

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:

«Вдосконалення конструкції силової головки з розвантаженням приводом»

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

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

спеціальності 131 «Прикладна механіка»

_____ Сергій ШТИКОВ

Керівник роботи к.т.н., ст. викладач

_____ Павло ЄРЬОМІН

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 ММР
_____ Андрій ГРЕЧКА

«_____» _____ 2026 р.

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

Штикову Сергію Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Вдосконалення конструкції силової головки з розвантаженням приводом

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 підвищення функціонально-технологічних можливостей, точності та довговічності роботи гнучкого агрегатного обладнання шляхом вдосконалення конструкції силової головки на основі впровадження диференціальної гвинтової передачі, яка забезпечує повне або часткове розвантаження виконавчого органу привода подачі від технологічного навантаження.

Завдання: здійснити аналіз сучасного стану агрегатного верстатобудування, конструктивні особливості та недоліки існуючих типів силових головок;

Виконати розрахунки режимів різання, пінольного вузла та жорсткості шпинделя для базових операцій свердління та розточування, розробити та розрахувати вдосконалену конструкцію силової головки з диференціальним гвинтовим механізмом подачі.

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	11 червня 2026 р.	вик.
8	Рецензування роботи	червня 2026 р.	
9	Захист кваліфікаційної роботи	червня 2026 р.	

Дата видачі завдання «_____» _____ 2026 р.

Здобувач вищої освіти _____ Сергій ШТИКОВ
(підпис)

Керівник роботи _____ Павло ЄРЬОМІН
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Сергій Штиков. Вдосконалення конструкції силової головки з розвантаженим приводом. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр»: ЦНТУ, м. Кропивницький, 2026 р. – 40 с. Матеріали презентації – креслення загальним обсягом 4,5 л. ф. А1.

Метою роботи є підвищення функціонально-технологічних можливостей, точності та довговічності роботи гнучкого агрегатного обладнання шляхом вдосконалення конструкції силової головки на основі впровадження диференціальної гвинтової передачі, яка забезпечує повне або часткове розвантаження виконавчого органу привода подачі від технологічного навантаження.

Мета роботи досягається шляхом всебічного аналізу сучасного стану агрегатного верстатобудування в Україні та світі, конструктивних особливостей та недоліків існуючих типів механічних, гідравлічних та пневмогідравлічних силових головок.

Також у роботі обґрунтовується доцільність перерозподілу навантаження між приводами головного руху та подачі у силових вузлах верстатів ЧПУ. У технологічній та конструкторській частинах виконуються комплексні інженерні розрахунки режимів різання, питомих тисків, контактних деформацій пінольного вузла та жорсткості шпинделя для базових операцій свердління та розточування. Розроблена та розрахована вдосконалена конструкція силової головки з диференціальним гвинтовим механізмом подачі. Проведена оцінка довговічності підшипникових вузлів шпинделя та підтверджена експлуатаційна надійність спроектованої конструкції.

Актуальність. Вдосконалення конструкції силової головки з розвантаженим приводом є затребуваною практичною задачею, з огляду на широке застосування гнучкого агрегатного обладнання та потребу в його модернізації з метою покращення технічних характеристик обладнання.

Практичне значення. У роботі був проведений аналіз існуючих конструкцій силових головок та розроблені пропозиції щодо вдосконалення конструкції силової головки, яка є значно простішою, легшою та компактнішою за наявні аналоги. Використання вдосконаленого розвантаженого привода поступального переміщення пінолі дозволить суттєво знизити енергетичні втрати та пружні деформації, забезпечуючи тим самим тривалий термін експлуатації обладнання та високу точність обробки деталей. Розроблені рішення можуть бути ефективно впроваджені у виробництво та мають спростити обслуговування верстатів завдяки зручному та швидкому регулюванню зазорів у напрямних.

Ключові слова: силова головка, розвантажений привод, диференціальна гвинтова передача, піноль, агрегатний верстат, привод подачі, модернізація.

ABSTRACT

Serhii Shtykov. Improved design of the power head with unloaded drive. Qualification work for the educational degree "Bachelor": CUNTU, Kropyvnytskyi, 2026 - 40 p. Presentation materials – drawings (4.5 pages format A1).

Research Objectives: The purpose of this work is to enhance the functional and technological capabilities, accuracy, and durability of flexible modular machine tools by improving the design of the power head based on the integration of a differential screw drive, which provides full or partial isolation (unloading) of the feed drive actuator from technological loads.

Methodology: To achieve this objective, a comprehensive analysis of the current state of modular machine tool manufacturing both in Ukraine and worldwide was conducted, alongside an evaluation of the structural features and limitations of existing mechanical, hydraulic, and pneumatic-hydraulic power heads. Furthermore, the study substantiates the feasibility of load redistribution between the main motion (spindle) and feed drives within the power units of CNC machine tools.

The technological and engineering design sections encompass comprehensive

engineering calculations of cutting parameters, specific pressures, contact deformations of the quill assembly, and spindle stiffness for fundamental drilling and boring operations. Based on these findings, an improved power head design incorporating a differential screw feed mechanism was developed and calculated. Finally, the service life of the spindle bearing assemblies was evaluated, confirming the operational reliability of the engineered design.

Relevance: Improving the design of a power head with an isolated (unloaded) drive is a highly demanded practical task, given the widespread application of flexible modular machine tools and the ongoing need for their modernization to enhance overall equipment performance and technical specifications.

Practical Significance: This work provides an analysis of existing power head designs and develops proposals for improving the power head structure, making it significantly simpler, lighter, and more compact than its current counterparts. The utilization of the enhanced, isolated (unloaded) drive for the translational movement of the quill will substantially reduce energy losses and elastic deformations, thereby ensuring an extended equipment service life and high precision in component machining. The developed solutions can be effectively implemented in production and are expected to simplify machine tool maintenance due to the convenient and rapid adjustment of clearances in the guideways.

Keywords: power head, isolated drive, differential screw drive, quill, modular machine tool, feed drive, modernization.

Центральноукраїнський національний технічний університет

Механіко-технологічний факультет

Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

**«Вдосконалення конструкції силової головки з
розвантаженням приводом»**

КРБ.ПМ.26.09.75.00.00 ПЗ

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

ОПП «Комп'ютерний інжиніринг технологій,
робототехніка і 3D-друк»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»

_____ Сергій ШТИКОВ

Керівник роботи к.т.н., ст. викл.

_____ Павло ЄРЬОМІН

Кропивницький 2026

ЗМІСТ

ВСТУП	9
1 Оглядова частина	12
1.1 Аналіз стану агрегатного верстатобудування та перспективи його розвитку	12
1.2 Дослідження вихідних параметрів силових головок та шляхів їх підвищення	15
1.2.1 Класифікація та структурно-компонувальний аналіз існуючих конструкцій силових головок	15
1.2.2 Порівняльний аналіз каретних та пінольних силових головок	16
1.2.3 Аналіз механізмів привода подачі: переваги, недоліки та межі застосування	18
1.3 Обґрунтування переходу до розвантажених приводів подачі	20
2 Конструкторська частина	23
2.1 Конструктивні особливості запропонованої силової головки	23
2.2 Розрахунок режимів різання при обробці свердлінням	24
2.3 Розрахунок питомих тисків та пружних переміщень пінольного вузла шпиндельної бабки при свердлінні	26
2.4 Розрахунок питомих тисків та пружних переміщень пінольного вузла шпиндельної бабки при розточуванні	28
2.5 Вибір та розрахунок конструкції шпиндельного вузла	30
Висновки	35
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	36
ДОДАТКИ	38

ВСТУП

Актуальність теми. Темпи розвитку верстатобудування, а також кількісний і якісний склад верстатного парку є ключовими чинниками, що визначають промисловий потенціал держави та характеризують рівень розвитку її машинобудівної галузі. Металообробні верстати посідають особливе місце серед інших засобів виробництва (такі, як транспортні чи текстильні машини), оскільки вони призначені для виготовлення деталей та вузлів самих машин. Саме тому верстатобудування традиційно вважають базовою серцевиною важкої промисловості, яка забезпечує ринок високопродуктивним інноваційним обладнанням.

Ефективність проектування та впровадження передових технологій у сучасному виробництві досягається завдяки:

- широкій спеціалізації на основі агрегатування;
- уніфікації та нормалізації деталей і вузлів;
- можливості інтеграції металорізального обладнання в автоматизовані лінії.

Стрімкий розвиток обчислювальної техніки та мікропроцесорних технологій зумовив якісний стрибок у галузі – появу високопродуктивних верстатів із числовим програмним керуванням (ЧПУ) та функцією автоматичної зміни інструменту.

Особливої актуальності сьогодні набуває впровадження гнучких виробничих систем (ГВС). Завдяки високому рівню автономності вони здатні функціонувати без безпосередньої участі оператора, забезпечуючи:

- автоматизоване керування технологічними процесами та контроль якості.
- профілактичну діагностику і самоналагодження для підтримання заданих параметрів обробки.
- роботизацію допоміжних операцій (транспортних, завантажувально-розвантажувальних тощо);
- оптимізацію планування й обліку завантаження виробничих потужностей.

Сучасний верстатний парк України налічує десятки тисяч одиниць обладнання різного призначення. На теперішньому етапі відбувається безперервне підвищення його якісного рівня: структура парку трансформується в бік збільшення частки прогресивних автоматів та прецизійних (високоточних) верстатів.

Мета роботи: підвищення функціонально-технологічних можливостей, точності та довговічності роботи гнучкого агрегатного обладнання шляхом вдосконалення конструкції силової головки на основі впровадження диференціальної гвинтової передачі, яка забезпечує повне або часткове розвантаження виконавчого органу привода подачі від технологічного навантаження.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

Проаналізувати сучасний стан агрегатного верстатобудування, конструктивні особливості та недоліки існуючих типів силових головок (механічних, гідравлічних, пневмогідравлічних).

Обґрунтувати доцільність перерозподілу навантаження між приводами головного руху та подачі у силових вузлах верстатів ЧПУ.

Виконати комплексні інженерні розрахунки режимів різання, питомих тисків, контактних деформацій пінольного вузла та жорсткості шпинделя для базових операцій свердління й розточування.

Розробити та розрахувати вдосконалену конструкцію силової головки з диференціальним гвинтовим механізмом подачі.

Оцінити довговічність підшипникових вузлів шпинделя та підтвердити експлуатаційну надійність спроектованої конструкції.

Об'єкт дослідження: процес силового навантаження та пружних деформацій елементів привода поступального переміщення виконавчих органів силових вузлів агрегатних верстатів.

Предмет дослідження: конструкція пінольного та шпиндельного вузлів силової головки з диференціальною гвинтовою передачею, що реалізує принцип розвантаження привода подачі.

Практична цінність отриманих результатів полягає у створенні конструкції силової головки, яка є значно простішою, легшою та компактнішою за наявні аналоги. Використання розвантаженого привода поступального переміщення пінолі дозволяє суттєво знизити енергетичні втрати та пружні деформації, забезпечуючи тривалий термін експлуатації обладнання та високу точність обробки деталей. Розроблені рішення легко впроваджуються у виробництво та спрощують обслуговування верстатів завдяки зручному регулюванню зазорів у напрямних.

Розділ 1 Оглядова частина

1.1 Аналіз стану агрегатного верстатобудування та перспективи його розвитку

У сучасному машинобудуванні, зокрема в автомобілебудуванні, тракторній промисловості, виробництві сільськогосподарської техніки та гідравлічного обладнання, верстатобудуванні – значна частка наукомісткої продукції має відпрацьовану конструкцію та виготовляється в умовах масового та великосерійного виробництва. Ефективна обробка таких деталей базується на використанні агрегатних верстатів (модульних металорізальних систем), які проектуються за принципом агрегування на основі уніфікованих, стандартизованих (нормалізованих) вузлів, які містять мінімальну кількість спеціальних елементів.

Еволюція та переваги модульного підходу складаються на основі принципу агрегування та вирішують подвійну задачу:

Гнучкість проектування за рахунок комбінування модулів створює унікальні високопродуктивні компоновки під конкретну оброблювану деталь, які за потреби можна швидко перебудувати у разі зміни її конструкції.

Економічна ефективність при організації серійного виробництва самих уніфікованих вузлів суттєво підвищує їхню експлуатаційну надійність, а також значно знижує капітальні витрати на проектування та сервісне обслуговування обладнання.

Агрегатне обладнання поєднує високу продуктивність і низьку собівартість, які притаманні спеціальним верстатам, із адаптивністю універсального обладнання. Традиційно на таких верстатах виконують найбільш працемісткі операції для корпусних деталей, валів, дисків та некруглих стержнів: свердління, розточування, нарізання різьб, цекування, фрезерування площин, а також фінішну обробку (наприклад – хонінгування та протягування). Сучасні агрегатні комплекси інтегрують у свій склад і новітні прогресивні технології – лазерне

маркування/зміцнення, плазмове оброблення та автоматизований вимірювальний контроль.

За рівнем автоматизації обладнання поділяють на напівавтомати (де встановлення заготовки й пуск здійснює оператор) та автомати (повний цикл від завантаження до вивантаження виконується роботизованими системами), а за кінематичними ознаками – на однопозиційні та багатопозиційні (з поворотними столами чи супутниками).

На сучасному етапі розвитку індустрії (а ним вважається перехід до концепцій Industry 4.0 та Industry 5.0 [4,5]) відбулася докорінна трансформація від традиційного «жорсткого» масового виробництва до масового швидкозмінного (кастомізованого) виробництва. Це вимагає впровадження гнучких агрегатних верстатів та інтелектуальних силових модулів.

Розвиток цього напрямку за останні роки визначається такими ключовими аспектами:

1) Перехід до гнучких силових модулів із ЧПУ. Традиційні пінольні головки з кулачковим або простим гідравлічним приводом масово витісняються багатокоординатними силовими модулями. Вони керуються сучасними системами ЧПУ по 1–3 координатах, оснащені високодинамічними синхронними сервоприводами змінного струму (AC servo) та механічними передачами високої жорсткості (зокрема, диференціальними гвинтовими та високоефективними кульково-гвинтовими передачами).

2) Раціональний розподіл навантаження та розвантажені приводи/ Одним із найперспективніших науково-технічних рішень є вдосконалення конструкцій силових головок шляхом впровадження механізмів розвантаження привода подачі від дії осьових сил різання. Перерозподіл силових потоків між приводом головного руху та приводом поступального переміщення (пінолі) дозволяє:

- мінімізувати пружні деформації елементів силового вузла;
- підвищити контактну жорсткість напрямних;

– суттєво знизити енергетичні втрати та підвищити точність позиціонування під час виконання прецизійних операцій (наприклад, точного розточування отворів гідроапаратури).

Предиктивна діагностика та Інтернет речей (IIoT): Сучасні силові головки проектуються як «розумні» вузли (Smart Modules). Вони оснащуються вбудованими датчиками вібрації (акселерометрами), температури підшипникових вузлів та моніторингу струму приводів. Завдяки алгоритмам штучного інтелекту та нейромереж здійснюється безперервний контроль цілісності та зносу різального інструменту в реальному часі (Tool Condition Monitoring), а також прогнозування залишку ресурсу підшипників шпинделя для запобігання аварійним зупинкам.

Концепція «Цифрових двійників» (Digital Twins): Проектування та модернізація агрегатних верстатів сьогодні базується на створенні їх так званих «цифрових двійників». Це дозволяє ще на стадії проектування промодельовати динамічну жорсткість силовій головці, оптимізувати параметри диференціальних передач, усунути зони резонансу та оптимізувати траєкторії швидких допоміжних переміщень, що зводить час реального налагодження обладнання до мінімуму.

Екологічність та енергоефективність: У межах сучасних вимог до «зеленого» виробництва конструкції нових силових головок оптимізуються під технології сухого різання або мінімальної кількості змащення (MQL – Minimum Quantity Lubrication). Це вимагає підвищеної термостабільності шпиндельного вузла та ефективного захисту елементів розвантаженого привода подачі від температурних деформацій.

Висновок: Таким чином, розробка та впровадження можливості швидкого переналагоджування уніфікованих силових вузлів із розвантаженими приводами подачі, що керуються від систем ЧПУ, є досить важливим та перспективним інженерним завданням. Це дозволяє забезпечити максимальну гнучкість верстатного парку, знизити штучно-калькуляційний час обробки та гарантувати

високу прецизійність деталей при мінімальному залученні обслуговуючого персоналу.

1.2 Дослідження вихідних параметрів силових головок та шляхів їх підвищення

1.2.1 Класифікація та структурно-компонувальний аналіз існуючих конструкцій силових головок

Основними функціональними вузлами, що визначають кінематичну структуру, вихідні техніко-економічні характеристики та технологічні можливості агрегатних верстатів, є силові головки (компоненти головного руху та подачі). Вони забезпечують формоутворювальні й допоміжні переміщення різального інструменту із заданими параметрами режимів обробки. Широка номенклатура оброблюваних деталей та специфіка умов масового та великосерійного виробництва зумовили появу різноманітних конструктивних схем силових вузлів.

Для систематизації та порівняльного аналізу силові головки класифікують за такими основними матеріалознавчими та конструктивними ознаками:

1) Технологічне призначення: свердлильні, фрезерні, розточувальні, різьбонарізні, токарні, шліфувальні, хонінгувальні, протяжні, а також спеціалізовані складальні й контрольні блоки;

2) Номінальна потужність привода головного руху: мікромодулі (потужність асинхронного двигуна чи сервомотора від 0,05 до 0,5 кВт), такі головки застосовуються для обробки дрібнорозмірних прецизійних деталей; малі силові головки (від 0,5 до 4,5 кВт) та вузли середньої потужності (від 2,8 до 15 кВт) – найбільш розповсюджені типи у загальному машинобудуванні; важкі головки високої потужності (від 15 до 30 кВт і більше) – інтегруються у важкі агрегатні верстати та автоматичні лінії для багатоінструментального або енергоємного швидкісного оброблення корпусних деталей;

3) Тип привода головного руху: електричні (найбільш поширені через високий ККД та точність регулювання), пневматичні та гідравлічні (використовуються в специфічних або вибухонебезпечних умовах);

4) Конструктивне виконання привода подачі: вузли з висувною піноллю, вузли з рухомим корпусом (каретні), комбіновані блоки (з рухомим корпусом і висувною піноллю).

Окремий клас становлять силові бабки (нерухомі корпуси), шпинделі яких здійснюють виключно обертальний рух. Їх застосовують у фрезерних та розточувальних агрегатах, де ключовою вимогою є максимальна статична й динамічна жорсткість шпиндельного вузла.

На рисунку 1 представлено зведену класифікацію силових головок за основними матеріалознавчими та конструктивними ознаками.

1.2.2 Порівняльний аналіз каретних та пінольних силових головок

Головки з рухомим корпусом забезпечують вищу жорсткість орієнтації інструменту завдяки розвиненій поверхні контакту карети з напрямними станини. Натомість вузли з висувною піноллю мають суттєві конструктивні переваги:

- їх компактність та ергономічність дозволяють монтувати кілька головок на одній робочій позиції під різними кутами, причому вертикальні та похилі компоновки не потребують складних систем контрвантажів (противаг).

- завдяки високій динаміці маса рухомої пінолі разом із багатошпиндельною насадкою у 5–10 разів менша за масу каретної головки. Це дозволяє реалізувати високі швидкості прискорених холостих ходів, знижує енерговитрати на реверсування й динамічні розгони, а також мінімізує фрикційне зношування напрямних.

Основним недоліком пінольних конструкцій є обмежена жорсткість при великих вильотах, що вимагає застосування додаткових напрямних елементів (прямокутних або циліндричних скалок) при роботі з багатошпиндельними

коробками. Через це номінальна потужність традиційних пінольних вузлів зазвичай обмежена межами 3...5 кВт.

КЛАСИФІКАЦІЯ СИЛОВИХ ГОЛОВОК								
1. ТЕХНОЛОГІЧНЕ ПРИЗНАЧЕННЯ								
Свердлильні	Фрезерні	Розточувальні	Різьбонарізні	Токарні	Шліфувальні	Хонінгувальні	Протяжні	Спеціалізовані складальні та контрольні блоки
Для виконання отворів різного діаметра.	Для обробки площин, пазів, профілів.	Для збільшення та точного оброблення отворів.	Для нарізання різьби метчиками.	Для обробки зовнішніх і внутрішніх циліндричних поверхонь.	Для прецизійного шліфування поверхонь.	Для обробки отворів з високою точністю та якістю.	Для обробки отворів чи профілів протягуванням.	Для складання, контролю та інших спеціальних операцій.

2. НОМІНАЛЬНА ПОТУЖНІСТЬ ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ				3. ТИП ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ		
Мікромодулі 0,05 – 0,5 кВт	Малі силові головки 0,5 – 4,5 кВт	Головки середньої потужності 2,8 – 15 кВт	Важкі головки високої потужності 15 – 30 кВт і більше	Електричні	Пневматичні	Гідравлічні
Застосовуються для обробки дрібнорозмірних прецизійних деталей.	Широко застосовуються у загальному машинобудуванні.	Найбільш розповсюджений тип у загальному машинобудуванні.	Інтегруються у важкі агрегатні верстати та автоматичні лінії для енергоємного і багатоінструментального швидкісного оброблення корпусних деталей.	Найбільш поширені завдяки високому ККД та точності регулювання.	Використовуються в специфічних або вибухонебезпечних умовах.	Використовуються в специфічних або вибухонебезпечних умовах.

4. КОНСТРУКТИВНЕ ВИКОНАННЯ ПРИВОДА ПОДАЧІ		
Вузли з висувною піноллю	Вузли з рухомих корпусом (каретні)	Комбіновані блоки (з рухомих корпусом і висувною піноллю)
Подача інструменту здійснюється переміщенням пінолі вздовж осі шпинделя.	Подача інструменту забезпечується переміщенням усього корпусу головки (каретки).	Подача інструменту здійснюється переміщенням корпусу та/або пінолі.

ОКРЕМИЙ КЛАС – СИЛОВІ БАБКИ (НЕРУХОМІ КОРПУСИ)
Силові бабки мають нерухомий корпус, а шпиндель здійснює виключно обертальний рух. Застосовуються у фрезерних та розточувальних агрегатах, де ключовою вимогою є максимальна статична й динамічна жорсткість шпиндельного вузла.

Рисунок 1 – Зведена класифікація силових головок за основними матеріалознавчими та конструктивними ознаками

1.2.3 Аналіз механізмів привода подачі: переваги, недоліки та межі застосування

За кінематичною схемою приводи подач поділяють на механічні (кулачкові, гвинтові/КГП), пневматичні, пневмогідравлічні та гідравлічні. Залежно від компонування джерела руху вони бувають самодіючими (інтегрований індивідуальний привод) та несамодіючими (винесений привод, що застосовується для мікромодулів з метою мінімізації габаритів робочої зони).

Механічні плоскокулачкові приводи одержали поширення в свердлильних та різьбонарізних пінольних головках малих габаритів для легких умов обробки з коротким технологічним циклом (5...30 сек) і малим робочим ходом (35...75 мм).

Їх перевагами є максимальна компактність, простота налаштування робочого циклу (шляхом профілювання кулачка) та можливість ступінчастої зміни подачі заміною гітари зубчастих коліс.

До недоліків слід віднести досить складну кінематичну структуру з великою кількістю деталей; обмежені осьові зусилля (до 4000Н); низьку точність і запізнення спрацьовування механічних запобіжних муфт; швидке експлуатаційне зношування профілю кулачка; значні циклові втрати часу через неможливість гнучкого регулювання швидкості холостих ходів.

Механічні барабанно-кулачкові приводи використовуються в широкому діапазоні потужностей (до 6 кВт) у каретних та пінольних свердлильно-фрезерних вузлах. Перевагами подібного типу приводів є здатність сприймати вищі технологічні навантаження порівняно з плоскокулачковими аналогами.

Недоліками є необхідність виготовлення індивідуального циліндричного барабана зі складним замкнутим пазом під кожен новий профіль деталі; високі контактні напруження в парі «ролик–копір» та складність дискретного регулювання швидкостей подачі.

Механічні гвинтові приводи (включаючи КГП) застосовуються в широкому діапазоні потужностей (від 0,6 до 30 кВт), переважно в каретних головках, де

для головного руху та робочої подачі використовуються роздільні електродвигуни.

Їх перевагами є простота, висока навантажувальна здатність (генерація значних осьових зусиль), необмежена довжина ходу, легкість налаштування довжини робочих ходів за допомогою переставних упорів.

До недоліків слід віднести високу кінематичну інерційність, що унеможливорює миттєвий перехід від прискореного підведення до робочої подачі. Це змушує налаштовувати точку перемикання на безпечній відстані від деталі, генеруючи втрати штучного часу – «різання повітря». Також присутній інтенсивний знос ходової пари «гвинт–гайка» внаслідок високих осьових навантажень; є потреба у розвиненій релейно-контактній або ЧПУ-апаратурі керування.

Пневматичні та комбіновані пневмогідравлічні приводи:

Пневматичні приводи мають обмежене застосування через високу стисливість повітря, що не забезпечує стабільності та рівномірності подачі інструменту. Пневмогідравлічні системи є більш досконалішими (в них рух забезпечується пневмоциліндром, а стабілізація та безступінчасте дросельне регулювання швидкості – замкнутим масляним контуром).

Перевагами є висока плавність ходу, простота реалізації безступінчастого регулювання подачі дроселем, легкість переналагодження циклу.

До недоліків відносяться низька навантажувальна здатність (осьове зусилля не перевищує 500...600 Н) через низький тиск у цехових пневмережах (0,4...0,5 МПа); збільшення габаритів при спробах підвищити зусилля різання; висока чутливість до коливань тиску та вологості стисненого повітря.

Гідравлічні приводи призначені для важких умов експлуатації (їх потужність сягає до 30 кВт, а розвинені осьові зусилля – до 100000 Н).

Переваги: Легкість автоматизації складних багатоперехідних циклів, широкі межі безступінчастого регулювання подач за допомогою гідропанелей, надійний захист від перевантажень через запобіжні клапани, висока довговічність завдяки постійній роботі елементів у масляному середовищі.

Недоліки: Висока конструктивна складність гідропанелей та систем ущільнень; температурна нестабільність подачі внаслідок зміни в'язкості оливи при нагріванні системи під час тривалої роботи; трудомісткість діагностики, локалізації та усунення витоків або відмов робочої рідини.

На рисунках 2а та 2б наведено зведену класифікацію силових головок за кінематикою та типом приводу.

1.3. Обґрунтування переходу до розвантажених приводів подачі

Проведений аналіз показує, що жодна з традиційних конструкцій не має абсолютних переваг, а вибір типу приводу завжди є компромісом між жорсткістю, динамікою, точністю та навантажувальною здатністю.

Для створення силових вузлів, які відповідають сучасним вимогам гнучкого високошвидкісного виробництва, необхідно об'єднати:

- навантажувальну здатність та надійність захисту від перевантажень гідравлічних приводів;
- безступінчасте динамічне регулювання та простоту налаштування пневмогідравлічних систем ЧПУ;
- високу точність, енергоефективність та простоту експлуатації механічних гвинтових приводів.

Найбільш ефективним шляхом досягнення цих характеристик є перехід до принципово нових конструктивних схем із повним або частковим розвантаженням виконавчого органу приводу подачі від дії технологічних сил різання та сил опору переміщенню.

Впровадження концепції диференціального перерозподілу навантаження між приводом головного руху (шпинделем) та приводом поступального переміщення (пінолі) дозволяє компенсувати основну частку осьового зусилля безпосередньо у внутрішньому кінематичному контурі головки. Це знімає критичні сили з ходового гвинта подачі, мінімізує пружні та контактні деформації напрямних елементів і забезпечує якісно новий рівень точності,

довговічності та енергоефективності силового модуля агрегатного верстата. Розробка та розрахунок саме такої конструкції силової головки є ключовим завданням цієї роботи.

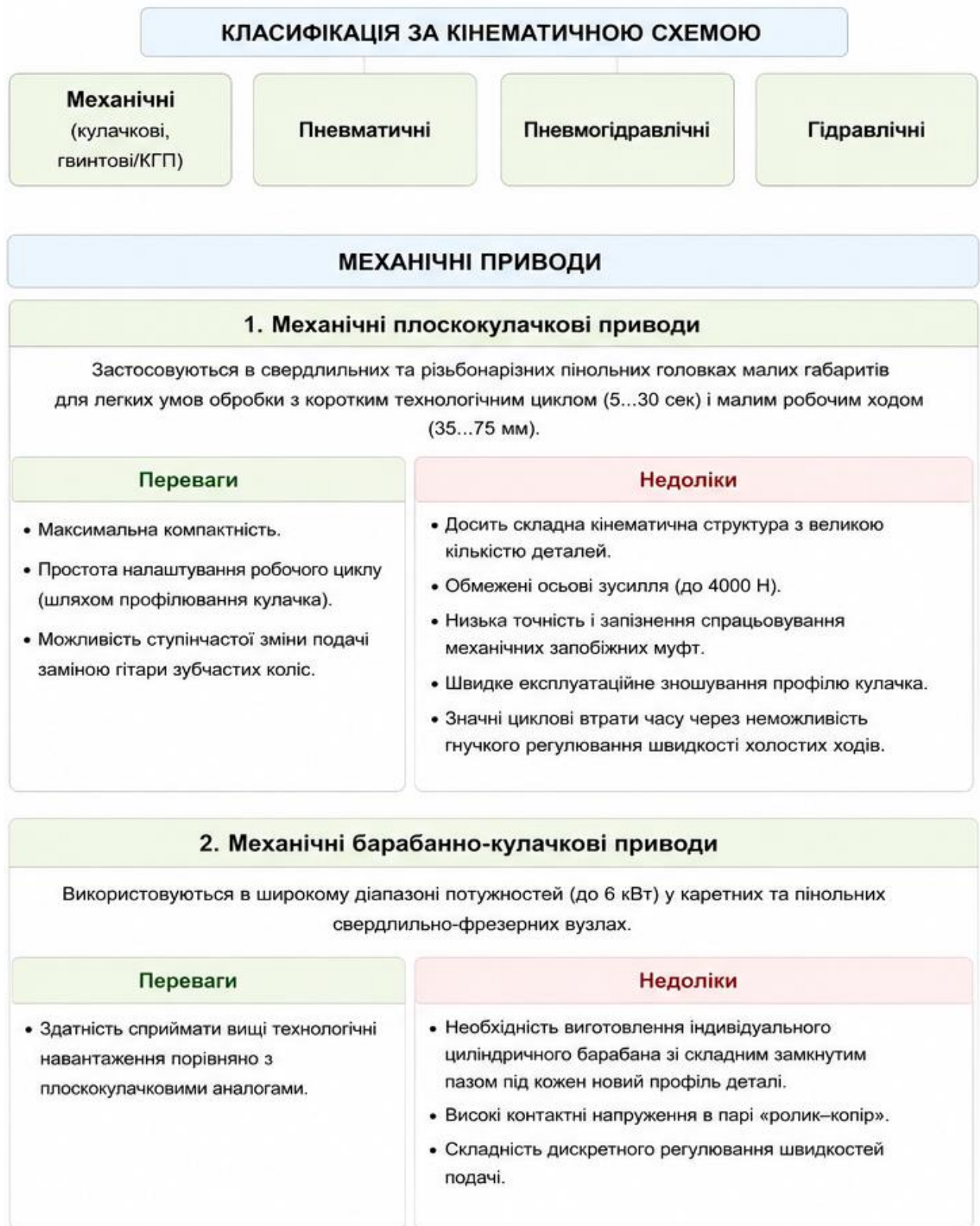


Рисунок 2а – Класифікація силових головок за кінематикою та типом приводу

МЕХАНІЧНІ ПРИВОДИ (продовження)

3. Механічні гвинтові приводи (включаючи КГП)

Застосовуються в широкому діапазоні потужностей (від 0,6 до 30 кВт), переважно в каретних головках, де для головного руху та робочої подачі використовуються роздільні електродвигуни.

Переваги

- Простота.
- Висока навантажувальна здатність (генерація значних осьових зусиль).
- Необмежена довжина ходу.
- Легкість налаштування довжини робочих ходів за допомогою переставних упорів.

Недоліки

- Висока кінематична інерційність, що унеможливорює миттєвий перехід від прискореного підведення до робочої подачі («різання повітря»).
- Інтенсивний знос ходової пари «гвинт–гайка» внаслідок високих осьових навантажень.
- Є потреба у розвиненій релейно-контактній або ЧПУ-апаратурі керування.

ПНЕВМАТИЧНІ ТА ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНІ ПРИВОДИ

Пневматичні

Мають обмежене застосування через високу стисливість повітря, що не забезпечує стабільності та рівномірності подачі інструменту.

Пневмогідрравлічні

Рух забезпечується пневмоциліндром, а стабілізація та безступінчасте дросельне регулювання швидкості – замкнутих масляним контуром.

Переваги

- Висока плавність ходу.
- Простота реалізації безступінчастого регулювання подачі дроселем.
- Легкість переналагодження циклу.

Недоліки

- Низька навантажувальна здатність (осьове зусилля не перевищує 500...600 Н) через низький тиск у цехових пневмережах (0,4...0,5 МПа).
- Збільшення габаритів при спробах підвищити зусилля різання.
- Висока чутливість до коливань тиску та вологості стисненого повітря.

ГІДРАВЛІЧНІ ПРИВОДИ

Призначені для важких умов експлуатації (їх потужність сягає до 30 кВт, а розвинені осьові зусилля – до 100000 Н).

Переваги

- Легкість автоматизації складних багатоперехідних циклів.
- Широкі межі безступінчастого регулювання подачі за допомогою гідропанелей.
- Надійний захист від перевантажень через запобіжні клапани.
- Висока довговічність завдяки постійній роботі елементів у масляному середовищі.

Недоліки

- Висока конструктивна складність гідропанелей та систем ущільнень.
- Температурна нестабільність подачі внаслідок зміни в'язкості оливи при нагріванні системи під час тривалої роботи.
- Трудомісткість діагностики, локалізації та усунення витоків або відмов робочої рідини.

Рисунок 2б – Класифікація силових головок за кінематикою та типом приводу

2 Конструкторська частина

2.1 Конструктивні особливості запропонованої силової головки

Впровадження диференціальної гвинтової передачі в конструкцію силової головки є дієвим інженерним рішенням, яке дозволяє кінематично розділити або значно зменшити зусилля, що передається на виконавчий орган привода подачі (наприклад, кроковий двигун, серводвигун чи ходовий гвинт).

Запропонована силова головка з диференціальним розвантаженням складається з трьох основних вузлів: корпусу (шпіндельної бабки), привода головного руху (обертання) та комбінованого привода подачі. Основними елементами конструкції є диференціальний гвинт (двозахідний/двосторонній). Він має дві співвісні різьбові ділянки з різним кроком (P_1 та P_2) або різним напрямком нарізки (правий/лівий), залежно від обраної кінематичної схеми. Рухомо гайка подачі пов'язана безпосередньо з піноллю або корпусом шпіндельного вузла. Опорна (реактивна) гайка нерухомо (або через демпфер/динамометр) зафіксована в корпусі силової головки. Вона сприймає на себе основне технологічне навантаження, тобто осьову силу різання P_x .

Привод подачі містить електродвигун, який обертає або сам диференціальний гвинт, або одну з гайок. Принцип роботи та механізм розвантаження полягає в тому, що велике осьове зусилля, яке виникає при обробці (наприклад, при свердлінні великих діаметрів, розточуванні чи торцевому фрезеруванні), замикається всередині диференціальної пари, не перевантажуючи підшипники та вал самого двигуна подачі. Гвинт має дві ділянки різьби з однаковим напрямком, але різним кроком. Ділянка 1, яка взаємодіє з опорною гайкою корпусу має крок P_1 . Ділянка 2 взаємодіє з гайкою шпіндельної бабки та має крок P_2 . При обертанні гвинта на один оберт він зміщується відносно корпусу на величину P_1 . Водночас рухома шпіндельна бабка зміщується відносно гвинта на величину P_2 у протилежному відносно гвинта напрямку. В результаті сумарне результуюче переміщення шпинделя за

один оберт двигуна становить: $S=P_1-P_2$. Сила різання P_x діє на шпindel, передається на рухому гайку, а далі через тіло диференціального гвинта на нерухому опорну гайку корпусу.

Таким чином, вісь привода подачі звільняється від прямого сприйняття осьового зусилля. Оскільки результуючий крок S є дуже малим, створюється величезний вигравш у силі за рахунок ефекту механічного редуктора з високим передаточним відношенням. Для переміщення інструмента під дією великої сили різання привода подачі потрібно прикласти мінімальний крутний момент $M_{кр}$.

$M_{кр} \approx 2\pi \cdot \eta \cdot P_x \cdot (P_1 - P_2)$, де η – коефіцієнт корисної дії передачі.

Ефект самогальмування (або повне розвантаження у статиці) забезпечується, якщо підібрати кроки різьби так, щоб кут підйому гвинтової лінії був меншим за кут тертя. В такому випадку система стає самогальмівною. При вимкненому двигуні подачі зворотний удар від інструмента (наприклад, при врізанні у неоднорідний метал) фізично не здатний повернути привод.

До переваг впровадження такої конструкції відноситься висока жорсткість системи. Це забезпечується за рахунок відсутності осьового відтиску інструмента під час важких режимів обробки, оскільки силовий потік йде повз кінематику привода. Також є можливість отримання надмалих точних подач (порядку кількох мікрон на оберт) без використання складних та дорогих багатоступінчастих механічних редукторів. Внаслідок зниження потужності привода подачі можна використовувати значно менші за габаритами та потужністю крокові або серводвигуни, що знижує металоємність та енергоспоживання силової головки. Завдяки диференціальному принципу похибка виготовлення кроку різьби гвинтів частково нівелюється (компенсується), що підвищує точність позиціонування виконавчого органу.

2.2 Розрахунок режимів різання при обробці свердлінням

Вихідні дані:

– діаметр свердління: $D=25$ мм.

– матеріал оброблюваної заготовки: сталь 45 (HB200).

– розрахунок режимів різання проводимо згідно з [7].

Глибина різання дорівнює $t=0,5 \cdot D=12,5$ мм.

Подачу вибираємо згідно з табл. 25 [8] для $D=25$ мм та HB200 $S=0,43$ мм/об.

Швидкість різання дорівнює

$$V = \frac{C_v D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot K_v; \quad (2.1)$$

де $C_v=9,8$; $q=0,4$; $y=0,5$; $m=0,2$ – коефіцієнти (табл. 28 [9]);

$T=50$ хв – період стійкості.

$K_v=K_{mv} \cdot K_{iv} \cdot K_{lv}=(750/600)^{-0,9} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,82$ – поправочний коефіцієнт на швидкість різання (табл. 1-4,6,31 [9]).

$$V = \frac{9,8 \cdot 25^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,43^{0,5}} \cdot 0,82 = 20,3 \text{ м / хв.}$$

Крутний момент при свердлінні дорівнює

$$M_{кр} = 10 C_m D^q S^y K_p; \quad (2.2)$$

де $C_m=0,0345$; $q=2$; $y=0,8$ – коефіцієнти;

$K_p=(600/750)^{0,75}=0,85$ – поправочний коефіцієнт.

$$M_{кр} = 10 \cdot 0,0345 \cdot 25^2 \cdot 0,43^{0,8} \cdot 0,85 = 93,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Осьове зусилля дорівнює:

$$P_o = 10 C_p D^q S^y K_p; \quad (2.3)$$

де $C_p=68$; $q=1$; $y=0,7$ – коефіцієнти.

$$P_o = 10 \cdot 68 \cdot 25^1 \cdot 0,43^{0,7} \cdot 0,85 = 8000 \text{ Н.}$$

Потужність різання дорівнює

$$N_e = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750}; \quad (2.4)$$

де $n = \frac{100V}{\pi D} = \frac{100 \cdot 20,3}{3,14 \cdot 32} = 195$ об / хв - частота обертання інструмента.

$$N_e = \frac{172,5 \cdot 195}{9750} = 3,45 \text{ кВт.}$$

2.3 Розрахунок питомих тисків та пружних переміщень пінольного вузла шпindelної бабки при свердлінні

Вихідні дані до розрахунку:

Гальмівний момент $M=6000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$

Розміри перетину пінолі $h \times h=100 \times 100 \text{ мм}^2;$

Величина осьової сили $P_o=8000 \text{ Н};$

Величина радіальної сили $P_y=2550 \text{ Н}.$

Піноль силової головки має квадратний переріз. В процесі обробки зусилля подачі, створюване несамогальмівною гвинтовою передачею, прикладене по осі шпинделя і пінолі, а зусилля гальмування, яке передається через зубчасторейкову передачу, розміщується в площині одної з граней пінолі.

Розрахункова схема пінольного вузла показана на рис. 3.

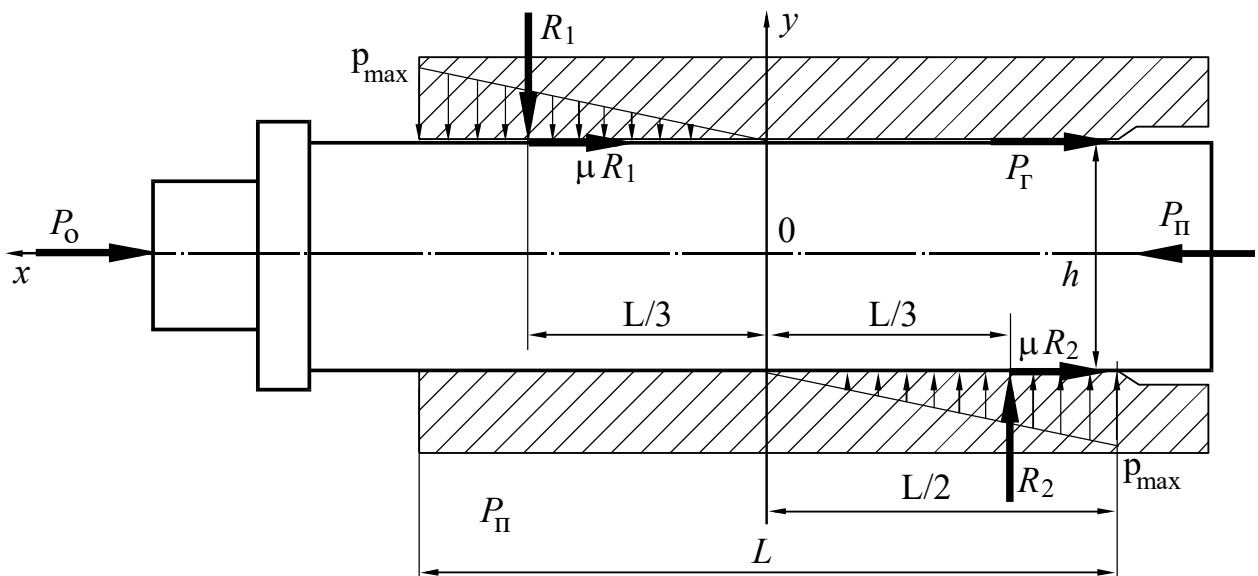


Рисунок 3 – Розрахункова схема пінольного вузла силової головки

Максимальна величина зусилля гальмування дорівнює

$$P_r = \frac{2M}{d}, \quad (2.5)$$

де $M=6000 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ – гальмівний момент;

$d=22,5 \text{ мм}$ – дільний діаметр зубчастого колеса, яке взаємодіє з рейкою.

$$P_r = \frac{2 \cdot 6000}{22,5} = 533,3 \text{ Н}.$$

Приймаємо допущення, що контактні деформації δ пропорційні питомим тискам:

$$\delta = k \cdot p, \quad (2.6)$$

де p – питомі тиски;

k – коефіцієнт контактної податливості.

Складаємо рівняння рівноваги пінольного вузла відповідно до схеми (рис. 2.1).

$$\begin{cases} R_1 \frac{L}{3} + R_2 \frac{L}{3} - P_r \cdot \frac{h}{2} - \mu R_1 \frac{h}{2} + \mu R_2 \frac{h}{2} = 0 \\ R_2 - R_1 = 0 \end{cases} \quad (2.7)$$

Приймаємо $R_1 = R_2 = R$.

Тоді

$$P_r \cdot \frac{h}{2} = R \frac{2L}{3},$$

$$R = \frac{3 \cdot P_r \cdot h}{4L}. \quad (2.8)$$

Реакції R в стику пари піноль-корпус можуть бути розраховані з рівняння

$$R = \frac{1}{2} \cdot p_{\max} \cdot \frac{L}{2} \cdot h. \quad (2.9)$$

$$R = \frac{1}{2} \cdot \frac{\delta_{\max}}{k} \cdot \frac{L}{2} \cdot h. \quad (2.10)$$

Звідси

$$\delta_{\max} = \frac{4 \cdot R \cdot k}{L \cdot h}$$

Підставляючи величину реакції R згідно з (2.10), одержуємо

$$\delta_{\max} = \frac{4k}{L \cdot h} \cdot \frac{3 \cdot P_r \cdot h}{4L} = \frac{3 \cdot P_r \cdot k}{L^2} \quad (2.11)$$

Звідси

$$p_{\max} = \frac{3 \cdot P_u}{L^2} \quad (2.12)$$

Розраховуємо величини питомих тисків та контактних деформацій, підставляючи в формули (2.13-2.14) параметри пінольного вузла та величину гальмівного зусилля:

$$p_{\max} = \frac{3 \cdot 533,3}{200^2} = 0,04 \text{ МПа},$$

$$\delta_{\max} = \frac{3 \cdot 533,3 \cdot 1 \cdot 10^{-2}}{200^2} = 0,004 \text{ мм}.$$

Таким чином, у випадку свердління питомі тиски величиною $p_{\max}=0,04$ МПа не перевищують припустимих значень (2,5 МПа).

У відповідності до розрахункової схеми (рис. 3) сили тертя в стиках напрямних пінольного вузла дорівнюють

$$F_T = 2\mu R, \quad (2.13)$$

де R – реакції в стику;

μ – коефіцієнт тертя в стику напрямних.

Враховуючи (2.13), одержуємо

$$F_T = 2\mu \frac{3 \cdot P_r \cdot h}{4 \cdot L} = \frac{3 \cdot P_r \cdot \mu \cdot h}{2 \cdot L}, \quad (2.14)$$

$$F_T = \frac{3 \cdot 533,3 \cdot 100 \cdot 0,2}{200} = 160 \text{ Н}.$$

2.4 Розрахунок питомих тисків та пружних переміщень пінольного вузла шпіндельної бабки при розточуванні

При розточуванні технологічне навантаження складається з осьового зусилля та радіальної складової P_y . Схема навантаження пінольного вузла у випадку розточування показана на рис. 4

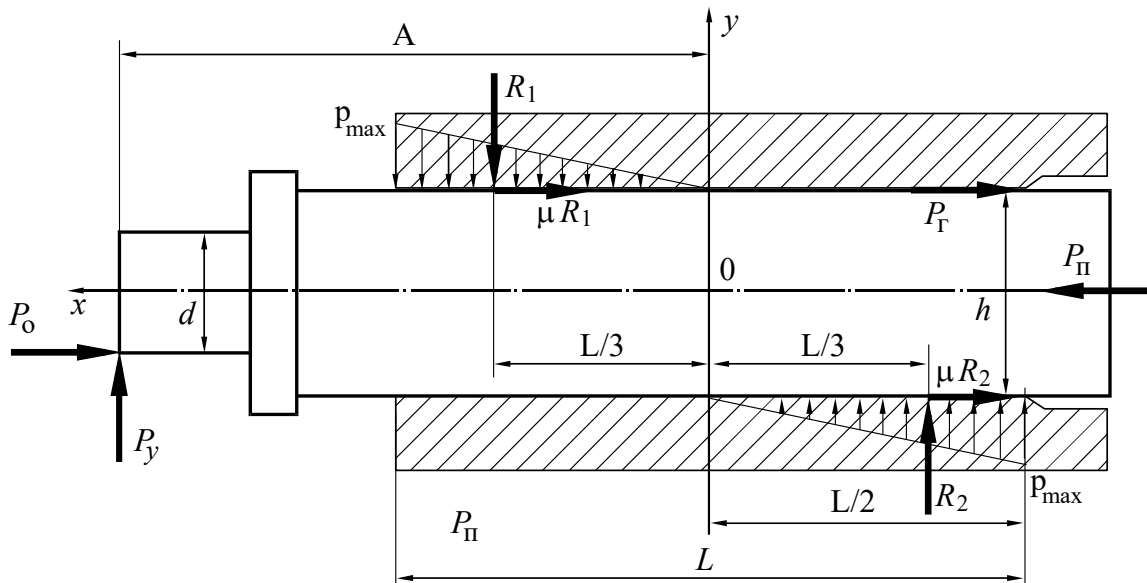


Рисунок 4 – Розрахункова схема навантажень пінольного вузла при розточуванні

Складаємо рівняння рівноваги моментів відносно точки О:

$$R_1 \frac{L}{3} + R_2 \frac{L}{3} - P_r \cdot \frac{h}{2} - P_y \cdot A + P_o \cdot \frac{d}{2} - \mu R_1 \frac{h}{2} + \mu R_2 \frac{h}{2} = 0 \quad (2.15)$$

Приймаючи $R_1 = R_2 = R$, одержуємо

$$P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} = R \frac{2L}{3}.$$

Звідси

$$R = \frac{3}{2L} \left(P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} \right). \quad (2.2)$$

Підставляючи величину реакції R у (2.15), одержуємо

$$\delta_{\max} = \frac{4k}{L \cdot h} \cdot \frac{3}{2L} \left(P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} \right) = \frac{6k}{hL^2} \left(P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} \right) \quad (2.16)$$

Звідси

$$p_{\max} = \frac{6}{hL^2} \left(P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} \right) \quad (2.17)$$

Розраховуємо величини питомих тисків та контактних деформацій, підставляючи в формули параметри пінольного вузла та величину гальмівного зусилля:

$$p_{\max} = \frac{6}{100 \cdot 200^2} \left(533,3 \cdot \frac{100}{2} + 2550 \cdot 300 - 8000 \cdot \frac{50}{2} \right) = 0,887 \text{ МПа},$$

Сили тертя в стиках напрямних пінольного вузла при розточуванні дорівнюють

$$F_T = 2\mu \frac{3}{2L} \left(P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} \right) = \frac{3\mu}{L} \left(P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} \right), \quad (2.18)$$

$$F_T = \frac{3 \cdot 0,2}{200} \left(533,3 \cdot \frac{100}{2} + 2550 \cdot 300 - 8000 \cdot \frac{50}{2} \right) = 1774,9 \text{ Н}$$

2.5 Вибір та розрахунок конструкції шпиндельного вузла

Розрахунок довговічності підшипників шпинделя:

Схема конструкції шпиндельного вузла зображена на рис. 5.

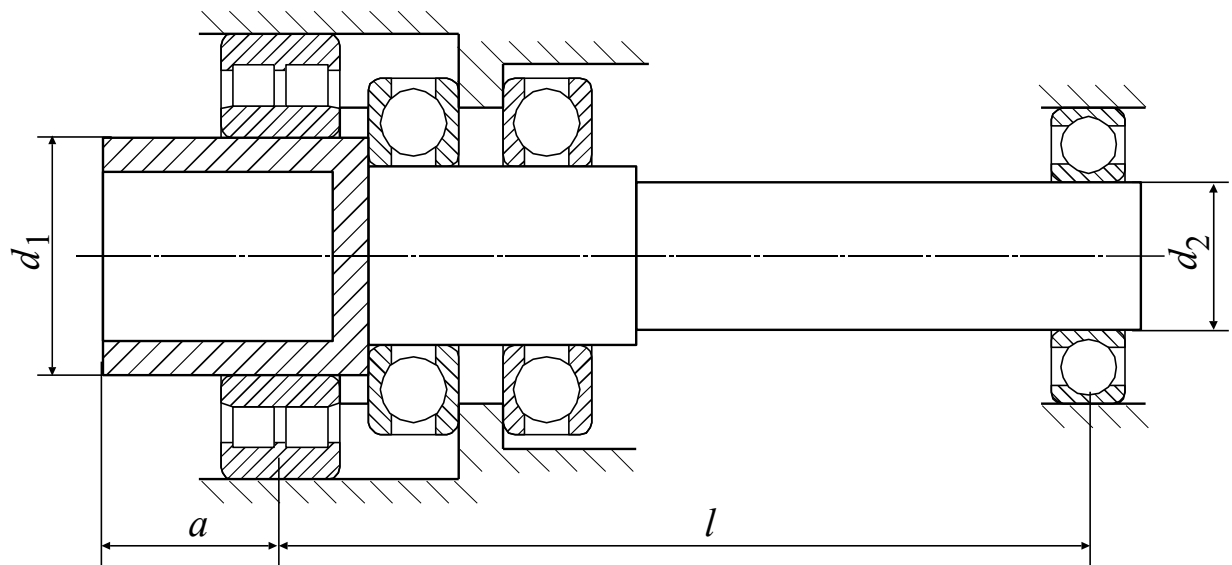


Рисунок 5 – Схема шпиндельного вузла

Розрахункова схема для визначення реакцій опор зображена на рис. 6.

Осьова складова технологічного навантаження дорівнює $P_o = 8000 \text{ Н}$. Радіальна складова Q_p , дорівнює

$$Q_p = 0,25 P_o,$$

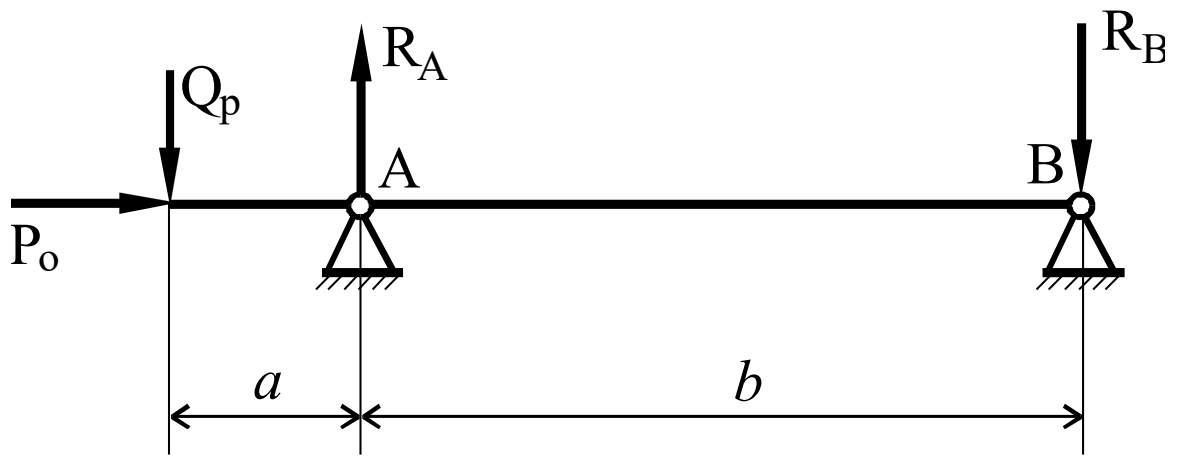


Рисунок 6 – Схема для визначення реакцій опор шпинделя

$$Q_p = 0,25 \cdot 8000 = 2000 \text{ Н}$$

Розраховуємо реакції опор

$$R_A = Q_p \frac{a+b}{a};$$

$$R_B = Q_p \frac{b}{a},$$

де $a=260$ мм – відстань між серединами передньої та задньої опор;

$b=300$ мм – відстань від точки прикладення осьової складової сили різання до передньої опори.

$$R_A = 2000 \cdot \frac{260+300}{260} = 4307 \text{ Н},$$

$$R_B = 2000 \cdot \frac{300}{260} = 2307,6 \text{ Н}$$

В передній опорі шпинделя встановлено радіальний роликовий двохрядний підшипник 3182111 та упорний підшипник 8109, який сприймає лише осьове навантаження. Тому радіальну реакцію опори сприймає лише підшипник 3182111.

Розраховуємо довговічність роликового радіального підшипника 3182111 передньої опори шпинделя

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n_{\text{шп}}} \left(\frac{C}{R_A K_o K_K K_T} \right)^3,$$

де $n_{\text{шп}}=3000$ об/хв – частота обертання шпинделя;

$K_6=1,1$ – коефіцієнт безпеки;

$K_K=1,0$ – кінематичний коефіцієнт для випадку, коли зовнішнє кільце нерухоме, а внутрішнє обертається;

$K_T=1,0$ – температурний коефіцієнт;

$C=70500\text{Н}$ – табличне значення динамічної вантажопідйомності підшипника.

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \left(\frac{70500}{4307 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0} \right)^3 = 43362 \text{ год.}$$

В задній опорі шпинделя встановлено радіальний кульковий підшипник 1000908, динамічна вантажопідйомність якого 12200Н [10]. Його довговічність дорівнює

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \left(\frac{12200}{2307,6 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0} \right)^3 = 14636 \text{ год.}$$

Упорний кульковий підшипник 8109 передньої опори шпинделя призначений для сприйняття виключно осьового навантаження, його вантажопідйомність дорівнює 55000Н. Його довговічність розраховується за формулою

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n_{\text{шп}}} \left(\frac{C}{P_{oc} K_6 K_K K_T} \right)^3,$$

де $P_{oc}=8000\text{ Н}$ – осьова складова технологічного навантаження.

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \left(\frac{55000}{8000 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0} \right)^3 = 12617 \text{ год.}$$

Необхідна величина довговічності складає 12000 год. Довговічність обраних підшипників достатня.

Розрахунок жорсткості шпинделя:

Радіальне переміщення переднього кінця шпинделя дорівнює (рис. 7)

$$y_{\Sigma} = y_{\text{шп}} + y_{on} + y_{сдв},$$

Де $y_{\text{шп}}$ – переміщення, викликане згином тіла шпинделя;

y_{on} – переміщення, викликане податливістю (нежорсткістю) опор шпинделя;

$y_{сдв}$ – переміщення, викликане зсувом під дією поперечних зусиль.

Величиною $y_{сдв}$ нехтуємо, оскільки для реальних розмірів шпинделя, який має центральний отвір, вона не перевищує 3...6%.

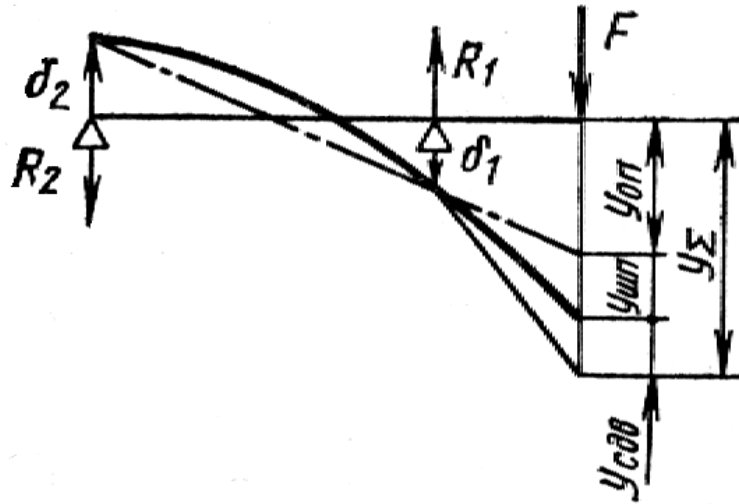


Рисунок 7 – Розрахункова схема переміщень шпинделя

Згідно з [11], переміщення y_{Σ} дорівнює

$$y_{\Sigma} = \frac{Fa^2}{3E} \left[\frac{a}{J_2} + \frac{l(1-\xi_3)}{J_1} \right] + \\ + F \left\{ c_1 \left[\frac{a(1-\xi_3)+l}{l} \right]^2 + c_2(1-\xi_3) \frac{a^2}{l^2} \right\},$$

де $F=Q_p=2000\text{Н}$ – величина сили, що діє на шпиндель;

$E=2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ – модуль пружності матеріалу шпинделя;

J_1, J_2 – осьові моменти інерції перерізу шпинделя;

$c_1 = \frac{1}{j_1}, c_2 = \frac{1}{j_2}$ – податливість передньої та задньої опор шпинделя;

j_1, j_2 – жорсткість опор;

ξ_3 – коефіцієнт, що враховує наявність в передній опорі зацімлюючого моменту, якщо в ній розміщено кілька рядів тіл кочення;

a – виліт шпинделя;

$l=260 \text{ мм}$ – відстань між опорами.

$$J_1 = \frac{\pi(d_1^4 - d_{o1}^4)}{64} = \frac{3,14(40^4 - 25^4)}{64} = 1,06 \cdot 10^5 \text{ мм}^4,$$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot d_2^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 57,5^4}{64} = 1,25 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Жорсткість роликів дворядного підшипника передньої опори визначаємо за графіком [12, рис 2.15] в залежності від внутрішнього діаметра

$$j_1 = 350 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}} = 350 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

Жорсткість підшипника задньої опори дорівнює $j_1 = 300 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}} = 300 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$

Податливість підшипників дорівнює:

$$c_1 = \frac{1}{j_1} = 2,86 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}},$$

$$c_2 = \frac{1}{j_2} = 3,33 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Коефіцієнт защемлення ξ_3 приймаємо згідно з [12, табл. 6.22] для обраної схеми розміщення підшипників $\xi_3 = 0,6$.

Обраховуємо величину переміщення шпинделя

$$y_{\Sigma} = \frac{2550 \cdot 75^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \left[\frac{75}{1,25 \cdot 10^5} + \frac{260(1-0,6)}{1,06 \cdot 10^5} \right] +$$

$$+ 1500 \left\{ 2 \cdot 10^{-6} \left[\frac{75(1-0,6) + 260}{260} \right]^2 + 3,33 \cdot 10^{-6} (1-0,6) \frac{75^2}{260^2} \right\} = 0,027 \text{ мм}.$$

Радіальна жорсткість шпинделя дорівнює

$$j = \frac{F}{y_{\Sigma}} = \frac{2550}{0,027} = 56,6 \frac{\text{кН}}{\text{мм}} \cdot 164753513313$$

Висновки:

1) Обґрунтовано, що проектування нової конструкції силової головки є критично необхідним кроком для суттєвого розширення функціонально-технологічного потенціалу силових модулів, які використовуються для комплектації сучасного гнучкого агрегатного обладнання;

2) Доведено високу технологічність та експлуатаційну ергономічність розробленого вузла. Конструкція забезпечує високу ремонтпридатність і дозволяє стабільно підтримувати регламентовану початкову геометричну точність системи завдяки зручному механізму регулювання зазорів у рухомому з'єднанні «піноль–напрямні» або за допомогою відновлювального профільного шліфування;

3) Встановлено, що інтеграція диференціальної гвинтової передачі забезпечує ефективне силове розвантаження механізму подачі. Це мінімізує навантажувальні втрати на тертя та пружні деформації в кінематичному ланцюгу поступального переміщення пінолі, що безпосередньо зумовлює підвищення навантажувальної здатності, збільшення міжремонтного ресурсу привода та підвищення прецизійної точності обробки;

4) Порівняльний аналіз із наявними промисловими аналогами показав, що спроектована силова головка має значно простішу кінематичну схему, а також оптимізовані масогабаритні показники (меншу вагу та габарити) при збереженні необхідної жорсткості.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Пат. на корисну модель 44552 Україна, МПК В23Q 37/00. Силова головка / В. М. Пестунов, А. І. Гречка, С. В. Ткач. - заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т. - № u200903545 ; заявл. 13.04.2009 ; опубл. 12.10.2009 ; Бюл. № 19. - 2 с. : іл.

URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/11198>.

2. Пестунов, В. М. Підсилювачі потужності в механізмах подачі технологічного устаткування / В. М. Пестунов, О. С. Стеценко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - Кіровоград: КНТУ, 2008. - Вип. 21. - С. 206-213.

URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/1496>

3. Муляр, Ю. І. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина II : навчальний посібник / Ю. І. Муляр, С. В. Репінський. – Вінниця :ВНТУ, 2020. – 123 с.

4. CNC aggregate for maximum flexibility in machining centers <https://www.hsdrivetec.de/en/spindleproducts/components-and-assemblies/processing-aggregates/>

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

6. 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.)

7. 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: 09.06.2026)

8. 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: 09.06.2026).

9. Технічне керівництво з металообробки Sandvik Coromant : веб-сайт / Sandvik Coromant. URL: <https://www.sandvik.coromant.com/uk-ua/knowledge> (дата звернення: 09.06.2026).

10. Інженерні довідники та каталоги інструменту Dormer Pramet : веб-сайт. URL: <https://www.dormerpramet.com/uk-ua/downloads/catalogues> (дата звернення: 09.06.2026).

11. Електронний каталог та калькулятор режимів різання ІТА (Iscar Tool Advisor) : веб-сайт / ISCAR Ltd. URL: <https://www.iscar.com/ita/MainPage.aspx> (дата звернення: 09.06.2026).

12. Годунко М.О. Основи 3D моделювання і робототехніки: Навч. посіб. для проведення практичних занять / М.О. Годунко, А.І. Гречка. – К. : 7БЦ, 2024. – 42 с.

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

ДОДАТОК А

1		2		3		4	
Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал		
		Головка силова					
	КРБ.ПМ.26.09.75.00.100	Складальне креслення					
		Складальні одиниці					
1	КРБ.ПМ.26.09.75.00.101	Корпус	1				
2	КРБ.ПМ.26.09.75.00.102	Піноль	1				
3	КРБ.ПМ.26.09.75.00.103	Шпindelь	1				
4	КРБ.ПМ.26.09.75.00.104	Приводний вал	1				
5	КРБ.ПМ.26.09.75.00.105	Притискна планка	1				
6	КРБ.ПМ.26.09.75.00.106	Притискна планка	1				
7	КРБ.ПМ.26.09.75.00.107	Пружинна муфта	1				
8	КРБ.ПМ.26.09.75.00.108	Втулка	1				
9	КРБ.ПМ.26.09.75.00.109	Фланець	1				
10	КРБ.ПМ.26.09.75.00.110	Фланець	1				
11	КРБ.ПМ.26.09.75.00.111	Кронштейн	1				
12	КРБ.ПМ.26.09.75.00.112	Кришка	1				
13	КРБ.ПМ.26.09.75.00.113	Кожух	1				
14	КРБ.ПМ.26.09.75.00.114	Кришка	1				
15	КРБ.ПМ.26.09.75.00.115	Стакан	1				
16	КРБ.ПМ.26.09.75.00.116	Валик	1				
17	КРБ.ПМ.26.09.75.00.117	Шестерня	1				
18	КРБ.ПМ.26.09.75.00.118	Гайка	1				
19	КРБ.ПМ.26.09.75.00.119	Втулка	1				
20	КРБ.ПМ.26.09.75.00.120	Кільце	1				
21	КРБ.ПМ.26.09.75.00.121	Прокладка	1				
22	КРБ.ПМ.26.09.75.00.122	Прокладка	1				
23	КРБ.ПМ.26.09.75.00.123	Кільце	1				
24	КРБ.ПМ.26.09.75.00.124	Кільце	1				
25	КРБ.ПМ.26.09.75.00.125	Втулка	1				
26	КРБ.ПМ.26.09.75.00.126	Пластина	4				
Відповідальна організація		Технічне узгодження		Розробник документа		Документ затверджено	
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА		Сергію ШТИКОВ		Павло ЕРЬОМІН	
Масштаб							
Власник документа		Вид документа		Статус документа			
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний			
		Назва		КРБ.ПМ.26.09.75.00.100			
		Головка силова					
				Інд. змін	Дата видання	Мова	Аркуш
				A	2026-06-10	ua	1/3

1		2		3		4	
Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал		
27	КРБ.ПМ.26.09.75.00.127	Пластина	1				
28	КРБ.ПМ.26.09.75.00.128	Кільце	1				
29	КРБ.ПМ.26.09.75.00.129	Продка	1				
		Стандартні вироби					
40		Гвинт М8х15	2				
		DIN 84					
41		Гвинт М5х10	1				
		DIN 84					
42		Гвинт М6х15	4				
		DIN 84					
43		Гвинт М8х20	1				
		DIN 912					
44		Гвинт М6х25	4				
		DIN 912					
45		Гвинт М8х25	2				
		DIN 912					
46		Гвинт М20х85	3				
		DIN 912					
47		Гвинт М12х35	4				
		DIN 912					
48		Гвинт М8х25	4				
		DIN 84					
50		Гвинт М8х45	4				
		DIN 912					
51		Гвинт М16х75	3				
		DIN 912					
52		Гвинт М6х10	12				
		DIN 84					
Відповідальна організація		Технічне узгодження		Розробник документа		Документ затверджено	
Кафедра ММіР		Андрій ГРЕЧКА		Сергій ШТИКОВ		Павло ЕРЬОМІН	
Масштаб							
Власник документа		Вид документа		Статус документа			
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний			
		Назва		КРБ.ПМ.26.09.75.00.100			
		Головка силова		Інд. змін	Дата видання	Мова	Аркуш
				А	2026-06-10	ua	2/3

