

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

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

Кваліфікаційна робота
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:
«Проект силової головки з квадратною піноллю»
«Power head design with square quill»

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

_____ Таран Алла Василівна
Керівник роботи: к.т.н., доц.

_____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

Рецензент: к.т.н., доц.

_____ Тимофій РУДЕНКО

Центральноукраїнський національний технічний університет

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР
_____ Андрій ГРЕЧКА

«_____» _____ 2025 р.

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

Алли ТАРАН

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проект силової головки з квадратною піноллю

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

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

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є: розробка проєкту силової головки з квадратною піноллю

Завдання:

- ознайомитися з літературними джерелами;
- проаналізувати стан та перспективи розвитку агрегатного верстатобудування;
- виконати розрахунки елементів конструкції силової головки;
- розробити конструкторську документацію.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	При-мітка
1	Ознайомлення з завданням	Лютий 2025	Вик.
2	Аналіз стану та перспективи розвитку агрегатного верстатобудування	Березень 2025	Вик.
3	Розрахунок елементів конструкції силової головки	Квітень 2025	Вик.
4	Перевірка роботи на академічний плагіат	Травень 2025	Вик.
5	Висновки	Травень 2025	Вик.
6	Графічна частина та оформлення	Червень 2025	Вик.

Дата видачі завдання « 03 » лютого 2025 р.

Керівник роботи _____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

(підпис)

Завдання прийнято до виконання 03 » лютого 2025 р.

Здобувач Алла ТАРАН

(підпис)

Анотація

Алла ТАРАН. Проєкт силової головки з квадратною піноллю. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр»: спеціальності 133 Галузеве машинобудування / наук. кер. І.А. Валявський; ЦНТУ, 2025. – 39 с.

Графічна частина – 3 аркуші формату А1

Метою роботи є: розробка проєкту силової головки з квадратною піноллю.

Актуальність роботи: застосування агрегування металорізального обладнання має ряд переваг: скорочення строків, вартості проектування та виготовлення верстатів; можливість багаторазового використання уніфікованих елементів при виготовленні агрегатних верстатів і переналагодження верстатів відповідно до зміни конструкції оброблюваної деталі; збільшення концентрації операцій; автоматизацію технологічного циклу; розширення меж використання обладнання у порівнянні з тими масштабами виробництва, в яких раніше було доцільно застосовувати спеціальні верстати.

Практичне значення: застосування квадратної пінолі , що встановлена у V-подібному пазу корпусу силової головки і притискається планками, дає змогу підвищити жорсткість, геометричну точність та ремонтпридатність головки.

Ключові слова: квадратна піноль, силова головка, агрегатні верстати.

Abstract

Alla TARAN. Power head design with square quill. Qualification work for the educational degree "bachelor": specialty 133 Industrial mechanical engineering / Scientific supervisor Ivan VALIAVSKYI; CNTU, 2025. – 39 p.

Graphic part – 3 sheets of A1 format

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

The relevance of the work: The use of aggregated metal-cutting equipment has a number of advantages: reduction of time, cost of design and manufacturing of machines; possibility of multiple use of unified elements in the manufacture of aggregated machines and reconfiguration of machines in accordance with changes in the design of the processed part; increase in concentration of operations; automation of the technological cycle; expansion of the limits of equipment use compared to those production scales in which it was previously advisable to use special machines.

Practical significance: The use of a square quill, which is installed in the V-shaped groove of the power head body and is pressed by the bars, allows you to increase the rigidity, geometric accuracy and maintainability of the head.

Keywords: square quill, power head, aggregate machines.

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

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

на тему:

«Проект силової головки з квадратною піноллю»

КРБ.ГМ.25.05.03.000 ПЗ

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

Таран Алла Василівна

Керівник роботи: к.т.н., доц.

Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

Рецензент: к.т.н., доц.

Тимофій РУДЕНКО

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1. АНАЛІЗ СТАНУ ТА ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТОБУДУВАННЯ.....	9
2. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ СИЛОВОЇ ГОЛОВКИ	14
2.1. Конструкція силової головки з квадратною піноллю	14
2.2. Розрахунок диференціальної гвинтової передачі	16
2.2.1. Розрахунок передачі по умові зносостійкості	16
2.2.2. Перевірочний розрахунок передачі на міцність.....	16
2.2.3. Перевірочний розрахунок передачі на стійкість	18
2.2.4. Розрахунок розмірів гайки передачі	20
2.2.5. Вибір кута нахилу гвинтової лінії.....	21
2.2.6. Визначення коефіцієнту корисної дії передачі	23
2.3. Розрахунок питомих тисків та пружних переміщень пінольного вузла силової головки.....	23
2.3.1. Розрахунок при свердлінні	23
2.3.2. Розрахунок при розточуванні.....	27
2.4. Вибір та розрахунок конструкції шпиндельного вузла	29
2.4.1. Розрахунок довговічності підшипників шпинделя	29
2.4.2. Розрахунок жорсткості шпинделя.....	32
ВИСНОВКИ	35
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	36

ВСТУП

Прискорення науково-технічного прогресу і підвищення на його основі ефективності виробництва, перш за все в машинобудуванні, стало в останній час найважливішою народногосподарською задачею. В теперішній час зростають попит народного господарства в продукції, яка випускається машинобудівниками; тому потрібно підвищувати не тільки об'єм випуску, але і розширювати номенклатуру виробів з підвищенням показників якості, надійності та високою ефективністю експлуатації.

Головним напрямком інтенсифікації, основою підвищення ефективності любого виробництва являється його комплексна автоматизація яка забезпечує досягнення максимальної продуктивності праці. Широке застосування обладнання, побудованого у відповідності з агрегатно-модульним принципом, значно підвищило можливості машинобудівного виробництва як в часті вдосконалення конструкції випускаємих машин, так і підвищення їх випуску без залучення нового виробничого персоналу.

Застосування агрегатних верстатів дозволяє досягнути високої продуктивності і якості обробки, зменшити термін проектування обладнання, що забезпечить високі показники економічної ефективності у крупносерійному і масовому виробництві.

Основними уніфікованими вузлами, що визначають рівень ефективності агрегатних верстатів і систем з них, є силові вузли, що забезпечують робочі і установчі переміщення робочих органів, що несуть різальний інструмент. Велика розмаїтість деталей, оброблюваних на агрегатних верстатах, обумовила і відповідну розмаїтість конструкцій силових вузлів, з яких компонуються агрегатні верстати. Доцільність використання конкретної конструкції силового вузла визначається технологічними вимогами до верстата, його призначенням, особливостями конструкції і традиціями виготовлення.

1. АНАЛІЗ СТАНУ ТА ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТОБУДУВАННЯ

В сучасному виробництві, автомобільній та тракторній промисловості, сільськогосподарському машинобудуванні, та інших галузях існує значна доля продукції стабільної конструкції, яка виготовляється в умовах масового та крупносерійного виробництва на протязі декількох років. Для їх обробки доцільно використовувати агрегатні верстати, які будуються на базі уніфікованих та стандартних (нормалізованих) з невеликою кількістю спеціальних вузлів.

Принцип агрегування, який широко використовується при створенні спеціального металорізального обладнання дозволяє, з однієї сторони, шляхом різних сполучень уніфікованих складальних одиниць і деталей створювати або перебудовувати оригінальні, а інколи, й унікальні агрегатні верстати для обробки різних деталей, з другої суттєво збільшувати серійність виготовлення уніфікованих елементів, на базі яких ці верстати компонуються, підвищуючи їх надійність та економічну ефективність.

Агрегатні верстати об'єднують в собі переваги спеціальних та універсальних атів. Як і спеціальні верстати, вони забезпечують високу продуктивність, конструкція їх порівняно проста, а допоміжні операції легко автоматизуються. Як і універсальні, агрегатні верстати можна переналагодити при необхідності переходу обробку деталі, що зазнала конструктивних змін: декілька вузлів верстата, непридатних для нових умов обробки, замінюються новими.

Отже, застосування агрегування металорізального обладнання має ряд переваг: скорочення строків, вартості проектування та виготовлення верстатів; можливість багаторазового використання уніфікованих елементів при виготовленні агрегатних верстатів і переналагодження верстатів відповідно до зміни конструкції оброблюваної деталі; збільшення концентрації операцій;

автоматизацію технологічного циклу; розширення меж використання обладнання у порівнянні з тими масштабами виробництва, в яких раніше було доцільно застосовувати спеціальні верстати; значне підвищення надійності роботи верстатів за рахунок можливості ретельного опрацювання конструкцій елементів; полегшення ремонту й обслуговування верстатів.

На агрегатних верстатах оброблюють середні та малі деталі. Ці верстати у більшості випадків представляють собою невелику замкнуту автоматичну лінію, в якій оброблювані деталі транспортуються по технологічному циклу у пристосуваннях, які встановлюють на планшайбі поворотного столу. На цих верстатах обробляються у відповідності із загальноприйнятою класифікацією деталі типу вала (24,7%), некруглі стержні (19,5%), полі циліндри (18,2%) і деталі типу диска(10,4%)[2].

Агрегатні верстати у більшості випадків проектують для виконання трудомістких операцій. Для них найбільш характерна [2] обробка внутрішніх циліндричних поверхонь (47%), фасок в отворах (22%), внутрішніх різьб (21%). Крім цього проводиться обробка торців, конічних отворів, пазів, зовнішніх різьб, канавок в отворах і зовнішніх циліндричних поверхонь.

Агрегатні верстати можуть бути спеціальними і переналагоджуваними. Спеціальний агрегатний верстат - це верстат, спроектований для обробки тільки однієї заданої деталі (або двох-трьох деталей без переналадки). Переналагоджуваний агрегатний верстат проектують для обробки кількох однотипних деталей; конструкція такого верстата дозволяє швидко переналагоджувати його з обробки однієї деталі на іншу.

Агрегатні верстати бувають як напівавтоматами, так і повністю автоматизованими. Агрегатним напівавтоматом називають верстат, у якого всі робочі та холості переміщення, пов'язані з обробкою, контролем і транспортуванням деталей, виконуються автоматично, а встановлення заготовки на верстат, пуск його та зняття з верстата готової деталі виконує робочий. Агрегатним автоматом називають верстат, у якого всі операції,

включаючи завантаження верстата заготовками та зняття оброблюваної деталі, виконується автоматично.

По конструктивним ознакам агрегатні верстати ділять на однопозиційні та багатопозиційні. Однопозиційні верстати проектують у тих випадках, коли поверхні деталі можна обробити без переміщення деталі від одних інструментів до інших за один прохід, або коли розміри деталі не дозволяють обробляти її на багатопозиційному верстаті. Однопозиційні верстати використовують для обробки деталей крупних, середніх і малих розмірів. Багатопозиційні агрегатні верстати проектують для деталей середніх і малих розмірів, поверхні яких обробляють за кілька проходів, причому ці поверхні можуть розташовуватися у різних площинах. По сполученню операцій агрегатні верстати можна поділити на верстати для виконання одного виду обробки (свердлувальні, розточні, різьбонарізні, фрезерні, токарні, шліфувальні, хонінгувальні і т.д.).

Характер виконуваних на верстаті операцій впливає не тільки на конструкцію силових головок, але і на конструкцію ряду інших вузлів верстата і способи їх компоновки.

Важливою особливістю агрегатних верстатів є можливість високої концентрації операцій (переходів) на одному верстаті. Ступінь концентрації переходів на верстаті визначається багатьма факторами: розмірами деталей, технологією обробки, вимогам до точності обробки тощо.

Концентрацію операцій можна здійснювати за рахунок застосування комбінованих інструментів, що оброблюють декілька співвісних поверхонь деталей, за рахунок об'єднання декількох інструментів, що оброблюють одну деталь, або декількох позицій на верстаті, за рахунок обробки декількох деталей в одній позиції. Концентрація елементарних операцій дозволяє виконати повну обробку деталі на мінімальній кількості верстатів.

Ступінь концентрації операцій в свою чергу впливає на компоновку агрегатного верстата, визначаючи число позицій, число силових головок, загальну кількість інструментів і конструкцію вузлів.

Розвиток агрегатних автоматів і напівавтоматів як обладнання, що побудоване по методу концентрації операцій, йде по таким основним напрямкам:

- подальше збільшення ступеня концентрації операцій, що дозволяє у ряді випадків обробляти деталь повністю з одної установки від єдиних технологічних баз;
- для повного використання можливостей інструментів конструкція силових головок повинна забезпечувати необхідні швидкості різання та подачі, а також можливість їх регулювання;
- конструкція головок повинна забезпечувати достатню жорсткість для роботи на найбільш вигідних режимах різання з великими навантаженнями.

Для традиційних агрегатних верстатів, що використовуються у масовому виробництві при умові стабільності випускаємої продукції, спостерігається [29,30] подальше підвищення продуктивності завдяки:

- підвищенню режимів різання;
- підвищенню швидкостей допоміжних переміщень вузлів;
- підвищенню надійності елементів обладнання, різальних і допоміжних інструментів для скорочення простоїв агрегатних верстатів за рахунок ретельної доводки діючих конструкцій;
- підвищенню концентрації операцій за рахунок введення в склад агрегатних верстатів силових вузлів револьверного типу, що дозволяє при практично тій же площі, яку займає обладнання, скоротити штучний час та підвищити точність обробки;
- автоматизації процесів завантаження-розвантаження, між операційного транспортування та зберігання заготовок і готової продукції;

- забезпеченню комплексної обробки заготовки за одну установку шляхом включення в склад агрегатних верстатів окремих позицій, на яких виконують нетрадиційні, часто енергоємні операції (електрофізико-хімічна, лазерна, плазмена та інші види обробки).

Продовжує розширятися склад традиційних вузлів для комплектації агрегатних верстатів у відповідності з запитамі замовника - пінольні силові головки, силові головки з нерухомим корпусом, револьверні насадки, силові столи, допоміжні вузли, станини, підставки, пристрої для нарізання різьби, пристрої для контролю цілості різальних інструментів, багатошпindelні головки тощо.

Компонування агрегатного обладнання з окремих уніфікованих і спеціальних вузлів були і залишаються ефективними на стадіях його проектування та виробництва. Можливості спеціальної компоновки агрегатних верстатів по каталогу виготовлення цих вузлів для замовника дозволяє досить швидко створювати спеціальне обладнання. Таке обладнання може бути переналагоджуваним, але не гнучким, і при зміні об'єкту виробництва воно стає гальмом, тому що його переробка потребує багатьох місяців, за які втрачається конкурентоспроможність продукції.

В той же час особливістю сучасно виробництва є те, що окремі деталі та вузли різних машин, з одної сторони, виготовляються технологічно спеціалізовано, а з іншої сторони, вони уніфіковані і стандартизовані, тобто можуть бути виготовлені достатньо крупними серіями. Доцільним став перехід до принципово нового типу виробництва - масового швидкозмінного, яке поєднує високий рівень автоматизації продуктивності праці, що характерний для масового виробництва, з гнучкістю і швидкістю реакції на зміну конструкції оброблюваної деталі, які властиві серійному виробництву. Таким чином, виробництво залишаючись масовим та крупносерійним, потребує для своєї автоматизації гнучке обладнання.

2. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ СИЛОВОЇ ГОЛОВКИ

2.1. Конструкція силової головки з квадратною піноллю

Необхідність значного покращення експлуатаційних показників агрегатного обладнання у відповідності з високими вимогами промисловості та обмежені резерви традиційних шляхів покращення їх вихідних характеристик потребують розробки принципово нової структури, кінематики та конструкції силових вузлів агрегатних верстатів. Простота конструкції силових головок, зручність експлуатації, невелика маса і вартість повинні поєднуватися з високою технологічною надійністю, ремонтпридатністю та продуктивністю.

Задачам досягнення перерахованих вимог в найбільшій степені відповідають розроблені та дослідженні механізми подачі з частковим і повним розвантаженням механізму подачі від технологічного навантаження та сил опору переміщенню. Ці механізми і покладені в основу розроблюваної конструкції силової головки, зображеної на кресленні КРБ.25.05.03.000 СБ.

Головка містить корпус 1, піноль 2, шпindel 3, гайку 18 і приводний вал 4, який має гвинтову нарізку. На пінолі 2 нарізано рейку, яка через шестірню 17 взаємодіє з електромагнітною гальмівною муфтою 30, за допомогою якою здійснюється шляхове управління робочими переміщеннями. Осьове переміщення пінолі обмежується гвинтами жорсткого упора 43 і 57. Від регульованого електродвигуна постійного струму обертання через редуктор або пасову передачу (на кресленні не показана) передається приводному валу 4 і через несамогальмівну гвинтову пару 4-18 шпindelю 3 з закріпленням на ньому інструментом.

За допомогою електромагнітної гальмівної муфти під час прискореного підведення або відведення та під дією прикладеного до інструменту моменту сил різання під час обробки в гвинтові парі 4-18 виникає осьова сила, що здійснює подачу. Гвинтова пара 4-18 має два ступеня свободи, тому швидкість подачі не може бути стабільною. Для стабілізації пропонується використовувати електромагнітну гальмівну муфту 30, яка через рейкову

передачу сполучається з піноллю. Електромагнітна гальмівну муфта 30 може управлятися як системою шляхової автоматики, так по програмі, тому запропонована силова головка може використовуватись в переналагоджуваних агрегатних верстатах і верстатах з числовим програмним управлінням.

В процесі різання в передачі гвинт-гайка створюється направлене по осі пінолі зусилля, яке розвантажує механізм подачі та знижує навантажувальні втрати в приводі поступального переміщення пінолі, що веде до збільшення тривалого використання привода силової головки та підвищує точність її роботи.

Підвищення жорсткості, геометричної точності головки та ремонтпридатності головки досягається застосуванням квадратної пінолі 2, що встановлена у V-подібному пазу корпусу 1 і притискається планками.

З метою зниження впливу макрогеометрії напрямних пінолі на паралельність осі обертання шпинделя напрямку переміщення пінолі, довжина пінолі більше її напрямних на величину повного ходу пінолі.

В приводі головного руху можуть бути використані електродвигуни і редуктори існуючих силових головок.

Система автоматики силової головки розрахована на виконання таких циклів зворотно-поступальних рухів пінолі: 1) прискорене підведення, робоча подача, прискорене відведення; 2) прискорене підведення, перша робоча подача, друга робоча подача, прискорене відведення; 3) прискорене підведення, робоча подача, відведення на робочій подачі, прискорене відведення.

2.2. Розрахунок диференціальної гвинтової передачі

2.2.1. Розрахунок передачі по умові зносостійкості

Основним критерієм працездатності передачі гвинт-гайка ковзання є зносостійкість різьби, яка оцінюється [5,11] по величині середнього питомого тиску. З умови зносостійкості визначаємо середній діаметр різьби гвинта

$$d_{cp} = \sqrt{\frac{P_D}{\pi \varphi_h \psi_h [g]}}$$

де $P_{max} = 6000$ Н - найбільше осьове навантаження, що діє на передачу;

$\psi_h = 1,2 \dots 2,5$ - коефіцієнт висоти суцільної гайки;

$\psi_b = 0,5$ - коефіцієнт висоти профілю трапецеїдальної різьби;

$[g] = 8$ МПа - середній допустимий тиск в різьбі.

$$d_{cp} = \sqrt{\frac{6000}{3,14 \cdot 1,85 \cdot 0,5 \cdot 8}} = 16,1 \text{ мм.}$$

Приймаємо гвинт [3]:

- середній діаметр $d_{cp} = 19,5$ мм;

- зовнішній діаметр $d_{зовн} = 22$ мм;

- внутрішній діаметр $d_{вн} = 16,5$ мм;

- крок різьби $p = 5$ мм.

2.2.2. Перевірочний розрахунок передачі на міцність

Перевірка гвинта на міцність виконується по еквівалентному напруженню від сумісної дії кручення та розтягнення (або стиснення) в найбільш небезпечному перерізі.

Для гвинта силової головки не безпечним є один з перерізів між опорами гвинта (приводного вала) та гайкою.

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\left(\frac{4P_{\max}}{\pi \cdot d_{гн}^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_{гн}^3}\right)^2} \leq [\sigma]$$

де $M_{кр}$ - крутний момент, що виникає в небезпечному перерізі гвинта;

$[\sigma]$ - допустиме напруження на розтягування або стискання сталевих гвинтів.

З метою визначення крутного моменту, що виникає в гвинтовій передачі, розрахуємо найбільший умовний діаметр свердління для нормативної стійкості інструмента по заданому максимальному зусиллю подачі.

Осьове зусилля подачі [27]

$$P_o = 10C_p d^{q_p} S^{y_p} K_p; \quad (2.3)$$

де C_p , q_p , y_p - величини, які залежать від матеріалу, що оброблюється, матеріалу різального інструменту та умов обробки;

d - діаметр свердління;

S - подача;

K_p - поправочний коефіцієнт. Тоді найбільший умовний діаметр свердління:

$$d_{y_{\max}} = \sqrt[q_p]{\frac{P_{\max}}{10C_p S^{y_p} K_p}}$$

Підставивши значення $C_p = 68$, $q_p = 1$, $y_p = 0,7$, $S = 0,4$, $K_p = 0,85$ [27], отримаємо:

$$d_{y_{\max}} = q_p \sqrt{\frac{6000}{10 \cdot 68 \cdot 0.4^{0.7} \cdot 0.85}}$$

$$M_{кр} = 10 C_M D^{q_M} S^{y_M} K_p; \quad (2.5)$$

Підставивши значення $C_M = 0,0345$, $q_M = 2$; $y_M = 0,8$, отримаємо:

$$M_{кр} = 10 \cdot 0,0345 \cdot 20^2 \cdot 0,4^{0,8} \cdot 0,85 = 60 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Допустиме напруження на розтягування або стискання сталевих гвинтів

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{3} \quad (2.6)$$

$\sigma_T = 360 \text{ МПа}$ – межа текучості матеріалу гвинта.

$$[\sigma] = \frac{360}{3} = 120 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 6000}{\pi \cdot 16,5^2}\right)^2 + 3 \left(\frac{60000}{0,2 \cdot 16,5^3}\right)^2} = 119 \text{ МПа}$$

Умова $\sigma_{екв} < [\sigma]$ виконується, тобто міцність гвинта достатня.

2.2.3. Перевірочний розрахунок передачі на стійкість

Гвинти, що сприймають стискувальні навантаження, перевіряють на стійкість за формулою Ейлера, якщо

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}} \geq \lambda_{np} \quad (2.7)$$

де $\mu = 2$ - коефіцієнт приведення довжини гвинта при одній жорсткій опорі;

$l = 200$ мм - найбільша довжина стисненої частини гвинта;

i - радіус інерції площі перерізу гвинта;

$\lambda_{np} = 90$ - гранична гнучкість гвинта.

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2.8)$$

де I - приведений коефіцієнт інерції площі поперечного перерізу гвинта;

A - площа поперечного перерізу гвинта по внутрішньому діаметру різьби.

$$I = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{d_{\text{зовн}}}{d_{\text{вн}}} \right), \quad (2.9)$$

$$I = \frac{\pi \cdot 16,5^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{22}{16,5} \right) = 4366 \text{ мм}^4.$$

$$A = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}, \quad (3.10)$$

$$A = \frac{\pi \cdot 16,5^2}{4} = 213,8 \text{ мм}^2.$$

$$i = \sqrt{\frac{4366}{213,8}} = 4,5 \text{ мм},$$

$$\lambda = \frac{2 \cdot 200}{4,5} = 90.$$

Нерівність (2.6) виконується, можна застосовувати формулу Ейлера:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{[S_c] \cdot (\mu \cdot l)^2} \geq P_{max}, \quad (2.11)$$

де $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм² - модуль повздовжньої пружності матеріалу гвинта;
 $[S_c] = 3,5 \dots 5$ - допустимий коефіцієнт запасу стійкості.

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 4366}{4 \cdot (2 \cdot 200)^2} = 13470 \text{ Н.}$$

Умова $P_{кр} > P_{max}$ виконується, стійкість гвинта забезпечується.

2.2.4. Розрахунок розмірів гайки передачі

Висоту гайки знайдемо за формулою:

$$H \geq \psi_H \cdot d_{cp}, \quad (2.12)$$

$$H \geq 1,85 \cdot 18 = 39 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр гайки визначимо з умовного розрахунку на розтяг:

$$D_{\Gamma} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P_{max}}{\pi \cdot [\sigma_p]} + d_{зовн}^2}, \quad (2.13)$$

де $[\sigma_p] = 25 \text{ Н/мм}^2$ - допустиме напруження на розтяг для матеріалу гайки.

$$D_r \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 6000}{\pi \cdot 25} + 22^2} = 28 \text{ мм.}$$

Приймаємо конструктивно діаметр гайки 32 мм.

2.2.5. Вибір кута нахилу гвинтової лінії

При використанні в якості диференціальної передачі несамогальмівної тової пари у відповідності з типовою структурною схемою функціонального "язку приводів рухів формоутворення можливим параметром управління може бути γ нахилу гвинтової лінії. Використання гвинтових передач зі змінним кроком ликає конструктивні та технологічні труднощі. Тому доцільно використовувати гвинтові передачі з фіксованим значенням параметрів.

Крутний момент в різьбі визначаються за формулою:

$$M_{kp} = 0,5 \cdot d_{cp} \cdot P_{\max} \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.14)$$

де γ - приведений кут нахилу гвинтової лінії.

Тоді

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot M_{kp}}{d_{cp} \cdot P_{\max}}, \quad (2.15)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot 60000}{19,5 \cdot 6000}.$$

Кут нахилу гвинтової лінії знайдемо з рівняння

$$\gamma = \psi + \varphi', \quad (2.16)$$

де γ - кут нахилу гвинтової лінії;

φ' - приведений кут тертя.

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (2.17)$$

де $f = 0,13$ - коефіцієнт тертя в різьбі;

$\alpha = 30^\circ$ - кут профілю різьби.

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{0,13}{\cos \frac{30^\circ}{2}} = 7,665^\circ,$$

$$\psi = 45,725 - 7,665 = 38,06^\circ.$$

Умова $\gamma > \varphi'$, при якій гвинтова передача є несамогальмівною виконується. Уточнюємо крок гвинтової несамогальмівної передачі:

$$p = \pi \cdot d_{cp} \cdot \operatorname{tg} \psi \quad (2.18)$$

$$p = \pi \cdot 19,5 \cdot \operatorname{tg} 38,06^\circ = 50 \text{ мм.}$$

2.2.6. Визначення коефіцієнту корисної дії передачі

Коефіцієнт корисної дії диференціальної гвинтової передачі з трапецеїдальною різьбою визначаємо за формулою:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}, \quad (2.19)$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 38,06}{\operatorname{tg}(38,06 + 7,655)}.$$

2.3. Розрахунок питомих тисків та пружних переміщень пінольного вузла силової головки

2.3.1. Розрахунок при свердлінні

Вихідні дані до розрахунку:

Гальмівний момент	$M = 5000 \text{ Н} \cdot \text{мм};$
Розміри перетину пінолі	$h \times b = 90 \times 90 \text{ мм}^2;$
Величина осьової сили	$P_o = 6000 \text{ Н};$
Величина радіальної сили	$P_y = 1500 \text{ Н}.$

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 зубчасто-рейкову передачу, розміщується в площині одної з граней пінолі.

Розрахункова схема пінольного вузла показана на рис. 2.1.

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

$$\begin{cases} R_1 \frac{L}{3} + R_2 \frac{L}{3} - P_r \cdot \frac{h}{2} - \mu R_1 \frac{h}{2} + \mu R_2 \frac{h}{2} = 0 \\ R_2 - R_1 = 0 \end{cases} \quad (2.22)$$

Приймаємо $R_1 = R_2 = R$.

Тоді

$$\begin{aligned} P_r \cdot \frac{h}{2} &= R \frac{2L}{3}, \\ R &= \frac{3 \cdot P_r \cdot h}{4L}. \end{aligned} \quad (2.23)$$

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

$$R = \frac{1}{2} \cdot p_{\max} \cdot \frac{L}{2} \cdot h. \quad (2.24)$$

$$R = \frac{1}{2} \cdot \frac{\delta_{\max}}{k} \cdot \frac{L}{2} \cdot h. \quad (2.25)$$

Звідси

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

Підставляючи величину реакції R згідно з (2.10), одержуємо

$$\delta_{\max} = \frac{4k}{L \cdot h} \cdot \frac{3 \cdot P_r \cdot h}{4L} = \frac{3 \cdot P_r \cdot k}{L^2} \quad (2.26)$$

Звідси

$$p_{\max} = \frac{3 \cdot P_u}{L^2} \quad (3.27)$$

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

$$p_{\max} = \frac{3 \cdot 444,4}{200^2} = 0,03 \text{ МПа},$$
$$\delta_{\max} = \frac{3 \cdot 444,4 \cdot 1 \cdot 10^{-2}}{200^2} = 0,003 \text{ мм}.$$

Таким чином, у випадку свердління питомі тиски величиною $p_{\max} = 0,03$ МПа не перевищують припустимих значень (2,5 МПа).

У відповідності до розрахункової схеми (рис. 2.1) сили тертя в стиках напрямних пінольного вузла дорівнюють

$$F_T = 2\mu R, \quad (2.28)$$

де R – реакції в стику;

μ – коефіцієнт тертя в стику напрямних.

Враховуючи (2.8), одержуємо

$$F_T = 2\mu \frac{3 \cdot P_r \cdot h}{4 \cdot L} = \frac{3 \cdot P_r \cdot \mu \cdot h}{2 \cdot L}, \quad (2.29)$$

$$F_T = \frac{3 \cdot 444,4 \cdot 90 \cdot 0,2}{200} = 120 \text{ Н}.$$

2.3.2. Розрахунок при розточуванні

При розточуванні технологічне навантаження складається з осового зусилля та радіальної складової P_y . Схема навантаження пінольного вузла у випадку розточування показана на рис. 2.2.

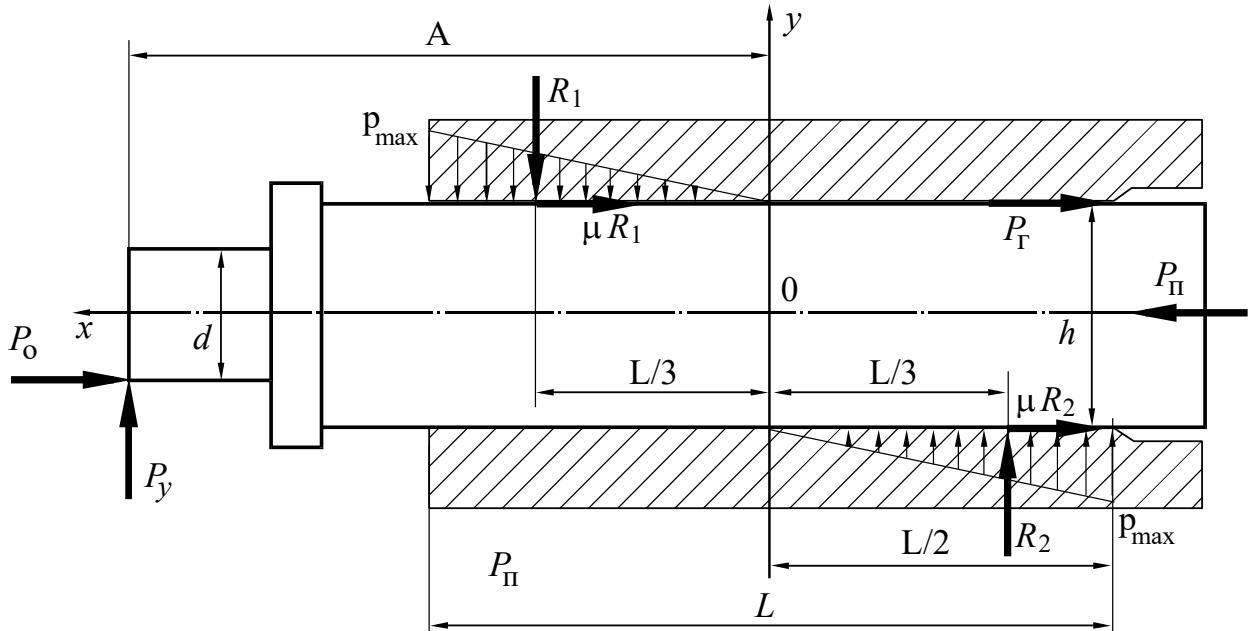


Рис.2.2. Розрахункова схема навантажень пінольного вузла при розточуванні

Складаємо рівняння рівноваги моментів відносно точки O:

$$R_1 \frac{L}{3} + R_2 \frac{L}{3} - P_r \cdot \frac{h}{2} - P_y \cdot A + P_o \cdot \frac{d}{2} - \mu R_1 \frac{h}{2} + \mu R_2 \frac{h}{2} = 0 \quad (2.30)$$

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

$$R = \frac{3}{2L} \left(P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} \right). \quad (2.31)$$

Підставляючи величину реакції R у (2.11), одержуємо

$$\delta_{\max} = \frac{4k}{L \cdot h} \cdot \frac{3}{2L} \left(P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} \right) = \frac{6k}{hL^2} \left(P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} \right) \quad (2.32)$$

Звідси

$$P_{\max} = \frac{6}{hL^2} \left(P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} \right) \quad (2.33)$$

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

$$P_{\max} = \frac{6}{90 \cdot 200^2} \left(444,4 \cdot \frac{90}{2} + 1500 \cdot 300 - 6000 \cdot \frac{50}{2} \right) = 0,53 \text{ МПа},$$

$$P_{\max} = \frac{6 \cdot 10^{-2}}{90 \cdot 200^2} \left(444,4 \cdot \frac{90}{2} + 1500 \cdot 300 - 6000 \cdot \frac{50}{2} \right) = 0,005 \text{ мм}.$$

Сили тертя в стиках напрямних пінольного вузла при розточуванні

$$F_T = 2\mu \frac{3}{2L} \left(P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} \right) = \frac{3\mu}{L} \left(P_r \cdot \frac{h}{2} + P_y \cdot A - P_o \cdot \frac{d}{2} \right), \quad (2.34)$$

$$F_T = \frac{3 \cdot 0,2}{200} \left(444,4 \cdot \frac{90}{2} + 1500 \cdot 300 - 6000 \cdot \frac{50}{2} \right) = 960 \text{ Н.}$$

2.4. Вибір та розрахунок конструкції шпindelного вузла

2.4.1. Розрахунок довговічності підшипників шпинделя

Схема конструкції шпindelного вузла зображена на рис. 2.3.

Розрахункова схема для визначення реакцій опор зображена на рис. 2.4.

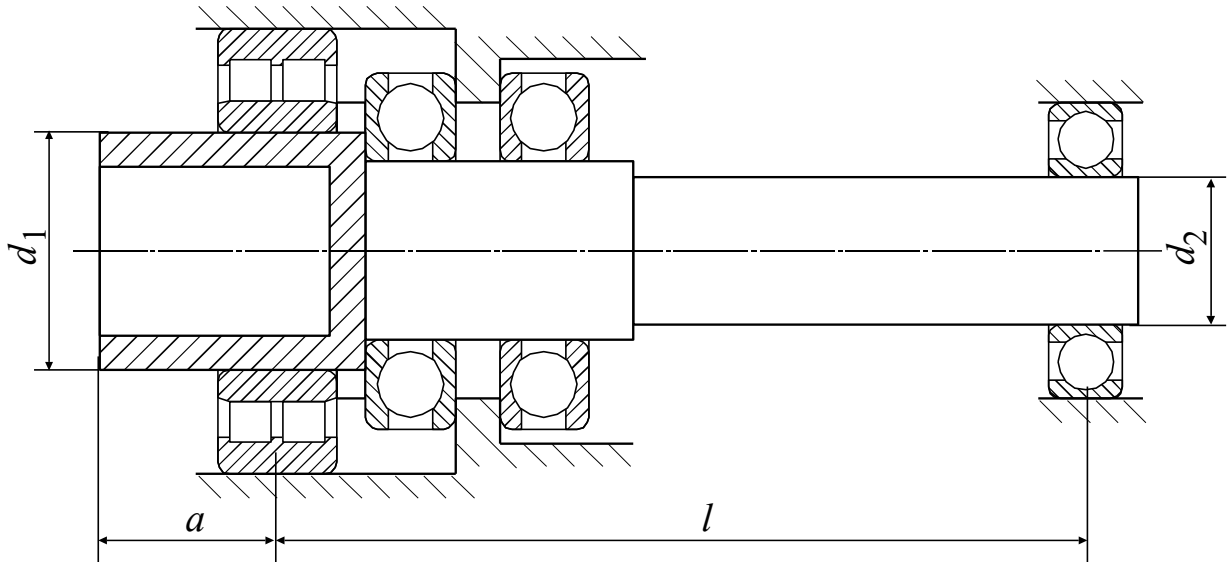


Рис. 3.3. Схема шпindelного вузла

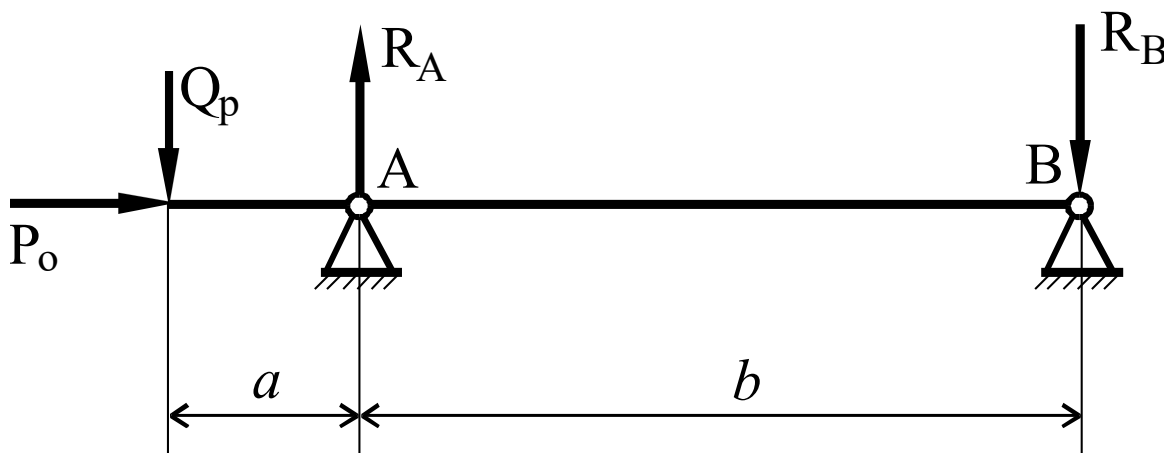


Рис. 2.4. Схема для визначення реакцій опор шпинделя

Осьова складова технологічного навантаження дорівнює $P_o = 6000$ Н.

Радіальна складова Q_p , дорівнює

$$Q_p = 0,25P_o, \quad (2.35)$$

$$Q_p = 0,25 \cdot 6000 = 1500 \text{ Н.}$$

Розраховуємо реакції опор

$$R_A = Q_p \frac{a+b}{a}; \quad (2.36)$$

$$R_B = Q_p \frac{b}{a}, \quad (2.37)$$

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.

$$R_A = 1500 \frac{260+300}{260} = 3231 \text{ Н,}$$

$$R_B = 1500 \frac{300}{260} = 1730 \text{ Н.}$$

В передній опорі шпинделя встановлено радіальний роликовий дворядний 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

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n_{\text{шп}}} \left(\frac{C}{R_A K_{\sigma} K_K K_T} \right)^3, \quad (2.38)$$

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

$K_{\sigma} = 1,1$ – коефіцієнт безпеки;

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

$K_T = 1,0$ – температурний коефіцієнт;

$C = 70500$ Н – табличне значення динамічної вантажопідйомності підшипника.

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \left(\frac{70500}{3231 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0} \right)^3 = 43362 \text{ год.}$$

В задній опорі шпинделя встановлено радіальний кульковий підшипник 1000908, динамічна вантажопідйомність якого 12200 Н [3]. Його довговічність дорівнює

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \left(\frac{12200}{1730 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0} \right)^3 = 14636 \text{ год.}$$

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

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n_{\text{шп}}} \left(\frac{C}{P_{oc} K_{\sigma} K_K K_T} \right)^3, \quad (2.39)$$

де $P_o = 6000$ Н – осьова складова технологічного навантаження.

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \left(\frac{55000}{6000 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0} \right)^3 = 12617 \text{ год.}$$

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

2.4.2. Розрахунок жорсткості шпинделя

Радіальне переміщення переднього кінця шпинделя дорівнює (рис. 2.5)

$$y_{\Sigma} = y_{\text{шп}} + y_{\text{оп}} + y_{\text{сдв}}, \quad (2.40)$$

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

$y_{\text{оп}}$ – переміщення, викликане податливістю (нежорсткістю) опор шпинделя;

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

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

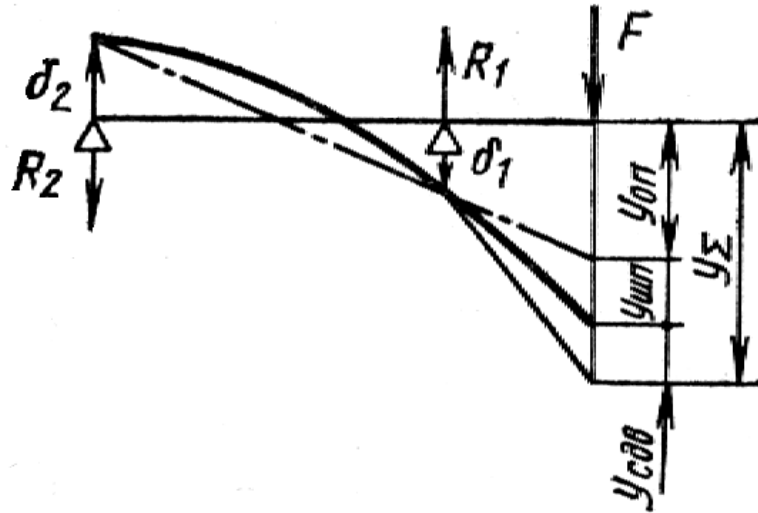


Рис. 2.5. Розрахункова схема переміщень шпинделя

Згідно з [12], переміщення y_{Σ} дорівнює

$$y_{\Sigma} = \frac{Fa^2}{3E} \left[\frac{a}{J_2} + \frac{l(1-\xi_3)}{J_1} \right] + F \left\{ c_1 \left[\frac{a(1-\xi_3)+l}{l} \right]^2 + c_2 (1-\xi_3) \frac{a^2}{l^2} \right\}, \quad (2.41)$$

де $F = Q_p = 1500 \text{ Н}$ – 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.

$$J_1 = \frac{\pi(d_1^4 - d_{o1}^4)}{64} = \frac{3,14(40^4 - 25^4)}{64} = 1,06 \cdot 10^5 \text{ мм}^4, \quad (2.42)$$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot d_2^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 57,5^4}{64} = 1,25 \cdot 10^5 \text{ мм}^4. \quad (2.43)$$

Жорсткість роликів дворядного підшипника передньої опори визначаємо за графіком [12, рис 6.15] 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

$$j_1 = 300 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}} = 300 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Тоді податливість підшипників дорівнює:

$$c_1 = \frac{1}{j_1} = 2,86 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}, \quad (2.45)$$

$$c_2 = \frac{1}{j_2} = 3,33 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}. \quad (2.46)$$

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

Обраховуємо величину переміщення шпинделя

$$y_\Sigma = \frac{1500 \cdot 75^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \left[\frac{75}{1,25 \cdot 10^5} + \frac{260(1-0,6)}{1,06 \cdot 10^5} \right] +$$

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

Радіальна жорсткість шпинделя дорівнює

$$j = \frac{F}{y_\Sigma} = \frac{1500}{0,027} = 56,6 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}.$$

ВИСНОВКИ

1. В роботі проаналізовано стан та перспективи розвитку агрегатного верстатобудування.
2. Виконано розрахунки елементів конструкції силової головки;.
3. Розробити відповідну конструкторську документацію.

В результаті виконання поставленого на роботу завдання, можна прийти до висновку, що застосування квадратної пінолі , яка встановлена у V-подібному пазу корпусу силової головки і притискається планками, дає змогу підвищити жорсткість, геометричну точність та ремонтпридатність головки

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Агрегатные станки средних и малых размеров / Ю.В. Тимофеев, В.Д. Хицан, М.С. Вассерман, В.В. Громов; Под общ ред. Ю.В. Тимофеева. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975.
3. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Царев Г.В. Расчет механических систем приводов с зазорами. – М.: Машиностроение, 1979. – 183 с.
4. Дашенко А.И., Шмелев А.И. Конструкция и наладка агрегатных станков. – М.: Высшая школа, 1977. – 350 с.
5. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х частинах. Під заг. ред. Ю.М. Кузнєцова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 507 с.
6. Латышев Н.В., Вассерман М.С., Касьянов О.Н., Пашенко Э.А. Агрегатные станки в машиностроении. – Харьков: Прапор, 1975. – 112 с.
7. Тимофеев Ю.В., Карпусь В.Е., Кропалев О.А., Шелковой А.Н., Слипченко С.Е. Направление совершенствования агрегатированного металлообрабатывающего оборудования // Резание и инструмент. – Вып. 49.- Харьков: Основа, 1995. – с. 125-128.
8. Павленко І.І. Захватні пристрої роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Захватні пристрої роботів: монографія. – Кропивницький: «КОД», 2020. –386 с.
9. 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.
10. Валявський, І. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. / І. А. Валявський, О. В. Лисенко, І. А. Лисенко ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 281 с.
11. Shcherbyna K. Kinematics of cutting process while honing holes with a hone with variable geometry of sticks / K. Shcherbyna, A. Hrechka, V. Mazhara, T.

- Diachenko//Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2020. – Вип.50. – С.159-164
12. Щербина К.К. Експериментальне дослідження деформації пружно-гвинтового хона / К.К. Щербина, М.М. Підгаєцький, В.А. Мажара, А.І. Гречка, Т.В. Дяченко // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки: зб. наук. пр. – Кропивницький : ЦНТУ, 2022. – Вип. 5 (36). – Ч. 2. – С. 31-38.
13. Годунко М.О. Розробка методики силового розрахунку вертикально орієнтованого захватного пристрою / М.О. Годунко, О.А. Кислун, В.А. Мажара, В.К. Щербина, Р.А. Кравченко, В.В. Ключкін // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 27-33.
14. Модульно-параметричний принцип розробки проектів шестеренних гідравлічних машин. / Апаракін А.Р. // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 51-58.
15. Годунко М.О. Дослідження можливості підвищення точності захватного пристрою робота за рахунок компенсуючої ланки затискного важеля. Годунко М.О., Мажара В.А., Кислун О.С., Щербина В.К., Писанка С.В. // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки : зб. Наук пр. – Хмельницький : ХНУ, 2024. – Вип. №3. – С. 52-56.
16. Kyrychenko A. The principle of contradiction in scientific and pedagogical research on AI (methodological aspect) / A. Kyrychenko, Z. Stezhko // Вісник Львівського університету. Серія філос.-політолог. студії. - Львів: Видавничий дім «Гельветика», 2024. – Вип. 53. – С. 78-85.
17. Щербина К.К. Динамічний аналіз кільково-клинового хону в зоні малих переміщень / К.К. Щербина, В.А. Мажара, Д.Р. Торчілов, С.М. Заїка, В.М. Масляніков / Вісник Хмельницького національного університету. Серія:

- Технічні науки. – Хмельницький: ХНУ, 2024. – Т. 337. – Вип. 3 (2). – С. 250-254.
18. Апаракін А.Р. Синтез схем навантаження силових елементів кулькогвинтового гідропідсилювача з аксіальною структурою приводу / А.Р. Апаракін, П.М. Єршомін, В.А. Мажара // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. – Кропивницький: ЦНТУ, 2024. – Вип. 9 (40). - Ч. II. – С. 23-31. 19.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.
19. Пузирьов О.Л. Аналіз ефективності впровадження волочильного стану для підготовки заготовок з металопрокату для верстатів з ЧПК / О.Л. Пузирьов, А.І. Гречка // Технології та інжиніринг. – К.: КНТУТД, 2024. – Вип. 5 (22). – С. 71-78.
20. Кириченко А. М. Аналіз кінематики верстата з двохкоординатним механізмом паралельної структури "біпод" / А. М. Кириченко, Л. В. Ленченко, С. М. Заїка // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - Тернопіль : ТДТУ, 2008. - № 2. - С. 74-81
21. Кириченко А. М. Дослідження кінематики трьохкоординатного верстата з комбінованою структурою / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, Л. В. Ленченко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - Кіровоград : КНТУ, 2008. - Вип. 20. - С. 97-103.
22. Кириченко А. М. Визначення силових характеристик приводів обладнання з механізмами паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені

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