3}} + 0^{\frac{2}{3}}\right) = 7.09\cdot10^4 \text{ Н/мм.}$$

Радіальна жорсткість умовної опори визначається за формулою:

$$j_r = \frac{k_4 i_{1(2)}^{\frac{2}{3}} j_a}{1.5tg^2\alpha\left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}}\right)},$$

де k_4 – коефіцієнт, що характеризує розподіл навантаження між тілами кочення і залежить від співвідношення між силою натягу та радіальним навантаженням $\frac{F_H}{F_r tg\alpha} = \frac{94}{675tg11.717^\circ} = 0.67$, k_4 = 0.1.

Таким чином

$$j_r = \frac{k_4 i_{1(2)}^{\frac{2}{3}} j_a}{1.5\text{tg}^2\alpha\left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}}\right)} = \frac{0.1\cdot1^{\frac{2}{3}}\cdot7.09\cdot10^4}{1.5\text{tg}^211.717^\circ\left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}}\right)} = 5.5\cdot10^4 \text{ Н/мм.}$$

Проведені розрахунки свідчать про високу осьову та радіальну жорсткості підшипника зубчастого колеса внутрішнього зачеплення.

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти розв'язане важливе технічне завдання розробки силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами для підвищення жорсткості шляхом використання замкнених колових напрямних кочення та точного відтворення колових траєкторій подач.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

– проведено огляд застосування двокоординатних та багатошпиндельних модулів в агрегатно-модульному технологічному обладнанні;

– розроблено конструкцію силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами з використанням замкнених колових напрямних кочення;

– проведено необхідні проєктні і перевірочні розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції силового модуля на основі двох дисків з ексцентричними отворами.

У даному дипломному проекті було спроектовано двохкоординатний силовий стіл з ексцентричним розташуванням платформи та проміжного диску. Наявність двох дисків, один з яких розташовано ексцентрично всередині іншого, а відповідно у цьому диску ексцентрично розташовано вісь платформи, забезпечує точне відтворення колового руху із можливістю зміни радіусу даного руху. При цьому забезпечується і можливість довільного руху платформи. Наявний у силовому столі механізм орієнтації платформи забезпечує положення платформи, паралельне початковому у будь-якій точці робочого простору.

Використання колових рухів вихідних органів приводу подачі дозволяє використати замкнені колові напрямні. На відміну від прямолінійного руху, для напрямних кочення яких характерна наявність каналів повернення тіл кочення, в колових напрямних вони рухаються по замкненому контуру без

різких змін у своїй траєкторії, подібно до підшипника кочення. Відповідно в забезпеченні натягу та сприйманні навантаження беруть участь всі без винятку робочі тіла. Таким чином, ефективність даних напрямних вища, аніж у прямолінійних. Це дозволяє сприймати більші навантаження на вищих швидкостях. Проведені проєктні та перевірочні розрахунки основних передач двохкоординатного силового столу, що підтверджують працездатність запропонованого модуля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1) Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х частинах. Під заг. ред. Ю.М. Кузнєцова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 507 с.

2) Гречка А.І. Підвищення точності і навантажувальної здатності пінольних механізмів агрегатно-модульного технологічного обладнання : дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук. Спец. 05.03.01 – Процеси механічної обробки, верстати та інструменти / А.І. Гречка ; наук. кер.: А.М. Кириченко. – Кіровоград, 2008. – 218 с.

3) Крижанівський В.А. Результати дослідження умов функціонування виконавчих органів приводів подач. // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний зб. «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин» – Кіровоград, 1999. – Вип. 27. – с. 111-114.

4) Крижанівський В.А. Синтез схем навантаження виконавчих органів приводу подачі силових вузлів моноблочного типу агрегатних верстатів на основі загальної схеми навантаження // Збірник праць КДТУ, 2000. – с. 7.

5) Крижанівський В.А. Структурно-схемний аналіз традиційних структур силових вузлів агрегатних верстатів // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (напрям "Інженерна механіка") – Луцьк: Луцький державний технічний університет, 1999. – Вип.6. – с. 6-10.

6) Пат. на кор. модель 3998 Україна, МПК B23Q37/00. Силовий стіл / Крижанівський В.А., Пестунов В.М., Гречка А.І., Єрьоміна І.М.; заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т. – № u20040503414; заявл. 06.05.2004; опубл. 15.12.2004, Бюл. № 12.

7) 1. Пестунов В. М., Гречка А. І. Силова головка : пат. на корисну модель № 54509 Україна : МПК B23Q 1/44 / заявл. 18 листопада 1999 р. ; опубл. 17 березня 2003 р., Бюл. № 3. – 3 с.

8) Крижанівський В.А. Оцінка умов функціонування пінольних вузлів з багатокомпонентними схемами навантаження / В.А. Крижанівський, А.І.

Гречка // Зб. наук. праць КДТУ : техніка у сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2003. – № 13. – С. 205-211.

9) Кузнєцов Ю.М., Крижанівський В.А., Кириченко А.М. Підвищення навантажувальної здатності та точності силових вузлів блочного типу / Ю.М. Кузнєцов, В.А. Крижанівський, А.М. Кириченко // Вісник НТУУ“КПІ”. – К., 1999. – № 37. – С. 46-52.

10) Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.

11) Бочков В. М., Сілін Р. І., Гаврильченко О. В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник / За ред. Сіліна Р. І. – Львів: Видавництво «Бескид Біт», 2008. – 448 с.

12) Валявський, І. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. / І. А. Валявський, О. В. Лисенко, І. А. Лисенко ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 281 с.

13) Мажара В.А. Система автоматизованого проектування технологічного оснащення / В.А. Мажара, К.К. Щербина, А.М. Артюхов, С.А. Тененика, І.С. Шестаков // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – Вип. 54. – С. 12-23.

14) Коваленко, О.О., Ляшенко, В.П. Деталі машин та основи конструювання: Підручник. – Харків: ХНАМГ, 2010. – 456 с.

15) Shcherbyna K. Kinematics of cutting process while honing holes with a hone with variable geometry of sticks / K. Shcherbyna, A. Hrechka, V. Mazhara, T. Diachenko // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2020. – Вип.50. – С.159-164.

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
		Стіл силовий			
		двокоординатний			
	КРБ.ПМ.25.33.13.00.00	Складальний кресленик			
		Деталі			
1	КРБ.ПМ.25.33.13.00.01	Корпус	1		
2	КРБ.ПМ.25.33.13.00.02	Диск зовнішній	1		
3	КРБ.ПМ.25.33.13.00.03	Диск внутрішній	1		
4	КРБ.ПМ.25.33.13.00.04	Платформа	1		
5	КРБ.ПМ.25.33.13.00.05	Напрямна накладна	1		
6	КРБ.ПМ.25.33.13.00.06	Напрямна накладна	1		
7	КРБ.ПМ.25.33.13.00.07	Диск захисний	1		
8	КРБ.ПМ.25.33.13.00.08	Диск захисний	1		
9	КРБ.ПМ.25.33.13.00.09	Вісь платформи	1		
10	КРБ.ПМ.25.33.13.00.10	Кільце розмірне	1		
11	КРБ.ПМ.25.33.13.00.11	Колесо зубчасте			
		платфоми	1		
12	КРБ.ПМ.25.33.13.00.12	Кришка підшипникового			
		вузла платформи	1		
13	КРБ.ПМ.25.33.13.00.13	Вісь сателітного колеса	1		
14	КРБ.ПМ.25.33.13.00.14	Колесо зубчасте сателітне	1		
15	КРБ.ПМ.25.33.13.00.15	Кільце розмірне	1		
16	КРБ.ПМ.25.33.13.00.16	Колесо зубчасте			
		центральне	1		
17	КРБ.ПМ.25.33.13.00.17	Втулка розмірна	1		
18	КРБ.ПМ.25.33.13.00.18	Кільце розмірне	1		
19	КРБ.ПМ.25.33.13.00.19	Колесо зубчасте			
		внутрішнього диску	1		
20	КРБ.ПМ.25.33.13.00.20	Кільце підшипника	2		
21	КРБ.ПМ.25.33.13.00.21	Колесо зубчасте			
		внутрішнього зачеплення	1		
22	КРБ.ПМ.25.33.13.00.22	Кільце розмірне	1		

Кафедра ММР	Андрій ГРЕЧКА	Максим САДОВСЬКИЙ	Андрій ГРЕЧКА	1:1

Центральноукраїнський національний технічний університет	Специфікація	Навчальний			
	Стіл силовий двокоординатний	КРБ.ПМ.25.33.13.00.00			
		A	2025-06-01	uk	1/3

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
23	КРБ.ПМ.25.33.13.00.23	Колесо черв'ячне			
		обертання внутрішнього			
		диску	1		
24	КРБ.ПМ.25.33.13.00.24	Кільце розмірне	1		
25	КРБ.ПМ.25.33.13.00.25	Колесо черв'ячне			
		обертання зовнішнього			
		диску	1		
26	КРБ.ПМ.25.33.13.00.26	Вал-черв'як	2		
27	КРБ.ПМ.25.33.13.00.27	Кришка торцева	2		
28	КРБ.ПМ.25.33.13.00.28	Кільце розмірне	2		
29	КРБ.ПМ.25.33.13.00.29	Кільце стопорне	2		
30	КРБ.ПМ.25.33.13.00.30	Сепаратор малий	2		
31	КРБ.ПМ.25.33.13.00.31	Сепаратор великий	2		
32	КРБ.ПМ.25.33.13.00.32	Пробка	2		
33	КРБ.ПМ.25.33.13.00.33	Кільце захисне	2		
		Стандартні вироби			
41		Болт М8-6gx40	24	ГОСТ 7805-70	
42		Болт М12-6gx45	8	ГОСТ 7805-70	
44		Гайка М12-6Н	8	ГОСТ 5927-70	
46		Гайка М20х1,5-6Н	1	ГОСТ 11871-88	
47		Гайка М45х1,5-6Н	1	ГОСТ 11871-88	
49		Гвинт М8-6gx12	4	ГОСТ 8878-83	
51		Гвинт М8-6gx16	24	ГОСТ 11738-84	
52		Гвинт М8-6gx25	32	ГОСТ 11738-84	
53		Гвинт М8-6gx45	60	ГОСТ 11738-84	
54		Гвинт М8-6gx75	6	ГОСТ 11738-84	
55		Гвинт М10-6gx30	6	ГОСТ 11738-84	
56		Гвинт М12-6gx35	6	ГОСТ 11738-84	
57		Гвинт М14-6gx20	1	ГОСТ 11738-84	
59		Гвинт М4-6gx6	56	ГОСТ 17473-80	
61		Кулька 8	180	ГОСТ 3722-81	

Кафедра ММР	Андрій ГРЕЧКА	Максим САДОВСЬКИЙ	Андрій ГРЕЧКА	1:1

Центральноукраїнський національний технічний університет	Специфікація	Навчальний			
	Стіл силовий двокоординатний	КРБ.ПМ.25.33.13.00.00			
		А	2025-06-01	uk	2/3

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
63		Манжета 1.1–30х52–1	2	ГОСТ 3722-81	
65		Підшипник 104	2	ГОСТ 8338-75	
67		Підшипник 7306А	4	ГОСТ 27365-87	
68		Підшипник 7210А	2	ГОСТ 27365-87	
70		Ролик 3х13,8 В 2	546	ГОСТ 6870-81	
72		Шайба 12 65Г	8	ГОСТ 6402-70	
74		Шайба Н.20	1	ГОСТ 11872-89	
75		Шайба Н.45	1	ГОСТ 11872-89	
77		Шпонка 12х8х30	1	ГОСТ 23360-78	
79		Штифт 10х26	2	ГОСТ 12207-79	
80		Штифт 10х40	2	ГОСТ 12207-79	
81		Штифт 10х60	2	ГОСТ 12207-79	
82		Штифт 10х65	2	ГОСТ 12207-79	
83		Штифт 12х85	1	ГОСТ 12207-79	
		Інші вироби			
85		Електродвигун ДК1-3,5-111	2		
87		Муфта сильфонна 05.000	1		

Кафедра ММР	Андрій ГРЕЧКА	Максим САДОВСЬКИЙ	Андрій ГРЕЧКА	1:1

Центральноукраїнський національний технічний університет	Специфікація		Навчальний			
	Стіл силовий двокоординатний		КРБ.ПМ.25.33.13.00.00			
			А	2025-06-01	uk	3/3