

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 приводу головного руху фрезерного
верстата з планетарним механізмом зміни
частоти обертання шпинделя»**

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

_____ Андрій КОВЕНЯ

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

Рецензент:

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

Ковені Андрію Павловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка приводу головного руху фрезерного верстата з планетарним механізмом зміни частоти обертання шпинделя

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 приводу головного руху фрезерного верстата з планетарним механізмом зміни частоти обертання шпинделя для розширення загального діапазону зміни частот обертання шпинделя та перемикання даних діапазонів без зупинки шпинделя.

Завдання:

- огляд фрезерного верстата та його кінематичної схеми як об'єкта модернізації;
- огляд планетарних передач як засобу вирішення поставленої задачі;
- розробка оригінального механізму перемикання діапазонів частот обертання шпинделя без зупинки верстата на основі використання планетарної передачі;
- проведення необхідних проектних і перевірочних розрахунків, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції планетарного механізму зміни діапазонів частот обертання шпинделя.

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 кафедрі та перевірка на антиплагіат.	01.06	вик.

Дата видачі завдання

« ____ » _____ 2025 р.

Здобувач вищої освіти _____ Андрій КОВЕНЯ
(підпис)Керівник роботи _____ Андрій ГРЕЧКА
(підпис)

Анотація

КОВЕНЯ Андрій. Розробка приводу головного руху фрезерного верстата з планетарним механізмом зміни частоти обертання шпинделя. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2025. – 48 с. Матеріали презентації 3 іл.

Модернізовано привод головного руху фрезерного верстата. Отримано розширення діапазону регулювання частоти обертання шпинделя та зростання максимальної частоти обертання. Застосування планетарного механізму зміни частоти обертання шпинделя дозволяє значно скоротити час перемикання, а також забезпечує безперервну роботу приводу головного руху без переривання потоку потужності при перемиканні. Проведені проектні та перевірочні розрахунки основних деталей та вузлів приводу головного руху.

Актуальність: вирішення проблеми нестачі крутного моменту регульованого електродвигуна при низьких частотах його обертання з одночасним розширенням діапазону швидкостей шпинделя на прикладі приводу головного руху фрезерного верстата, з забезпеченням перемикання між діапазонами частот обертання шпинделя без переривання потоку потужності.

Практичне значення: розроблено планетарний механізм зміни частоти обертання шпинделя з метою розширення загального діапазону зміни частот обертання його шпинделя, виконано необхідні проектні і перевірочні розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції зазначеного механізму.

Ключові слова: привод головного руху, планетарний механізм, діапазон регулювання швидкості.

Summary

KOVENIA Andrii. Development of a main motion drive for a milling machine with a planetary mechanism for changing the spindle speed. Qualification work at the first (bachelor's) level of higher education: CUNTU, 2025. – 48 p. Presentation materials 3 il.

It is modernized a main motion drive of the milling machine. It is obtained an expansion of the range of adjustment of the spindle speed and an increase in the maximum rotation frequency. The use of a planetary mechanism for changing the spindle speed significantly reduces the switching time and also ensures continuous operation of the main motion drive without interrupting the power flow during switching. The design and verification calculations of the main parts and components of the main drive have been carried out.

Topicality: solving the problem of lack of torque of a variable speed motor at low speeds with simultaneous expansion of the spindle speed range using the example of the main motion drive of a milling machine, ensuring switching between spindle speed ranges without interrupting the power flow.

Practical significance: a planetary mechanism for changing the spindle speed was developed in order to expand the overall range of changing the spindle speed, and the necessary design and verification calculations were performed, confirming the operability of the proposed design of the specified mechanism.

Keywords: main motion drive, planetary mechanism, speed control range.

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

«Розробка приводу головного руху фрезерного верстата з планетарним механізмом зміни частоти обертання шпинделя»

КРБ.ПМ.25.20.13.00.00 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»

_____ Андрій КОВЕНЯ

Керівник роботи к.т.н., доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1 ОБ'ЄКТ МОДЕРНІЗАЦІЇ	10
1.1 Опис фрезерного верстата	10
1.2 Кінематична схема фрезерного верстата	13
1.3 Планетарні передачі	14
1.4 Мета і задачі роботи	18
РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНКИ МОДЕРНІЗОВАНИХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ	20
2.1 Кінематичний розрахунок планетарної передачі	20
2.2 Проектний і перевірочний розрахунки зубчастої передачі з зовнішнім зачепленням	25
2.3 Проектний і перевірочний розрахунки зубчастої передачі з внутрішнім зачепленням	33
2.4 Розрахунок модернізованої зубчасто-пасової передачі	40
ВИСНОВКИ	45
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	47

ВСТУП

Актуальність роботи. Розвиток сучасного машинобудування відбувається значними темпами і технології, загальноприйняті сьогодні, вже завтра можуть не задовольняти запитів виробництва. Одним з способів вирішення цієї ситуації є пошук нових технічних рішень у області забезпечення процесу механічної обробки матеріалів.

Інтенсифікація процесів обробки, застосування високоефективних різальних інструментів на основі металокераміки, композитних і надтвердих матеріалів, пред'являють жорсткі вимоги до частоти і точності обертання шпинделів за рахунок застосування високоточних і високошвидкісних підшипників, а також високоефективних передавальних механізмів і елементів, здатних передавати великі потужності від двигуна до шпинделя. Однак слід визнати, що на даний час інструментальне матеріалознавство мало більші успіхи, аніж підшипникове виробництво, що продовжує обмежувати інтенсивність обробки.

Однак куди більші втрати продуктивності обробки виникають при використанні в конструкціях верстатів передових рішень поряд з відверто архаїчними механізмами. До таких можна віднести ручне перемикання діапазонів частот обертання шпинделя, що вимагають повної зупинки останнього. Необхідно забезпечити модернізацію приводу головного руху в області механізму перемикання діапазонів частот обертання. Очікується, що використання планетарної передачі в режимі зміни блокування її різних елементів дозволить вирішити поставлену задачу і відповідно має практичну цінність.

Мета і задачі роботи. Метою роботи є розробка приводу головного руху фрезерного верстата з планетарним механізмом зміни частоти обертання шпинделя для розширення загального діапазону зміни частот обертання шпинделя та перемикання даних діапазонів без зупинки шпинделя.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– огляд фрезерного верстата та його кінематичної схеми як об'єкта модернізації;

– огляд планетарних передач як засобу вирішення поставленої задачі;

– розробка оригінального механізму перемикання діапазонів частот обертання шпинделя без зупинки верстата на основі використання планетарної передачі;

– проведення необхідних проектних і перевірочних розрахунків, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції планетарного механізму зміни діапазонів частот обертання шпинделя.

Практичне значення – запропоновано модернізацію приводу перемикання діапазонів частот обертання шпинделя фрезерного верстата планетарним механізмом, виконано необхідні проектні і перевірочні розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції зазначеного механізму.

РОЗДІЛ 1 ОБ'ЄКТ МОДЕРНІЗАЦІЇ

1.1 Опис фрезерного верстата

Фрезерний верстат з покращеними технологічними можливостями [1, 9] оснащується комбінованою системою числового програмного управління, автоматичною зміною інструменту і оброблюваних деталей призначений для комплексної обробки корпусних деталей малого габаритного класу з особливо складною конфігурацією. Загальний вигляд фрезерного верстата показано на рис. 1.1.

Верстат має підвищений клас точності.



Рис. 1.1. Загальний вигляд фрезерного верстата

Верстат може бути зібрано з комплектуючих елементів покращеної якості та вихідних характеристик, що забезпечує більш високу якість верстата і його відповідність високому класу точності. Дане виконання є більш дороговартісним і призначається для обробки особливо точних корпусних деталей. Додатково таке виконання верстата оснащується накопичувачем на 12 позицій. Фрезерний верстат призначений для експлуатації в районах з помірним кліматом, проте є можливість виконання для роботи в районах з тропічним кліматом.

Виконавчі органи фрезерного верстата мають наступні рухи: подача столу кріплення оброблюваної деталі (вісь X), подача шпindelної бабки (вісь Y), подача повзуна (вісь Z), обертання оброблюваної деталі (вісь A). Обробку деталі здійснюють інструментом, закріпленим в шпинделі.

Фрезерний верстат призначений в основному для здійснення наступних технологічних операцій механічної обробки: фрезерування по контуру з лінійною і круговою інтерполяцією різними видами фрез, свердління, зенкерування, розгортання, розточування точних отворів з високими вимогами щодо координат їх розміщення, нарізання різьб мітчиками і різцем, а також токарні операції.

Широкий діапазон частот обертання шпинделя і швидкостей подач дозволяє обробляти на фрезерному верстаті деталі з різних конструкційних матеріалів з високою продуктивністю, що забезпечує повне використання різальних можливостей інструментальних матеріалів.

Фрезерний верстат знаходиться на сучасному технічному рівні, володіє рядом принципово нових конструктивних рішень і забезпечує якісно нові технологічні методи виготовлення деталей. Всі вузли верстата змонтовані на жорсткій Г-подібній станині, що є загальною для них базисною деталлю. Шпindelна бабка розташована у середині порталної стійки. Для переміщення вертикально розташованого поворотного стола передбачено окрему станину, яка кріпиться на загальній базисній деталі.

Інструментальний магазин барабанного типу кріпиться на верхньому торці стійки.

Якісна відмінності фрезерного верстата:

- високоточна обробка деталей з поверхнями будь-якої конфігурації за рахунок збільшення концентрації операцій, включно з можливістю токарної обробки;

- можливість багатOVERSTATного обслуговування за рахунок автоматизованої зміни оброблюваних деталей з чотирьохпозиційного або дванадцятипозиційного накопичувача (для виконання верстата високої точності);

- оснащення верстата системою числового програмного управління комбінованого типу з високою ступінню інтеграції у системи більш високого рівня;

- якісно нове комплексне рішення питань відведення і прибирання стружки із зони різання, а також повне очищення оброблюваної деталі в робочій зоні верстата без участі оператора;

- огорожа всіх робочих органів верстата, що забезпечує сприятливі та безпечні умови для роботи оператора.

Всі базові деталі мають високу жорсткість і вібростійкість, що забезпечують високопродуктивну обробку, а також гарантують тривале збереження точності в процесі експлуатації. Шпиндель має високу поверхневу твердість (HRC 67). Він змонтований на прецизійних радіально-упорних кулькових підшипниках, що забезпечує оптимальну точність, жорсткість і вібростійкість шпиндельного вузла. Гідромеханічний пристрій затиску інструменту в шпинделі гарантує надійність і швидке кріплення ріжучого інструменту із зусиллям 10 кН. Передбачений пристрій для обдуву конуса шпинделя.

1.2. Кінематична схема фрезерного верстата

Загальна кінематична схема фрезерного верстата приведена на рис. 1.2 [1, 9]. Привід головного руху забезпечує обертання шпинделя. Джерелом руху є електродвигун М1 постійного струму, а передача обертального руху здійснюється по двох кінематичних ланцюгах:

1) у діапазоні частот обертання від 1290 до 5000 хв^{-1} : електродвигун М1 – пасова передача 1, 2 і зубчасте колесо 4 – зубчата муфта 5 (муфта 5 зсунена вправо) – шпиндель;

2) у діапазоні частот обертання від 13 до 1290 хв^{-1} : електродвигун М1 – пасова передача 1, 2 – зубчасті колеса 4, 3 – зубчасті колеса 6, 7 – шпиндель.

Зсув згаданої муфти відбувається при повній зупинці обертання шпинделя.

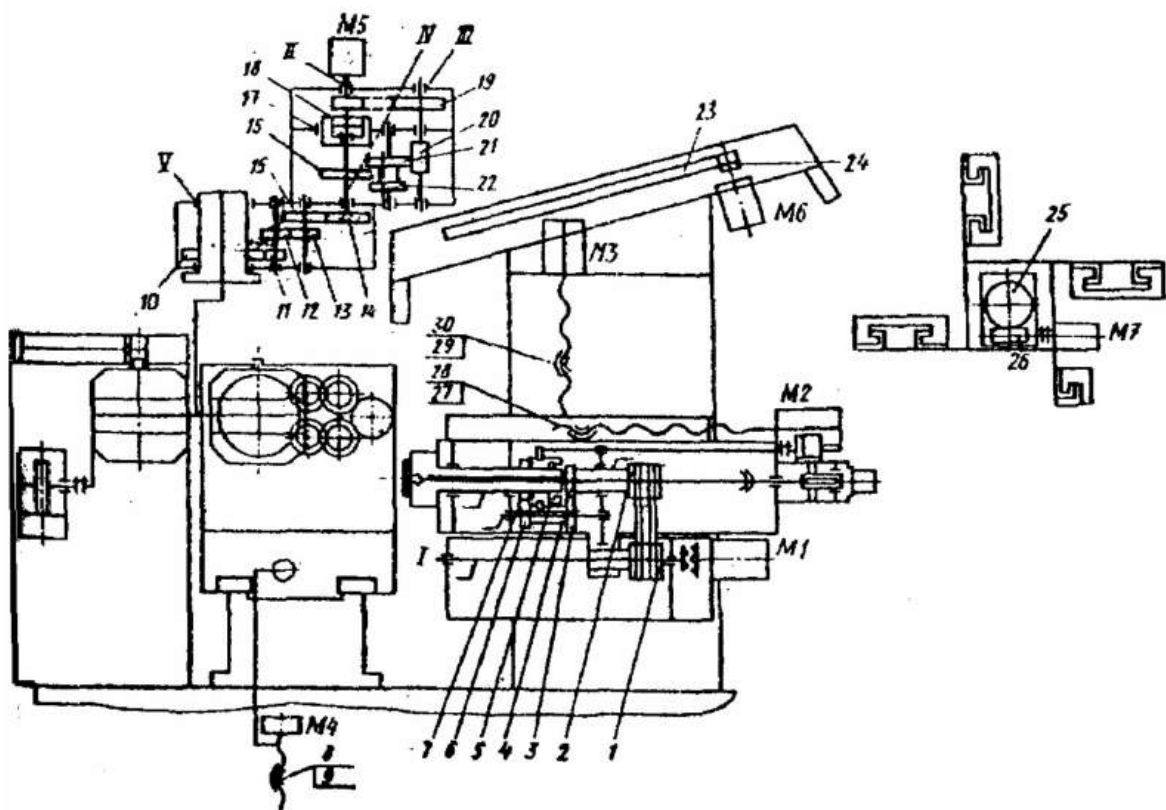


Рис.1.2. Кінематична схема фрезерного верстата

Всі прямолінійні переміщення по координатних осях здійснюються від високомоментних електродвигунів М2, М3 і М4 постійного струму за допомогою кулькових гвинтових пар 27 і 28 . 29 і 30, 8 і 9 відповідно.

Привід обертання столу здійснюється від високомоментного електродвигуна М5 по двох ланцюгах:

1) в режимі стеження із частотою від 0,05 до 10 хв⁻¹, що використовується, наприклад, при круговому фрезеруванні (муфта 17 зсунена вгору): електродвигун М5 – вал II – зубчасті колеса 18, 19 – III – зубчасті колеса 20, 21, 22, 16 – вал IV – зубчасті колеса 14, 15, 13, 12, 11, 10 – вал V (стіл);

2) в режимі швидкісного обертання (муфта 17 зсунена вниз) із частотою обертання від 10 до 200 хв⁻¹, що використовується, наприклад, при точінні: електродвигун М5 – вал 11 – зубчасті колеса 14, 15, 13, 12, 11, 10 – V (стіл).

Привід повороту магазину здійснюється від високомоментного електродвигуна М6 через зубчасті колеса 23 і 24, а привід пристрою автоматичної зміни оброблюваних деталей – від електродвигуна М7 через черв'ячну передачу 26 – 25.

1.3 Планетарні передачі

Планетарними називають передачі, що мають зубчасті колеса з осями, що переміщуються. Найбільш поширеною є найпростіша за будовою однорядна планетарна передача (рис. 1.3) [2 – 5]. Вона складається з центрального колеса 1 із зовнішніми зубами, нерухомого центрального (корончастого) колеса 3 з внутрішніми зубами та водила Н, на якому закріплені осі планетарних коліс, чи по іншому, сателітів 2.

Сателіти обкочуються по центральним колесам і обертаються навколо своїх осей, тобто здійснюють такий рух, що нагадує рух планет. Водило

разом із сателітами обертається навколо центральної осі. При нерухомому колесі 3 рух передається від колеса 1 до водила Н чи навпаки.

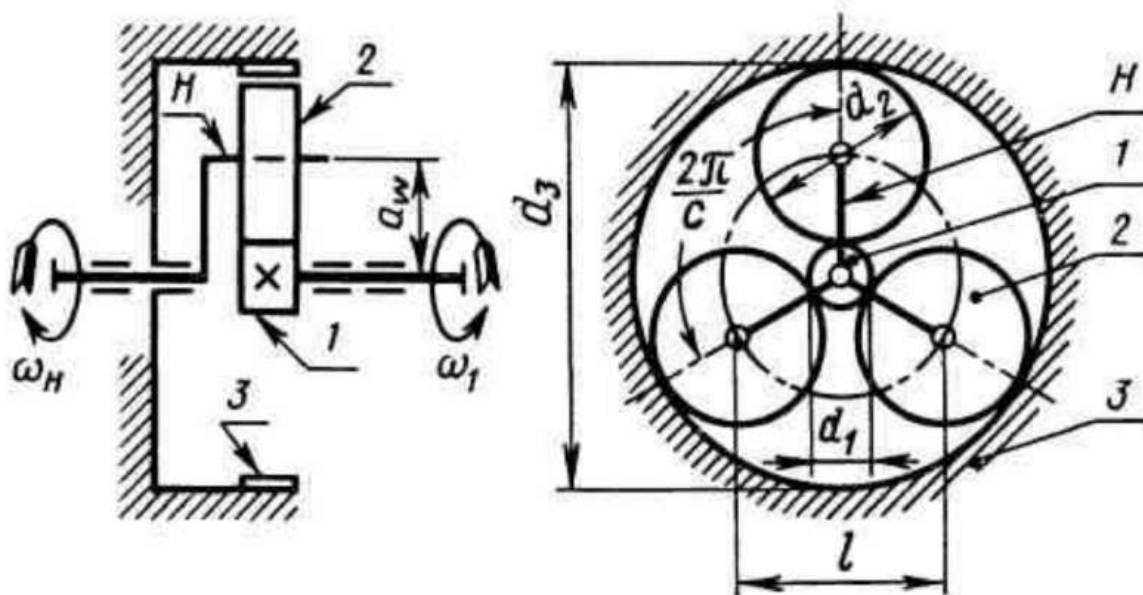


Рис. 1.3. Схема однорядної планетарної передачі

Якщо в планетарній передачі зробити рухомими всі ланки, тобто обидва колеса і водило, то таку передачу називають диференціалом. За допомогою диференціала один рух можна розкласти на два чи два рухи скласти в один. Наприклад, рух від колеса 3 можна передавати одночасно колесу і водилу Н або від коліс 1 і 3 водилу Н і т. д. У планетарних передачах застосовуються як циліндричні, так і конічні колеса. Зубчасті колеса можуть бути як прямозубі, так і косозубі.

Планетарні передачі мають наступні переваги. [3]

1. Малі габарити та маса (передача вписується в розміри корончастого колеса). Це пояснюється тим, що потужність передається декількома потоками, що чисельно дорівнюють числу сателітів, тому навантаження на зуби у кожному зачепленні зменшується у кілька разів.

2. Зручні при компонованні машин завдяки співвісності ведучих та ведених валів.

3. Працюють з меншим шумом, ніж звичайні зубчасті передачі, що пов'язано з меншими розмірами коліс та замиканням сил у механізмі. При симетричному розташуванні сателітів сили передачі взаємно врівноважуються.

4. Малі навантаження на опори, що спрощує їх конструкцію та знижує втрати в них.

5. Планетарний принцип передачі руху дозволяє отримати великі передатні відношення при невеликій кількості зубчастих коліс та малих габаритах.

Водночас планетарним передачам притаманні і наступні недоліки. [3]

1. Підвищені вимоги до точності виготовлення та монтажу передачі.

2. Зниження коефіцієнту корисної дії передачі із зростанням передатного відношення.

Планетарну передачу застосовують як: а) редуктор у силових передачах і приладах; б) коробку зміни передач, передатні відношення в якій змінюються шляхом послідовного гальмування різних ланок (наприклад, водила або одного з коліс); в) диференціал у автомобілях, тракторах, верстатах, приладах. Особливо ефективно застосування планетарних передач у випадку їх поєднання з електродвигуном.

При визначенні передатного відношення планетарної передачі використовують метод зупинки водила (метод Вілліса). За цим методом всій планетарній передачі умовно надається додаткове обертання з кутовою швидкістю водила ω_H , але у зворотному напрямку. При цьому водило ніби зупиняється, а закріплене колесо звільняється. Виходить так званий обернений механізм, що є звичайною непланетарною передачею, в якій геометричні осі всіх коліс нерухомі. Сателіти при цьому стають проміжними (паразитними) колесами. Для передачі, що зображена на рис. 1.3, в якій у більшості випадків колесо 3 закріплене нерухомо, колесо 1 є ведучим, а водило H – веденим, передатне відношення визначається за залежністю:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$

Існує велика кількість різних типів планетарних передач. Вибір типу передачі визначається її призначенням. Як зазначено вище, найбільш застосовуваною у машинобудуванні є однорядна планетарна передача, схема якої показана на рис. 1.3. Ця передача має мінімальні розміри. Застосовується в силових та допоміжних приводах. Коефіцієнт корисної дії цієї передачі $\eta = 0,96 \dots 0,98$ при $u = 3,15 \dots 12,5$.

Для отримання більших передатних відношень у силових приводах застосовують багатоступінчасті планетарні передачі. На рис. 1.4, а зображена схема планетарної передачі з дворядним сателітом, для якої при передачі руху від колеса 1 до водила Н при $\omega_4 = 0$ передатне відношення визначається за залежністю:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

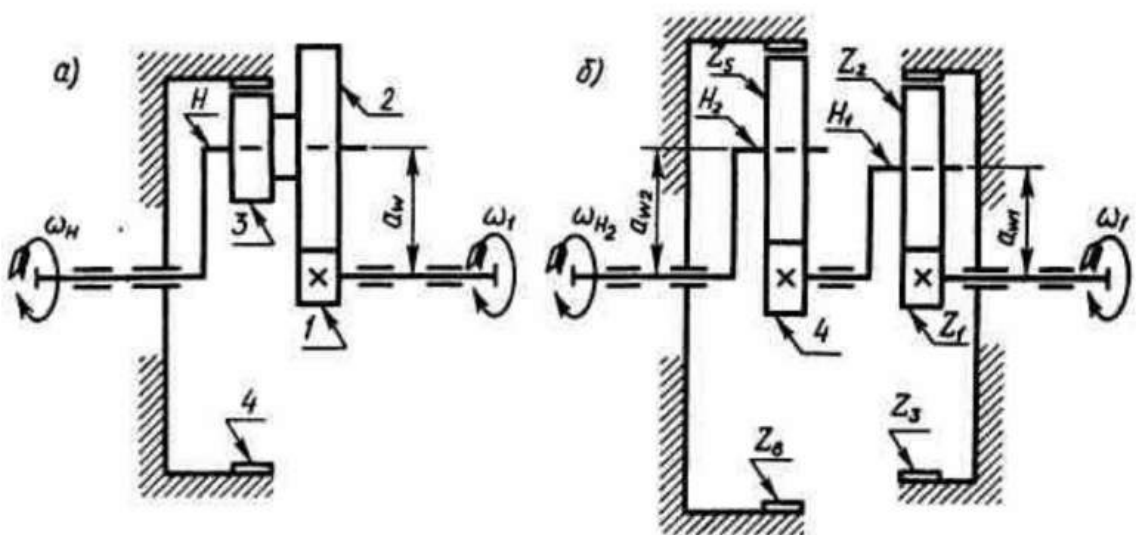


Рис. 1.4. Схема планетарної передачі з дворядним сателітом

Коефіцієнт корисної дії цієї передачі становить $\eta = 0,96\dots 0,97$ при $u \leq 16$.

На рис. 1.4, б планетарна передача складена з двох послідовно з'єднаних однорядних планетарних передач. У цьому випадку параметри передачі становлять $u = u_1 u_2 \leq 125$, $\eta = \eta_1 \eta_2 = 0,92\dots 0,97$.

1.4 Мета і задачі роботи

Необхідність зупинки шпинделя для здійснення перемикання діапазонів частот його обертання в сучасних умовах є неприпустимим анахронізмом. Водночас виконання інших вузлів верстата на високому технічному рівні ставить питання збереження його інших конструктивних особливостей. Необхідно забезпечити модернізацію приводу головного руху в області механізму перемикання діапазонів частот обертання. Очікується, що використання планетарної передачі в режимі зміни блокування її різних елементів дозволить вирішити поставлену задачу і відповідно має практичну цінність.

Мета і задачі роботи. Метою роботи є розробка приводу головного руху фрезерного верстата з планетарним механізмом зміни частоти обертання шпинделя для розширення загального діапазону зміни частот обертання шпинделя та перемикання даних діапазонів без зупинки шпинделя.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- огляд фрезерного верстата та його кінематичної схеми як об'єкта модернізації;
- огляд планетарних передач як засобу вирішення поставленої задачі;
- розробка оригінального механізму перемикання діапазонів частот обертання шпинделя без зупинки верстата на основі використання планетарної передачі;

– проведення необхідних проектних і перевірочних розрахунків, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції планетарного механізму зміни діапазонів частот обертання шпинделя.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНКИ МОДЕРНІЗОВАНИХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ

2.1 Кінематичний розрахунок планетарної передачі

Спочатку розрахуємо передатне відношення існуючого редуктора, що використовується в механізмі перемикання діапазонів частот обертання шпинделя фрезерного верстата [1, 9]:

$$U_i = \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{74}{36} \cdot \frac{70}{40} = 3,597,$$

де z_1, z_2, z_3, z_4 – числа зубців, що берем з кінематичної схеми верстата.

Виходячи з наведених у попередньому розділі роботи міркувань, потрібно провести заміну існуючого редуктора двохступінчатої конструкції на передатний механізм з меншими габаритами, щоб новий механізм був розміщений в існуючому корпусі повзуна фрезерного верстата. При цьому технічні показники нової конструкції повинні бути не гіршими за існуючий механізм, насамперед передатним відношенням. Вирішення цього завдання вбачається у використанні редукторів на основі планетарних передач, які мають за однакового передатного відношення суттєво менші габарити у порівнянні з редукторами зі звичайними ступінчатими схемами зубчастих передач. Для невеликої редукції з високим коефіцієнтом корисної дії (не нижче к.к.д. звичайної зубчатої передачі, як правило, $\eta > 0,9$), використовують планетарні редуктори з поєднанням зовнішнього та внутрішнього зачеплення зубчастих коліс. Серед розповсюджених схем таких редукторів зазвичай виділяють дві (див. рис. 2.1 і 2.2) [3]. Більш високою редукцією і меншими радіальними габаритами володіє редуктор за схемою 1 (див. рис. 2.1) з закріпленим від обертання зубчастим колесом z_4 .

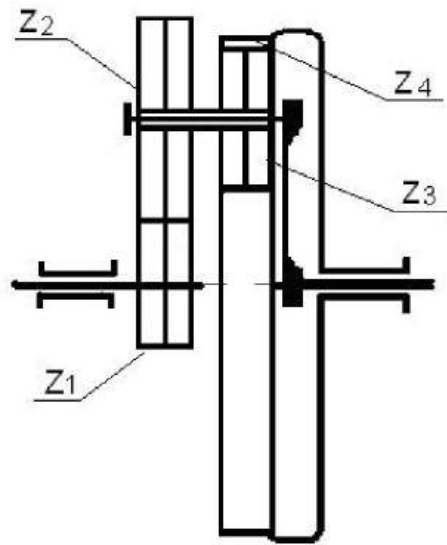


Рис. 2.1. Схема 1 планетарного редуктора

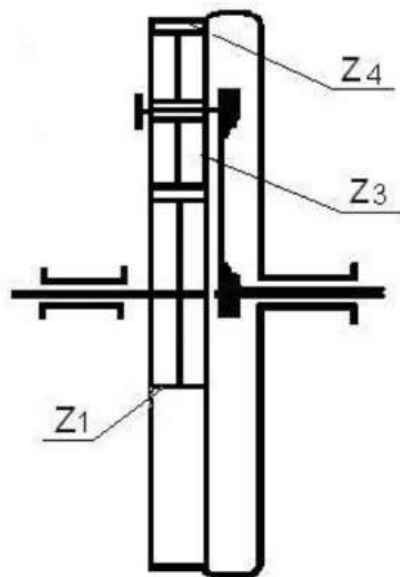


Рис. 2.2. Схема 2 планетарного редуктора

Формула передаточного відношення обраного планетарного редуктора з нерухомим зубчастим колесом Z_4 від зубчастого колеса Z_1 до водила H має такий вигляд [3]:

$$U_{1-H}^{(4)} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \quad (2.1)$$

З даної формули випливає, що для збільшення передатного відношення необхідно збільшувати числа зубців зубчастих коліс z_2, z_4 та зменшувати їх у зубчастих колесах z_1, z_3 . Однак необхідно враховувати обмеження в існуючій конструкції, а також співвідношення між зубчастими колесами, що походять від особливостей даної схеми редуктора. Як видно зі схеми на рис. 2.1, між зубчастими колесами повинна виконуватися умова $z_1 + z_2 = z_4 - z_3$. Тепер детально звернемо увагу на обмеження, що накладаються існуючою конструкцією повзуна.

Відомо, що мінімальне значення числа зубців колеса z_1 без висотної корекції, як відомо, становить 17. Враховуючи той факт, що вал, з яким з'єднане дане колесо, повинен бути пустотілим, то необхідно його проектувати з великими значеннями модуля. Однак існує і друге обмеження, яке впливає на число зубців колеса z_4 , яке буде внутрішнього зачеплення. Це умова розміщення в існуючих габаритах корпусу повзуна. Очевидно, що із зростанням модуля число зубців цього колеса буде зменшуватися, що входить в протиріччя з поставленою метою. Таким чином, значення чисел зубців зубчастих коліс z_1 і z_4 необхідно встановити, виходячи з конструктивних міркувань, а числа зубців інших двох коліс визначити, виходячи з розрахунків.

Оскільки конструкцією визначаються габаритні обмеження на зубчасті колеса, то для переходу до значень чисел зубців необхідно задати модуль. Для орієнтовного розрахунку приймемо значення модуля, прийняте в існуючій конструкції редуктора з мотиву забезпечення передачі прийнятої в приводі головного руху потужності. Воно рівне 2 мм. Таким чином, маємо число зубців зубчастого колеса $z_1 = 27, z_4 = 69$.

Якби використовувалася більш проста конструкція за схемою 2 (див. рис. 2.2), то значення передатного відношення становило б [3]:

$$U_{1-H}^{(4)} = 1 + \frac{69}{27} = 3,555,$$

що менше, ніж в існуючій конструкції. Таким чином, слід використовувати виключно конструкції за схемою 1.

Як зазначалося вище, мінімальне число зубців зубчастого колеса за відсутності висотної корекції становить 17. Отже, логічно прийняти $z_3 = 17$. Тоді з геометричних співвідношень редуктора маємо:

$$z_2 = z_4 - z_3 - z_1 = 69 - 17 - 27 = 25.$$

Передатне відношення відповідно до формули (2.1) становитиме:

$$U_{1-H}^{(4)} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = 1 + \frac{25 \cdot 69}{27 \cdot 17} = 4,758.$$

Однак такий редуктор може бути лише з однією парою сателітних зубчастих коліс z_2, z_3 , інакше не буде виконуватися умова складання. Це призведе до виникнення радіального навантаження на задній кінець шпинделя, яке до того ж буде пульсуючим по колу, що особливо негативно позначатиметься на точності та навантажувальній здатності шпиндельного вузла. Для запобігання цьому та можливості використання конструкції з декількома парами зубчастих коліс z_2, z_3 , розташованих рівномірно по колу, і які відповідно будуть компенсувати радіальні навантаження в зубчастих зачепленнях одна одну, збільшимо число зубців зубчастого колеса z_3 до 18. Відтак:

$$z_2 = z_4 - z_3 - z_1 = 69 - 18 - 27 = 24.$$

Передатне відношення у такому випадку становитиме:

$$U_{I-II}^{(4)} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = 1 + \frac{24 \cdot 69}{27 \cdot 18} = 4,407,$$

що на 22 % більше, ніж в існуючій конструкції. Спільний множник між числами зубців у даному виконанні становить 3, а значить ми можемо скласти зубчастий редуктор з трьома парами зубчастих коліс z_2 , z_3 . Такий варіант приймаємо остаточно.

Пряму передачу зможемо забезпечити, унеможлививши обкочування зубчастого колеса z_2 відносно зубчастого колеса z_1 чи зубчастого колеса z_3 відносно зубчастого колеса z_4 .

Для підвищення ефективності конструкції приводу головного руху фрезерного верстата пропонується збільшити передатне відношення зубчато-пасової передачі. У існуючій конструкції верстата вона працює в режимі мультиплікатора. Величини діаметрів шківів рівні 100 і 140 мм. Зменшити діаметр меншого шківа не представляється можливим із-за функціональних обмежень зубчастого паса. Для забезпечення сталої нижньої величини робочого діапазону частот обертання шпинделя більший шків необхідно збільшити на 22 %, що становитиме $140 \times 1,22 = 171$ мм. Враховуючи, що величину міжосьової відстані між шківками змінити не можна, та необхідно використовувати стандартизоване значення довжини паса, остаточно вирішення питання щодо величини діаметрів шківів переносимо до відповідного пункту цієї роботи.

2.2 Проектний і перевірочний розрахунки зубчастої передачі з зовнішнім зачепленням

Дана передача є однією з складових планетарного редуктора і передає обертання від вхідного валу до сателітного колеса. Зважаємо на той аспект, що передача крутного моменту відбувається одночасно трьома передачами, а отже величина крутного моменту при розрахунку може бути зменшена втричі. Параметри вихідного контуру даної передачі приймаємо стандартними. Оскільки колеса даної передачі будуть піддаватися загартовуванню, виконуємо проектний розрахунок з визначенням модуля передачі. Методику розрахунку беремо з джерела [10, 11]. 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, $T_{2F} = 18.7$ Н·м,

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

Y_{FS1} – коефіцієнт форми зуба, залежить від приведенного числа зубів:

$Z_{пр} = Z_1 = 27$, для даного випадку приймаємо $Y_{FS1} = 3.96$;

Z_1 – число зубів зубчатого колеса;

ψ_{bd} – коефіцієнт довжини зуба, попередньо приймаємо $\psi_{bd} = 0.37$;

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

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot Y_N}{S_{Fmin}} Y_R Y_X Y_\delta K_R,$$

де $\sigma_{F\limb}$ – межа витривалості матеріалу розраховуваних зубів для віднульбового циклу, для даного випадку приймаємо $\sigma_{F\limb} = 580$ 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 $Y_X = 1.04$;

Y_δ – коефіцієнт, що враховує градієнт напруг та чутливість матеріалу до концентрації напруг, для даного випадку приймаємо $Y_\delta = 1.03$;

$S_{F\min}$ – коефіцієнт запасу міцності для запобігання втомлюванню 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:

$$\sigma_{FPI} = \frac{\sigma_{F\limb} \cdot Y_N}{S_{F\min}} Y_R Y_X Y_\delta K_R = \frac{580 \cdot 1}{1.7} \cdot 1.05 \cdot 1.04 \cdot 1.03 \cdot 0.75 = 287 \text{ МПа.}$$

Розраховуємо значення модуля передачі:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FSI}}{u \cdot Z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FPI}}} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{18.7 \cdot 1.5 \cdot 3.96}{0.89 \cdot 27^2 \cdot 0.37 \cdot 287}} = 1.64 \text{ мм.}$$

Приймаємо модуль передачі $m = 2.0$ мм.

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

Вихідні дані до розрахунку:

Модуль $m = 2.0$ мм.

Кут профілю зуба $\alpha = 20^\circ$.

Число зубів шестерні $z_1 = 27$.

Число зубів колеса $z_2 = 24$.

Кут нахилу зубів $\beta = 0^\circ$.

Коефіцієнт різниці зміщень $x_d = x_2 - x_1 = 0$.

Розрахункові параметри.

Ділильний коловий крок зубів:

$$p = \pi m = 3.14 \cdot 2.0 = 6.28 \text{ мм.}$$

Кут профілю торцевий:

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

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

Кут зачеплення:

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2x_d \operatorname{tg} \alpha}{z_2 + z_1} + \operatorname{inv} \alpha_t = \frac{2 \cdot 0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{27 + 24} + \operatorname{inv} 20^\circ = 0.0149,$$

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

Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{(z_2 + z_1)m \cos\alpha_t}{2 \cos\beta \cos\alpha_{tw}} = \frac{(27 + 24)2.0 \cos 20^\circ}{2 \cos 0^\circ \cos 20^\circ} = 51 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos\beta} = \frac{27 \cdot 2.0}{\cos 0^\circ} = 54 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр колеса:

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos\beta} = \frac{24 \cdot 2.0}{\cos 0^\circ} = 48 \text{ мм.}$$

Передатне відношення u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{24}{27} = 0.89.$$

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \frac{2a_w u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 51}{0.89 + 1} = 54 \text{ мм.}$$

Початковий діаметр колеса:

$$d_{w2} = \frac{2a_w}{u + 1} = \frac{2 \cdot 51 \cdot 0.89}{0.89 + 1} = 48 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів шестерні:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m = 54 + 2(1 + 0)2.0 = 58 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2)m = 48 + 2(1 + 0)2.0 = 52 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів шестерні:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m = 54 - 2(1 + 0.2 - 0)2.0 = 49.2 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2)m = 48 - 2(1 + 0.2 - 0)2.0 = 43.2 \text{ мм.}$$

Таблиця 2.1. Геометричні параметри евольвентної передачі зовнішнього зачеплення

Назва і позначення параметра	Значення параметра
Модуль m	$m = 2.0 \text{ мм}$
Ділильний коловий крок зубів p	$p = 6.28 \text{ мм}$
Кут профілю зуба α	$\alpha = 20^\circ$
Число зубів шестерні z_1	$z_1 = 27$
Число зубів колеса z_2	$z_2 = 24$
Кут нахилу зубів β	$\beta = 0^\circ$
Кут профілю торцевий α_t	$\alpha_t = 20^\circ$
Коефіцієнт різниці зміщень x_d	$x_d = 0$
Кут зачеплення α_{tw}	$\alpha_{tw} = 20^\circ$
Міжосьова відстань a_w	$a_w = 51 \text{ мм}$

Продовження таблиці 2.1

Назва і позначення параметра	Значення параметра
Ділильний діаметр шестерні d_1	$d_1 = 54$ мм
Ділильний діаметр колеса d_2	$d_2 = 48$ мм
Передатне відношення u	$u = 0.89$
Початковий діаметр шестерні d_{w1}	$d_{w1} = 54$ мм
Початковий діаметр колеса d_{w2}	$d_{w2} = 48$ мм
Діаметр вершин зубів шестерні d_{a1}	$d_{a1} = 58$ мм
Діаметр вершин зубів колеса d_{a2}	$d_{a2} = 52$ мм
Діаметр впадин зубів шестерні d_{f1}	$d_{f1} = 49.2$ мм
Діаметр впадин зубів колеса d_{f2}	$d_{f2} = 43.2$ мм

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

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha} u + 1}{b \cdot d_1 u}} \leq \sigma_{HP},$$

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

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 18.7 \cdot 1000}{54} = 693 \text{ Н},$$

K_A – коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження, для даного випадку приймаємо $K_A = 1.0$;

K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для даного випадку приймаємо $K_{Hv} = 1.0$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по довжині контактних ліній, для даного випадку приймаємо $K_{H\beta} = 1.35$;

$K_{H\alpha}$ – 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 $Z_\varepsilon = 0.89$;

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 зовнішнього зачеплення по контактній міцності:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha} u + 1}{b \cdot d_1} \frac{u + 1}{u}} = \\ &= 190 \cdot 2.49 \cdot 0.89 \sqrt{\frac{693 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1.35 \cdot 1 \cdot 0.89 + 1}{20 \cdot 54} \frac{0.89 + 1}{0.89}} = \\ &= 571 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 665 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Умова міцності виконується, працездатність передачі забезпечена.

2.3 Проектний і перевірочний розрахунки зубчастої передачі з внутрішнім зачепленням

Дана передача є однією з складових планетарного редуктора і передає обертання сателітного колеса на центральне колесо внутрішнього зачеплення. Зважаємо на той аспект, що передача крутного моменту відбувається одночасно трьома передачами, а отже величина крутного моменту при розрахунку може бути зменшена втричі. Параметри висхідного контуру даної передачі приймаємо стандартними. Оскільки колеса даної передачі будуть піддаватися загартовуванню, виконуємо проектний розрахунок з визначенням модуля передачі. Методику розрахунку беремо з джерела [10, 11]. 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, $T_{2F} = 16.6$ Н·м,

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

Y_{FS1} – коефіцієнт форми зуба, залежить від приведенного числа зубів:

$Z_{пр} = Z_1 = 18$, для даного випадку приймаємо $Y_{FS1} = 4.20$;

Z_1 – число зубів зубчатого колеса;

ψ_{bd} – коефіцієнт довжини зуба, попередньо приймаємо $\psi_{bd} = 0.56$;

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

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot Y_N}{S_{Fmin}} Y_R Y_X Y_\delta K_R,$$

де $\sigma_{F\limb}$ – межа витривалості матеріалу розраховуваних зубів для віднульбового циклу, для даного випадку приймаємо $\sigma_{F\limb} = 580$ 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 $Y_X = 1.04$;

Y_δ – коефіцієнт, що враховує градієнт напруг та чутливість матеріалу до концентрації напруг, для даного випадку приймаємо $Y_\delta = 1.03$;

$S_{F\min}$ – коефіцієнт запасу міцності для запобігання втомлюванню 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:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\limb} \cdot Y_N}{S_{F\min}} Y_R Y_X Y_\delta K_R = \frac{580 \cdot 1}{1.7} \cdot 1.05 \cdot 1.04 \cdot 1.03 \cdot 0.75 = 287 \text{ МПа.}$$

Розраховуємо значення модуля передачі:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{u \cdot Z_1^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{16.6 \cdot 1.5 \cdot 4.20}{3.83 \cdot 18^2 \cdot 0.56 \cdot 287}} = 1.13 \text{ мм.}$$

Для поліпшення виготовлення приймаємо модуль передачі $m = 2.0$ мм.

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

Вихідні дані до розрахунку:

Модуль $m = 2.0$ мм.

Кут профілю зуба $\alpha = 20^\circ$.

Число зубів шестерні $z_1 = 122$.

Число зубів колеса $z_2 = 52$.

Кут нахилу зубів $\beta = 0^\circ$.

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

Розрахункові параметри.

Дільний колесний крок зубів:

$$p = \pi m = 3.14 \cdot 2.0 = 6.28 \text{ мм.}$$

Кут профілю торцевий:

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

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

Кут зачеплення:

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2x_d \operatorname{tg} \alpha}{z_2 - z_1} + \operatorname{inv} \alpha_t = \frac{2 \cdot 0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{69 - 18} + \operatorname{inv} 20^\circ = 0.0149,$$

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

Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{(z_2 - z_1)m \cos\alpha_t}{2 \cos\beta \cos\alpha_{tw}} = \frac{(69 - 18)2.0 \cos 20^\circ}{2 \cos 0^\circ \cos 20^\circ} = 51 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos\beta} = \frac{18 \cdot 2.0}{\cos 0^\circ} = 36 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр колеса:

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos\beta} = \frac{69 \cdot 2.0}{\cos 0^\circ} = 138 \text{ мм.}$$

Передатне відношення u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{69}{18} = 3.83.$$

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u - 1} = \frac{2 \cdot 51}{3.83 - 1} = 36 \text{ мм.}$$

Початковий діаметр колеса:

$$d_{w2} = \frac{2a_w u}{u - 1} = \frac{2 \cdot 51 \cdot 3.83}{3.83 - 1} = 138 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів шестерні:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m = 36 + 2(1 + 0)2.0 = 40 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів колеса:

$$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2)m = 138 - 2(1 - 0)2.0 = 134 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів шестерні:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m = 36 - 2(1 + 0.2 - 0)2.0 = 31.2 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів колеса:

$$d_{f2} = d_2 + 2(h_a^* + c^* - x_2)m = 138 + 2(1 + 0.2 - 0)2.0 = 142.8 \text{ мм.}$$

Таблиця 2.2. Геометричні параметри евольвентної передачі
внутрішнього зачеплення

Назва і позначення параметра	Значення параметра
Модуль m	$m = 2.0 \text{ мм}$
Ділильний коловий крок зубів p	$p = 6.28 \text{ мм}$
Кут профілю зуба α	$\alpha = 20^\circ$
Число зубів шестерні z_1	$z_1 = 69$
Число зубів колеса z_2	$z_2 = 18$
Кут нахилу зубів β	$\beta = 0^\circ$
Кут профілю торцевий α_t	$\alpha_t = 20^\circ$
Коефіцієнт різниці зміщень x_d	$x_d = 0$
Кут зачеплення α_{tw}	$\alpha_{tw} = 20^\circ$

Продовження таблиці 2.2

Назва і позначення параметра	Значення параметра
Міжосьова відстань a_w	$a_w = 51$ мм
Ділильний діаметр шестерні d_1	$d_1 = 36$ мм
Ділильний діаметр колеса d_2	$d_2 = 138$ мм
Передатне відношення u	$u = 3.83$
Початковий діаметр шестерні d_{w1}	$d_{w1} = 36$ мм
Початковий діаметр колеса d_{w2}	$d_{w2} = 138$ мм
Діаметр вершин зубів шестерні d_{a1}	$d_{a1} = 40$ мм
Діаметр вершин зубів колеса d_{a2}	$d_{a2} = 134$ мм
Діаметр впадин зубів шестерні d_{f1}	$d_{f1} = 31.2$ мм
Діаметр впадин зубів колеса d_{f2}	$d_{f2} = 142.8$ мм

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

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

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

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 16.6 \cdot 1000}{36} = 922 \text{ Н},$$

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 $K_{Hv} = 1$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по довжині контактних ліній, для даного випадку приймаємо $K_{H\beta} = 1.35$;

$K_{H\alpha}$ – 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 $Z_\varepsilon = 0.91$;

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:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha} u - 1}{b \cdot d_1 u}} =$$
$$= 190 \cdot 2.49 \cdot 0.91 \sqrt{\frac{922 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1.35 \cdot 1 \cdot 3.83 - 1}{20 \cdot 36 \cdot 3.83}} = 487 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 665 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконується, працездатність передачі забезпечена.

2.4 Розрахунок модернізованої зубчато-пасової передачі

Методику розрахунку беремо з джерела [4, 5, 12]. Вихідні дані до розрахунку:

- номінальна потужність, що передається зубчастим пасом $P = 7,5$ кВт;
- максимальна частота обертання меншого шківів $n_1 = 6000$ хв⁻¹;

– передатне відношення передачі $i = 0,588$.

Попередньо обираємо модуль передачі:

$$m = 30 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}} = 30 \cdot \sqrt[3]{\frac{7.5}{6000}} = 3,23 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартний модуль $m = 5 \text{ мм}$.

Прийнявши модуль 5 мм і знаючи наближене значення діаметра більшого шків (див. п. 2.1), в першому наближенні маємо 170 мм. Менший шків змін не зазнає, а отже для нього $D_1 = 100 \text{ мм}$, $z_1 = 20$.

Колова швидкість паса:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60000} = \frac{3.14 \cdot 100 \cdot 6000}{60000} = 31.4 \text{ м/с.}$$

Питома розрахункова сила, що передається пасом (Н/см), при якій довговічність передачі складає 3000-5000 год:

$$F = F_0 k_i k_{z_0} k_H k_b k_p k_v k_a,$$

де F_0 – допустима питома колова сила, що передається пасом,

$$F_0 = 35 \text{ Н/см};$$

k_i – коефіцієнт, що враховує передатне відношення передачі,

$$k_i = 2;$$

k_{z_0} – коефіцієнт, що враховує число зубців на дузі обхвату меншого шківів,

$$k_{z_0} = 0,9;$$

k_H – коефіцієнт, що враховує наявність в передачі натяжного ролика,

$$k_H = 1;$$

k_b – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між витками канату в залежності від ширини паса,

$$k_b = 1,23;$$

k_p – коефіцієнт, що враховує вплив режиму і тривалість роботи передачі,

$$k_p = 0,9;$$

k_v – коефіцієнт, що враховує вплив колової швидкості паса на його довговічність, а саме, зменшення працездатності зубців паса із-за зростання частоти їх навантаження і зношування,

$$k_v = 0,48;$$

k_a – коефіцієнт, що враховує вплив довжини паса чи міжосьової відстані на його довговічність, а саме, зростання частоти навантаження зубців пасів меншої довжини, їх нагрівання, нерівномірність навантаження по довжині зубців,

$$k_a = 0,88;$$

$$F = 35 \cdot 2 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1,23 \cdot 0,9 \cdot 0,48 \cdot 0,88 = 29,5 \text{ Н/см.}$$

Розрахована колова сила, що передається пасом:

$$F_p = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \cdot 7,5}{31,4} = 238,9 \text{ Н.}$$

Розрахована ширина паса:

$$b = \frac{F_p}{F} = \frac{238,9}{29,5} = 8,1 \text{ см} = 81 \text{ мм.}$$

Приймаємо найближче стандартне значення $b = 80$ мм, враховуючи, що верстат не весь час працює з максимальною потужністю.

Число зубців і діаметр ділильного кола більшого шківа: $z_2 = 34$;
 $D_2 = 170$ мм.

Довжина паса без урахування його провисання:

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} =$$
$$= 2 \cdot 256.67 + \frac{3.14}{2}(170 + 100) + \frac{(170 - 100)^2}{4 \cdot 256.67} = 942,01 \text{ мм.}$$

Довжина паса повинна вміщувати повне число кроків зубців. Число зубців зубчастого паса:

$$z_p = \frac{L}{\pi m} = \frac{942.01}{3.14 \cdot 5} \approx 60,0.$$

Приймаємо дане ціле число $z_p = 60$ і встановлюємо довжину паса:

$$L = \pi m z_p = 3.14 \cdot 5 \cdot 60 = 942 \text{ мм.}$$

Різниця у довжинах йде на початковий натяг паса. Остаточоно приймаємо параметри більшого шківа $D_2 = 170$ мм, $z_2 = 34$.

Перевірка паса по тиску на його зубцях. Розрахований тиск на зубцях паса:

$$p = \frac{10 F c_1 c_2 c_3}{z_0 b h},$$

де c_1 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу колової сили між зубцями паса по дузі обхвату,

$$c_1 = 1,7;$$

c_2 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу тиску по висоті зубців паса,

$$c_2 = 1,5;$$

c_3 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу тиску по довжині зубців паса,

$$c_3 = 0,88.$$

$$p = \frac{10 \cdot 29,5 \cdot 1,7 \cdot 1,5 \cdot 0,88}{9 \cdot 80 \cdot 3,5} = 0,26 \text{ МПа.} \leq [p] = 0,47 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконана. Працездатність передачі забезпечена.

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти розв'язане важливе технічне завдання розробки приводу головного руху фрезерного верстата з планетарним механізмом зміни частоти обертання шпинделя для розширення загального діапазону зміни частот обертання шпинделя та перемикання даних діапазонів без зупинки шпинделя.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

- проведено огляд фрезерного верстата та його кінематичної схеми як об'єкта модернізації;
- проведено огляд планетарних передач як засобу вирішення поставленої задачі;
- розроблено оригінальний механізм перемикання діапазонів частот обертання шпинделя без зупинки верстата на основі використання планетарної передачі;
- проведено необхідні проектні і перевірочні розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції планетарного механізму зміни діапазонів частот обертання шпинделя.

Було модернізовано привод головного руху фрезерного верстата планетарним механізмом. Запропоновано відмовитися архаїчного механізму перемикання діапазонів частот обертання шпинделя у вигляді пересувного блоку зубчастих коліс. На заміну йому використано планетарний механізм з окремими зовнішнім та внутрішнім зубчастим зачепленням. Планетарний редуктор працює у двох режимах, які перемикаються між собою за допомогою двох електромагнітних муфт. Запропоноване рішення не потребує значних змін у конструкції повзуна, в якому розміщено шпиндельний вузол.

Перевагами нового механізму є більша степінь редукції, що дозволяє при збереженні нижнього значення частоти обертання шпинделя розширити

загальний його діапазон. Вцілому вдалося досягти збільшення частоти обертання шпинделя на 21 відсотки, діапазону частот обертання шпинделя – на 22 відсотка. При цьому перемикання діапазонів частот обертання відбувається без зупинки верстата, що скорочує допоміжний час на здійснення технологічної операції. Крім того, усувається негативний вплив від радіального навантаження на задній кінець шпинделя, який у новій конструкції теоретично взагалі відсутній. Проведені проектні та перевірочні розрахунки основних вузлів приводу головного руху підтверджують працездатність запропонованого механізму.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1) Кузнецов Ю.Н. Станки с ЧПУ: Учеб. пособие . – К.: Вища школа, 1991. – 278 с.
- 2) 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.
- 3) Попов С.В., Бучинський М.Я., Гнітько С.М., Чернявський А.М. Теорія механізмів технологічних машин: підручник для студентів механічних спеціальностей закладів вищої освіти. – Харків: НТМТ, 2019. – 268 с.
- 4) Коваленко, О.О., Ляшенко, В.П. Деталі машин та основи конструювання: Підручник. – Харків: ХНАМГ, 2010. – 456 с.
- 5) Мальцев, В.Л. Деталі машин: Навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей. – Київ: Кондор, 2016. – 368 с.
- 6) Бочков В. М., Сілін Р. І. Обладнання автоматизованого виробництва. Навчальний посібник / За ред. Сіліна Р. І. – Львів: Видавництво Державного університету “Львівська політехніка”, 2000. – 380с.
- 7) Іванов В. О., Карпусь В. Є., Дегтярьов І. М. Конструкторськотехнологічний аналіз сучасних свердлильно-фрезерно-розточувальних верстатів / В. О. Іванов, В. Є. Карпусь, І. М. Дегтярьов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні. Харків : НТУ «ХПІ», 2016. № 33 (1205). С. 95– 105.
- 8) Зубовецька Н. Т. Аналіз використання багатоцільових верстатів з чпу на прикладі IP-500 / Н. Т. Зубовецька, Р. Г. Редько, І. В. Марчук // Наукові нотатки. - 2015. - Вип. 51. - С. 81-85.
- 9) Плева, Д. Ю. Проектування приводу головного руху багатоцільового верстата моделі IP 320ПМФ4. Розробка конструкції та технології виготовлення різального інструмента : випускна кваліфікаційна робота : 133 "Галузеве машинобудування" / Д. Ю. Плева ; керівник роботи

Н. М. Сіра ; НУ "Чернігівська політехніка", кафедра автомобільного транспорту та галузевого машинобудування. – Чернігів, 2021. – 52 с.

10) 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.

11) Бочков В. М. Розрахунок та конструювання коробок швидкостей і подач металорізальних верстатів: Навчальний посібник. – К.: ІСДО, 1994. – 140 с.

12) Кодра Ю.В., Стоцько З.А. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання. Навч. Посібник / За ред. З.А. Стоцька. – Львів: Видавництво «Бескид Біт», 2004. – 468 с.

13) 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.

14) Павленко І.І. Дослідження кутових переміщень платформи МПС із ріжучим інструментом / І. І. Павленко, М. О. Годунко, О. А. Кислун, Є. С. Костюк // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2020. - Вип. 3 (34). - С. 117-129.

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.

16) Пузирьов О.Л. Аналіз ефективності впровадження волочильного стану для підготовки заготовок з металопрокату для верстатів з ЧПК / О.Л. Пузирьов, А.І. Гречка // Технології та інжиніринг. – К.: КНТУТД, 2024. – Вип. 5 (22). – С. 71-78.

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
		Привід обертання шпинделя			
	КРБ.ПМ.25.20.13.00.00	Складальний кресленик			
		Складальні одиниці			
1	КРБ.ПМ.25.20.13.10.00	Повзун	1		
2	КРБ.ПМ.25.20.13.20.00	Вузол шпindelний	1		
		Деталі			
11	КРБ.ПМ.25.20.13.00.01	Вал шліцевий	1		
12	КРБ.ПМ.25.20.13.00.02	Кришка підшипникового вузла	1		
13	КРБ.ПМ.25.20.13.00.03	Вал ведучий	1		
14	КРБ.ПМ.25.20.13.00.04	Шків ведучий	1		
15	КРБ.ПМ.25.20.13.00.05	Обід	2		
16	КРБ.ПМ.25.20.13.00.06	Втулка	2		
17	КРБ.ПМ.25.20.13.00.07	Кришка підшипникового вузла	1		
18	КРБ.ПМ.25.20.13.00.08	Стакан	1		
19	КРБ.ПМ.25.20.13.00.09	Втулка розпірна	1		
20	КРБ.ПМ.25.20.13.00.10	Гребінка	1		
21	КРБ.ПМ.25.20.13.00.11	Кришка глуха	1		
22	КРБ.ПМ.25.20.13.00.12	Вал ведений	1		
23	КРБ.ПМ.25.20.13.00.13	Шків ведений	1		
24	КРБ.ПМ.25.20.13.00.14	Кришка підшипникового вузла	1		
25	КРБ.ПМ.25.20.13.00.15	Стакан	1		
26	КРБ.ПМ.25.20.13.00.16	Втулка розпірна	1		
27	КРБ.ПМ.25.20.13.00.17	Котушкотримач муфти	1		
28	КРБ.ПМ.25.20.13.00.18	Корпус муфти	1		
29	КРБ.ПМ.25.20.13.00.19	Диск фрикційний внутрішній	3		
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА	Андрій КОВЕНЯ	Андрій ГРЕЧКА	1:1
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний	
		Привід обертання шпинделя		КРБ.ПМ.25.20.13.00.00	
		A	2025-06-01	uk	1/3

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
30	КРБ.ПМ.25.20.13.00.20	Диск фрикційний зовнішній	2		
31	КРБ.ПМ.25.20.13.00.21	Перехідник	1		
32	КРБ.ПМ.25.20.13.00.22	Якір муфти	1		
33	КРБ.ПМ.25.20.13.00.23	Кільце	1		
34	КРБ.ПМ.25.20.13.00.24	Поводок	1		
35	КРБ.ПМ.25.20.13.00.25	Диск	1		
36	КРБ.ПМ.25.20.13.00.26	Кришка	1		
37	КРБ.ПМ.25.20.13.00.27	Вал сателітний	3		
38	КРБ.ПМ.25.20.13.00.28	Колесо сателітне	3		
39	КРБ.ПМ.25.20.13.00.29	Кришка	2		
40	КРБ.ПМ.25.20.13.00.30	Диск	1		
41	КРБ.ПМ.25.20.13.00.31	Кільце	3		
42	КРБ.ПМ.25.20.13.00.32	Втулка	3		
43	КРБ.ПМ.25.20.13.00.33	Колесо сателітне	3		
44	КРБ.ПМ.25.20.13.00.34	Колесо центральне	1		
45	КРБ.ПМ.25.20.13.00.35	Тяга	1		
46	КРБ.ПМ.25.20.13.00.36	Кришка відсіка муфти			
		тяги	1		
47	КРБ.ПМ.25.20.13.00.37	Кришка верхня	1		
48	КРБ.ПМ.25.20.13.00.38	Прокладка верхня	1		
49	КРБ.ПМ.25.20.13.00.39	Кришка нижня	1		
50	КРБ.ПМ.25.20.13.00.40	Прокладка нижня	1		
51	КРБ.ПМ.25.20.13.00.41	Кришка масленки	1		
52	КРБ.ПМ.25.20.13.00.42	Кільце	1		
		Стандартні вироби			
60		Гайка М8	6	ГОСТ 5927-70	
62		Гайка М16х1,5	3	ГОСТ 11871-88	
63		Гайка М60х2	2	ГОСТ 11871-88	
65		Гвинт М12х16	2	ГОСТ 1476-93	
67		Гвинт М5х10	6	ГОСТ 8878-93	
Кафедра ММР	Андрій ГРЕЧКА	Андрій КОВЕНЯ	Андрій ГРЕЧКА	1:1	
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний	
		Привід обертання шпинделя		КРБ.ПМ.25.20.13.00.00	
				А	2025-06-01

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
68		Гвинт М6х16	4	ГОСТ 8878-93	
70		Гвинт М6х16	6	ГОСТ 11738-84	
71		Гвинт М6х20	1	ГОСТ 11738-84	
72		Гвинт М8х16	12	ГОСТ 11738-84	
73		Гвинт М8х25	18	ГОСТ 11738-84	
74		Гвинт М4х8	30	ГОСТ 17475-80	
75		Гвинт М6х16	12	ГОСТ 17475-80	
76		Гвинт М6х22	3	ГОСТ 17475-80	
78		Кільце А15	3	ГОСТ 13940-86	
79		Кільце А25	1	ГОСТ 13940-86	
80		Кільце А35	1	ГОСТ 13940-86	
81		Кільце А52	1	ГОСТ 13940-86	
82		Кільце А65	1	ГОСТ 13940-86	
83		Кільце А72	1	ГОСТ 13941-86	
84		Масленка 1,2 Ц6хр	1	ГОСТ 19856-74	
85		Пас плоский зубчастий			
		5-60-80	1	ОСТ 3805114-76	
86		Підшипник 1000902	3	ГОСТ 8338-75	
87		Підшипник 5-104	6	ГОСТ 8338-75	
88		Підшипник 5-205	1	ГОСТ 8338-75	
89		Підшипник 5-207	1	ГОСТ 8338-75	
90		Підшипник 5-113	4	ГОСТ 8338-75	
91		Шайба 6Н	6	ГОСТ 6402-70	
92		Шайба 8Н	12	ГОСТ 6402-70	
94		Шайба А6	1	ГОСТ 11371-78	
95		Шайба А8	1	ГОСТ 11371-78	
97		Шайба Н.60	3	ГОСТ 11872-89	
98		Шайба Н.16	2	ГОСТ 11872-89	
100		Шпилька М8х130	6	ГОСТ 22038-76	
102		Шпонка 8х7х40	1	ГОСТ 23360-78	
103		Шпонка 8х7х90	2	ГОСТ 23360-78	
105		Штифт 8х36	2	ГОСТ 9464-79	
Кафедра ММР	Андрій ГРЕЧКА	Андрій КОВЕНЯ	Андрій ГРЕЧКА	1:1	
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний	
		Привід обертання шпинделя		КРБ.ПМ.25.20.13.00.00	
				А	2025-06-01