

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

«Допущено до захисту»
Зав. кафедри ММР
_____ к.т.н., доц.
Андрій ГРЕЧКА

Кваліфікаційна робота
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:
«Проект поворотного столу верстата з ЧПУ»
«CNC machine rotary table design»

Виконавець: здобувач вищої освіти
4 курсу, групи ГМ(МВ)-21,
ОПП «Галузеве машинобудування»
Спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»
_____ Перелигін Олег Валерійович
Керівник роботи: к.т.н., доц.
_____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ
Рецензент: к.т.н., доц.
_____ Тимофій РУДЕНКО

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	перший (бакалаврський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	133 Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма	Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР
_____ Андрій ГРЕЧКА

«___» _____ 2025 р.

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

ЗДОБУВАЧА

Олега ПЕРЕЛИГІНА

_____ (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проект поворотного столу верстата з ЧПУ

2. Керівник роботи: _____ к.т.н., доц., Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

3. Строк подання роботи до захисту _____ «20» червня 2025 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є: розробка проекту поворотного столу верстата з ЧПУ

Завдання:

- ознайомитися з літературними джерелами;
- проаналізувати конструкції поворотних столів верстатів з ЧПУ;
- розробити конструкцію поворотного столу;
- виконати розрахунки елементів фіксації планшайби поворотного столу;
- розробити відповідну конструкторську документацію.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
РОЗДІЛ 1	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 2	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 3	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Ознайомлення з завданням	Лютий 2025	Вик.
2	Аналіз конструкцій поворотних столів верстатів з ЧПУ	Березень 2025	Вик.
3	Розробка конструкції поворотного столу	Березень 2025	Вик.
4	Розрахунки елементів фіксації планшайби поворотного столу	Квітень 2025	Вик.
5	Перевірка роботи на академічний плагіат	Травень 2025	Вик.
6	Висновки	Травень 2025	Вик.
7	Графічна частина та оформлення	Червень 2025	Вик.

Дата видачі завдання « 03 » лютого 2025 р.

Керівник роботи _____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

(підпис)

Завдання прийнято до виконання 03 » лютого 2025 р.

Здобувач

Олег ПЕРЕЛИГІН

(підпис)

Анотація

Олег ПЕРЕЛИГІН. Проект поворотного столу верстата з ЧПУ. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр»: спеціальності 133 Галузеве машинобудування / наук. кер. І.А. Валявський; ЦНТУ, 2025. – 41 с.

Графічна частина – 4 аркуші формату А1

Метою роботи є: розробка проекту_поворотного столу верстата з ЧПУ.

Актуальність роботи: забезпечення корінної реконструкції і випереджаючого розвитку машинобудівного комплексу, насамперед верстатобудування, виробництва обчислювальної техніки, приладобудування, електротехнічної й електронної промисловості, потребує широкого впровадження металорізальних верстатів з числовим програмним управлінням (ЧПУ), верстатних модулів, робототехнічних, роторних і роторно-конвеєрних комплексів, створених переважно на основі уніфікованих блочно-модульних і базових конструкцій.

Практичне значення: для виконання автоматичного завантаження на верстат заготовок, закріплених на супутниках, стіл оснащений спеціальним пристроєм фіксації і затиску супутників, установлюваним на планшайбу столу.

Ключові слова: робототехнічні комплекси, верстатні модулі, столи кругового руху.

Abstract

Oleh PERELYHIN. CNC machine rotary table design. Qualification work for the educational degree "bachelor": specialty 133 Industrial mechanical engineering / Scientific supervisor Ivan VALIAVSKYI; CNTU, 2025. – 41 p.

Graphic part – 4 sheets of A1 format

The aim of the work is: development of a power head design with a square quill.

The relevance of the work: Ensuring radical reconstruction and advanced development of the machine-building complex, primarily machine tool construction, computer equipment production, instrument making, electrical and electronic industries, requires the widespread introduction of metal-cutting machines with numerical control (CNC), machine tool modules, robotic, rotary and rotary-conveyor complexes, created mainly on the basis of unified block-modular and basic designs.

Practical significance: To automatically load workpieces mounted on satellites onto the machine, the tables are equipped with a special satellite fixing and clamping device mounted on the table faceplate.

Keywords: robotic complexes, machine tool modules, rotary tables.

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

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

на тему:

«Проект поворотного столу верстата з ЧПУ»

КРБ.ГМ.25.04.03.000 ПЗ

Виконавець: здобувач вищої освіти
4 курсу, групи ГМ(МВ)-21,
ОПП «Галузеве машинобудування»
Спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

Перелигін Олег Валерійович

Керівник роботи: к.т.н., доц.

Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

Рецензент: к.т.н., доц.

Тимофій РУДЕНКО

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПОВОРОТНИХ СТОЛІВ ВЕРСТАТІВ З ЧПУ	9
2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОВОРОТНОГО СТОЛУ	20
2.1. Опис конструкції поворотного столу	20
2.2. Розрахунок необхідного моменту повороту планшайби столу	21
2.3. Вибір електродвигуна приводу	24
2.4. Розрахунок черв'ячної передачі	26
3. РОЗРАХУНКИ ЕЛЕМЕНТІВ ФІКСАЦІЇ ПЛАНШАЙБИ ПОВОРОТНОГО СТОЛУ	32
3.1. Визначення необхідного зусилля затиску планшайби із столом-супутником	32
3.2. Вибір та розрахунок пружинних притискачів для створення зусилля затиску планшайби	33
3.3. Розрахунок гідроциліндра розтиску планшайби	35
3.4. Вибір пружинного притискача для створення зусилля затиску стола-супутника.....	36
3.5. Розрахунок гідроциліндра розтиску стола-супутника.....	37
ВИСНОВКИ	38
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	39

ВСТУП

Забезпечення корінної реконструкції і випереджаючого розвитку машинобудівного комплексу, насамперед верстатобудування, виробництва обчислювальної техніки, приладобудування, електротехнічної й електронної промисловості, потребує широкого впровадження металорізальних верстатів з числовим програмним управлінням (ЧПУ), верстатних модулів, робототехнічних, роторних і роторно-конвеєрних комплексів, створених переважно на основі уніфікованих блочно-модульних і базових конструкцій.

З урахуванням тенденцій розвитку машинобудування визначені наступні загальні напрямки розвитку металорізальних верстатів:

- підвищення продуктивності верстатів за рахунок інтенсифікації режимів обробки та скорочення допоміжного часу;
- підвищення точності обробки за рахунок розширення номенклатури прецизійних верстатів, а також створення нових конструкцій;
- розширення та освоєння номенклатури і підвищення технічного рівня верстатів з цикловим та числовим програмними управліннями;
- створення конструкцій верстатів з ЧПУ на базі широкої уніфікації та агрегування, у тому числі верстатів з автоматичною зміною інструмента;
- створення верстатів, оснащених спрощеним пристроєм ЧПУ, які дозволяють проводити ручний ввід програми, їх коректування на верстаті та повторне відтворення.

Тому для підвищення якості процесу металообробки та зменшення часу її проведення необхідно вдосконалювати існуючі і розробляти принципово нові конструкції верстатів та їх вузлів.

1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПОВОРОТНИХ СТОЛІВ ВЕРСТАТІВ З ЧПУ

Столи кругового руху – елемент конструкції верстатів, рухома частина якого (планшайба) виконує кутове переміщення (подачу) щодо нерухомої частини (корпуса). На планшайбі столу закріплюють або оброблювану заготовку, або шпindelний вузол. У верстатах із ЧПУ столи кругового руху працюють в автоматичному режимі і поворот планшайби столу є програмувальним переміщенням. Програмуються значення швидкості і кут повороту планшайби.

Можливі два режими роботи столів у верстатах із ЧПУ:

1) позиційний, при якому поворот планшайби на заданий кут здійснюється періодично для просторового орієнтування заготовки її наступної обробки (при цьому планшайба столу залишається в незмінній позиції – нерухомої);

2) безупинний, при якому поворот планшайби відбувається безупинно для переміщення подачі заготовки в процесі обробки (швидкість подачі планшайби при цьому задається у відповідності про технологічними параметрами обробки).

Розрізняють столи про обмежене число кутів повороту (тобто з визначеним скінченним числом позицій планшайби щодо корпуса столу) і про практично необмежене число кутів повороту. У столах першого типу фіксація кутового положення планшайби здійснюється, як правило, за допомогою механічних пристроїв.

На рис. 1.1 зображений стіл, у якому кутова фіксація планшайби щодо корпуса досягається зачепленням спеціальних торцевих зубів 7, виконаних на дисках, один із яких 2 нерухомий і встановлений у корпусі столу, а інший 3 – закріплений на планшайбі. Для повороту планшайби такого столу необхідно здійснити спочатку її осьове переміщення на відстань, що забезпечує розчіплювання торцевих зубів. Після повороту за допомогою осьового

переміщення в зворотний бік здійснюється зачеплення торцевих зубів і, отже, фіксація планшайби.

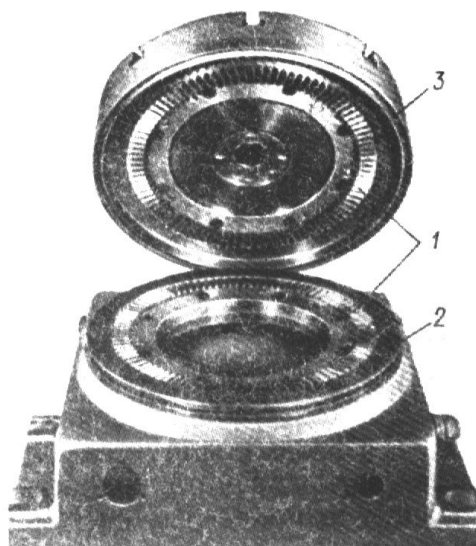


Рис. 1.1. Стіл кругового руху з обмеженим числом кутів повороту

Число позицій планшайби такого столу і точність повороту визначаються числом і точністю виготовлення торцевих зубів. В існуючих конструкціях столів звичайно не більш 72 позицій планшайби. При збільшенні числа зубів зменшується жорсткість конструкції. Обробка торцевих зубів з високою точністю сполучена з технологічними труднощами і вимагає спеціального шліфувального технологічного устаткування. Точність повороту столів кругового руху з торцевими зубами досягає 3–5".

До столів з обмеженим числом кутів повороту відносяться столи, у яких на планшайбі закріплений ділительний диск, а в корпусі установлений фіксатор. Столи з обмеженим числом кутів повороту працюють тільки в позиційному режимі.

Типова конструкція столу кругового руху з необмеженим числом кутів повороту показана на рис. 1.2. Рухомий елемент – планшайба 1 – повертається щодо нерухомого корпуса 2 на торцевих 3 і радіальних 4 напрямних кочення. Обертання планшайби повідомляється від електродвигуна 8 через черв'яка 9 і черв'ячне колесо 10, закріплене на планшайбі.

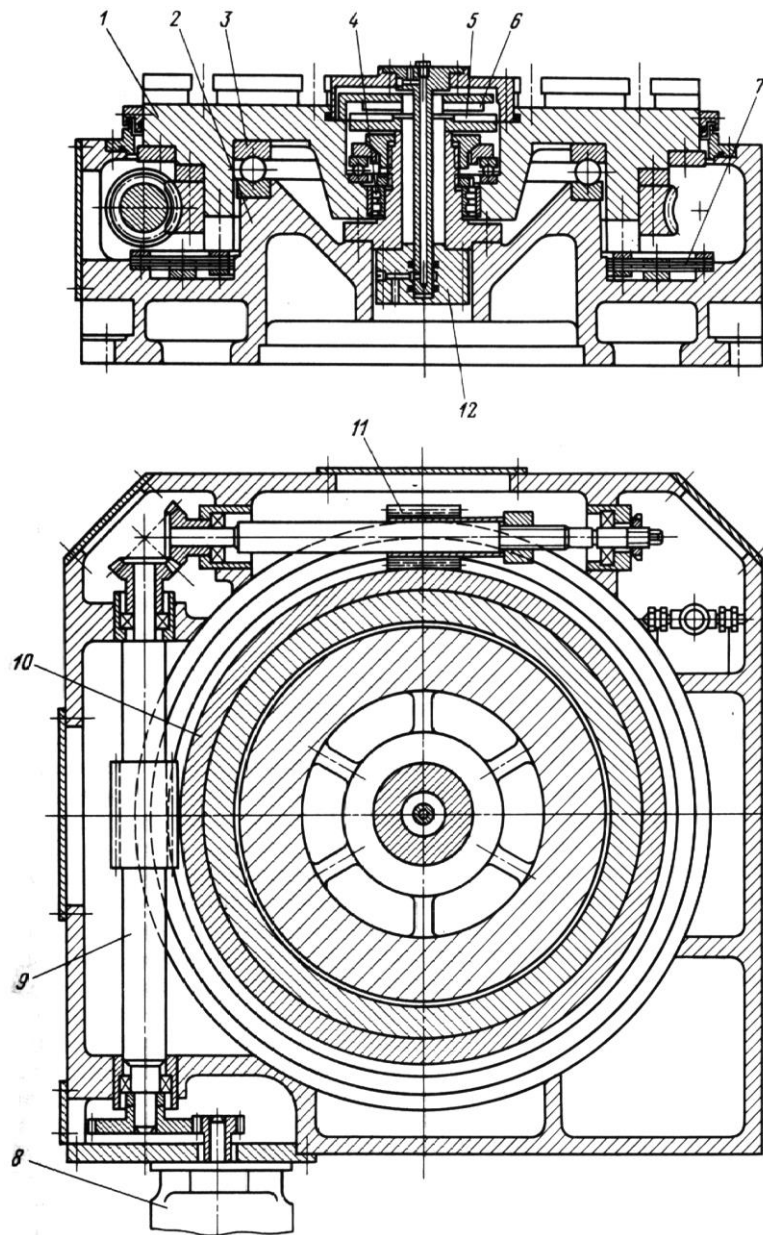


Рис. 1.2. Стіл кругового руху з необмеженим числом кутів повороту:
 1 – планшайба; 2 – корпус; 3 – торцеві напрямні кочення; 4 – радіальні напрямні кочення; 5 – статор індуктосину; 6 – ротор індуктосину; 7 – фрикційні диски; 8 – електродвигун; 9 – черв'як; 10 – черв'ячне колесо; 11 – рухомий черв'як; 12 – колектор

Кутове положення планшайби контролюється датчиком зворотного зв'язку типу індуктосин, ротор 6 якого закріплений на планшайбі, а статор 5 – у корпусі столу. Точність повороту планшайби на заданий кут визначається точністю датчика зворотного зв'язку.

Точність кругових індуктосинів складає 3-7". Такого ж порядку (при відповідній дискретності системи ЧПУ) мінімальні кути, на які може повернутися планшайба. Таким чином, планшайба столу може переміщатися на

будь-який кут, кратний 3–7". Після повороту планшайби на заданий кут виконується затиск пакета фрикційних дисків 7, що забезпечує жорстке кутове положення планшайби відносно корпуса столу.

Якщо конструкція столів така, що кутове положення планшайби не контролюється датчиком зворотного зв'язку (розімкнута система керування), точність її повороту визначається точністю завдання переміщення системою ЧПУ, точністю відпрацьовування цієї величини двигуном привода і кінематичною похибкою передачі від двигуна привода до планшайби. При реверсивній роботі столу на точність повороту планшайби, крім того, впливають зазори і пружні деформації в ланках кінематичного ланцюга.

Столи з необмеженим числом кутів повороту планшайби можуть працювати як у позиційному, так і в безупинному режимі.

З розглянутих конструкцій перевагу мають столи, у яких кутове положення планшайби контролюється круговим датчиком зворотного зв'язку, закріпленим співвісно з планшайбою, оскільки такі столи мають найбільшу універсальність, забезпечують високу точність кутового положення планшайби, найбільш прості у виготовленні. У зв'язку з цим вони знаходять усе більше застосування у верстатах із ЧПУ.

При установці індуктосину в столі кругового руху необхідно виключити зазор або пружний зсув при роботі столу між ротором датчика і планшайбою, інакше при вимірі буде допущена помилка.

Кругові індуктосини забезпечують точність виміру 5' при радіальному битті ротора щодо статора не більш 0,01 мм і торцевому битті не більш 0,02 мм.

Столи кругового руху, застосовувані у верстатах із ЧПУ, повинні забезпечувати великий діапазон частоти обертання планшайби. Максимальна частота обертання n_{\max} визначається найбільшою припустимою лінійною швидкістю на периферії планшайби, що звичайно приймають рівною 6–8 м/хв. Мінімальна частота обертання планшайби n_{\min} визначається мінімальними значеннями робочих подач при обробці заготовки.

Частоти обертання для столів з різними розмірами планшайби наведені в табл. 1. При визначенні n_{\max} прийнята мінімальна величина робочої подачі $S_{\min} = 40$ мм/хв.

Частота обертання планшайби столів кругового руху

Діаметр планшайби, мм	Частота обертання планшайби, хв ⁻¹	
	мінімальна	максимальна
400	0,032	6,4
630	0,02	4
800	0,016	3,2
1600	0,008	1,2

Забезпечення великого діапазону частоти обертання може бути досягнуте за допомогою широкорегульованого привода повороту, у якості якого найбільше поширення одержав електропривод з електродвигуном постійного струму і тиристорним керуванням, а також гідропривід із дросельним регулюванням гідродвигуна. Для усталеної роботи привода повороту планшайби в режимі, що стежить, необхідна велика жорсткість кінематичного ланцюга від двигуна до планшайби. Ця жорсткість визначається як податливістю елементів конструкції, так і зазорами між її ланками.

Найбільший вплив на жорсткість кінематичного ланцюга здійснює жорсткість останньої ланки – пари черв'як – черв'ячне колесо. Тому в конструкції столу повинні бути забезпечені: мінімальна осьова податливість черв'яка, максимальна жорсткість кріплення черв'ячного колеса з планшайбою, можливість регулювання бічного зазору в зачепленні черв'яка з черв'ячним колесом.

Зменшити зазор можна введенням у конструкцію другого черв'яка 11 (див. рис. 1.2), осьове переміщення якого регулюється; застосуванням в опорах черв'яка ексцентрикових втулок, що дозволяють змінювати міжосьову відстань у зачепленні черв'ячної пари; застосуванням черв'яка зі змінною (уздовж осі) товщиною зуба, причому його осьове переміщення регулюється (рис. 1.3).

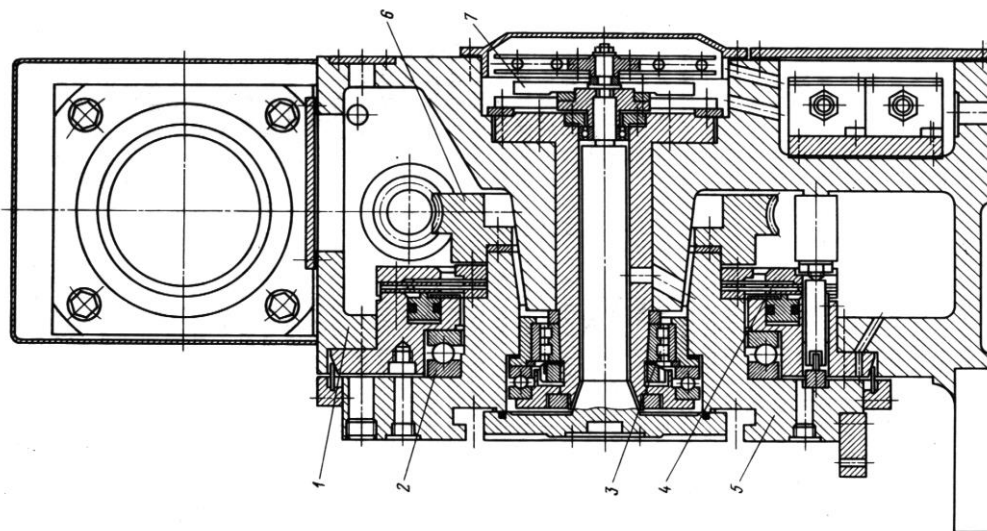
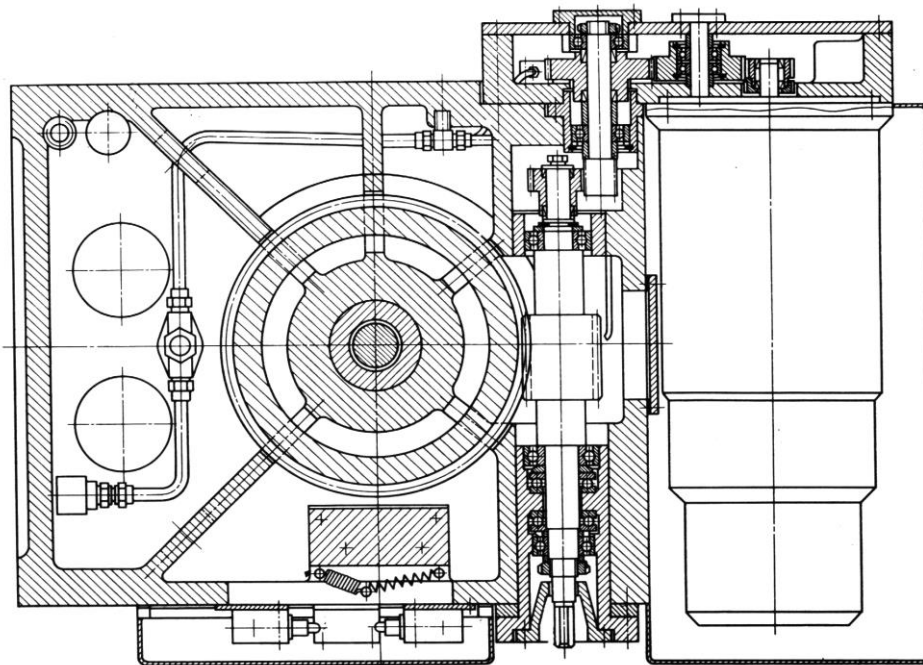


Рис. 1.3. Накладний стіл з горизонтальною віссю обертання планшайби

Ефективність застосування перерахованих способів регулювання зазору залежить від точності виготовлення черв'яка і черв'ячного колеса. Радіальне биття черв'яка і черв'ячного колеса, а також кінематична похибка черв'ячного колеса приводять до утворення в зачепленні зазору δ , що змінюється в процесі повороту черв'ячного колеса від δ_{\max} до δ_{\min} . Регулюванням можна зменшити його до $\delta = \delta_{\max} - \delta_{\min}$. З підвищенням точності виготовлення ця різниця зменшується.

У конструкціях деяких столів застосовують два черв'яки, причому один з них зміщається уздовж осі під дією пружини, постійно зменшуючи бічний зазор у зачепленні. Однак це приводить до збільшення (приблизно вдвічі) утрат на

тертя в зачепленні. Зниження втрат на тертя не тільки в зачепленні, але й у напрямних планшайби дозволяє зменшити відповідно потрібну потужність і розміри двигуна привода. З цією метою напрямні планшайби оснащують опорами кочення, що встановлюють з попереднім натягом і забезпечують велику жорсткість столу при обертанні планшайби, що особливо важливо для столів, що працюють у безупинному режимі.

Останнім часом у столах верстатів ряду закордонних фірм як опори кочення застосовують хрестово-роликові підшипники.

Елементами кочення підшипника (рис. 1.4) є ролики 2 з невеликим кутом конуса робочої поверхні. Ролики розташовані в сепараторі хрест-навхрест, тобто під кутом, близьким до 90° , і тому спираються на різні доріжки кочення, виконані як на внутрішньому 3, так і на зовнішньому 1 кільці підшипника, що дозволяє сприймати осьове навантаження в обох напрямках. Зовнішнє або внутрішнє кільце в залежності від конкретних вимог конструкції столу виконують із двох частин, що дозволяє установити підшипник з попереднім натягом, забезпечивши велику жорсткість з'єднання планшайби з корпусом столу. Застосування хрестово-роликового підшипника спрощує конструкцію столу, тому що відпадає необхідність в осі для закріплення радіальних підшипників (порівняй з конструкцією столу, зображеного на рис. 1.3); скорочується розмір сторони столу, паралельної осі його повороту; знижується вартість його виготовлення, тому що підготовка посадкових місць потрібно тільки під один підшипник (у столі, зображеному на рис. 1.3, – під три підшипники); спрощуються складання і регулювання напрямних планшайби.

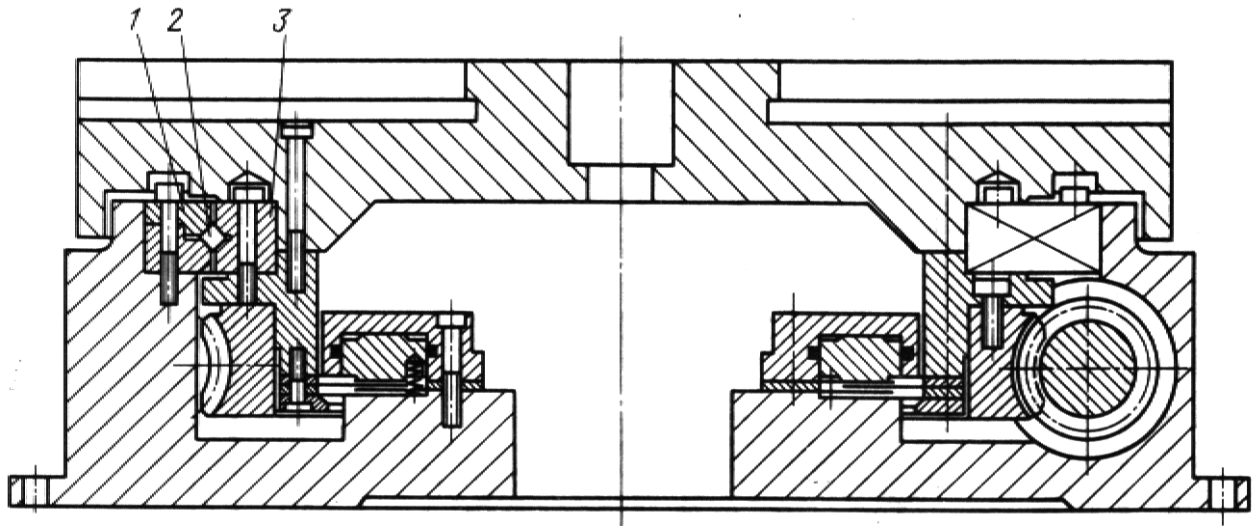


Рис. 1.4. Стіл із хрестово-роликовою опорою кочення

Вісь повороту планшайби може бути вертикальною (див. рис. 1.2) і горизонтальною (див. рис. 1.3). Конструкція столу з горизонтальною віссю обертання планшайби в основному аналогічна конструкції столу з вертикальною віссю обертання і має ті ж елементи: планшайбу 5, корпус 7, опори 2 і 3 кочення планшайби, черв'ячну передачу 6, датчик зворотного зв'язку 7, комплект фрикційних дисків 4.

На рис. 1.2 зображений накладний стіл, тобто стіл, всі елементи конструкції якого розташовані в корпусі, що має привалочну площину для установки і закріплення його на інших вузлах або агрегатах верстата. Поряд з цим у багатокоординатних верстатах застосовують вбудовані столи кругового руху, у яких всі елементи конструкції розташовані в каретці прямолінійного переміщення (рис. 1.5). Вбудовані столи дозволяють зменшувати висоту підйому заготовки при її завантаженні на верстат, збільшувати його загальну жорсткість (завдяки ліквідації Додаткового стику в конструкції верстата і зменшенню відстані від осі прикладення сил різання до напрямних каретки прямолінійного переміщення).

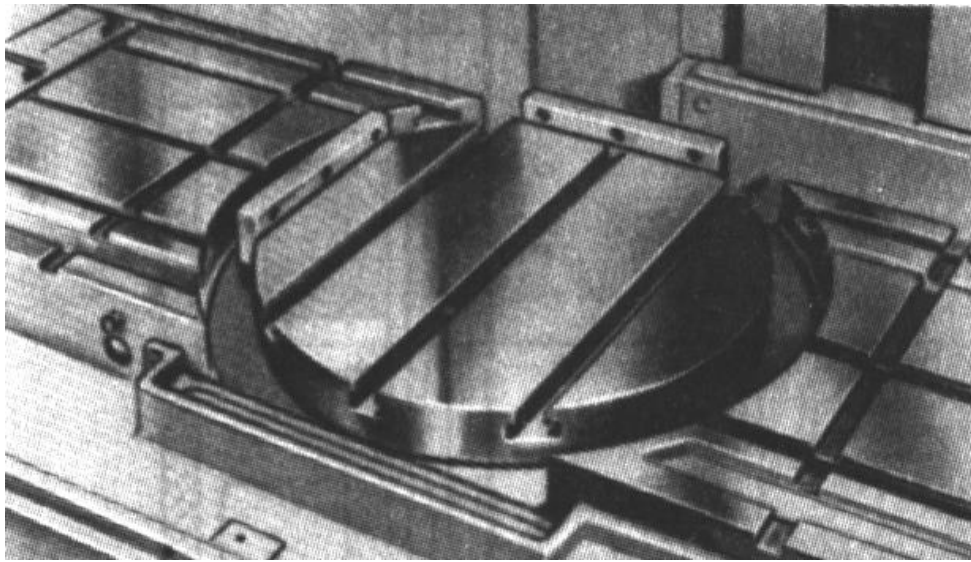


Рис. 1.5. Вбудований стіл кругового руху

Поряд з накладними столами з горизонтальною і вертикальною осями обертання (див. рис. 1.2 і 1.3) у верстатах, де необхідні два поворотних рухи, застосовують похило-поворотні столи (рис. 1.5). На відміну від накладного столу, корпус 1 похило-поворотного столу нежорстко закріплений у вузлі верстата, а повертається щодо цього вузла на цапфах 2.

Застосування похило-поворотного столу доцільно при діаметрі планшайби столу $d_{\text{п}} \geq 630$ мм, оскільки створення жорсткої і компактної конструкції з двома накладними столами для виконання двох поворотних рухів при діаметрі планшайби більше 630 мм ускладнене.

Для виконання автоматичного завантаження на верстат заготовок, закріплених на супутниках, столи оснащують спеціальним пристроєм фіксації і затиску супутників, установлюваним на планшайбу столу.

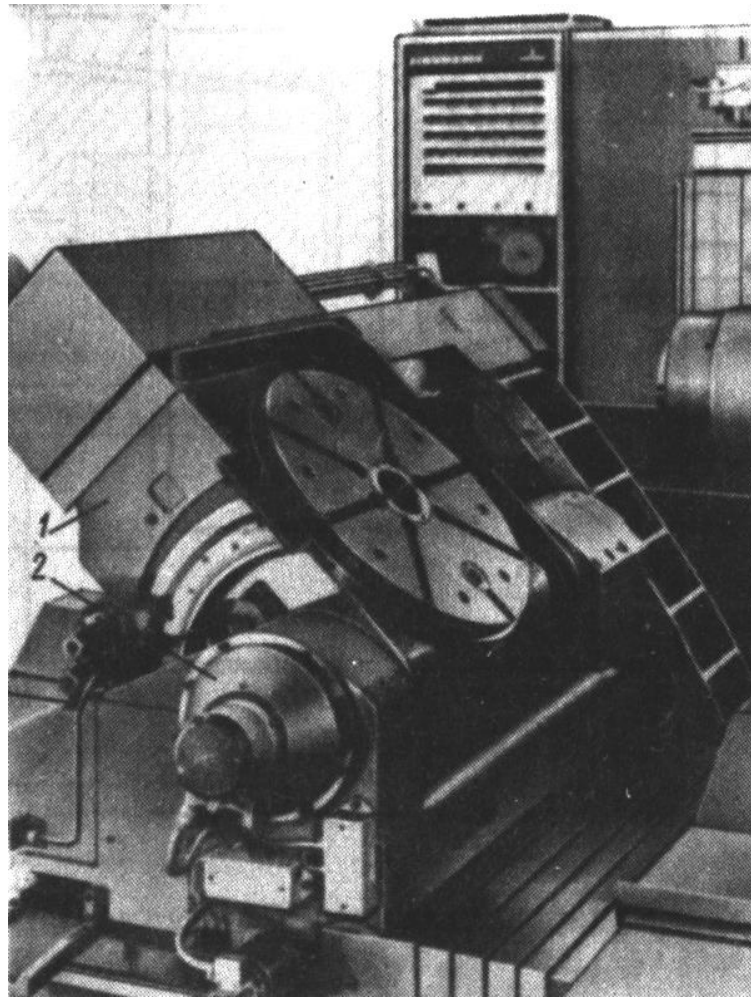


Рис. 1.6. Похило-поворотний стіл

Пристрій фіксації і затиску з базуванням супутників 1 на два циліндричних висувних фіксатори 2 наведено на рис. 1.9, а. Зовнішній завантажувальний пристрій подає супутник із заготовкою на базову поверхню Л, при цьому затискні планки 3 входять у Т-подібні пази супутника. Робоча порожнина гідроциліндра 4 сполучена зі зливальним каналом, і поршень 5, переміщаючи під дією тарілчастих пружин, за допомогою важелів 6 висуває фіксатори 2, що входять в отвори фіксаторних втулок супутника, здійснюючи його фіксацію. Затиск супутника виконується двома планками 3, що переміщаються під дією пружин, встановлених у чотирьох гідроциліндрах 7. При розтисканні і розфіксації супутника мастило під тиском подається в гідроциліндри 4 і 7.

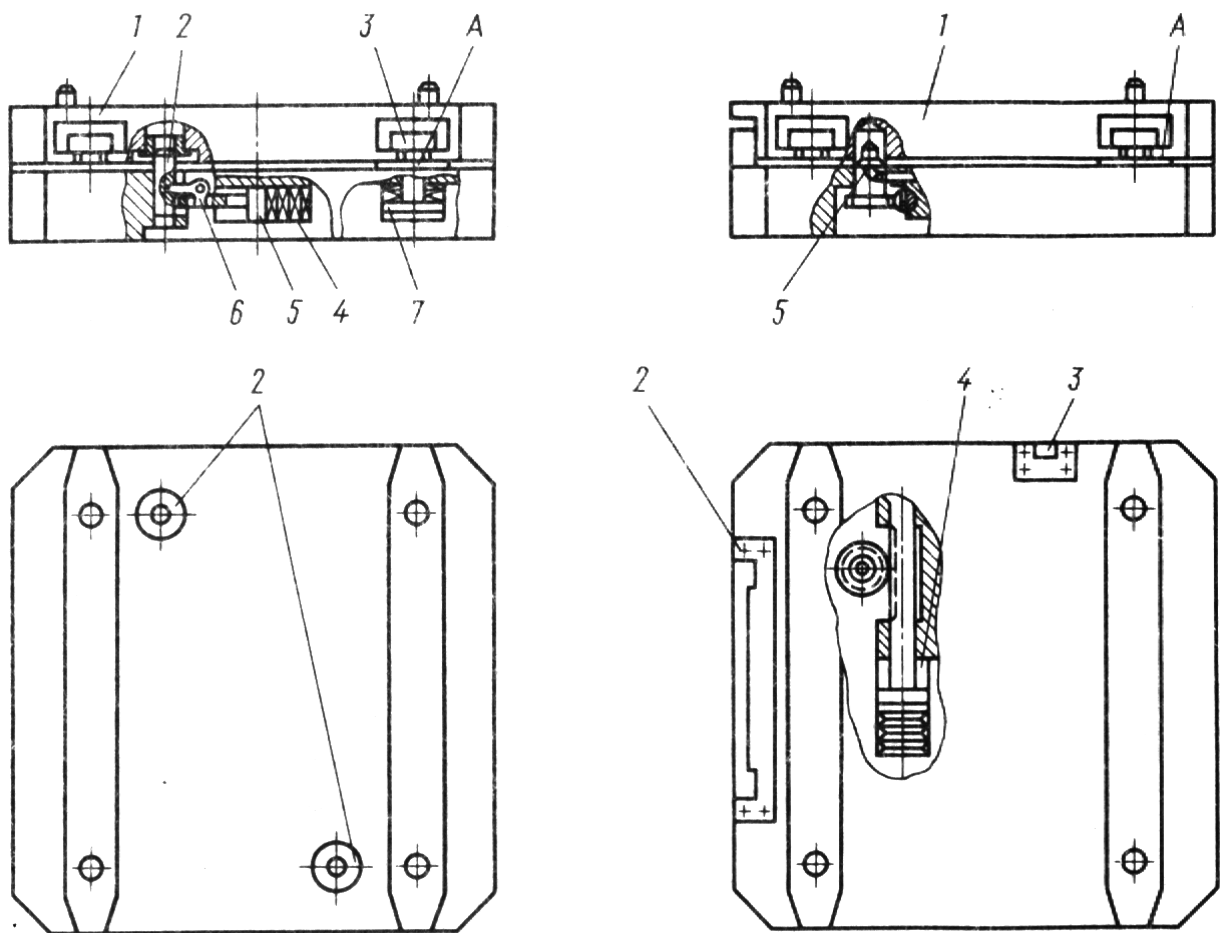


Рис. 1.7. Пристрої фіксації і затиску супутників

Пристрій фіксації і затиску з базуванням супутника 1 по двох взаємно перпендикулярних упорах 2 і 3 представлено на рис. 1.7, б. Завантажувальний пристрій подає супутник на базову поверхню А. Потім робоча порожнина гідроциліндра 4 сполучається зі зливальним каналом, і поршень, переміщаючи під дією тарілчастих пружин, за допомогою байонетного пристрою і рейкової передачі висуває і розвертає ексцентриковий палець 5, що притискає супутника до базових поверхонь упорів 2 і 3, здійснюючи його фіксацію. Затиск і розтискання супутника виконуються так само, як і в пристрої, показаному на рис. 1.7, а.

Пристрій затиску і фіксації може бути вбудований в планшайбу столу. Підведення мастила під тиском для роботи пристрою здійснюється за допомогою колектора 12 (див. рис. 1.3).

2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОВОРОТНОГО СТОЛУ

2.1. Опис конструкції поворотного столу

Поворотний стіл складається з корпусу 31, який встановлюється на стіл фрезерного верстата. В корпусі на двох опорах встановлена планшайба. Передня опора містить комбінований радіально-упорний роликовий підшипник, що забезпечує високу жорсткість та точність обертання планшайби. В задній опорі планшайби встановлений радіальний кульковий підшипник 130, який несе радіальне навантаження.

Привод обертання планшайби здійснюється за допомогою встановленого на ній черв'ячного колеса, яке взаємодіє з черв'яком приводу обертання планшайби.

Привод обертання здійснюється від регульованого електродвигуна, який може управлятись від системи ЧПУ верстата.

Поворотний стіл служить для встановлення заготовки для багатокоординатної обробки на фрезерному верстаті. Заготовка закріплюється на змінному столі-супутнику, який кріпиться до планшайби за допомогою вбудованого механізму базування та фіксації.

Затиск столу-супутника здійснюється за допомогою плити 32, яка притискається до планшайби гвинтом 81, що взаємодіє з валом 36, який відводиться вправо і притискається за допомогою пакету тарілчастих пружин до планшайби. В робочому положенні стіл-супутник притиснутий пружинами, у випадку зміни столу-супутника він звільняється за допомогою гідроциліндра, шток якого тисне на вал з пакетом пружин, відводячи його вліво і даючи можливість заміни столу. Базування столу-супутника здійснюється роликами 8, закріпленими на плиті.

Для забезпечення планшайби від провертання під дією технологічного зусилля при фрезеруванні планшайба повинна фіксуватись за допомогою фрикційних дисків 74, які притискаються за допомогою трьох регульованих

пружинних притискачів 54, а розтиск при повороті планшайби відбувається відповідними гідроциліндрами 64.

Максимальна частота обертання планшайби – 50 об/хв.

Час розгону до максимальної частоти – 0,1 с.

Максимальне зусилля на стіл-супутник – 5000 Н.

2.2. Розрахунок необхідного моменту повороту планшайби столу

Вихідні дані:

діаметри планшайби

$$D1 = 0,15 \text{ м};$$

$$D2 = 0,20 \text{ м};$$

$$D3 = 0,32 \text{ м};$$

Довжина частин планшайби

$$H1 = 0,2 \text{ м};$$

$$H2 = 0,12 \text{ м};$$

$$H3 = 0,035 \text{ м};$$

розміри стола-супутника

$$B = 0,32 \text{ м}$$

$$L = 0,35 \text{ м}$$

$$H = 0,095 \text{ м}$$

Обчислюємо момент інерції планшайби:

$$J = \frac{m_1 R_1^2}{2} + \frac{m_2 R_2^2}{2} + \frac{m_3 R_3^2}{2},$$

де m_i – маса частини планшайби;

$$m_i = \gamma \pi R_i^2 h_i,$$

де γ – питома вага матеріалу планшайби.

$$m_1 = 7800 \cdot 3,14 \cdot 0,075^2 \cdot 0,2 = 27,5 \text{ кг}.$$

$$m_2 = 7800 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 0,12 = 29,4 \text{ кг}.$$

$$m_3 = 7800 \cdot 3,14 \cdot 0,16^2 \cdot 0,035 = 21,9 \text{ кг}.$$

Загальна маса планшайби

$$m_{\Pi} = m_1 + m_2 + m_3,$$

$$m_{\Pi} = 27,5 + 29,4 + 21,9 = 78,8 \text{ кг}.$$

Момент інерції планшайби складає

$$J = \frac{27,5 \cdot 0,075^2}{2} + \frac{29,4 \cdot 0,1^2}{2} + \frac{21,9 \cdot 0,16^2}{2} = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Оскільки поворотний стіл має інші рухомі частини, окрім планшайби та столу-супутника, то внутрішній отвір планшайби при розрахунку маси та моменту інерції не враховуємо, щоб таким чином умовно взяти до уваги моменти інерції інших рухомих частин.

Обчислимо орієнтовну масу стола-супутника, який розміщується на планшайбі, вона складає

$$m_C = \gamma BHL.$$

$$m_C = 7800 \cdot 0,32 \cdot 0,35 \cdot 0,095 = 83 \text{ кг}.$$

Момент інерції стола-супутника складає

$$J = \frac{83 \cdot 0.125^2}{2} = 0,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент опору при обертанні планшайби дорівнює

$$M = M_c + M_d,$$

де M_c – момент статичних сил опору;

M_d – динамічний момент опору (на подолання сил інерції).

Момент статичних сил опору дорівнює моменту тертя в підшипниках планшайби та інших сполученнях механізму поворотного столу. Приймаємо $M_c = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Динамічний момент опору дорівнює

$$M_d = J\varepsilon,$$

де ε – кутове прискорення планшайби.

Кутове прискорення ε знаходимо з рівняння

$$\omega = \varepsilon \cdot t,$$

де ω – частота обертання планшайби;

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot 50}{30} = 5.2 \text{ с}^{-1};$$

$t = 0,1 \text{ с}$ – час розгону планшайби до максимальної швидкості.

Звідси маємо

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t},$$

$$\varepsilon = \frac{5.2}{0.1} = 52 \text{ c}^{-2}.$$

Кутова частота обертання планшайби складає

$$n = \frac{30\omega}{\pi},$$

$$n = \frac{30 \cdot 5.2}{3.14} = 50 \text{ xv}^{-1}.$$

Таким чином, динамічний момент опору складає

$$M_{\rho} = (0.5 + 0.6) \cdot 52 = 57 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

Загальний момент опору на валу черв'ячної передачі дорівнює

$$M = 1 + 57 = 58 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

2.3. Вибір електродвигуна приводу

Розраховуємо необхідну потужність для повороту планшайби

$$N = M_{\max} \cdot \omega,$$

$$N = 23.1 \cdot 58 = 1339 \text{ Вт}.$$

Коефіцієнт корисної дії приводу

$$\eta = \eta_{\text{ч}} \cdot \eta_{\text{п}}^2 \cdot \eta_{\text{м}},$$

де $\eta_{\text{ч}}$ – ККД черв'ячної передачі;

$\eta_{\text{п}}$ – ККД пари підшипників;

$\eta_{\text{м}}$ – ККД муфти.

$$\eta = 0,7 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99 = 0,68.$$

Необхідна потужність електродвигуна дорівнює

$$N_e = \frac{N}{\eta},$$

$$N_e = \frac{1339}{0,68} = 1970 \text{ Вт}.$$

Частота обертання електродвигуна дорівнює

$$n_e = n \cdot u,$$

де u – передатне відношення приводу.

Приймаємо передатне число черв'ячної передачі $u = 30$.

Таким чином, частота обертання електродвигуна

$$n_e = 50 \cdot 30 = 1500 \text{ хв}^{-1}.$$

Вибираємо за [] регульований електродвигун постійного струму типу 4ПБВ100L з номінальною частотою обертання 2000 хв^{-1} .

Уточнюємо передатне відношення черв'ячної передачі

$$u = \frac{2000}{50} = 40.$$

2.4. Розрахунок черв'ячної передачі

Вихідні дані:

Максимальний крутний момент $M_2 = 58 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Частота обертання вихідного валу $n_2 = 50 \text{ хв}^{-1}$.

Передатне відношення $u = 40$.

Потужність, передавана черв'яком $N_1 = 1970 \text{ Вт}$.

Розрахунок проводимо за методикою [].

Для черв'яка приймаємо Сталь 45 із закалкою до твердості 45...50 HRC та наступним шліфуванням витків. Матеріал вінця черв'ячного колеса БрАЖ9-4 (відливка в пісок) з механічними властивостями:

$$\sigma_T = 200 \text{ МПа}, \sigma_B = 400 \text{ МПа}.$$

Приймаємо число заходів черв'яка $z_1 = 1$.

Орієнтовна швидкість ковзання

$$v_c = 0,0004 \cdot n_1 \sqrt[3]{\frac{M_2}{1000}},$$

$$v_c = 0,0004 \cdot 2000 \cdot \sqrt[3]{\frac{58000}{1000}} = 3 \text{ м/с}.$$

Необхідна ступінь точності передачі 8.

Допустиме контактне напруження

$$[\sigma_H] = 300 - 25v_c,$$

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot 3 = 225 \text{ МПа}.$$

Допустиме контактне напруження при розрахунку на дію максимального навантаження

$$[\sigma_{HM}] = 2\sigma_T,$$

$$[\sigma_{HM}] = 2 \cdot 200 = 400 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження згину при базовому числі циклів переміни напружень

$$[\sigma_F]_{-1}^0 = 79 \text{ МПа}.$$

Сумарна кількість циклів навантаження

$$N_{\Sigma} = N_{FE} = 60n_2t_q,$$

де $t_q = 10000$ год – довговічність передачі.

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot 50 \cdot 10000 = 30 \cdot 10^6$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{Fo}}{N_{FE}}},$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{30 \cdot 10^6}} = 0,69.$$

Допустиме напруження на згин

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_{-1}^0 K_{FL},$$

$$[\sigma_F] = 79 \cdot 0,69 = 54,5 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження згину при розрахунку на максимальні навантаження

$$[\sigma_{FM}] = 0,8\sigma_T,$$

$$[\sigma_{FM}] = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа}.$$

Кількість зубців черв'ячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u = 1 \cdot 40 = 40.$$

Приймаємо $z_2 = 78$.

Коефіцієнт діаметра черв'яка

$$q = 0,25z_2,$$

$$q = 0,25 \cdot 40 = 10.$$

По стандарту приймаємо $q = 10$.

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця

$$K_{H\beta} = K_{\beta} = 1.$$

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження

$$K_{Hv} = 0,3 + 0,1n + 0,02v_c,$$

де $n = 8$ – ступінь точності передачі;

$v_c = 3$ м/хв – швидкість ковзання.

$$K_{Hv} = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 3 = 1,16.$$

Визначаємо міжосьову відстань передачі з умови контактної витривалості

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

$$a_w = \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{225 \frac{40}{10}} \right)^2 58000 \cdot 1,0 \cdot 1,16 } = 70 \text{ мм}.$$

З конструктивних міркувань приймаємо 150 мм.

Модуль зачеплення

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q},$$

$$m = \frac{2 \cdot 150}{40 + 10} = 6.$$

Приймаємо $m = 6$ мм.

Міжосьова відстань

$$a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2},$$

$$a_w = \frac{6(40+10)}{2} = 150 \text{ мм.}$$

Ділильний кут підйому черв'яка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q},$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1}{10} = 0,1,$$

$$\gamma = 5,71^\circ.$$

Ділильні діаметри:

черв'яка

$$d_{w1} = q \cdot m,$$

$$d_{w1} = 10 \cdot 6 = 60 \text{ мм.}$$

колеса

$$d_{w2} = 6 \cdot 40 = 240 \text{ мм.}$$

Розрахункова швидкість ковзання

$$v_c = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000 \cos \gamma},$$

$$v_c = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 2000}{60000 \cdot 0,995} = 6,2 \text{ м/хв,}$$

Розраховуємо ККД передачі

$$\eta' = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')},$$

де $\varphi' = 1^{\circ}40'$ – приведений кут тертя.

$$\eta' = 0,95 \frac{\operatorname{tg} 5,71^{\circ}}{\operatorname{tg}(5,71^{\circ} + 1^{\circ}40')} = 0,73.$$

Перевіряємо витривалість зубців черв'ячного колеса на згин.
Еквівалентна кількість зубців колеса

$$z_e = \frac{z_2}{\cos^2 \gamma},$$

$$z_e = \frac{40}{\cos^2 5,71^{\circ}} = 40,2.$$

Коефіцієнт форми зуба $Y_F = 1,34$.

Напруження згину

$$\sigma_F = \frac{2T_2 \cos \gamma}{1,2d_2d_1m} Y_F K_{F\beta} K_{Fv},$$

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 58000 \cdot \cos 5,71^{\circ}}{1,2 \cdot 240 \cdot 60 \cdot 6} 1,34 \cdot 1 \cdot 1,16 = 1,7 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 54,5 \text{ МПа}.$$

Перевіряємо міцність зуба на згин під дією максимального навантаження

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \cdot K,$$

де $K = 2$ – коефіцієнт перевантаження.

$$\sigma_{FM} = 1,7 \cdot 2 = 3,4 \text{ МПа} < [\sigma_{FM}] = 160 \text{ МПа}.$$

Рекомендована в'язкість масла при швидкості $v_c = 6$ м/хв дорівнює
 $v_{100} = 15$ сСт.

3. РОЗРАХУНКИ ЕЛЕМЕНТІВ ФІКСАЦІЇ ПЛАНШАЙБИ ПОВОРОТНОГО СТОЛУ

3.1. Визначення необхідного зусилля затиску планшайби із столом-супутником

Розглянемо випадок фрезерування деталі, закріпленої на столі-супутнику, при затиснутій планшайбі. При цьому зусилля фрезерування може бути спрямоване дотично до грані стола-супутника, таким чином утворюючи момент обертання планшайби, який дорівнює

$$M_o = P_z \cdot r ,$$

де P_z – технологічне зусилля, що діє на оброблювану заготовку при фрезеруванні;

r – радіус дії зусилля відносно осі планшайби.

$$M_o = 5000 \cdot 0.15 = 750 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для забезпечення планшайби від повертання під дією технологічного зусилля при фрезеруванні планшайба повинна фіксуватись за допомогою фрикційних дисків 74, які притискаються за допомогою трьох пружинних притискачів, а розтиск при повороті планшайби відбувається відповідними гідроциліндрами.

Радіус затискання дисків дорівнює 90 мм.

Момент, що його можуть створити фрикційні диски під дією зусилля притискачів, дорівнює

$$M_\phi = P_{окр} \cdot r \cdot n ,$$

де $P_{окр}$ – окружна сила тертя у фрикційних дисках;

r – радіус контакту

n – кількість контактуючих поверхонь.

Окружна сила тертя дорівнює

$$P_{окр} = \mu N,$$

де μ – коефіцієнт тертя між дисками;

N – нормальне зусилля затискання дисків.

Таким чином

$$M_{\phi} = \mu \cdot N \cdot r \cdot n.$$

Звідси

$$N = \frac{M_{\phi}}{\mu \cdot r \cdot n}.$$

Розраховуємо величину зусилля затиску.

$$N = \frac{750}{0,15 \cdot 0,09 \cdot 4} = 13800 \text{ Н}.$$

3.2. Вибір та розрахунок пружинних притискачів для створення зусилля затиску планшайби

Для створення зусилля затиску фрикційної муфти фіксації планшайби використовуються три регульованих пружинних притискача. Розрахуємо величину зусилля одного з них.

$$P = \frac{N}{3} = \frac{13800}{3} = 4600 \text{ Н} .$$

Вихідні дані до розрахунку.

Кількість тарілкових пружин $n = 20$ шт. Довжина двадцяти тарілкових пружин до осідання $\ell = 84$ мм, після осідання $\ell_{\delta} = 80$ мм. Мінімальне допустиме зусилля, яке необхідно забезпечити

$$[P]_{\min} = 4600 \text{ Н}.$$

Визначаємо осідання двадцяти пружин

$$\lambda_4 = \ell - \ell_{\delta} = 84 - 80 = 4 \text{ мм}.$$

Осідання однієї пружини

$$\lambda_1 = \frac{\lambda_4}{n} = \frac{4}{20} = 0,2 \text{ мм}.$$

З другої сторони осадка однієї пружини

$$\lambda_1 = \nu \cdot \frac{D^2}{4\delta^3} \cdot P_{np},$$

де D – зовнішній діаметр пружини, мм;

δ – товщина пружини, мм;

ν – коефіцієнт, який залежить від відношення $m = \frac{D}{D_1}$;

D_1 – діаметр отвору в пружині, мм.

По конструктивним міркуванням вибираємо тарілкову пружину по ГОСТ 3057-79 з наступними геометричними розмірами:

$D = 32$ мм; $D_1 = 12$ мм; $\delta = 2$ мм; $\lambda_{max} = 0,4$ мм, тоді ν при

$$m = \frac{D}{D_1} = \frac{32}{12} = 2.7$$

по [] $\nu = 2.5 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^2/\text{Н}$.

Знаходимо зусилля, яке створюють двадцять тарілкових пружин

$$P_{np} = 20 \cdot \frac{4\lambda\delta^3}{\nu D^2} = 20 \cdot \frac{4 \cdot 0,2 \cdot 2^3}{2.5 \cdot 10^{-5} \cdot 32^2} = 5250 \text{ Н}.$$

Зусилля достатнє, пружини обрані правильно.

3.3. Розрахунок гідроциліндра розтиску планшайби

Площа поршня дорівнює

$$S = \frac{\pi D^2}{4},$$

$$S = \frac{\pi \cdot 56^2}{4} = 2461 \text{ мм}^2,$$

Сила тяги пневмоциліндра дорівнює:

$$Q = p \cdot S,$$

де $p = 2,5 \text{ МПа}$ – тиск у гідросистемі верстата.

$$Q = 2.5 \cdot 2461 = 6152 \text{ Н},$$

Розрахована величина зусилля гідроциліндра відповідає необхідній для розтиску фрикційної муфти фіксації планшайби.

3.4. Вибір пружинного притискача для створення зусилля затиску стола-супутника

Вихідні дані:

Кількість тарілкових пружин $n = 40$ шт. Довжина сорока тарілкових пружин до осідання $\ell = 220$ мм, після осідання $\ell_{\delta} = 210$ мм. Мінімальне допустиме зусилля, яке необхідно забезпечити

$$[P]_{\min} = 20000\text{Н.}$$

Визначаємо осідання сорока пружин

$$\lambda_4 = \ell - \ell_{\delta} = 220 - 210 = 10\text{мм.}$$

Осідання однієї пружини

$$\lambda_1 = \frac{\lambda_4}{n} = \frac{10}{40} = 0,25\text{мм.}$$

З другої сторони осадка однієї пружини

$$\lambda_1 = \nu \cdot \frac{D^2}{4\delta^3} \cdot P_{np},$$

де D – зовнішній діаметр пружини, мм;

δ – товщина пружини, мм;

ν – коефіцієнт, який залежить від відношення $m = \frac{D}{D_1}$;

D_1 – діаметр отвору в пружині, мм.

По конструктивним міркуванням вибираємо тарілкову пружину по ГОСТ 3057-79 з наступними геометричними розмірами:

$D = 90$ мм; $D_1 = 45$ мм; $\delta = 5$ мм; $\lambda_{max} = 0,5$ мм, тоді ν при

$$m = \frac{D}{D_1} = \frac{90}{45} = 2$$

по [] $\nu = 3 \cdot 10^{-5}$ мм²/Н.

Знаходимо зусилля, яке створюється сорока тарілковими пружинами

$$P_{np} = 4 \cdot \frac{4\lambda\delta^3}{\nu D^2} = 40 \cdot \frac{4 \cdot 0,25 \cdot 5^3}{3 \cdot 10^{-5} \cdot 90^2} = 20576 \text{ Н.}$$

Зусилля обраних пружин достатнє.

3.5. Розрахунок гідроциліндра розтиску стола-супутника

Площа поршня дорівнює

$$S = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4},$$

$$S = \frac{\pi \cdot (140^2 - 80^2)}{4} = 9900 \text{ мм}^2,$$

Сила тяги пневмоциліндра дорівнює:

$$Q = p \cdot S,$$

де $p = 2,5$ МПа – тиск у гідросистемі верстата.

$$Q = 2,5 \cdot 9900 = 24750 \text{ Н},$$

Розрахована величина зусилля гідроциліндра відповідає необхідній для розтиску стола-супутника.

ВИСНОВКИ

1. В роботі проаналізовано конструкції поворотних столів верстатів з ЧПУ.
2. Розроблено нову конструкцію поворотного столу. Для виконання автоматичного завантаження на верстат заготовок, закріплених на супутниках, стіл оснащений спеціальним пристроєм фіксації і затиску супутників, установлюваним на планшайбу столу.
3. Виконано розрахунки елементів фіксації планшайби поворотного столу, які підтверджують працездатність конструкції.
4. Розроблено відповідну конструкторську документацію.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Агрегатные станки средних и малых размеров / Ю.В. Тимофеев, В.Д. Хицан, М.С. Вассерман, В.В. Громов; Под общ ред. Ю.В. Тимофеева. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975.
3. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Царев Г.В. Расчет механических систем приводов с зазорами. – М.: Машиностроение, 1979. – 183 с.
4. Дащенко А.И., Шмелев А.И. Конструкция и наладка агрегатных станков. – М.: Высшая школа, 1977. – 350 с.
5. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х частинах. Під заг. ред. Ю.М. Кузнецова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 507 с.
6. Павленко І.І. Захватні пристрої роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Захватні пристрої роботів: монографія. – Кропивницький: «КОД», 2020. – 386 с.
7. Годунко М.О. Основи 3D моделювання і робототехніки: Навч. посіб. для проведення практичних занять / М.О. Годунко, А.І. Гречка. – К. : 7БЦ, 2024. – 42 с.
8. 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.
9. 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
10. Щербина К.К. Експериментальне дослідження деформації пружно-гвинтового хона / К.К. Щербина, М.М. Підгаєцький, В.А. Мажара, А.І. Гречка, Т.В. Дяченко // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки: зб. наук. пр. – Кропивницький : ЦНТУ, 2022. – Вип. 5 (36). – Ч. 2. – С. 31-38.
11. Модульно-параметричний принцип розробки проектів шестеренних гідравлічних машин. / Апаракін А.Р. // Центральноукраїнський науковий

- вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 51-58.
12. Годунко М.О. Дослідження можливості підвищення точності захватного пристрою робота за рахунок компенсуючої ланки затискного важеля. Годунко М.О., Мажара В.А., Кислун О.С., Щербина В.К., Писанка С.В. // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки : зб. Наук пр. – Хмельницький : ХНУ, 2024. – Вип. №3. – С. 52-56.
13. Щербина К.К. Динамічний аналіз кільково-клинового хону в зоні малих переміщень / К.К. Щербина, В.А. Мажара, Д.Р. Торчілов, С.М. Заїка, В.М. Масляніков / Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки. – Хмельницький: ХНУ, 2024. – Т. 337. – Вип. 3 (2). – С. 250-254.
14. Апаракін А.Р. Синтез схем навантаження силових елементів кулькогвинтового гідروпідсилювача з аксіальною структурою приводу / А.Р. Апаракін, П.М. Єрьомін, В.А. Мажара // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. – Кропивницький: ЦНТУ, 2024. – Вип. 9 (40). - Ч. II. – С. 23-31.
15. 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.
16. Кириченко А. М. Аналіз кінематики верстата з двохкоординатним механізмом паралельної структури "біпод" / А. М. Кириченко, Л. В. Ленченко, С. М. Заїка // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - Тернопіль : ТДТУ, 2008. - № 2. - С. 74-81
17. Кириченко А. М. Дослідження кінематики трьохкоординатного верстата з комбінованою структурою / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, Л. В. Ленченко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - Кіровоград : КНТУ, 2008. - Вип. 20. - С. 97-103.

18. Кириченко А. М. Визначення силових характеристик приводів обладнання з механізмами паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДПУ, 2008. - Вип. 5 (52), ч. 2. - С. 50-53.
19. Заїка С. М. Точність верстатів із плоскими механізмами паралельної структури / С. М. Заїка, А. М. Кириченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". - Суми : СумДУ, 2010. - № 4. - С. 19-23.
20. Кириченко А. М. Особливі положення плоских механізмів паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, А. М. Федотьев // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДУ, 2010. - Вип. 5 (64), ч. 1. - С. 94-99.
21. Надеин В.С. Повышение точности шевингования облегающими шеверами / В.С. Надеин, М.Г. Сторчак, А.В. Кривошея, С.Н. Заика, Д.В. Грынь // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Проблемы механического привода. - Харьков : НТУ "ХПИ". - 2012. - № 35. - С. 106-112.
22. Щербина К. Динамічний аналіз кульково-клинового хону в зоні малих переміщень / Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка С., Масляніков В. // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2024. - №3 (337). - С.250-254.
23. Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка А., Масляніков В. Дослідження повздожньої сталості пружно-гвинтового хону з гвинтовими канавками // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.493-499.
24. Щербина К., Заїка А., Заїка С., Мажара В., Скібінський Я. Управління точністю нарізання черв'ячних коліс збірними черв'ячними фрезами з поділенням на дві частини профілем інструментальної рейки // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.364-370