

Центральноукраїнський національний технічний університет

Механіко-технологічний факультет

Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

«Допущено до захисту»

Завідувач кафедри ММіР

к.т.н., доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

« ____ » _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти

на тему:

«Модернізація приводу головного руху багатоцільового верстата»

Виконав здобувач вищої освіти 4 курсу
групи ПМ-22-3

ОПП «Комп'ютерний інжиніринг
технологій, робототехніка і 3D-друк»

спеціальності 131 «Прикладна механіка»

_____ Іван ЩЕБЕТЮК

Керівник роботи к.т.н., ст. викладач

_____ Павло ЄРЬОМІН

Рецензент: _____

Кропивницький 2026

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 ММР
_____ Андрій ГРЕЧКА

«_____» _____ 2026 р.

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

Щебетюку Івану Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Модернізація приводу головного руху
багатоцільового верстата

2. Керівник роботи: к.т.н., ст. викл. Павло ЄРЬОМІН

3. Строк подання роботи до захисту « » червня 2026 р.

Затверджено наказом ЦНТУ від _____ 2026 року № _____

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є модернізація приводу головного руху багатоцільового верстата моделі 320ПМФ4 для розширення діапазону регулювання та підвищення частоти обертання шпинделя.

Завдання: провести аналіз сучасного стану верстатобудівного комплексу, тенденцій розвитку багатоопераційних верстатів з ЧПУ типу «обробний центр», а також кінематичної структури та технічних характеристик вихідного об'єкта модернізації. Обґрунтувати доцільність заміни застарілого механізму перемикання діапазонів. Виконати кінематичні, силові та конструкторські розрахунки елементів приводу. Розробити та розрахувати вдосконалену конструкцію зубчасто-пасової передачі зі змінним передатним відношенням на основі розсувних дисків, що працюють за принципом варіатора. Провести оцінку жорсткості опор шпинделя, загальної жорсткості шпиндельного вузла, міцності шліцьових евольвентних, прямобічних та шпонкових з'єднань.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1	Опрацювання навчальної та наукової літератури	18 квітня 2026 р.	вик.
2	Виконання загальної частини	12 травня 2026 р.	вик.
3	Виконання технологічної частини	15 травня 2026 р.	вик.
4	Виконання конструкторської частини	25 травня 2026 р.	вик.
5	Розробка креслеників	30 травня 2026 р.	вик.
6	Усунення недоліків після перевірки керівником роботи	10 червня 2026 р.	вик.
7	Перевірка роботи на академічний плагіат	21 червня 2026 р.	вик.
8	Рецензування роботи	22 червня 2026 р.	
9	Захист кваліфікаційної роботи	червня 2026 р.	

Дата видачі завдання «_____» _____ 2026 р.

Здобувач вищої освіти _____ Іван ЩЕБЕТЮК
(підпис)

Керівник роботи _____ Павло ЄРЬОМІН
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Іван Щебетюк. Модернізація приводу головного руху багатоцільового верстата. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр»: ЦНТУ, м. Кропивницький, 2026 р. – 47 с. Матеріали презентації – креслення загальним обсягом __ л. ф. А1.

Метою роботи є модернізація приводу головного руху багатоцільового верстата моделі 320ПМФ4 для розширення діапазону регулювання та підвищення частоти обертання шпинделя.

Мета роботи досягається шляхом всебічного аналізу сучасного стану верстатобудівного комплексу, тенденцій розвитку багатоопераційних верстатів з ЧПУ типу «обробний центр», а також кінематичної структури та технічних характеристик вихідного об'єкта модернізації.

Також у роботі обґрунтовується доцільність заміни застарілого механізму перемикання діапазонів, який вимагав повної зупинки шпинделя, що призводило до втрат продуктивності обробки. У технологічній та конструкторській частинах виконуються кінематичні, силові та конструкторські розрахунки елементів приводу. Розроблена та розрахована вдосконалена конструкція зубчасто-пасової передачі зі змінним передатним відношенням на основі розсувних дисків, що працюють за принципом варіатора. Проведена оцінка жорсткості опор шпинделя, загальної жорсткості шпиндельного вузла, міцності шліцьових евольвентних, прямобічних та шпонкових з'єднань та підтверджена експлуатаційна надійність спроектованої конструкції.

Актуальність. Модернізація приводу головного руху багатоцільового верстата є затребуваною практичною задачею, з огляду на необхідність інтенсифікації процесів обробки, впровадження високоефективного сучасного різального інструменту, мінімізацію виробничих затрат та потребу в розширенні технологічних можливостей і гнучкості існуючого обладнання без розриву потоку потужності.

Практичне значення. У роботі був проведений аналіз існуючих конструкцій приводу обертання шпинделя верстата 320ПМФ4 та кінематичних схем клинопасових варіаторів. Використання запропонованого механізму варіатора дозволило розширити діапазон регулювання частоти обертання шпинделя на 4% (до 400), збільшити максимальну частоту обертання на 60% (до 8000 об/хв), а також знизити вагу шпиндельного вузла за рахунок зменшення інерційності приводу поздовжніх переміщень. Розроблені рішення можуть бути ефективно впроваджені у виробництво та мати суттєвий ефект у вигляді скорочення допоміжного часу на операції завдяки можливості перемикання діапазонів без зупинки верстата.

Ключові слова: багатоцільовий верстат 320ПМФ4, модернізація приводу головного руху, шпиндельний вузол, зубчасто-пасова передача, варіатор, розсувні диски, діапазон регулювання, частота обертання, жорсткість опор, евольвентні шліці.

ABSTRACT

Ivan Shchebetiuk. Modernization of the main movement drive of a multi-purpose machine tool. Qualification work for the educational degree "Bachelor": CUNTU, Kropyvnytskyi, 2026 - 47 p. Presentation materials – drawings (___ pages format A1).

Research Objectives: Purpose of the work is to modernize the main drive of the 320ПМФ4 multi-purpose machine tool (machining center) in order to expand the regulation range and increase the spindle speed.

Methodology: This objective is achieved through a comprehensive analysis of the current state of the machine tool industry, development trends in CNC multi-operational machine tools of the "machining center" type, as well as the kinematic structure and technical characteristics of the baseline object of modernization. The work also substantiates the feasibility of replacing the outdated range-shifting mechanism, which previously required a complete spindle stop, leading to losses in machining productivity. The technological and design sections include kinematic,

power, and structural calculations of the drive elements. An improved design of a synchronous (toothed) belt drive with a variable transmission ratio based on adjustable sliding discs operating on the variator principle has been developed and calculated. The stiffness of the spindle bearings, the overall rigidity of the spindle unit, and the strength of involute splined, straight-sided splined, and keyed joints were evaluated, confirming the operational reliability of the designed structure.

Relevance: Modernization of the main drive of a multi-purpose machine tool is a highly demanded practical task, given the need to intensify machining processes, introduce high-efficiency modern cutting tools, minimize production costs, and expand the technological capabilities and flexibility of existing equipment without disrupting the power flow.

Practical Significance: The work analyzes the existing spindle drive designs of the 320ПМФ4 machine tool and the kinematic diagrams of V-belt variators. The implementation of the proposed variator mechanism allowed expanding the spindle speed regulation range by 4% (up to 400), increasing the maximum spindle speed by 60% (up to 8,000 rpm), and reducing the weight of the spindle unit by decreasing the inertia of the longitudinal feed drive. The developed solutions can be effectively implemented in production, yielding a significant effect in reducing auxiliary operation time due to the ability to shift ranges without stopping the machine.

Keywords: 320ПМФ4 multi-purpose machine tool, main drive modernization, spindle unit, synchronous belt drive, variator, sliding discs, regulation range, rotational speed, bearing stiffness, involute splines.

Центральноукраїнський національний технічний університет

Механіко-технологічний факультет

Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

**«Модернізація приводу головного руху
багатоцільового верстата»**

КРБ.ПМ.26.22.01.00.00 ПЗ

Виконав здобувач вищої освіти 4 курсу
групи ПМ-22-3
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг технологій,
робототехніка і 3D-друк»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»

_____ Іван ЩЕБЕТЮК

Керівник роботи к.т.н., ст. викл.

_____ Павло ЄРЬОМІН

Кропивницький 2026

ЗМІСТ

ВСТУП	9
1 Об'єкт модернізації	11
1.1 Опис верстата 320ПМФ4	11
1.2 Технічна характеристика верстата 320ПМФ4	16
1.3 Кінематична схема верстата 320ПМФ4	21
2 Конструкторська частина	23
2.1 Опис модернізованої зубчасто-пасової передачі	23
2.2 Розрахунок шліцьових евольвентних з'єднань	28
2.3 Розрахунок шліцьового прямобічного з'єднання	32
2.4 Кінематичний розрахунок модернізованої зубчасто-пасової передачі	33
2.5 Силовий розрахунок модернізованої зубчасто-пасової передачі	35
2.6 Розрахунок жорсткості опор шпинделя	38
2.7 Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла	40
2.8 Розрахунок шпонкового з'єднання муфти	42
Висновки	44
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	45
ДОДАТКИ	47

ВСТУП

Актуальність теми. Модернізація приводу головного руху багатоцільового верстата є затребуваною практичною задачею, з огляду на стрімкі темпи розвитку машинобудівного комплексу та необхідність інтенсифікації процесів обробки деталей. Сучасні умови виробництва вимагають широкого впровадження високоефективного інструменту з надтвердих матеріалів та металокераміки, що висуває підвищені вимоги до швидкісних і динамічних характеристик шпиндельного вузла. Застосування прогресивних конструкторських рішень дозволяє розширити технологічні можливості існуючого парку обладнання з ЧПУ типу «обробний центр», мінімізувати виробничі затрати та скоротити непродуктивні втрати часу без необхідності повної заміни верстатобудівної бази.

Мета роботи: підвищення продуктивності та розширення технологічних можливостей багатоцільового верстата моделі 320ПМФ4 шляхом конструктивної модернізації приводу головного руху із забезпеченням безперервного потоку потужності під час зміни діапазонів частот обертання шпинделя.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- проаналізувати кінематичну структуру, технічні характеристики та особливості функціонування існуючого приводу обертання шпинделя верстата 320ПМФ4, а також відомі технічні рішення у сфері пасових варіаторів;
- обґрунтувати доцільність заміни застарілого зубчасто-муфтового механізму перемикання швидкостей на інноваційну інтегровану передачу, яка дозволяє змінювати діапазони обертання без обов'язкової зупинки верстата;
- виконати комплексні інженерні розрахунки кінематичних та силових параметрів модернізованої передачі, перевірити на міцність шліцьові евольвенти, прямобічні та шпонкові з'єднання, а також оцінити жорсткість опор шпинделя та всього шпиндельного вузла в цілому;

– розробити та розрахувати вдосконалену конструкцію зубчасто-пасової передачі зі змінним передатним відношенням на базі синхронно регульованих розсувних дисків із конічною робочою поверхнею.

Об’єкт дослідження: процес передачі та регулювання крутного моменту і частоти обертання в приводах головного руху багатоцільових металорізальних верстатів з ЧПУ.

Предмет дослідження: кінематичні схеми, конструктивні елементи, параметри жорсткості та міцності модернізованого шпиндельного вузла і регульованої зубчасто-пасової передачі верстата 320ПМФ4.

Практична цінність отриманих результатів полягає у розширенні загального діапазону регулювання частоти обертання шпинделя на 4% (з 385 до 400) та збільшенні максимальної частоти обертання на 60% (до 8000 об/хв), що дозволяє максимально ефективно реалізувати різальні властивості сучасного інструменту. Крім того, зниження матеріаломісткості шпиндельного вузла дозволило зменшити інерційність вихідного органу приводу поздовжніх переміщень.

Розроблені рішення можуть бути впроваджені у виробництво та спростити обслуговування верстатів завдяки відмові від складних пересувних блоків зубчастих коліс і заміні застарілого механізму перемикання діапазонів на єдину уніфіковану систему, де функцію зміни швидкостей покладено на модернізовану пасову передачу з надійним та плавним керуванням за допомогою окремого привода.

Розділ 1 Об'єкт модернізації

1.1 Опис верстата 320ПМФ4

Модель 320ПМФ4 – це багатоцільовий верстат з комбінованою системою числового програмного керування, автоматичною зміною інструменту і оброблюваних деталей (рис. 1.1) призначений для обробки малогабаритних корпусних деталей особливо складної конфігурації [1].

Клас точності верстата П по ОСТ2 Н72-6-81.



Рисунок – 1.1. Загальний вигляд верстата 320ПМФ4

По особливому замовленню за окрему плату верстати виготовляються по класу точності А ОСТ2 Н72-6-81 для обробки особливо точних корпусних деталей та у виконанні з накопичувачем на 12 позицій.

Категорія якості - вища.

Верстат призначений для внутрішніх і експортних поставок, у тому числі для поставки в країни і райони з тропічним кліматом.

Кліматичне виконання і категорія розміщення УЗ ГОСТ 15.150-69.

Обробку деталі проводять інструментом, закріпленим в шпинделі, при подачі столу (вісь X), бабці (вісь Y) шпинделя, повзуна (вісь Z) і обертанні столу (вісь A).

На верстаті можна проводити свердлення, зенкерування, розгортання, розточування точних отворів, зв'язаних координатами, фрезерування по контуру з лінійною і круговою інтерполяцією, нарізування різьб мітчиками і різцем, а також токарні операції.

Широкий діапазон частот обертання шпинделя і швидкостей подач дозволяє обробляти деталі з різних конструкційних матеріалів з високою продуктивністю.

Оброблювальний центр знаходиться на сучасному технічному рівні, володіє рядом принципово нових конструктивних рішень і забезпечує якісно нові технологічні методи виготовлення деталей.

Всі вузли змонтовані на жорсткій Г-подібній станині, що є загальною підставою.

Бабка шпинделя розташована у середині порталної стійки.

Вертикально розташований поворотний стіл переміщається по окремій станині, яка кріпиться на загальній підставі. Інструментальний магазин барабанного типу кріпиться на верхньому торці стійки.

Відмінні особливості верстата:

- високоточна обробка деталей з поверхнями будь-якої конфігурації за рахунок найбільшої концентрації операцій, включаючи токарну обробку;
- можливість багатOVERSTATного обслуговування за рахунок автоматизованої зміни оброблюваних деталей з чотиримісного або 12-позиційного магазину-накопичувача;
- оснащення верстата комбінованою системою числового програмного управління підвищеної інтеграції;
- якісно нове і комплексне рішення питань відведення і прибирання стружки із зони різання, а також повне очищення оброблюваної деталі в робочій зоні верстата без участі оператора;

Завантаження інструмента здійснюється у такий спосіб. Повзун зі шпинделем відводяться в крайнє заднє положення і переміщується угору під магазин до збігу осей шпинделя і гнізда магазину. При ході повзуна вперед конусна оправка інструмента захоплюється гніздом шпинделя, а при ході повзуна вниз інструмент витягається з гнізда магазину.

Верстат обладнаний пристроєм автоматичної зміни столів – супутників 6 (ПС). Гідро- та пневмообладнання 1, електрообладнання та ЧПУ змонтовані на спільній основі 2.

Вертикальне розташування робочої поверхні поворотного столу покращує умови для видалення стружки з зони різання, а також забезпечує очищення оброблювальної деталі в процесі обробки (без участі оператора).

Привід обертання шпинделя. Завдання частоти обертання – від програми через 1 об/хв. В діапазоні 13...360 об/хв. на шпинделі забезпечується постійний момент, в діапазоні 360...5000 об/хв – постійна потужність.

Датчик обертів шпинделя з управлінням від ЧПУ дозволяє проводити нарізування різі широкого діапазону діаметрів різцем і мітчиком, а також інші технологічні операції, що вимагають злагодженої роботи приводів подач з оборотами шпинделя.

Приводи подач. Переміщення рухомих вузлів по осях X, Y, Z здійснюється від високомоментних електродвигунів, які через пружні муфти безпосередньо сполучені з кульковими гвинтовими парами.

Силове утримання вузлів при різанні здійснюється стежучим приводом, що виключає необхідність вживання затискних пристроїв.

Позиціонування здійснюється по 4-ох координатних осях X, Y, Z, A.

Стіл з круговою подачею дозволяє крім традиційних операцій, що виконуються на багатоцільових верстатах, проводити точіння, кругове фрезерування і обробку криволінійних профілів на циліндричній поверхні.

Оптичні датчики гарантують високу точність повороту столу в будь-яке задане кутове положення.

Для установки і кріплення деталей на поверхні столу-супутника є сітка

різбових отворів. Робоча поверхня столу-супутника розташована вертикально, що дозволяє ефективно здійснювати прибирання стружки і очищення деталей.

Автоматична зміна столів-супутників з чотиримісного і 12-місцевого накопичувачів забезпечує роботу верстатів в автоматичному режимі, виключає з технологічного циклу час на установку і зняття деталі. Зона обертання накопичувача закрита. Завантаження-розвантаження столів-супутників верстата з чотиримісним накопичувачем проводиться з горизонтальним положенням дзеркала столу в накопичувачі, обертання якого блокується, а їх транспортування з накопичувача на стіл верстата і назад – з вертикальним положенням.

Завантаження-розвантаження столів-супутників верстата з 12-позиційним накопичувачем проводиться на спеціальному кантователі з горизонтальним положенням дзеркала столу, при цьому накопичувач забезпечує зміну столів-супутників.

Столи-супутники в 12-позиційному накопичувачі знаходяться з вертикальним розташуванням дзеркала столу, в такому ж положенні ведеться їх транспортування з накопичувача на стіл верстата і назад.

Накопичувач розрахований на чотири (або дванадцять) столів-супутників із заготівками і обробленими деталями.

Очищення деталі від стружки і мастильно-охолоджуючої рідини здійснюється автоматично.

Пристрій автоматичної зміни інструментів. Безманіпуляторна система складається з інструментального магазину барабанного типу, що обертається, з кодованими гніздами, місткістю магазину 36 інструментів.

Вибір інструменту відбувається в будь-якій послідовності з подальшою гідромеханічною фіксацією інструментального магазину. Конструкція магазину дозволяє використовувати багатошпиндельні змінні головки.

Охолодження. Мастильно-охолоджуюча рідина подається на інструмент через вісім отворів, розташованих в корпусі шпинделя.

При подачі мастильно-охолоджуючої рідини на інструмент

забезпечується охолодження вузла шпинделя, при подачі в зону різання-охолодження деталі і видалення з неї стружки.

Огорожа зони різання. Зона різання має огорожу, яка надійно захищає оператора від стружки і мастильно-охолоджуючої рідини. При цьому зручний візуальний контроль здійснюється через вікно в розсувних дверях. Зона різання для зручності нагляду освітлена.

1.2 Технічна характеристика верстата 320ПМФ4

Розміри робочої поверхні столу-супутника, мм 320x320

Найбільша маса оброблюваного виробу, встановленого на столі (центрально), кг – 150

Найбільші габарити оброблюваної деталі по осях X, Y, Z, мм:

360x250x250

250x300x300

Конус для кріплення інструменту в шпинделі по ГОСТ 15945-82 – 40

Величина робочих переміщень рухомих вузлів, мм:

поперечно-рухомого столу (вісь X) – 400

вертикально-рухомого шпинделя бабці (вісь Y) – 360

поздовжньо-рухомого повзуна (вісь Z) – 400

поворот столу (вісь A)– 360 000 x 0.001°

(72x5° по особливому замовленню)

Найбільші параметри обробки (при автоматичній зміні інструменту), мм:

діаметр розточуваного отвору – 125 мм

діаметр свердлення в сталі середньої твердості – 20 мм

діаметр фрези торця – 125 мм

діаметр розточуваного отвору спеціальним оснащенням з орієнтованим положенням різця – 200 мм

Точність позиціювання по осях при оснащенні датчиками типу оптичний індуктосин (кл. П), мкм – 16

Точність кутового позиціонування столу в будь-яких позиціях, 20 с
Кількість столів-супутників, встановлюваних в накопичувачі, шт.
Максимально допустима неврівноваженість столів-супутників, кг – 100
Частота обертання, об/хв.:
Шпинделя – 13...5000
Столу – 0,05...200
Найбільший крутний момент, Н·м:
на столі – 340
на шпинделі – 200
Робоча подача, мм/хв.:
столу (вісь X) – 1...6000
бабці шпинделя (вісь Y) – 1...6000
повзуна (вісь Z) – 1...6000
Швидкість швидких настановних переміщень по осях X,Y,Z, 12 м/хв.
Кількість інструментів, встановлених в магазині – 36
Найбільші розміри автоматично встановлюваних інструментів, мм:
діаметр інструментів що стоять поруч – 125
діаметр інструменту при вільних сусідніх гніздах магазину – 150
найбільша довжина інструменту (від торця шпинделя) – 220
Найбільша маса інструментальної оправки з інструментом, кг – 10
Час зміни інструментів (від стружки до стружки), с – 12,5
Час автоматичної зміни столів-супутників, с – 35
Габарит верстата з чотиримісним накопичувачем, мм – 3840x2300x2507
Маса верстату без електроустаткування, пристрою ЧПК, гідростанції, обладнання, кг – 10000

Електроустаткування

Електромережа живлення:

вид струму – змінний трифазний

частота, 50 Гц

напруга, В – 380

Рід струму електроприводів обертання шпинделів і електроприводів подач: постійний

Рід струму допоміжних електроприводів: змінний

Електродвигун постійного струму головного приводу:

потужність, $(7,5/11)*\text{кВт}$;

номінальне число обертів, 1000об/хв

Електродвигуни приводу подачі столу, шпиндельної бабки, повзуна, повороту інструментального магазина, повороту пристрою зміни столів супутників:

тип Gettys, модель 20

номінальний момент, $24\text{Н}\cdot\text{м}$

номінальне число обертів, 1000 об/хв

приводу обертання столу:

тип Gettys, модель 30

номінальний момент, $38,5\text{Н}\cdot\text{м}$

номінальне число обертів, 1000 об/хв

змінного струму приводу насоса гідростанції:

тип 4A112M4УЗ

потужність, 5,5кВт

число обертів, 1450 об/хв

змінного струму приводу подачі охолоджуючої рідини:

тип ПА45

потужність, 0,15кВт

число обертів, 2800 об/хв

змінного струму приводу подачі мастила напрямних:

тип – ДМ7-4

потужність, 0,02 кВт

число обертів, 1500 об/хв

змінного струму приводу насоса змиву стружки:

тип П90

потужність: 0,6 кВт

число обертів: 2800 об/хв

змінного струму приводу мастила редуктора поворотного столу:

тип: РД09

потужність: 0,014 кВт

число обертів: 1200 об/хв

змінного струму приводу вентилятора електродвигуна обертання шпинделя:

тип: ODF-63-2

потужність, кВт 0,2

число обертів, об/хв 3000

Загальна потужність трансформаторів, кВт 46

Номінальна потужність електродвигунів, кВт 30

Загальна кількість електродвигунів на верстаті 13

Гідрообладнання

Марка масла: Турбінне 22П

Установка насосна: 5/8 АГ 48-12

Насос гідроприводу:

Тип 5Г 12-21, лопатевий, постійної продуктивності

продуктивність, л/хв 12

робочий тиск, кгс/см² 45

Місткість резервуару, л 63

Тиск гідравлічної системи верстату, кгс/см² до 45

Тонкість фільтрації масла, мкм 25

Гідроаккумулятор:

Тип: 0531.013 600 Bosch, оболонковий

найбільший тиск, кгс/см² 60

місткість, л 4

Система змащування

Мастило шпиндельної бабки:

Марка масла Турбінне 22П

Насос:

тип 5П2-21 лопатевий, постійної продуктивності

продуктивність, л/хв 8

робочий тиск, кгс/см² 10

Змащування опор кочення і передач гвинт-гайка кочення

Марка масла

Турбінне 22П

Установка насосна:

місткість резервуару, л

робочий тиск, 20 кгс/см²

продуктивність, 0,1 л/хв

Живильники дозованого змащування: послідовного типу з дозуючими поршнями

Система подачі СОЖ

Насос:

Тип ПА-45

продуктивність, 45 л/хв

Насос:

Тип П-90

продуктивність, 90 л/хв

Пристрій програмного управління

Тип системи – BOSCH MIKRO 5Z (комбінована з лінійною і круговою інтерполяцією)

Система кодування – ISO, EIA

Спосіб введення програми – з магнітного носія, програмний накопичувач, ручний.

Дискретність завдання розмірів, мм – 0,001

Кількість програмованих осей – 4

Кількість одночасно керованих осей при лінійній і круговій інтерполяції

2 з 3

Максимальний програмований розмір, мм – $\pm 9999,999$
Зсув 0 відліку по всіх координатах – програмується ручне введення
Завдання величини подачі – безпосереднє в мм/хв
Завдання частоти обертання шпинделя – безпосереднє в об/хв
Управління інструментальним магазином – завданням подвійно-десятичного коду Т-функції
Дзеркальна обробка – по всіх координатах
Автоматичні цикли – по ISO, EIA
Наявність корекції програми інструменту
по величині подачі і частоті обертання шпинделя, по довжині і радіусу
Датчик зворотного зв'язку:
по осях X,Y і Z – лінійний оптичний
по осі A – круговий оптичний
Зчитувач з носія – фотоелектричний
Об'єм пам'яті програми обробки деталі – до 128К
Можливість виводу скоректованої програми на перфатор – Є
Можливість виводу скоректованої програми на магнітний носій – Є
Збереження пам'яті при знятті напруги – Є
Компенсація люфту, мм – від 0 до 0,99
Компенсація погрішності вимірюванні – 600 точок для осей X,Y,Z

1.3. Кінематична схема верстата 320ПМФ4

Привід обертання шпинделя від електродвигуна М1 постійного струму здійснюється по двох ланцюгах (див. рис.1.3):

1) у діапазоні частот обертання 1290...5000 об/хв.: електродвигун М1 – пасова передача 1, 2 і зубчасте колесо 4 – зубчата муфта 5 (муфта 5 зсунена вправо) – шпиндель;

2) у діапазоні частот обертання 13...1290 об/хв.: електродвигун М1 – пасова передача 1, 2 – зубчасті колеса 4, 3 – зубчасті колеса 6, 7 – шпиндель.

РОЗДІЛ 2

Конструкторська частина

2.1 Опис модернізованої зубчасто-пасової передачі

Суть модернізації приводу обертання шпинделя верстата 320ПМФ4 зводиться до заміни зубчасто-пасової передачі постійного передатного відношення на зубчасто-пасову передачу із змінним передатним відношенням та відмови від зубчасто-муфтового механізму перемикання діапазонів обертання шпинделя із наданням функції останнього модернізованій зубчасто-пасовій передачі. Таким чином, зубчасто-пасова передача починає виконувати дві функції:

- 1) передача обертання від валу двигуна до валу шпинделя;
- 2) зміна діапазону обертання шпинделя.

У вказаній реалізації з'являється можливість плавної зміни частоти обертання шпинделя при постійному крутному моменті і частоті обертання двигуна постійного струму. Однак про дану функцію наперед зазначати не будемо, тому що одним із завдань модернізації приводу обертання шпинделя верстата 320ПМФ4 є збереження існуючих габаритів даного вузла, і вибір силових даних нової передачі може бути суттєво обмеженим.

В техніці відомі клинопасові передачі із розсувними (відповідно і зсувними) шківками, так звані клинопасові варіатори [2-6]. В більшості випадків вони прості по конструкції, безшумно працюють, не вимагають великого початкового натягу паса, надійні в роботі, швидкість веденого валу легко й просто регулюється під час роботи варіатора. Велика різноманітність існуючих конструкцій шківів, різні сполучення здвоєних варіаторів, а також сполучення клинопасового варіатора з різними схемами зубчастих передач, дозволяють легко вибрати одну найбільш раціональну із числа існуючих схем відповідно до заданої потужності й з необхідним діапазоном регулювання швидкості.

Принципова схема найбільш простого варіатора показана на рис. 2.1. Розсувний шків 2 складається із двох дисків змінного діаметра, шків 1 – постійного діаметра. Регулювання кутової швидкості веденого валу здійснюється зміною відстані A між осями шківів (при постійній довжині паса) шляхом переміщення одного з валів, звичайно валу двигуна. Зі збільшенням міжосьової відстані пас 3, натягаючись, розводить диски шківів 2 і обгинає їх по дузі кола меншого діаметра.

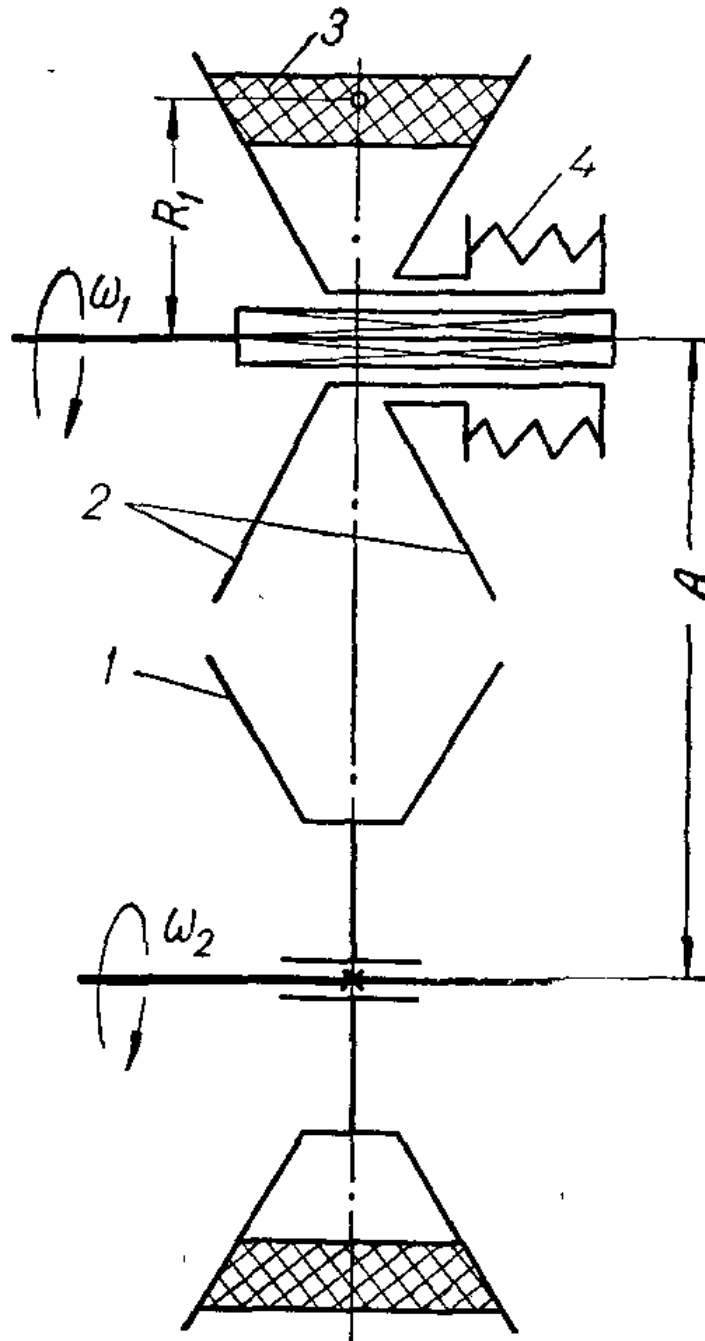


Рисунок 2.1 – Схема клинопасового варіатора із розсувним шківом

При зменшенні міжосьової відстані пас під дією пружин 4 переміщується на більший діаметр. Сила тертя між пасом 3 і шківом забезпечується силами пружності пружин 4, розташованих на шківі 2 по колу, описаного із центру валу. Шків 2 встановлюється на вал з ковзаючою шпонкою, що дає йому можливість переміщатися уздовж осі валу та самостійно встановлюватися у положення, що відповідає середній площині руху паса.

Для використання у приводі головного руху верстата з ЧПУ дана схема клинопасового варіатора не підходить по декільком причинам:

- 1) підпружинений шків має той недолік, що із розтисненням пружин зменшується притискна сила, відтак фрикційне зчеплення шківів із пасом не постійне;
- 2) змінна міжосьова відстань не підходить до реалізації в конструкції верстата 320ПМФ4, оскільки у ньому даний параметр постійний;
- 3) зубчастий пас не має достатньої жорсткості в поперечному перетині, тому передавати обертання стисненням його бокових площин тільки при малих потужностях або малих ширинах самого паса.

Зважаючи на зазначені недоліки, до конструкції проектуємої зубчасто-пасової передачі висуваємо наступні вимоги:

- 1) передачу обертання здійснювати додатковими проміжними елементами між розсувними шківом і зубчастим пасом, даний елемент повинен мати високу жорсткість;
- 2) підпружинення шківів здійснювати з обох сторін, тобто обидва шківів на валу будуть підпружиненими;
- 3) переміщення шківів на обох валах здійснювати синхронно, з умовою постійності міжосьової відстані між проміжними елементами, з якими стикається зубчастий пас, відтак з'являється можливість здійснювати підпружинення шківів попереднім натягом.

Враховуючи наведені вимоги, запропонуємо наступну конструкцію зубчасто-пасової передачі, що наведена на рис. 2.2.

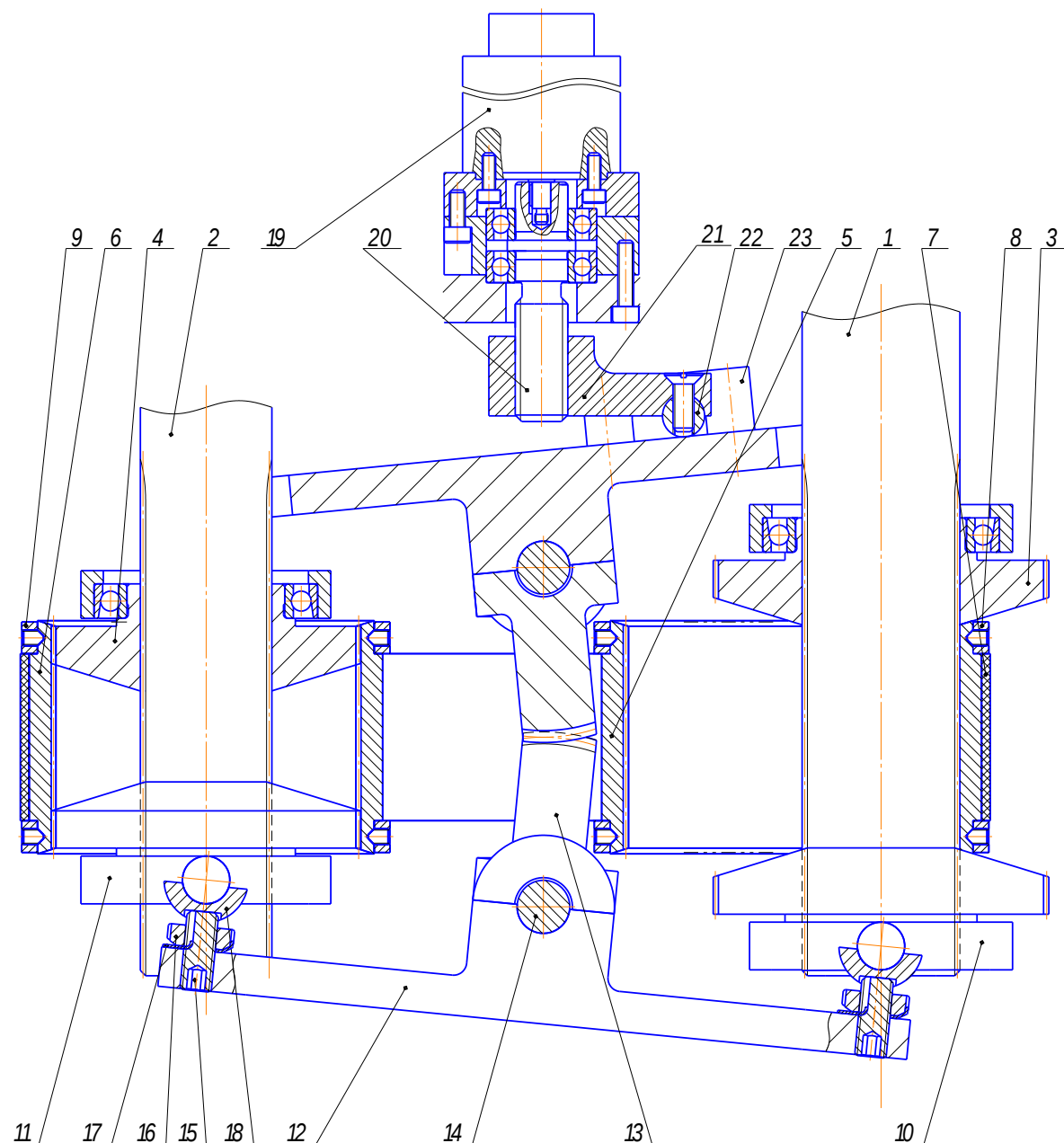


Рис. 2.2 – Модернізована зубчато-пасова передача

Обертання від ведучого валу 1 до веденого валу 2 передається за допомогою розсувних шківів 3 і 4 відповідно. Шківів переміщуються по валам за допомогою шліцевого з'єднання. По конічним поверхням розсувних шківів переміщуються шківів зубчато-пасової передачі 5 (ведучий) і 6 (ведений). На цих шківів одягнений зубчастий пас 7. Для запобігання зісковзування пасу зі шківів передбачені упорні кільця 8 на ведучому шківі і 9 на веденому. На розсувних шківів 5 і 6 на радіально-упорних підшипниках посаджені витискні обійми 10 і 11 відповідно з циліндричними виступами.

Для пересування шківів 5 і 6 слугують два коромисла 12, що зчеплені між собою зубчастими секторами 13. Коромисла обертаються на осях 14. На кінцях коромислів зроблені гвинтові отвори, у які загвинчені гвинти 15. Для стопоріння гвинтів передбачені гайки 16 і шайби 17. Один з торців гвинта 15 через вкладиш 18 тисне на циліндричний виступ витискної обойми 10 або 11.

Таким чином, синхронне качання коромислів 12 призводить до переміщення шківів 3 і 4, які в свою чергу через зміну відстані між ними примушують рухатися зубчасті шківни 5 і 6. Закручуванням гвинтів 15 регулюють поперечний натяг у контакті шківів 3 і 5 та 4 і 6.

Переміщення шківів здійснюється за допомогою двигуна 19, що обертає гвинт 20. Закручування-викручування гвинта з різьбового отвору штовхача 21 призводить до переміщення останнього, який через циліндр 22 тисне або відтягує одне з коромислів 12. Для запобігання провертання штовхача 21 і передачі сили при його русі назад слугують проушини 23, прикріпленні до одного з коромислів.

Шліцьове з'єднання між валами 1 і 2 та шківнами 3 і 4 є евольвентного профілю з тим, щоб при максимальному віддаленні розсунених шківів зубчасті шківни, внутрішній отвір яких також має евольвентні шліци того ж самого модуля, могли входити у зачеплення з валом. Периферійна поверхня розсунених шківів також виконана із евольвентними шліцнами, модуль яких відповідає модулю шліців внутрішнього отвору зубчастих шківів. Відповідно при максимальному зближенні розсунених шківів зубчасті шківни також будуть входити в зачеплення. Вибір евольвентного шліцьового з'єднання обумовлений властивістю евольвентних зачеплень обертатися одне навколо іншого. Відтак маємо передачу крутного моменту у двох фіксованих положеннях розсунених шківів:

- 1) розсунні шківни на ведучому валу максимально зближенні. Ведучий зубчастий шківв входить у зачеплення з розсуненими шківнами по периферійній поверхні останніх. Відповідно коромисла максимально відділять розсунні шківни на веденому валу, і ведений зубчастий шківв

буде зчеплюватися з евольвентними шліцами на самого валу. Цьому положенню відповідає максимальний діапазон частоти обертання шпинделя;

- 2) розсувні шків на ведучому валу максимально віддалені. Ведучий зубчастий шків входить у зачеплення з евольвентними шліцами на ведучому валу. Відповідно коромисла максимально зближують розсувні шків на веденому валу, і ведений зубчастий шків буде зчеплюватися з евольвентними шліцами на периферії розсувних шківів даного валу. Цьому положенню відповідає мінімальний діапазон частоти обертання шпинделя.

Застосування нової зубчасто-пасової передачі викликало зміни у будові інших деталей та складальних одиниць приводу обертання шпинделя. Так, зубчаста муфта передачі обертання від веденого валу зубчасто-пасової передачі до

2.2 Розрахунок шліцьових евольвентних з'єднань

Діаметри ведучого і веденого валів, розсувних і зубчастих шківів та їх шліців прийняті з конструктивних міркувань [7-10]. Попередньо приймаємо: модуль евольвентного шліцьового з'єднання 2 мм (він однаковий для всіх з'єднань (див. попередній пункт)). Діаметр шліцьового з'єднання на ведучому валу – 60 мм, на веденому – 48 мм. Діаметр шліцьового з'єднання на ведучому зубчастому шківі – 130 мм, на веденому – 118 мм.

Для використовуємих співвідношень шліцьових з'єднань основним розрахунком є перевірка на зминання бокових поверхонь. Умова міцності:

$$\sigma_{зм} = \frac{10^3 T_{\max}}{\phi F l r_{cp}} \leq [\sigma_{зм}],$$

де $T_{\max}$ – максимальний крутний момент,

ϕ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по робочим поверхням зубців,

l – робоча довжина зубця,

F – площа всіх бокових поверхонь зубців з однієї сторони на 1 мм довжини:

$$F = 0.8mz,$$

де z – кількість зубців, що зчеплюються,

m – модуль з'єднання.

r_{cp} – середній радіус:

$$r_{cp} = 0.5d_a,$$

де d_a – діаметр отвору шліцьової втулки.

Розрахунок для прикладу наведемо для шліцьового евольвентного з'єднання між веденим валом і зубчастим шківом. Враховуємо, що передача крутного моменту у даному з'єднанні відбувається по 3 зубцям, однак коефіцієнт нерівномірності розподілу навантажень по робочим поверхням зубців зростає. Маємо:

$$r_{cp} = 0.5 \cdot 44 = 22 \text{ мм},$$

$$F = 0.8 \cdot 2 \cdot 3 = 4.8 \text{ мм}^2/\text{мм},$$

$$\sigma_{зм} = \frac{10^3 \cdot 31.2}{0.95 \cdot 4.8 \cdot 83 \cdot 22} = 3.75 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 7 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконана. Результати розрахунків всіх евольвентних шліцьових з'єднань зводимо до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Перевірка міцності шліцьових евольвентних з'єднань

Параметр з'єднання	Номер з'єднання					
	I	II	III	IV	V	VI
$T_{\max}$	31,2	110,5	110,5	71,5	71,5	71,5
φ	0,95	0,75	0,75	0,95	0,75	0,75
l	83	48	28	83	48	28
d_a	44	44	114	56	56	126
r_{cp}	22	22	57	28	28	63

m	2	2	2	2	2	2
z	3	23	58	3	29	64
F	4,8	36,8	92,8	4,8	46,4	102,4
$\sigma_{зм}$	3,75	3,79	0,99	6,75	1,53	0,53
Результат	+	+	+	+	+	+

Оскільки всі шліцьові з'єднання працездатні, наведемо розрахунок конструктивних параметрів з'єднань у поперечному перетині. Для прикладу приводимо розрахунок одного із з'єднань, а саме з $D=48$ мм, а розрахунки всіх з'єднань зводимо до таблиці 3.2.

Діаметр з'єднання: $D=48$ мм.

Модуль з'єднання: $m=2$ мм.

Кількість зубців у з'єднанні: $z=23$.

Крок зубців з'єднання: $p=\pi m=3.14 \cdot 2=6,28$ мм.

Ділильний діаметр: $d=mz=2 \cdot 23=46$ мм.

Діаметр основного кола: $d_b=mz \cos \alpha=2 \cdot 23 \cdot \cos 30^\circ=39.837$ мм.

Діаметр впадин шліцьової втулки: $D_f=D=48$ мм.

Діаметр отвору шліцьової втулки: $D_a=D-2m=48-2 \cdot 2=44$ мм.

Коефіцієнт зміщення: $x_m=\frac{1}{2}(D-mz-1.1m)=\frac{1}{2}(48-2 \cdot 23-1.1 \cdot 2)=-0,1$ мм.

Висота головки зуба валу: $h_a=0.45m=0.45 \cdot 2=0.9$ мм.

Висота головки зуба втулки: $H_a=0.45m=0.45 \cdot 2=0.9$ мм.

Висота ніжки зуба валу: мінімальна $h_{f \min}=0.55m=0.55 \cdot 2=1.1$ мм,

максимальна $h_{f \max}=0.65m=0.65 \cdot 2=1.3$ мм.

Висота ніжки зуба втулки: мінімальна $H_{f \min}=0.55m=0.55 \cdot 2=1.1$ мм,

максимальна $H_{f \max}=0.65m=0.65 \cdot 2=1.3$ мм.

Радіус заокруглення ніжки зуба: $\rho_{f \min}=0.15m=0.15 \cdot 2=0.3$ мм.

Діаметр впадин валу: $d_{f\max} = D - 2.2m = 48 - 2.2 \cdot 2 = 43.6$ мм.

Висота зуба валу: $h_{\min} = h_a + h_{f\min} = 0.9 + 1.1 = 2$ мм.

Висота зуба втулки: $H_{\min} = H_a + H_{f\min} = 0.9 + 1.1 = 2$ мм.

Товщина зуба: $s = \frac{\pi}{2}m + 2xmtg\alpha = \frac{3.14}{2}2 - 2 \cdot 0.1 \cdot 2 \cdot tg30^\circ = 3.026$ мм.

Діаметр виступів валу: $d_a = D - 0.2m = 48 - 0.2 \cdot 2 = 47.6$ мм

Таблиця 3.2

Параметри евольвентних шліцьових з'єднань

Параметр з'єднання	Номер з'єднання			
	1	2	3	4
D	48	60	118	130

Продовження табл. 3.2

Параметр з'єднання	Номер з'єднання			
	1	2	3	4
m	2	2	2	2
z	23	29	58	64
p	6,28	6,28	6,28	6,28
d	46	58	116	128
d_b	39,837	50,229	100,459	110,851
D_f	48	60	118	130
D_a	44	56	114	126
x_m	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1
h_a	0,9	0,9	0,9	0,9
H_a	0,9	0,9	0,9	0,9
$h_{f\min}$	1,1	1,1	1,1	1,1
$h_{f\max}$	1,3	1,3	1,3	1,3
$H_{f\min}$	1,1	1,1	1,1	1,1
$H_{f\max}$	1,3	1,3	1,3	1,3
$\rho_{f\min}$	0,3	0,3	0,3	0,3

$d_{f\max}$	43,6	55,6	113,6	125,6
$h_{\min}$	2	2	2	2
$H_{\min}$	2	2	2	2
s	3,026	3,026	3,026	3,026
d_a	47,6	59,6	117,6	129,6

2.3 Розрахунок шліцьового прямобічного з'єднання

Дане шліцьове з'єднання призначене для передачі обертання від валу двигуна до ведучого валу зубчасто-пасової передачі. Параметри шліцьового прямобічного з'єднання прийняті з існуючої конструкції. Однак, зважаючи на змінені умови роботи, необхідно перевірити його на працездатність. Для використаних співвідношень шліцьових з'єднань основним розрахунком є перевірка на зминання бокових поверхонь. Умова міцності:

$$\sigma_{зм} = \frac{10^3 T_{\max}}{\phi F l r_{cp}} \leq [\sigma_{зм}],$$

де $T_{\max}$ – максимальний крутний момент,

ϕ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по робочим поверхням зубців,

l – робоча довжина зубця,

F – площа всіх бокових поверхонь зубців з однієї сторони на 1 мм довжини:

$$F = z \left[\frac{D_B - d_a}{2} - (f + r) \right],$$

де z – кількість зубців, що зчеплюються,

D_B – зовнішній діаметр зубців валу,

d_a – діаметр отвору шліцьової втулки,

f – розмір фаски,

r – радіус заокруглення.

r_{cp} – середній радіус:

$$r_{cp} = \frac{D_B + d_a}{4}.$$

Маємо:

$$F = 8 \left[\frac{42 - 36}{2} - (0.4 + 0.3) \right] = 18.4 \text{ мм}^2/\text{мм},$$

$$r_{cp} = \frac{42 + 36}{4} = 19.5 \text{ мм},$$

$$\sigma_{зм} = \frac{10^3 \cdot 71.5}{0.75 \cdot 18.4 \cdot 100 \cdot 19.5} = 2.66 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 7 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконана. Працездатність шліцьового прямобічного з'єднання забезпечена.

2.4 Кінематичний розрахунок модернізованої зубчасто-пасової передачі

Кінематичний розрахунок проводимо лише для двох фіксованих положень розсувних шківів. Проміжні положення, які можуть займати зубчасті шків на розсувних, не враховуємо.

Приймаємо, що передача обертання між зубчастим шківом та евольвентними шліцями валу здійснюється по ділільному діаметру евольвентного шліцьового з'єднання. Передача обертання від зубчастого паса до шківа здійснюється на відстані нейтрального шару паса. Для модулів зубчасто-пасових передач, більше 3 мм, дана відстань складає 0,8 мм відповідно до ОСТ 3805114-76. Враховуючи, що у базовому варіанті використовується зубчастий пас модулем 4 мм, є можливість варіювання модулем при подальших розрахунках, що однак не вплине на даний кінематичний розрахунок.

Діаметри ведучого і веденого валів та їх шліців прийняті з конструктивних міркувань. Прийнятий модуль евольвентного шліцьового з'єднання 2 мм. Параметри евольвентних шліців на з'єднаннях ведучого валу:

– діаметр з'єднання між ведучим валом і розсувними шківками
 $D_1 = 60 \text{ мм};$

– діаметр з'єднання між розсувними шківками і ведучим зубчастим шківом
 $D_3=130$ мм.

Параметри евольвентних шліців на з'єднаннях веденого валу:

– діаметр з'єднання між веденим валом і розсувними шківками
 $D_2=48$ мм;

– діаметр з'єднання між розсувними шківками і веденим зубчастим шківом
 $D_4=118$ мм.

Діаметри зубчастих шківів прийняті з конструктивних міркувань. Діаметр обертання зубчастого паса по нейтральному слою:

– на ведучому шківі $D_5=148$ мм;

– на веденому шківі $D_6=136$ мм.

Максимальний діапазон обертання шпинделя відповідає розташуванню ведучого зубчастого шківка на периферії розсувних шківів, а веденого зубчастого шківка – на веденому валу. Таким чином, необхідно дізнатися діаметр обертання зубчастого паса по нейтральному слою на веденому валу. Різниця між діаметрами D_4 і D_2 становить $D' = D_4 - D_2 = 118 - 48 = 70$ мм. Отже, діаметр обертання зубчастого паса по нейтральному слою на веденому валу менше на дану різницю від обертання на розсувному шківі, тому $D_8 = D_6 - D' = 136 - 70 = 66$ мм.

Для ведучого валу розмірковування аналогічні. Маємо:

$$D' = D_3 - D_1 = 130 - 60 = 70 \text{ мм},$$

$$D_7 = D_5 - D' = 148 - 70 = 78 \text{ мм}.$$

Відповідно, максимальному діапазону обертання шпинделя відповідає передатне відношення:

$$i_{\max} = \frac{D_5}{D_8} = \frac{148}{66} = 2,242,$$

мінімальному:

$$i_{\min} = \frac{D_7}{D_6} = \frac{78}{136} = 0,574.$$

Максимальна частота обертання шпинделя:

$$n_{\max} = n_{\partial \text{в} \max} i_{\max} = 3570 \cdot 2.242 = 8000 \text{ хв}^{-1}.$$

Номінальна частота обертання шпинделя, на якій відбувається зміна діапазонів регулювання шпинделя:

$$n_{\text{ном}} = n_{\partial \text{в} \text{ном}} i_{\max} = 920 \cdot 2.242 = 2060 \text{ хв}^{-1}.$$

Максимальна частота обертання шпинделя в мінімальному діапазоні:

$$n'_{\max} = n_{\partial \text{в} \max} i_{\min} = 3570 \cdot 0.574 = 2060 \text{ хв}^{-1}.$$

Мінімальна частота обертання шпинделя:

$$n_{\min} = n_{\partial \text{в} \min} i_{\min} = 36 \cdot 0.574 = 20 \text{ хв}^{-1}.$$

Діапазон регулювання частоти обертання шпинделя з постійною потужністю:

$$R_N = \frac{n_{\max}}{n_{\text{ном}}} = \frac{8000}{2060} = 3,883.$$

Діапазон регулювання частоти обертання шпинделя з постійним крутним моментом:

$$R_M = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\min}} = \frac{2060}{20} = 103.$$

Загальний діапазон регулювання частоти обертання шпинделя:

$$R_{\Sigma} = R_N R_M = 3.883 \cdot 103 = 400.$$

Отже, порівнюючи отримані значення з існуючими, можна казати лише про значне зростання частоти обертання шпинделя. Однак у сучасних умовах навіть лише цей аспект є позитивним, в той час як у нашому випадку присутня зміна діапазонів обертання шпинделя без розриву передаваної потужності. Діапазон регулювання шпинделя зріс на 4% з 385 у існуючій конструкції до 400 у модернізованій.

2.5 Силевий розрахунок модернізованої зубчасто-пасової передачі

Вихідні дані до розрахунку:

– номінальна потужність, що передається зубчастим пасом $P = 7,5 \text{ кВт}$;

- максимальна частота обертання меншого шківa $n_1 = 3885 \text{ хв}^{-1}$;
- передатне відношення передачі $i = 0,919$.

Попередньо обираємо модуль передачі:

$$m = 30 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}} = 30 \cdot \sqrt[3]{\frac{7.5}{3885}} = 3,74 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартний модуль $m=4 \text{ мм}$.

Діаметри шківів і їх числа зубців обираємо відповідно до кінематичного розрахунку і з конструктивних міркувань. Відповідно для меншого шківa $D_1=136 \text{ мм}$, $z_1=34$.

Колова швидкість паса:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60000} = \frac{3.14 \cdot 136 \cdot 3885}{60000} = 27.6 \text{ м/с.}$$

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,

$$F_0=25 \text{ Н/см};$$

k_i – коефіцієнт, що враховує передатне відношення передачі,

$$k_i=2;$$

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

$$k_{z_0}=1;$$

k_H – коефіцієнт, 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,

$$k_v = 0,8;$$

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,

$$k_a = 0,88;$$

$$F = 25 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,23 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,88 = 39,1 \text{ Н/см.}$$

Розрахована колова сила, що передається пасом:

$$F_p = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \cdot 7,5}{27,6} = 271,7 \text{ Н.}$$

Розрахована ширина паса:

$$b = \frac{F_p}{F} = \frac{271,7}{39,1} = 6,8 \text{ см} = 68 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b=63$ мм, враховуючи, що верстат не весь час працює з максимальною потужністю.

Число зубців і діаметр ділильного кола більшого шківa: $z_2=37$;
 $D_2=mz_2=4 \cdot 37=148$ мм.

Довжина паса без урахування його провисання:

$$\begin{aligned} L &\approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 256,67 + \frac{3,14}{2}(148 + 136) + \frac{(148 - 136)^2}{4 \cdot 256,67} = 959,36 \text{ мм.} \end{aligned}$$

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

$$z_p = \frac{L}{\pi m} = \frac{959.36}{3.14 \cdot 4} = 76,4.$$

Приймаємо найменше ціле число $z_p=76$ і встановлюємо довжину паса:

$$L = \pi m z_p = 3.14 \cdot 4 \cdot 76 = 954,56 \text{ мм.}$$

Різниця у довжинах йде на початковий натяг паса.

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,

$$c_3 = 0,88.$$

$$p = \frac{10 \cdot 39.1 \cdot 1.7 \cdot 1.5 \cdot 0.88}{16 \cdot 63 \cdot 2.5} = 0,35 \text{ МПа.} \leq [p] = 0,5 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконана. Працездатність передачі забезпечена.

2.6 Розрахунок жорсткості опор шпинделя

Комплексу передню опору, що складається з декількох підшипників, представляємо у вигляді двох умовних опор, одна з яких знаходиться ближче до переднього торця шпинделя, друга – далі від нього. Подвоєні підшипники, що встановлені в передній умовній опорі за схемою «тандем», вважаємо одним двохранним. Кількість підшипників в опорах позначаємо $i_1=2$ та $i_2=1$.

Задаємося силою попереднього натягу опори $F_H=1070$ Н. Для комплексних опор осьова жорсткість j_a , Н/мм:

$$j_a = 1,5 \cdot C^{\frac{2}{3}} \cdot F_H^{\frac{1}{3}} \left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}} \right),$$

де C – динамічна вантажопід'ємність:

$$C = 10^5 \cdot z \cdot \sin^{\frac{5}{2}} \alpha \cdot \sqrt{1,25 \cdot d_{ш}},$$

де z – кількість тіл кочення в підшипнику;

α – фактичний кут контакту в підшипнику, що змінюється під дією попереднього натягу;

$d_{ш}$ – діаметр кульки.

Маємо для передньої опори:

$$C = 10^5 \cdot 19 \cdot \sin^{\frac{5}{2}} 28^\circ \cdot \sqrt{1,25 \cdot 12,3} = 1125 \text{ кН},$$

$$j_a = 1,5 \cdot 1125000^{\frac{2}{3}} \cdot 1070^{\frac{1}{3}} \left(2^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right) = 430 \text{ кН/мм}.$$

Радіальна жорсткість умовної опори розраховується за формулою:

$$j_r = \frac{k_4 \cdot i_1^{\frac{2}{3}} \cdot j_a}{1,5 \cdot \text{tg}^2 \alpha \cdot \left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}} \right)},$$

де k_4 – коефіцієнт, що характеризує розподілення навантаження між тілами кочення і залежить від співвідношення між силою натягу та радіальним навантаженням.

Відповідно для передньої опори:

$$j_r = \frac{2,25 \cdot 2^{\frac{2}{3}} \cdot 430000}{1,5 \cdot \text{tg}^2 28^\circ \cdot \left(2^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right)} = 1400 \text{ кН/мм}.$$

Комплексу задню опору, що складається з декількох підшипників, представляємо у вигляді двох умовних опор, одна з яких знаходиться ближче до переднього торця шпинделя, друга – далі від нього. Кількість підшипників в опорах позначаємо $i_1 = 1$ та $i_2 = 1$.

Задаємося силою попереднього натягу опори $F_H = 960$ Н. Для задньої комплексної опори осьова жорсткість j_a , Н/мм:

$$C = 10^5 \cdot 19 \cdot \sin^{\frac{5}{2}} 27.5^\circ \cdot \sqrt{1,25 \cdot 11,1} = 1025 \text{ кН},$$

$$j_a = 1,5 \cdot 1025000^{\frac{2}{3}} \cdot 960^{\frac{1}{3}} \left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right) = 300 \text{ кН/мм}.$$

Радіальна жорсткість умовної задньої опори:

$$j_r = \frac{2,25 \cdot 1^{\frac{2}{3}} \cdot 300000}{1,5 \cdot \text{tg}^2 27.5^\circ \cdot \left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right)} = 830 \text{ кН/мм}.$$

2.7 Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла

Верстат 320ПМФ4 відноситься до верстатів підвищеного класу точності. На відміну від попередньої схеми навантаження шпиндельного вузла, де в меншому діапазоні частот обертання шпинделя була присутня радіальна сила від приводу обертання, в новій конструкції вдалося уникнути радіальних навантажень на шпиндель з боку приводу. Таким чином, розрахунок проводимо по схемі з радіальною силою з боку процесу обробки. Схема до розрахунку представлена на рис. 2.3.

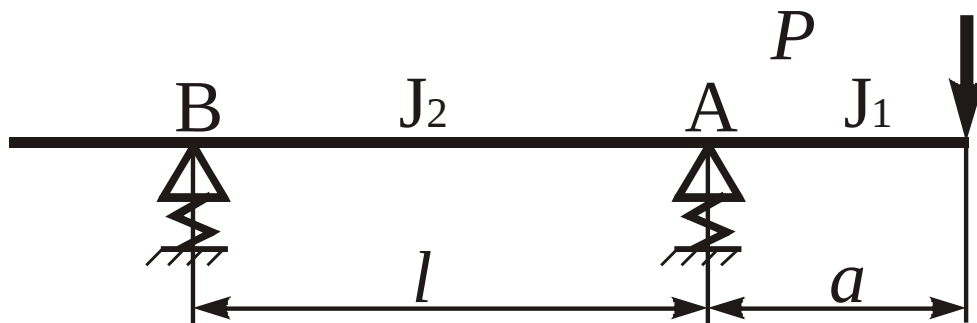


Рисунок – 2.3 Схема розрахунку з однією радіальною силою

Переміщення переднього кінця шпинделя з урахуванням затискного моменту в передній опорі:

$$\delta = P \left\{ \frac{a^2}{3E} \left[\frac{a}{I_1} + \frac{l(1-\varepsilon)}{I_2} \right] + \frac{1}{j_A} \left[\frac{l + a(1-\varepsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{j_B l^2} + \frac{a}{GS_1} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{GS_2 l} \right\},$$

де P – радіальна складова сили різання;

l – відстань між передньою А та задньою В опорами шпинделя;

a – виліт його переднього кінця (консоль);

I_1 – середнє значення осьового моменту інерції перерізу консолі;

I_2 – середнє значення осьового моменту інерції перерізу шпинделя в прольоті між опорами;

S_1 – площа перерізу переднього кінця шпинделя;

S_2 – площа перерізу міжопорної частини шпинделя;

E – модуль пружності матеріалу шпинделя;

G – модуль здви́гу матеріалу шпинделя;

j_A – радіальна жорсткість передньої опори;

j_B – радіальна жорсткість задньої опори.

Розраховуємо невідомі параметри. Середнє значення осьового моменту інерції перерізу консолі:

$$I_1 = \frac{\pi(D_B^4 - D_O^4)}{64} = \frac{3.14(70^4 - 36^4)}{64} = 1095000 \text{ мм}^4.$$

Середнє значення осьового моменту інерції перерізу шпинделя в прольоті між опорами:

$$I_2 = \frac{\pi(D_B^4 - D_O^4)}{64} = \frac{3.14(65^4 - 36^4)}{64} = 793000 \text{ мм}^4.$$

Площа перерізу переднього кінця шпинделя:

$$S_1 = \frac{\pi(D_B^2 - D_O^2)}{4} = \frac{3.14(70^2 - 36^2)}{4} = 2830 \text{ мм}^2.$$

Площа перерізу міжопорної частини шпинделя:

$$S_1 = \frac{\pi(D_B^2 - D_O^2)}{4} = \frac{3.14(65^2 - 36^2)}{4} = 2300 \text{ мм}^2.$$

Отже, переміщення переднього кінця шпинделя:

$$\delta = 1000 \left\{ \frac{200^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5} \left[\frac{200}{1095 \cdot 10^3} + \frac{230(1-0.2)}{793 \cdot 10^3} \right] + \frac{1}{14 \cdot 10^5} \left[\frac{230 + 200(1-0.2)}{230} \right]^2 + \frac{200^2(1-0.2)}{8.3 \cdot 10^5 \cdot 230^2} + \frac{200}{0.4 \cdot 10^5 \cdot 2830} + \frac{200^2(1-0.2)}{0.4 \cdot 10^5 \cdot 2300 \cdot 230} \right\} = 3,37 \cdot 10^{-2} \text{ мм.}$$

Кут повороту шпинделя в передній опорі:

$$\Theta = \frac{Pal}{3EI_2} = \frac{1000 \cdot 200 \cdot 230}{3 \cdot 2 \cdot 793 \cdot 10^8} = 9,67 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

Робимо висновок, що жорсткість шпиндельного вузла достатня.

2.8 Розрахунок шпонкового з'єднання муфти

Обертання від веденого валу зубчасто-пасової передачі до шпинделя передається за допомогою зубчастої муфти. Режим роботи даної муфти у новій конструкції змінено. У старій конструкції пересування зубчастої муфти відбувалося синхронно з блоком зубчастих коліс. Таким чином, муфта через ковзаюче шпонкове з'єднання періодично зчеплювалася із зубчастим колесом на веденому валу зубчастої передачі. Тепер муфта не пересувається по шпинделю і постійно входить в зачеплення із зубчастим колесом. З огляду на геометричні розміри в менш сприятливих умовах працює саме шпонкове з'єднання, тому перевіримо його працездатність.

Функції шпонкового з'єднання зубчастої муфти двоякі. По-перше, це передача крутного моменту від веденого валу зубчасто-пасової передачі до шпинделя, а по-друге – захист механізму від перевантаження. Таким чином, необхідно виконати проектний розрахунок з умови міцності на зріз та перевірочний розрахунок з умови міцності на зминання.

Умова міцності на зріз:

$$\tau_{zp} = \frac{2T}{db \left(L - \frac{b}{2} \right)} \leq [\tau_{zp}],$$

де T – крутний момент,

d – діаметр шийки валу,

b – ширина шпонки,

L – довжина шпонки.

Оскільки залежність поперечного перетину шпонки від діаметру шийки вала рекомендується стандартом, більш зручним параметром для варіювання буде довжина шпонки. Відповідна формула для її розрахунку матиме вигляд:

$$L = \frac{2T}{db[\tau_{зр}]} + \frac{b}{2}.$$

Параметри шпонкового з'єднання вибираємо з креслення. Маємо:

$$L = \frac{2 \cdot 200000}{60 \cdot 10 \cdot 25} + \frac{10}{2} = 31.7 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 23360-78 вибираємо найближче значення довжини шпонкового з'єднання $L = 32$ мм. Перевіряємо обрану шпонку на зминання. Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{dK(L-b)} \leq [\sigma_{зм}],$$

де K – висота шпонки над валом.

Перевіряємо:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 200000}{60 \cdot 3 \cdot (32 - 10)} = 101 \text{ МПа} > [\sigma_{зм}] = 60 \text{ МПа.}$$

Остання умова міцності не виконується. Таким чином, необхідно збільшити довжину, а для задоволення умови на зріз необхідно зменшити поперечний переріз шпонки. Приймаємо переріз $b \times h = 6 \times 6$ мм. Тоді:

$$L = \frac{2 \cdot 200000}{60 \cdot 6 \cdot 25} + \frac{6}{2} = 47.4 \text{ мм.}$$

Приймаємо $L = 50$ мм. Перевіряємо на зминання.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 200000}{60 \cdot 2.5 \cdot (50 - 6)} = 60 \text{ МПа} = [\sigma_{зм}] = 60 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконується. приймаємо шпонку розміром $b \times h \times L = 6 \times 6 \times 50$ мм.

Висновки:

1) Запропоновано відмову від традиційних пересувних блоків зубчастих коліс на користь інноваційної зубчасто-пасової передачі з розсувними конічними дисками;

2) Завдяки синхронному руху дисків у протифазі забезпечено зміну робочого радіуса взаємодії зі шківом при сталій довжині пасу та постійній міжосьовій відстані. Для запобігання проковзуванню у крайніх положеннях передбачено жорстке зчеплення шківів з евольвентними шліцами;

3) Нова конструкція дозволяє здійснювати перемикання діапазонів без зупинки привода та без розриву потоку потужності безпосередньо під час обробки. Це суттєво скорочує допоміжний час та підвищує продуктивність обладнання;

4) Загальний діапазон регулювання частоти обертання шпинделя збільшено на 4%, а максимальну частоту обертання підвищено на 60%. Виконаний комплекс проектних та перевірочних розрахунків основних вузлів привода повністю підтверджує його міцність, надійність та працездатність у заданих режимах експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Багатоцільовий верстат ИР320ПМФ4. URL: <http://stanok.lviv.ua/ua/produktsiya/metaloobroblyuvalni-verstaty-z-chpk/item/66/>
(дата звернення: 21.06.2026)
2. Крижанівський В.А. Результати дослідження умов функціонування виконавчих органів приводів подач. // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний зб. «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин» – Кіровоград, 1999. – Вип. 27. – с. 111-114.
3. Крижанівський В.А. Синтез схем навантаження виконавчих органів приводу подачі силових вузлів моноблочного типу агрегатних верстатів на основі загальної схеми навантаження // Збірник праць КДТУ, 2000. – с. 7.
4. Крижанівський В.А. Структурно-схемний аналіз традиційних структур силових вузлів агрегатних верстатів // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (напрямок "Інженерна механіка") – Луцьк: Луцький державний технічний університет, 1999. – Вип.6. – с. 6-10.
5. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х частинах. Під заг. ред. Ю.М. Кузнєцова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 507 с.
6. Яковенко І. Е., Пермяков О. А., Фесенко А. В. Технологічні основи машинобудування: навчальний посібник для студентів спеціальностей 131 – Прикладна механіка, 133 –Галузеве машинобудування / І. Е. Яковенко, О. А. Пермяков, А.В. Фесенко – Харків: НТУ «ХПІ», 2022. – 421с.
7. Муляр, Ю. І. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина II : навчальний посібник / Ю. І. Муляр, С. В. Репінський. – Вінниця :ВНТУ, 2020. – 123 с.
8. CNC aggregate for maximum flexibility in machining centers <https://www.hsdrivetec.de/en/spindleproducts/components-and-assemblies/processing-aggregates/>

9. Aggregates: The Forgotten Tool. <https://spindlerepair.com/news/cnc-aggregate-heads/>

10. Основи обробки матеріалів : конспект лекцій для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня денної та заочної форм здобуття освіти за спеціальностями А5.34 «Професійна освіта (Машинобудування)», А5.38 «Професійна освіта (Транспорт)» [Електронний ресурс] / уклад. О.Л. Кондратюк. – Харків : ХНУ імені В. Н. Каразіна, 2025.– (PDF 153 с.)

11. Булига Ю. В. Теорія різання. Розрахунок режимів різання : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2019. 140 с. URL: https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/IRVC/Buliga_2019_67.pdf (дата звернення: 21.06.2026)

12. Розрахунок режимів різання та технічне нормування робіт при проектуванні технологічних процесів механічної обробки : метод. вказівки / уклад.: Ю. Є. Паливода, А. Є. Дячун, Р. Я. Лещук. Тернопіль : ТНТУ, 2017. 60 с. URL: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/> (дата звернення: 21.06.2026).

13. Технічне керівництво з металообробки Sandvik Coromant : веб-сайт / Sandvik Coromant. URL: <https://www.sandvik.coromant.com/uk-ua/knowledge> (дата звернення: 21.06.2026).

14. Інженерні довідники та каталоги інструменту Dormer Pramet : веб-сайт. URL: <https://www.dormerpramet.com/uk-ua/downloads/catalogues> (дата звернення: 21.06.2026).

15. Електронний каталог та калькулятор режимів різання ITA (Iscar Tool Advisor) : веб-сайт / ISCAR Ltd. URL: <https://www.iscar.com/ita/MainPage.aspx> (дата звернення: 21.06.2026).

16. Заїка, С., Заїка, А., Лисенко, О., & Скібінський, Я. (2025). Підвищення ефективності обробки отворів корпусних деталей із чавуну деформуючим протягуванням. Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences, 357(5.1), 167-174. <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2025-357-20>

17. Шепеленко І.В., Немировський Я.Б., Цеханов Ю.О., Єрємін П.М., Мірзак В.Я., Щербина К.К. «Особливості деформуючого протягування

малопластичних матеріалів» Матеріали X міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем», м. Чернігів, Україна, 23-25 вересня 2020 р., стор. 9-11
<http://ir.stu.cn.ua/handle/123456789/20975>

ДОДАТОК А

1		2		3		4	
Формат	Позначка	Найменування	Кіл.	№ екз.	Матеріал		
							A
		Документація загальна					
		Розроблена заново					
A4	КРБ.ПМ.26.22.01.10.000	Завдання	2				
A4		Анотація	2				
A4	КРБ.ПМ.26.22.01.10.000ПЗ	Пояснювальна записка					B
		Документація по складальним					
		одиницям					
A4	КРБ.ПМ.26.22.01.10.000	Привод обертання шпинделя	3				
*	КРБ.ПМ.26.22.01.10.000СК	Складальне креслення	*				C
A4	КРБ.ПМ.26.22.01.10.100	Повзун	1				
*	КРБ.ПМ.26.22.01.10.100СК	Складальне креслення	*				
A4	КРБ.ПМ.26.22.01.10.200	Пристрій шпиндельний	3				
*	КРБ.ПМ.26.22.01.10.200СК	Складальне креслення	*				
							D
							E
Відповідальна організація		Технічне узгодження	Розробник документа	Документ затверджено	Масштаб		
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА	Іван ЩЕБЕТЮК	Павло ЄРЬОМІН	1 : 1		
Власник документа			Вид документа		Статус документа		
Центральноукраїнський національний технічний університет			Відомість проекту		Навчальний		
			Модернізація приводу головного руху багатопільового верстата		КРБ.ПМ.26.22.01.00.100		
			Інд. змін	Дата видання	Мова	Аркуш	
			A	2026-06-21	ua	1/1	