

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:
**«Розробка силової головки з
механізмом поздовжньої подачі з
передачею сили по похилій поверхні»**

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

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

Рецензент:

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	перший (бакалаврський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма	Комп'ютерний інжиніринг технологій, робототехніка і 3D друк

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММіР
_____ Андрій ГРЕЧКА
« ____ » _____ 2026 р.

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

Крижанівському Андрію Богдановичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка силової головки з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні

2. Керівник роботи: к.т.н., доцент Андрій ГРЕЧКА

3. Строк подання роботи до захисту 01 червня 2026 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: розробка силової головки з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні для створення раціональних умов функціонування вихідного органу приводу подачі і підвищення вихідних характеристик силового вузла.

Завдання:

- провести аналіз існуючих схем навантаження силових головок пінольного типу;
- розробити конструкцію силової головки з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні;
- синтезувати просторову схему навантаження пінольного механізму;
- розробити математичну модель функціонування пінольного механізму на основі застосування коефіцієнту його ефективності;
- визначити раціональні величини конструктивних параметрів механізму поздовжньої подачі.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд та огляд літературних джерел.	13.04	вик.
2.	Синтез схеми навантаження пінольного механізму.	20.04	вик.
3.	Розробка математичної моделі умов функціонування пінольного механізму.	30.04	вик.
4.	Розробка складального креслення силової головки.	17.05	вик.
5.	Оформлення пояснювальної записки.	27.05	вик.
6.	Оформлення презентації роботи.	31.05	вик.
7.	Здача роботи на кафедру та перевірка на антиплагіат.	01.06	вик.

Дата видачі завдання

«_____» _____ 2026 р.

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

Анотація

КРИЖАНІВСЬКИЙ Андрій. Розробка силової головки з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2026. – 54 с. Матеріали презентації 6 іл.

Розроблено силову головку з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні. Синтезовано схему навантаження пінольного вузла та розроблено математичну модель його функціонування. Визначено раціональні параметри приводу подачі, що забезпечують зростання його навантажувальної здатності та жорсткості вихідного органа в порівнянні з традиційними конструкціями.

Актуальність: вирішення задачі зменшення перекосу пінолі та контактних тисків в напрямних шляхом створення додаткової складової сили подачі, спрямованої на притиснення пінолі до напрямних.

Практичне значення: розроблено силову головку з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні, синтезовано нову просторову схему навантаження пінольного механізму, розроблено математичну модель функціонування даного механізму на основі застосування коефіцієнту його ефективності.

Ключові слова: привід подачі, пінольний вузол, коефіцієнт ефективності.

Summary

KRYZHANIVSKYI Andrii. Development of a power head with a longitudinal feed mechanism with force transmission along inclined surface. Qualification work at the first (bachelor's) level of higher education: CUNTU, 2026. – 54 p. Presentation materials 6 il.

A power head with a longitudinal feed mechanism with force transmission along inclined surface has been developed. A loading scheme for the quill assembly has been synthesized, and a mathematical model of its operation has been developed. Rational parameters for the feed drive have been determined, ensuring increased load-carrying capacity and output-element rigidity compared to traditional designs.

Topicality: solving the problem of reducing quill misalignment and contact pressures on the guideways by generating an additional feed force component directed to press the quill against the guideways.

Practical significance: a power head with a longitudinal feed mechanism with force transmission along inclined surface has been developed, a new spatial loading scheme for the quill mechanism has been synthesized, a mathematical model of the mechanism's operation has been developed based on the application of its efficiency coefficient.

Keywords: feed drive, quill assembly, efficiency coefficient.

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

«Розробка силової головки з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні»

КРБ.ПМ.26.38.13.00.00 ПЗ

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

_____ Андрій КРИЖАНІВСЬКИЙ

Керівник роботи к.т.н., доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

ЗМІСТ

	сторінка
ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ СИЛОВИХ ГОЛОВОК ПІНОЛЬНОГО ТИПУ	11
1.1 Традиційні схеми навантаження пінольних механізмів силових головок	11
1.2 Аналіз існуючих схем побудови приводів подач силових головок	15
1.3 Мета і задачі досліджень	20
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА СИЛОВОЇ ГОЛОВКИ	22
2.1 Опис конструкції силової головки-прототипу	22
2.2 Прототип використання похилих поверхонь при передачі сили подачі	26
2.3 Силова головка з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні	29
2.4 Просторова схема навантаження пінольного механізму	31
2.5 Математична модель умов функціонування пінольного механізму	34
2.6 Визначення координат прикладення сили подачі	46
ВИСНОВКИ	50
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	52

ВСТУП

Актуальність теми. Визначальними для металообробного обладнання характеристиками являються продуктивність, точність, надійність і собівартість. Інші характеристики будуть похідними від зазначених. Перераховані характеристики пов'язані між собою, причому мають як пряму, так і зворотну кореляцію. Тому створення високоефективного металообробного обладнання з визначеними раціональними умовами його роботи часто є вирішенням компромісної задачі.

Серед показників, що визначають продуктивність металообробного обладнання, важливу роль відіграє навантажувальна здатність машини чи конкретного механізму. При цьому навантажувальна здатність є насамперед комплексним показником, що визначає обсяг навантаження, яке здатен сприйняти вихідний вузол машини чи конкретного механізму при прикладеній для цього на його вході потужності або силі. Іншими словами навантажувальну здатність можна визначати як величину потужності або сили, що її необхідно подати на вхід машини чи конкретного механізму, щоб забезпечити сприйняття його вихідним органом навантаження визначеної величини.

Під точністю розуміється комплексна характеристика, яка є оцінкою відхилення реальних параметрів об'єкту, в даному випадку машини чи конкретного механізму, від ідеальних, чи, іншими словами, наперед заданими. Для металообробного обладнання в першу чергу важливо забезпечити геометричну точність, під якою розуміється складова комплексної характеристики точності, що є оцінкою величини відхилення реальних траєкторій руху вихідного органу машини чи конкретного механізму від наперед заданих. При чому в даному аспекті важливо згадати і про жорсткість як характеристику, що показує зазначене відхилення від заданого положення (траєкторію) під дією визначеного навантаження.

Між точністю (жорсткістю) і навантажувальною здатністю машини чи конкретного механізму існує дилема: підвищення останнього показника призводить до росту сил, які діють на механізми, і, як наслідок, зростають відхилення їх вихідних органів від заданих траєкторій. Вихідні параметри металообробного обладнання визначаються показниками вихідних органів його приводів. Зокрема, навантажувальна здатність силових головок в основному визначається безпосередньо навантажувальною здатністю вихідного органу приводу подачі, в нашому випадку пінолі. Положення пінолі в напрямних відіграє вагомую роль у формуванні показників точності силових головок. Визначення параметрів схеми навантаження пінольного механізму для досягнення раціонального співвідношення між його вихідними характеристиками при розробці силових головок є актуальним технічним завданням, що має практичну цінність.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка силової головки з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні для створення раціональних умов функціонування вихідного органу приводу подачі і підвищення вихідних характеристик силового вузла.

Поставлена мета була досягнута шляхом вирішення таких задач:

- проведення аналізу існуючих схем навантаження силових головок пінольного типу;
- розробка конструкції силової головки з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні;
- синтез просторової схеми навантаження пінольного механізму;
- розробка математичної моделі функціонування пінольного механізму на основі застосування коефіцієнту його ефективності;
- визначення раціональних величин конструктивних параметрів механізму поздовжньої подачі.

Практичне значення – розроблено силову головку з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні, синтезовано нову

просторову схему навантаження пінольного механізму, розроблено математичну модель функціонування даного механізму на основі застосування коефіцієнту його ефективності.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ СИЛОВИХ ГОЛОВОК ПІНОЛЬНОГО ТИПУ

1.1 Традиційні схеми навантаження пінольних механізмів силових головок

Рівень ефективності металообробного обладнання, збудованого за модульним принципом, визначається силовими модулями, що здійснюють робочі та установчі рухи різальних інструментів або заготовки. Серед силових модулів одними з найбільш поширених є силові головки, в яких вихідні органи приводу головного руху і приводу поздовжньої подачі об'єднані в один вихідний вузол – пінольний механізм.

На розвиток конструкцій силових головок впливає ряд факторів, серед яких будуть технологічні вимоги до обладнання, набір його функцій технологічного призначення, сформовані традиції проектування та виготовлення на заводах-виробниках, вимоги експлуатантів обладнання, що були враховані в конструкціях. Це пояснює таку велику різноманітність конструкцій силових головок металообробного обладнання, яка викликана різними, подекуди дилемними технічними вимогами, що до них висувуються, а також використаними методами і способами їх досягнення.

Синтез нових конструкцій силових головок, які повинні відповідати передовим технологічним та сучасним експлуатаційним вимогам, так само як і модернізація існуючих моделей, яка спрямована на підвищення рівня їх вихідних характеристик, повинні розпочинатися після ретельного аналізу апробованих на практиці конструктивних рішень, як вузлів в цілому, так і їх окремих елементів. Такий аналіз дозволить оцінити переваги і недоліки зазначених рішень, дослідити тенденцію їх розвитку, обрати оптимальні варіанти для досягнення поставлених перед проєктованими моделями технічними вимогами та умовами, які перераховані в технічному завданні.

На нинішньому етапі розвитку до силових головок металообробного обладнання висуваються наступні вимоги [1]:

- відповідність технологічному призначенню для здійснення операції механічної обробки, забезпечення заданого ступеня універсальності, а відтак і необхідної можливості переналаджування для тих силових головок, які не використовуються у спеціальному чи спеціалізованому обладнанні;

- забезпечення всього діапазону режимів різання, необхідного для задоволення технічного завдання відповідно до обраної межі максимальної потужності двигунів приводів, на всій заданій довжині переміщень вихідного органу приводу подачі, з максимально ефективним переходом до реалізації допоміжних ходів, які повинні здійснюватися з максимально можливою швидкістю;

- забезпечення необхідної міцності елементів конструкції, яка буде здатна витримувати граничні навантаження, при цьому забезпечувати необхідну жорсткість відтворення заданої траєкторії руху виконавчого органу, мати достатню вібростійкість;

- досягнення мінімально можливих габаритів і матеріалоемності конструкції при задоволенні попередньо зазначених вимог;

- забезпечення заданого рівня продуктивності обробки при високій надійності функціонування, поряд з цим повинна бути передбачена оперативна заміна силової головки, що вийшла з ладу, для зменшення тривалості виконання ремонтних робіт;

- забезпечення необхідного рівня точності обробки поверхонь та їх шорсткості;

- досягнення передбаченого рівня автоматизації робіт, стабільності повторення всіх рухів для мінімізації циклових втрат;

- за можливості забезпечення функціонування силової головки в різних просторових орієнтаціях для оптимального компоновання металообробного обладнання як єдиної машини;

- володіння високою технологічністю конструкції як з точки зору виготовлення деталей силової головки, так і її складання, що має на меті зменшення собівартості вузла, використання насамперед стандартизованих виробів, врахування взаємозамінності з попередньою номенклатурою виробів заводу-виробника;

- відповідність поставленим експлуатаційним вимогам і умовам, спрямованим на простоту регулярного обслуговування, забезпечення зручного виконання необхідних регулювань з їх мінімальною трудоемністю, досягнення низької собівартості експлуатації силової головки;

- відповідність всім загальним та галузевим вимогам з техніки безпеки.

Не всі із зазначених вимог можуть бути задоволені. Відрізнятиметься також степінь їх задоволення в залежності від умов експлуатації силової головки та специфіки конструкції. Задачею конструктора буде формування пропозиції такого варіанту виконання, за якого головним чином задовольнятимуться основні вимоги у кожному конкретному випадку роботи силового вузла. Наприклад, силові головки, які призначені в першу чергу для виконання чорнових операцій механічної обробки, повинні володіти високою навантажувальною здатністю. Навпаки, при чистовій механічній обробці на перший план виходять вимоги задоволення максимальних швидкостей обробки та забезпечення високої жорсткості відтворення заданої траєкторії руху вихідного органу приводу подачі.

Значна різноманітність конструктивних виконань силових головок сприяє виникненню різних класифікаційних ознак. Досвід проектування і експлуатації таких вузлів показав, що основними серед них будуть наступні [1]:

- за технологічним призначенням – описує ті технологічні операції, які здатна виконувати силова головка;

- за компоновочним рішенням – описує об'єднання декількох приводів в одному корпусі чи застосування одноприводних рішень для кожного окремого вузла;

- за потужністю приводу або величиною його вихідної сили – описує вимоги до підбору конструктивних рішень, які впливають на забезпечення необхідної міцності деталей та вузлів;

- за кількістю виконавчих органів у приводі головного руху – описує можливість здійснення одно- чи багатоінструментальної обробки;

- за компонованням приводу – описує наявність вбудованого двигуна чи його використання в якості окремого елемента, що не входить стаціонарно до силового вузла, а також варіанти просторового розташування відносно вихідного органу приводу;

- за типом джерела руху у приводі та типом передавальних механізмів у ньому – описує конструктивну реалізацію кінематичного ланцюга перетворення руху;

- за величиною діапазону зміни швидкості реалізації вихідних рухів – описує використані прийоми зміни кінематичних параметрів зазначеного вихідного параметру та його елементну реалізацію;

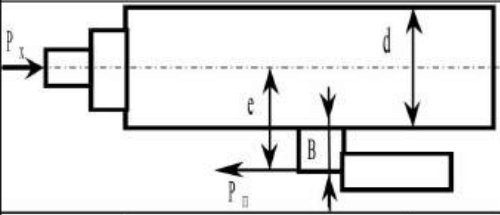
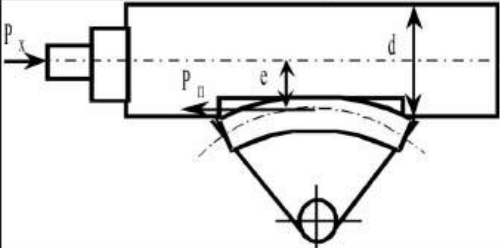
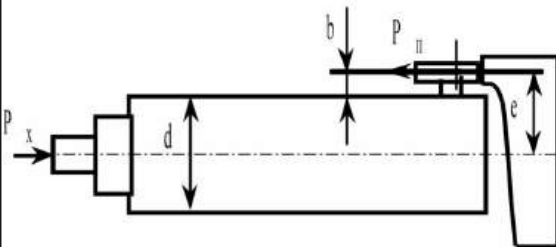
- за конструктивним виконанням вихідного органу приводу подачі – описує окреме чи об'єднане функціонування в одному вузлі вихідних органів приводу головного руху та подачі.

Наведені класифікаційні ознаки охоплюють весь спектр існуючого високоефективного металообробного обладнання, побудованого на базі модульного принципу. В роботах В. Крижанівського [2], А. Кириченка [3], А. Гречки [4] показано, що підвищення вихідних показників приводу подачі як основного органу будь-якого силового вузла є основною задачею при його проектуванні. В свою чергу ці показники залежать від схеми навантаження вихідного органу зазначеного приводу та похідних умов його функціонування і будуть визначати навантажувальну здатність приводу подачі загалом та точність положення його вихідного органу в напрямних.

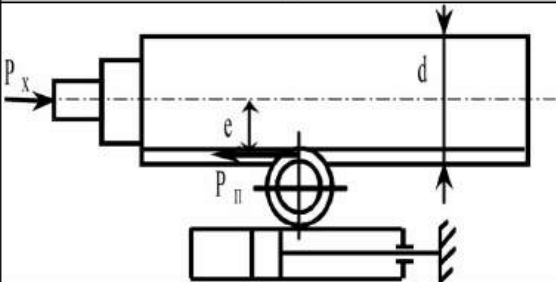
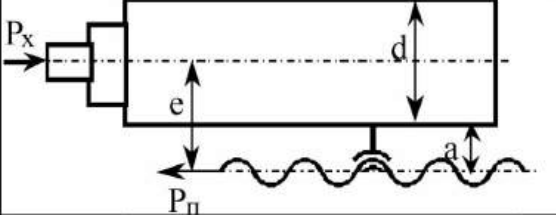
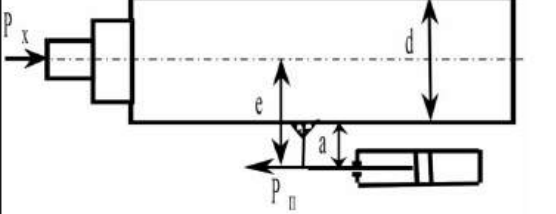
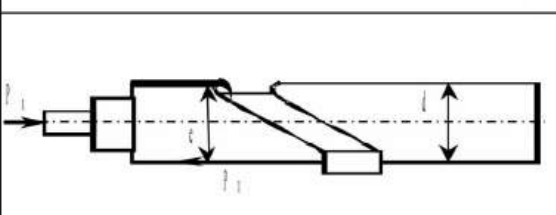
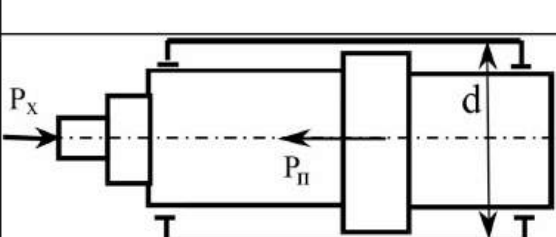
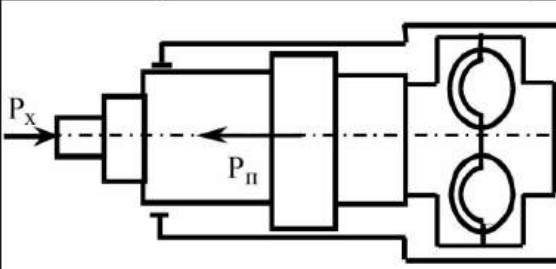
1.2 Аналіз існуючих схем побудови приводів подач силових головок

Якщо розглядати варіанти конструкцій силових головок, то традиційно склалися два підходи до побудови приводів їх подач. Відмінність між ними полягає у підходах до підведення сили подачі. Воно може відбуватися з ексцентриситетом відносно осі пінолі, яка співпадатиме з віссю шпинделя, та по осі пінолі. Зібрані варіанти реалізації приводів подач силових головок пінольного типу схематично наведені в таблиці 1.1 [5].

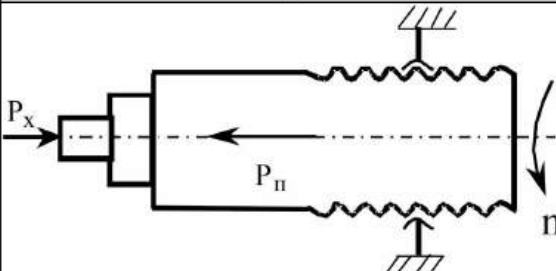
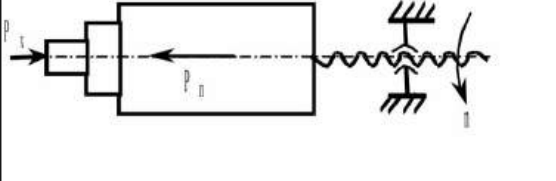
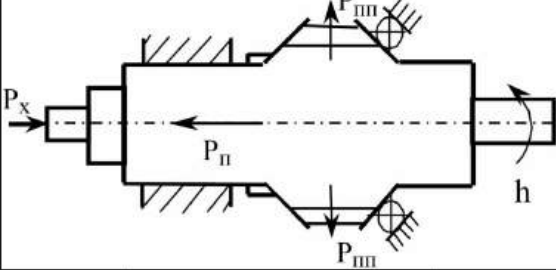
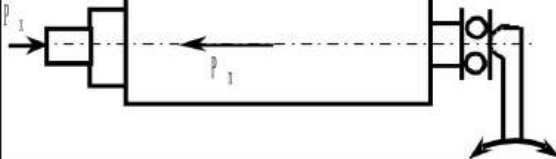
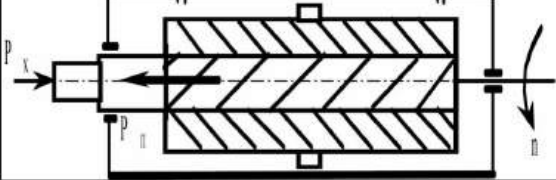
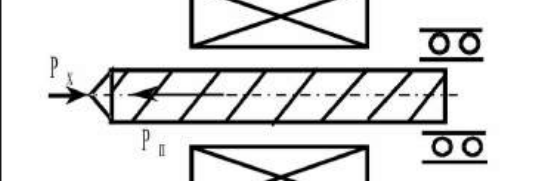
Таблиця 1.1 – Конструктивні особливості схем навантаження приводів подач пінольного типу силових модулів технологічного обладнання

№ п/п	Схема навантаження пінолі	Тип перетворювального механізму	Величина ексцентриситету e
1	2	3	4
1		Плоско-кулачковий з роликовим штовхачем	$e = \frac{d}{2} + B_{\text{рол}}$ $B_{\text{рол}}$ – висота ролика
2		Зубчато-рейкове зчеплення з плоским кулачком	$e = \frac{d}{2} - m$ m – модуль
3		Барабано-кулачковий	$e \gg \frac{D_{\text{б.к}}}{2} = \frac{d}{2} + b$ $D_{\text{б.к}}$ – діаметр барабану-кулачка, b – відстань від пінолі до середини ролика

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4
4		Зубчато-рейкова передача	$e = \frac{d}{2} - m$
5		Гвинтовий механізм	$e = \frac{d}{2} + a$ a – відстань від пінолі до осі гвинта
6		Гідро-циліндр	$e = \frac{d}{2} + a$ a – відстань від поверхні пінолі до осі гідроциліндра
7		Барабанний кулачок, який суміщений з піноллю, що обертається	$e \gg \frac{d}{2}$
8		Гідро-циліндр, що суміщений з піноллю	$e = 0$
9		Пнеumo-гiдpавлiчний Гiдpо-пнеumo-циліндр, що суміщений з піноллю	$e = 0$

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4
10		Гвинтовий механізм подачі, який суміщений з піноллю, що обертається	$e = 0$
11		Гвинтовий механізм подачі, що суміщений зі шпинделем	$e = 0$
12		Відцентровий механізм подачі	$e = 0$
13		3 осьовим штовхачем кулачко-вого механізму	$e = 0$
14		Гідро-гвинтовий механізм	$e = 0$
15		Електро-магнітний механізм	$e = 0$

В таблиці 1.1 на позиціях з першої по сьому наведені схематично зображені приводи подач, в яких відбувається ексцентричне прикладення сили подачі відносно осі пінолі, а на позиціях з восьмої по п'ятнадцяту – схеми приводів подач, в яких відбувається прикладення сили подачі по осі пінолі. Якщо проаналізувати тенденції розвитку пінольних механізмів

приводу подачі силових головок в історичній ретроспективі [1], то можна прослідкувати поступовий перехід до другого (співвісного) варіанту схеми навантаження пінолі. Проте кожна з показаних схем навантаження має як свої переваги, так і недоліки.

Схеми силових головок з ексцентричним прикладенням сили подачі по відношенню до осі пінолі являються більш поширеними. Це пояснюється в першу чергу більш простою конструктивною реалізацією таких варіантів побудови. Спочатку тривалий час існувало переконання, що дана схема є менш ефективною з точки зору ефективності функціонування приводів подач силових головок пінольного типу. Чим більшим буде ексцентриситет прикладення сили подачі по відношенню до осі пінолі, тим більшими будуть перекидні моменти від згаданої сили, які викликатимуть зростання перекосу пінолі в напрямних, тобто збільшуватиметься кут такого перекосу, що в свою чергу негативно позначатиметься на точності обробки. Зростатимуть також контактні тиски в напрямних, що суттєво обмежуватиме навантажувальну здатність пінольного механізму, наслідком чого буде зниження продуктивності обробки. На перший погляд здається, що в даній схемі одні суцільні недоліки, і від неї необхідно відмовлятися, або ж ексцентриситет прикладення сили подачі зводити до нуля. Почало з'являтися чимало таких схем, деякі з них наведені у другій половині таблиці 1.1.

Проте у схем силових головок з співвісним розташуванням вектору сили подачі та осі пінолі досить швидко почалися проявлятися специфічні недоліки. Навантажувальна здатність таких силових вузлів була безсумнівно вищою в порівнянні з ексцентричними схемами навантаження пінольних механізмів, проте точність обробки такими головками суттєво поступалася. Пояснюється це тим, що при співвісному розташуванні вектору сили подачі та осі пінолі відсутні будь-які силові фактори, що компенсують негативні прояви радіальних складових, які безумовно виникають в процесі механічної обробки, і впливають на пінольний механізм. У всіх реальних процесах механічної обробки осьовим інструментом, для здійснення яких в першу

чергу і призначені силові головки з приводами подач пінольного типу, виникають радіальні складові корисного силового технологічного опору. Піноль в напрямних буде буквально перекладатися в усі сторони по вектору радіальної складової в межах зазору в напрямних. Точність знижується неймовірно. У різних конструктивних виконаннях були різні варіанти протистояння цьому явищу, але без помітних успіхів. Більш вагомі результати давали пристрої пасивного зменшення негативного впливу зазору в напрямних на положення інструменту (кондуктори для їх направлення), ніж варіанти якісного вирішення проблеми погіршення точності обробки. Негативною стороною використання кондукторів для направлення інструментів стало зменшення величини робочого ходу пінолі.

Рішення було знайдене у створенні зі сторони приводу подачі силової головки додаткової радіальної сили притиснення пінолі до напрямних. Це дозволило стабілізувати положення пінолі в напрямних, тобто зменшувалося перекошування пінолі. В такому випадку на точність обробки головним чином починає впливати величина радіального зазору пінолі в напрямних, а не кут перекошування, що сприяє суттєво меншим похибкам. З іншої сторони відсутність перекосу пінолі в напрямних суттєво збільшувало площу контакту її поверхні з поверхнею напрямних, що в свою чергу сприяє суттєвому зменшенню контактних тисків, які, як було зазначено вище, є основним обмежуючим фактором в збільшенні навантажувальної здатності пінольного механізму приводу подачі силових головок. Це дозволило працювати з підвищеними силами подачі, що сприяло збільшенню продуктивності виконання процесу обробки. Негативною стороною такого варіанту побудови пінольного механізму є зростання втрат на тертя, проте до певної межі воно відбувається в меншій мірі, ніж може підвищуватися сила подачі. Саме такий підхід до підвищення ефективності функціонування приводу подачі силових головок пінольного типу пропонується розглянути в даній роботі.

1.3 Мета і задачі досліджень

Підсумовуючи проведений огляд схем побудови приводів подач силових головок пінольного типу, можна зробити висновок, що основні їх вихідні параметри, незалежно від конструктивної компоновки, функціонального та технологічного призначення, головним чином визначаються параметрами схеми навантаження виконавчого органу приводу подачі силових вузлів при заданих параметрах процесу механічної обробки, та забезпечує необхідні вихідні характеристики силової головки за продуктивністю і точністю обробки.

Проведений аналіз схем конструктивних реалізацій пінольних механізмів силових головок показав обмеженість ресурсу традиційних схем їх навантаження щодо забезпечення раціональних умов їх функціонування. Прикладення сили подачі по осі пінолі хоч і забезпечує мінімізацію втрат на тертя, проте за наявності будь-якого радіального впливу з боку процесу механічної обробки положення пінолі в напрямних стає хаотичним в межах зазору. Великі вильоти інструментів, що закріплені в шпинделі, тільки погіршують точність обробки.

Прикладення сили подачі з ексцентриситетом до осі пінолі хоч і сприяє стабілізації її положення в напрямних, проте робить це з негативним ефектом у вигляді перекошення. Можливий кут відхилення у даному випадку у порівнянні з навантаженням пінолі зі сторони приводу подачі вздовж осі даного органу зменшується приблизно удвічі із-за усунення ефекту невизначеності положення пінолі в напрямних, проте все одно буде залишатися великим. При цьому не слід забувати, що наявність ексцентриситету прикладення сили подачі сприяє зростанню втрат на тертя та контактних тисків в напрямних. Отримуємо ситуацію з покращенням жорсткості пінольного вузла, що супроводжується погіршенням його навантажувальної здатності. Все це призводить до обмеженого використання силових головок.

Метою роботи є розробка силової головки з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні для створення раціональних умов функціонування вихідного органу приводу подачі і підвищення вихідних характеристик силового вузла.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести аналіз існуючих схем навантаження силових головок пінольного типу, що зроблено в даному розділі роботи;
- розробити конструкцію силової головки з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні;
- синтез нової просторової схеми навантаження пінольного механізму;
- розробка математичної моделі функціонування пінольного механізму на основі застосування коефіцієнту його ефективності;
- визначення раціональних величин конструктивних параметрів механізму поздовжньої подачі.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА СИЛОВОЇ ГОЛОВКИ

2.1 Опис конструкції силової головки-прототипу

Як прототип для проєктування обрано силову головку СМ 100.10, яка є складовою одиницею трикоординатного силового вузла СМ 100 [1]. Разом із зазначеною силовою головою в складі трикоординатного силового вузла присутні координатно-силові столи II габариту. Всі складові силові вузли керуються від СЧПУ. Конструкція силової головки СМ 100.10 показана на рис. 2.1.

В корпусі 1 виконано циліндричні напрямні, по яким переміщується піноль 2. В пінолі 2 на двох підшипникових вузлах обертається шпindel 3. В залежності від типу технологічних операцій, для яких буде використовуватися силовий вузол, передній кінець шпинделя може бути виконано в чотирьох варіантах для свердлильних, розточувальних, фрезерних робіт. Згадані підшипникові вузли монтуються по схемі: передній – триплекс, задній – дуплекс, всі з попереднім натягом. Обертання на шпindel виконується із застосуванням шліцьової передачі 5-6 та зубчастої муфти 4. Остання використана для компенсації можливої неспіввісності шпинделя і вала шліцьової передачі та зниження радіальних навантажень на задній кінець шпинделя. Шліцьова передача складається з шліцьової втулки 5 та шліцьового валу 6. Згадана зубчаста муфта 4 жорстко з'єднана з шліцьовою втулкою 5. В силовій головці СМ 100.10 передбачено два варіанта виконання шліцьової передачі 5-6. В першому варіанті шліцьова передача виконана з прямими шліцями, тому привід подачі силової головки в даному випадку побудований на основі традиційної структури. В другому виконанні, більш ефективному, шліцьова передача виконана з гвинтовими шліцями. Привід подачі силової головки в другому випадку побудований на основі перемінної структури.

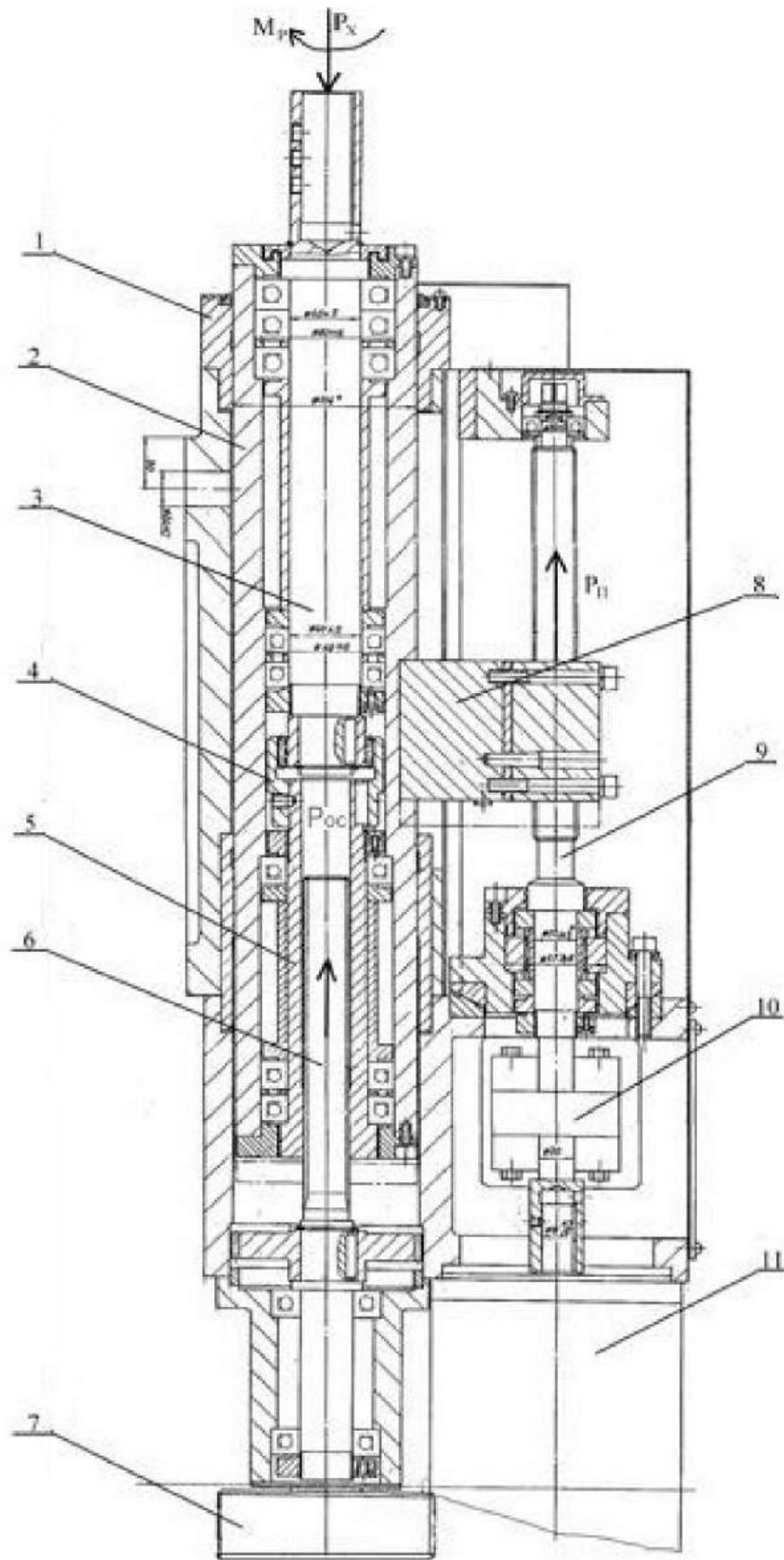


Рисунок 2.1 – Конструкція силової головки СМ 100.10

Варто зазначити, що налагодження параметрів перемінної структури приводу подачі при зміні умов роботи силової головки, наприклад, при інших параметрах процесу механічної обробки, вимагатиме виготовлення нових шліцьової втулки 5 та шліцьового валу 6 з іншим кутом нахилу гвинтових шліців.

Обертання шліцьового валу 6 здійснюється за допомогою зубчатого редуктора (на рис. 2.1 показано лише ведене колесо), який отримує обертання від шківів 7 пасової передачі. Сама пасова передача і двигун головного руху на рис. 2.1 не приведені. Таким чином, налагоджування частоти обертання приводу головного руху відбувається за допомогою зміни зубчастих коліс при збереженні постійної міжосьової відстані між ними та зміни діаметрів шківів пасової передачі. У приводі головного руху даної силової головки використовується асинхронний електродвигун. За бажанням при осучасненні конструкції зубчастий редуктор та пасову передачу можна виключити, а частоту обертання шпинделя регулювати за допомогою частотного перетворювача, через який живлення подаватиметься на асинхронний електродвигун.

Подача пінолі 2 здійснюється за допомогою прикріпленого до неї гайкового вузла 8, що переміщується при обертанні гвинта 9. В даному випадку використовується передача гвинт-гайка кочення. Таке рішення спрямоване на підвищення осьової жорсткості приводу подачі та забезпечує більш точне кінематичне відтворення закону руху пінолі. Обертання гвинта 9 здійснюється через запобіжну муфту 10 сильфонного типу від електродвигуна постійного струму 11. Зміна швидкості подачі відбувається безступінчасто.

На рис. 2.2 представлена компоновка трикоординатного силового вузла CM 100.10. Вся конструкція згаданого вузла монтується на рухомій платформі силового столу 1, який забезпечує рух інструменту по координаті X. Корпус силового столу 1 виконує роль основи вузла CM 100.10.

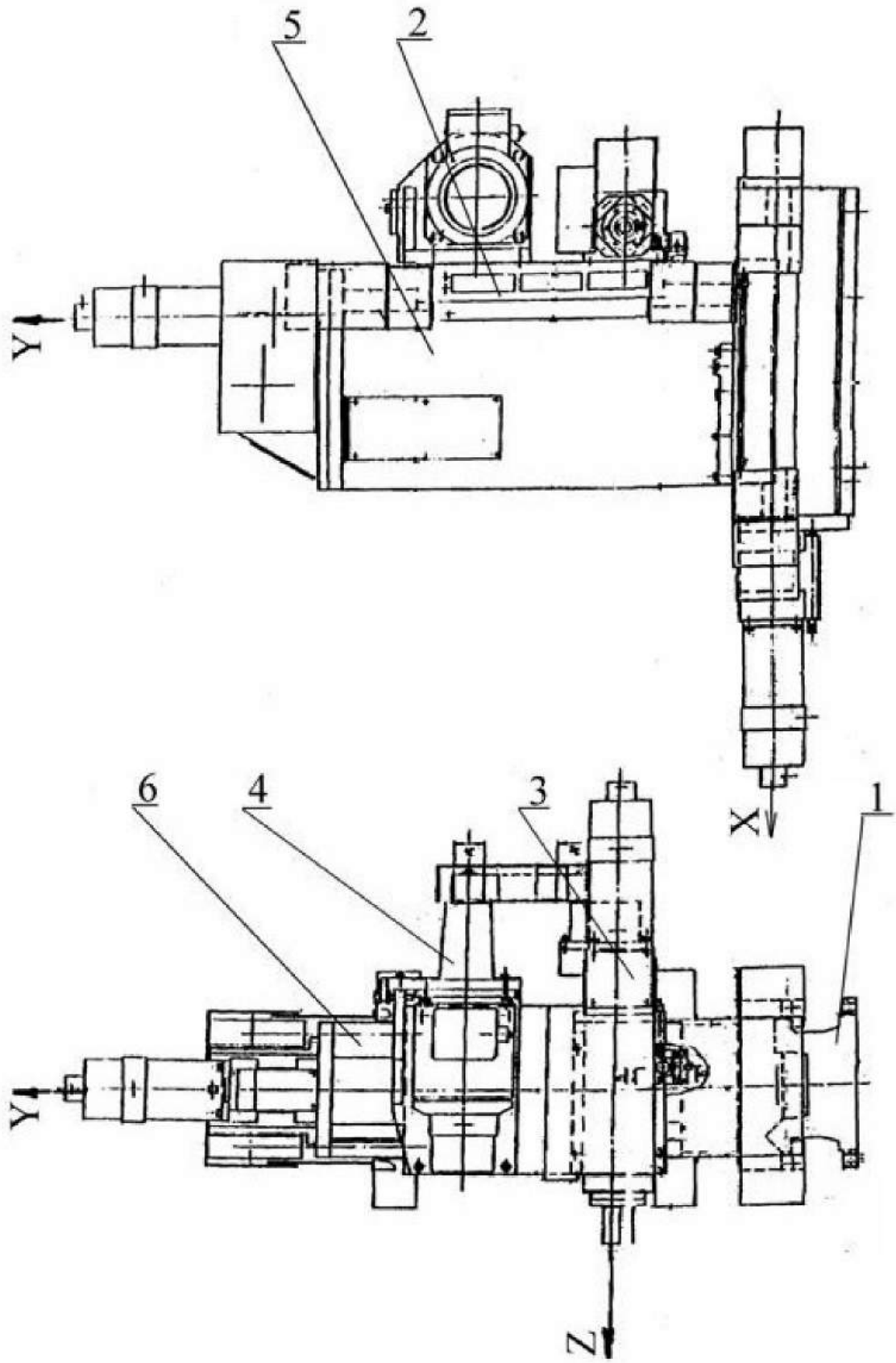


Рисунок 2.2 – Трискоординатный силовой вузол SM 100

До рухомої платформи силового столу 1 жорстко кріпиться стійка 5. До стійки 5 жорстко кріпиться корпус силового столу 6. Даний стіл забезпечує рух інструменту по координаті Y. На рухомій платформі силового столу 6 закріплюється плита 2, на якій розміщується силова головка 3. На плиті 2 виконані салаки, по яким рухається електродвигун приводу головного руху 4. Переміщення двигуна приводу головного руху здійснюється при заміні приводного пасу, при встановленні шківів інших діаметрів, а також при періодичному регулюванні натягу в пасовій передачі. В якості джерела руху у силових столах 1 і 6 використовуються електродвигуни постійного струму.

Описана компоновка трьохкоординатного силового вузла забезпечує установчі і робочі переміщення інструмента в робочому просторі по трьом координатам в автоматичному режимі за допомогою системи ЧПУ. Обробка поверхонь деталі здійснюється по кожній із двох чи трьох координат. Найбільш ефективно ця конструкція показала себе при свердлінні або розточуванні отворів у корпусних деталях різних типорозмірів з різними координатами оброблюваних отворів. Заміна інструмента здійснюється вручну.

Розроблена конструкція багатокоординатної силової головки забезпечує обробку в розмірах робочого простору $100 \times 100 \times 100$ мм і знайшла застосування в якості окремої операційної станції в загальній компоновці переналагоджуваної автоматичної лінії чи верстата.

2.2 Прототип використання похилих поверхонь при передачі сили подачі

Серед наведених у попередньому розділі схемах виконання пінольних механізмів відсутні такі, у яких би силовий вплив на піноль з боку привода подачі здійснювалася під кутом до осі вихідного органу. Одним з цікавих варіантів виконання пінольного механізму, в якому передача сили подачі відбуватиметься в зазначеному напрямку, є схема подібного механізму, яка

представлена у патенті на корисну модель № 63901 “Пінольний вузол” [6] авторства А.І. Гречки, В.А. Онопи, Д.В. Богатирьова.

Пінольний вузол відноситься до верстатобудування і, зокрема, до приводів подач верстатів свердлильного типу та агрегатних верстатів.

Відомий пінольний вузол, що побудований з використанням гвинтового механізму подачі пінолі з розташованим у ній шпинделем, наприклад, як розглянутий у попередньому пункті. У такому пінольному вузлі присутнє ексцентричне прикладення сили подачі відносно осі пінолі, що знижує його точність і навантажувальну здатність.

В основу ідеї патенту на корисну модель № 63901 “Пінольний вузол” [6] поставлена задача підвищення навантажувальної здатності і точності пінольного вузла способом розділення сили подачі на осьову та радіальну складові за умови мінімальних вантажних втрат. Поставлена задача вирішена тим, що передача сили подачі від гайки гвинтового механізму до пінолі відбувається через спеціальну призму та відповідних по формі двосторонній клин, причому напрям уклону робочих граней зазначених призми й клину співпадає з напрямом подачі пінолі.

Схема пінольного вузла представлена на рисунку 2.3.

Пінольний вузол складається з гвинтового механізму 1 подачі пінолі 2, в якій розташовано шпиндель 3. Гайка 4 гвинтового механізму 1 жорстко пов'язана з призмою 5. Відповідно до пінолі 2 прикріплено двосторонній клин 6. Призма 5 і клин 6 виконані таким чином, що їх робочі грані будуть контактувати, а напрям уклону даних граней співпадає з напрямом подачі пінолі. Піноль 2 переміщується в напрямних корпусу 7. Інші елементи пінольного вузла, необхідні для забезпечення його працездатність, проте не вирішують поставленої задачі, на рисунку 2.3 не показані.

Принцип дії описаного пінольного вузла наступний. Необхідна сила подачі передається до пінолі 2, в якій розташовано шпиндель 3, через жорстко пов'язану з гайкою 4 гвинтового механізму 1 призму 5 і контактуючий з нею двосторонній клин 6, який прикріплено до пінолі 2.

Похиле розташування робочих граней призми 5 і двостороннього клину 6 співпадає з напрямом подачі пінолі 2 і забезпечує розділення сили подачі на осьову та радіальну складові. Осьова складова сили подачі, як і в прототипі винаходу, забезпечує здійснення процесу різання інструментом, який закріплено у шпинделі 3, а радіальна складова сили подачі спрямована на притиск пінолі 2 до напрямних корпусу 7, що зменшує перекошення пінолі і величину контактних тисків та призводить до підвищення навантажувальної здатності пінольного вузла [7]. Усунення обертання гайки 4 внаслідок обертання гвинта гвинтового механізму 1 відбувається за рахунок підбору розмірів призми 5 і двостороннього клину 6. Дві похилі грані клину 6 необхідні для забезпечення сталості характеристик пінольного вузла при реверсивному русі пінолі.

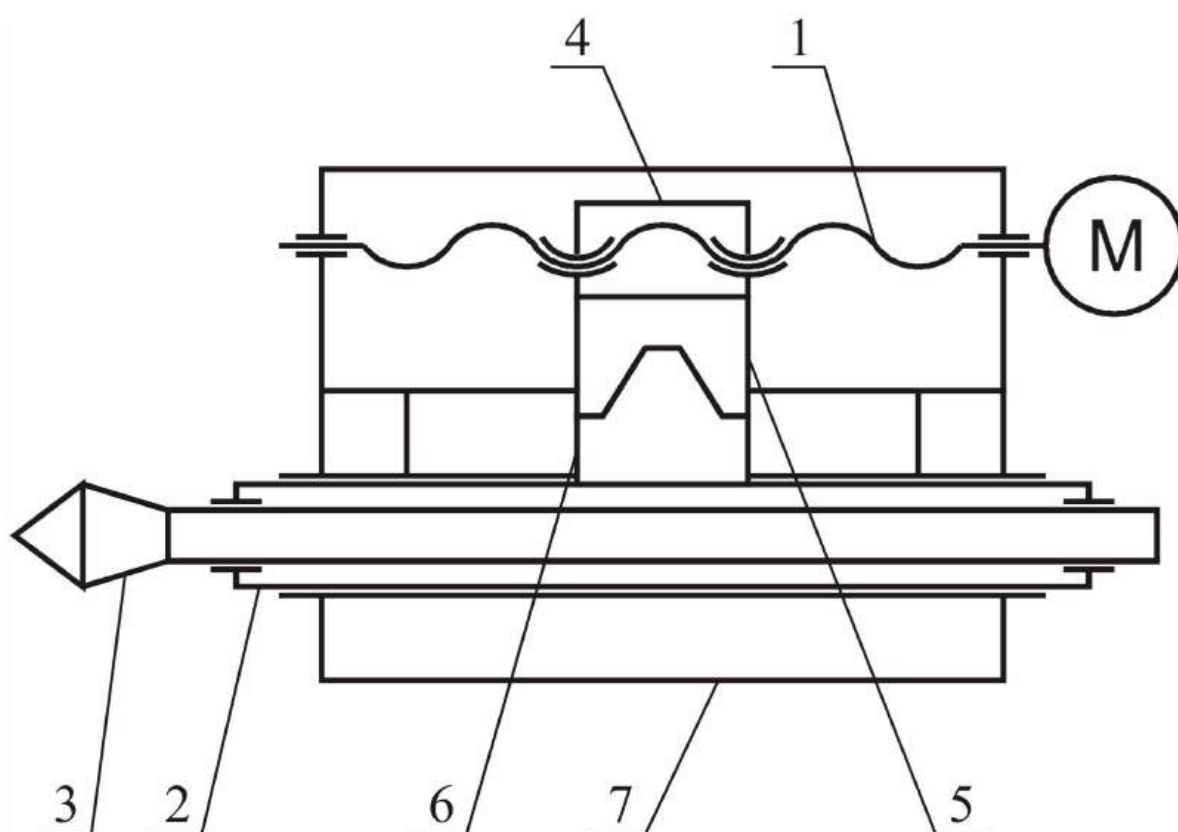


Рисунок 2.3 – Схема пінольного вузла з передачею сили подачі по похилим граням

Економічний ефект від використання подібного пінольного вузла очікується за рахунок покращення параметрів навантажувальної здатності і точності при мінімізації вантажних втрат.

2.3 Силова головка з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні

З урахуванням обраного прототипу пінольного механізму, в якому створюється радіальне притиснення пінолі до напрямних, пропонується удосконалена конструкція силової головки, поздовжній переріз якої представлено на рис. 2.4.

Силова головка складається з корпусу 1. В корпусі 1 окремими вставками розміщуються передня 3 і задня 4 напрямні. По даним напрямним переміщується піноль 2. На двох підшипникових вузлах в пінолі 2 обертається шпindel 5. В обох підшипникових вузлах створюється попередній натяг, причому передній підшипниковий вузол, як більш навантажений, сформовано за схемою триплекс, а задній підшипниковий вузол сформовано за схемою дуплекс. В даній конструкції силової головки передача обертання на шпindel здійснюється від окремо розташованого електродвигуна. Для передачі даного обертання на шпindel 5 використовується шків 8 зубчасто-пасової передачі. Шків 8 в свою чергу обертає шліцьову передачу 7. В даному випадку використовується шліцьова передача 7 з прямими вздовж осі шліцьового валу шліцями. На кінці втулки шліцьової передачі 7 зі сторони шпинделя 5 розміщується зубчаста муфта 6. Дана муфта призначена для компенсації негативного впливу, що походить від неспіввісності осі втулки шліцьової передачі 7 та осі шпинделя 5, а також для зменшення навантаження на задній кінець шпинделя.

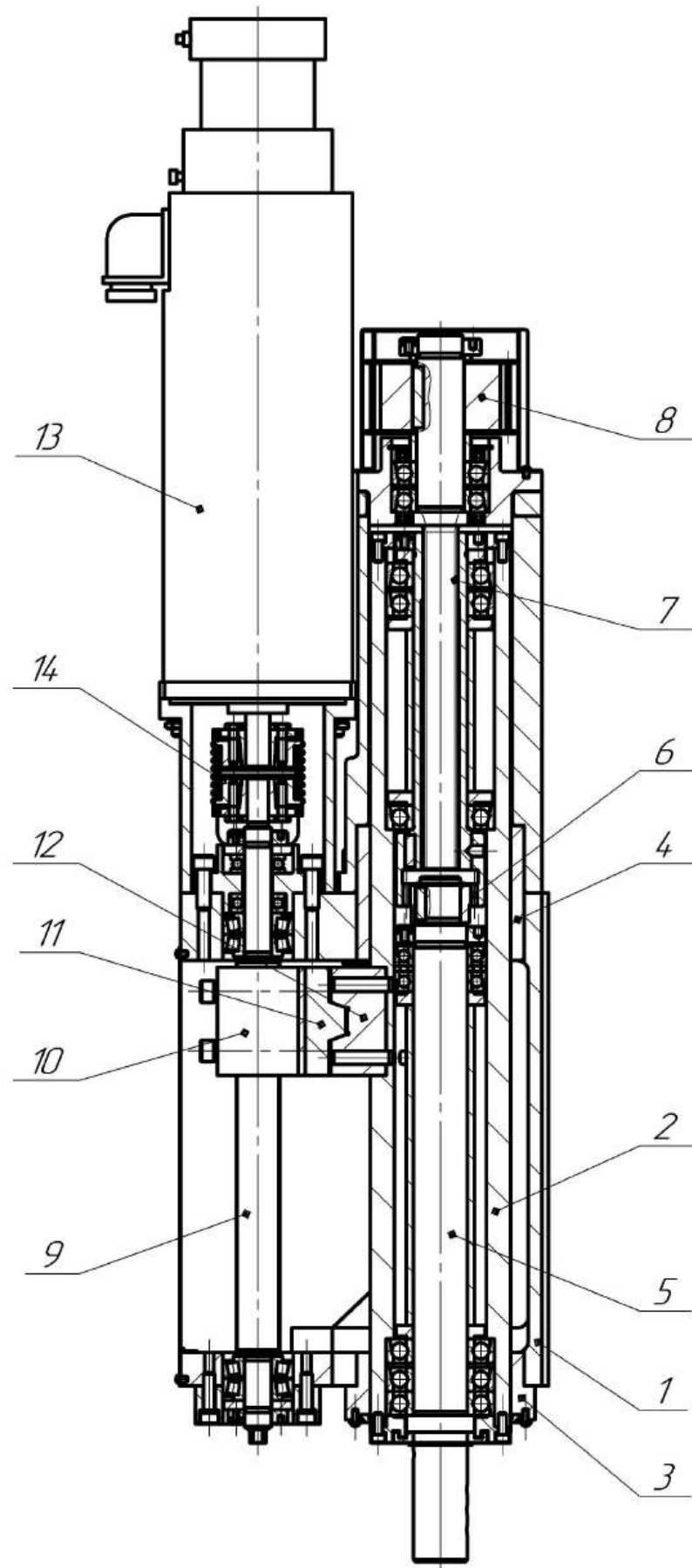


Рисунок 2.4 – Конструкція удосконаленого силового модуля на базі силової головки SM 100.10

Для забезпечення повздовжнього руху подачі пінолі 2 використано кулько-гвинтову передачу, що складається з гвинта і гайки, які показані під позиціями 9 і 10 відповідно. Для обертання гвинта 9 слугує електродвигун, який показаний під позицією 13. Обертання від даного електродвигуна 13 на гвинт 9 передається через сильфону муфту, що показана під позицією 14. Використання сильфоної муфти 14 покликано зменшити негативний вплив на задній кінець гвинта 9 від неспіввісного розташування осі вала електродвигуна 13 і осі зазначеного гвинта. Обертання гвинта 9 за відсутності прокручування гайки 10 призведе до руху останньої вздовж осі гвинта. До гайки 10 жорстко кріпиться двосторонній клин, який показаний під позицією 11. Назва клину 11 свідчить про наявність у нього двох робочих похилих граней, що контактують з аналогічними поверхнями призми, яка показана під позицією 12. Призма 12 жорстко кріпиться до пінолі 2. Унеможливлення повороту гайки 10 відбувається шляхом підбору поперечних в напрямку до осі гвинта 9 розмірів двостороннього клину 11 та призми 12. Осьовий рух гайки 10 призведе також до руху двостороннього клину 11. Даний клин своїми робочими похилими гранями буде тиснути на призму 12. Передача сили подачі відбуватиметься під кутом до осі гвинта 9 і пінолі 2, що визначається кутом нахилу зазначених робочих граней клину 11 і призми 12. Визначення величини зазначеного кута нахилу робочих граней зазначених елементів клиноподібного пристрою – задача окремого дослідження, яке буде описано в наступному розділі даної роботи.

2.4 Просторова схема навантаження пінольного механізму

Схема навантаження будь-якого механізму визначає умови його функціонування [8]. Для опису розташування діючих на пінольний механізм сил буде використано прямокутну систему координат ISO. Початок координат буде розміщено в точці посередині активної ділянки напрямних.

Вісь Z буде суміщено з віссю отвору напрямних, а за додатній напрямок прийнято напрямок вектору руху подачі при здійсненні процесу механічної обробки (рис. 2.5) [9].

Вісь X буде розміщено перпендикулярно осі Z , як прийнято горизонтально. За додатній напрямок осі X прийнято спрямування даного вектору вправо, якщо дивитися назустріч додатному напрямку осі Z . Вісь Y буде розміщено перпендикулярно осям Z і X , вертикально з додатнім направленням осі вгору, якщо дивитися назустріч додатному напрямку осі Z і якщо при цьому вісь X буде направлено вправо.

Зі сторони процесу механічної обробки на пінольний вузол діє загальна сила технологічного опору P , при цьому її осьова складова P_O розміщена на відстані a_P до осі Z і направлена протилежно її додатному напрямку, а радіальна складова P_R сили технологічного опору діє у площині, що є рівнобіжною площині XOY . Відстань між зазначеними площинами складає b_P , а кут між площиною, що проходить через вектор сили P та вісь напрямних, і площиною XOZ складає α_P . Додатне значення даного кута відкладається в напрямку проти годинникової стрілки, якщо дивитися на додатний напрямок осі Z . Кут між силою технологічного опору P та її осьовою складовою P_O складає β_P . За додатного напрямку кута β_P сила P_R у точці прикладення направлена до осі Z за умови додатних значень ексцентриситету a_P . У випадку від'ємних значень останнього параметру сила P_R у точці прикладення при додатному напрямку кута β_P буде направлена від осі Z .

На подолання сили технологічного опору та сил тертя зі сторони приводу подачі на пінольний вузол діє сила подачі F , при цьому її осьова складова F_O розміщена на відстані a_F до осі Z і направлена в сторону її додатного напрямку. Радіальна складова F_R сили подачі діє у площині, що є рівнобіжною площині XOY . Відстань між зазначеними площинами складає b_F , а кут між площиною, що проходить через вектор сили F та вісь напрямних, і площиною XOZ складає α_F .

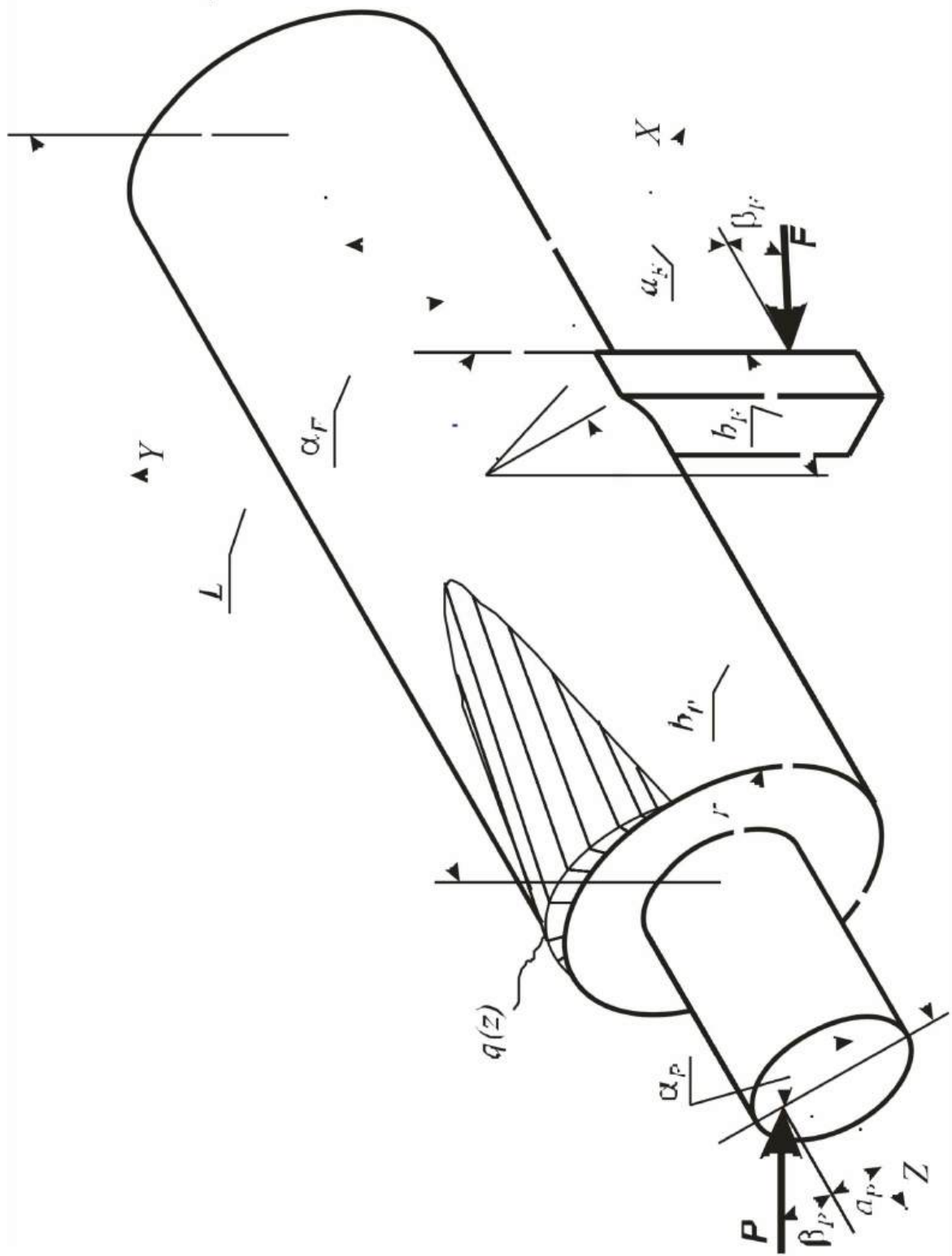


Рисунок 2.5 – Схема навантаження пінольного механізму

Додатне значення кута α_F відкладається в напрямку проти

годинникової стрілки, якщо дивитися на додатний напрямок осі Z . Кут між силою подачі F та її осьовою складовою F_O складає b_F . За додатного напрямку кута b_F сила F_R у точці прикладення направлена до осі Z за умови додатних значень ексцентриситету a_F . У випадку від'ємних значень останнього параметру сила F_R у точці прикладення при додатному напрямку кута b_F буде направлена від осі Z .

Сили технологічного опору та сили подач надалі являють собою навантажуючі сили. Їх дія викликає появу контактних деформацій поверхневих шарів напрямних пінольного механізму. Контактна деформація спричиняє появу контактного тиску, що буде діяти на піноль. Контактний тиск представляє собою розподілене по поверхні пінолі навантаження.

Визначення інтенсивності даного навантаження розділено на два етапи. На першому етапі розглядається картина контактної деформації в площині, яка є нормальною до осі пінолі, а на другому – вздовж осі пінолі в межах довжини L активної ділянки напрямних. Контакт пінолі з напрямними варто розглядати як контакт одного циліндричного тіла, розміщеного в циліндричному отворі іншого тіла з надмалим зазором. Надмалим даний зазор вважається таким у порівнянні з розмірами контактуємих тіл. Даний випадок не співпадає з відомим розв'язком контактної задачі, що свого часу був знайдений Г. Герцом [8, 9, 11].

2.5 Математична модель умов функціонування пінольного механізму

Піноль в межах довжини L активної ділянки напрямних необхідно розділити на елементарні диски товщиною dz , оскільки така операція проводиться вздовж осі Z . На кожний такий елементарний диск буде діяти розподілене по дузі навантаження, рівнодіюча якого буде рівною q . Схема деформації такого диска показана на рис. 2.6 [9].

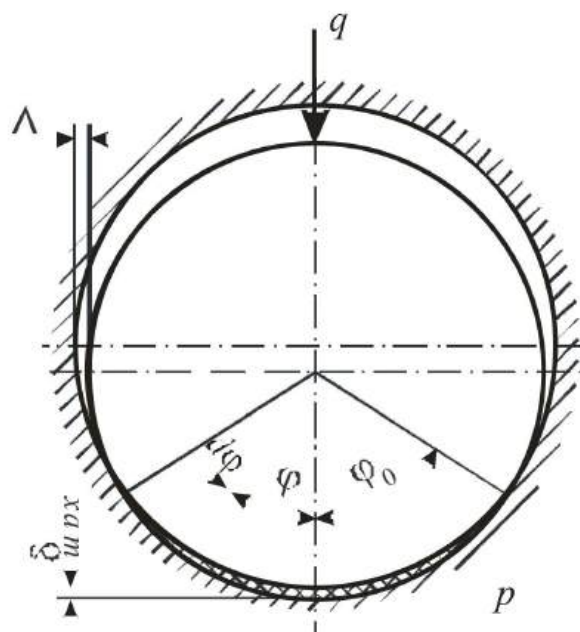


Рисунок 2.6 – Схема розрахунку контактних деформацій в площині, яка розміщена нормально до осі пінолі

Вектор рівнодіючої розподіленого навантаження q спрямований по осі симетрії даного навантаження, перетинаючи при цьому вісь пінолі. Кутовий розмір дуги описаного розподіленого навантаження знаходиться в діапазоні від $-j_0$ до $+j_0$. Максимальна деформація d , яка виникає у елементарному диску товщиною dz , співпадатиме за напрямком з вектором рівнодіючої q .

Визначення геометричних залежностей в поперечному перетині починається зі знаходження радіального зазору в довільному осьовому поздовжньому перетині:

$$D_r = D(1 - \cos j),$$

де D – радіальний зазор,

j – кут відліку.

Зміщення поперечного перетину пінолі у довільному осьовому поздовжньому перетині визначається з виразу:

$$d_j = d \cos j - D_r.$$

Зважаючи на прийняту квадратичну степеневу залежність між зміщенням d_j і тиском p , можна записати:

$$d_j = cp^{0,5},$$

$$p = \frac{d_j^2}{c^2},$$

де c – коефіцієнт пропорційності квадратичної залежності між контактними тисками і деформаціями.

Вертикальні складові тисків будуть описуватися виразом:

$$p_{\text{в}} = p \cos j = \frac{d_j^2 \cos j}{c^2}.$$

Рівнодіюча розподіленого навантаження q в плоскому перетині визначається шляхом інтегрування вертикальних складових тисків по дузі контакту пінолі з отвором напрямних корпуса:

$$q = \frac{r}{c^2} \int_{-j_0}^{j_0} (d \cos j - D(1 - \cos j))^2 \cos j \, dj = \frac{r}{c^2} \int_{-j_0}^{j_0} ((d+D) \cos j - D)^2 \cos j \, dj =$$

$$= \frac{r}{c^2} \int_{-j_0}^{j_0} ((d+D)^2 \cos^2 j - 2D(d+D) \cos j + D^2) \cos j \, dj =$$

$$= \frac{r(d+D)^2}{c^2} \int_{-j_0}^{j_0} \cos^3 j \, dj - \frac{2rD(d+D)}{c^2} \int_{-j_0}^{j_0} \cos^2 j \, dj + \frac{rD^2}{c^2} \int_{-j_0}^{j_0} \cos j \, dj =$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{r(d+D)^2}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial \epsilon^2} \sin j - \frac{\sin^3 j}{3} \frac{\partial^3}{\partial j^3} \bigg|_{j=j_0} - \frac{rD(d+D)}{c^2} (j + \cos j \sin j) \bigg|_{-j_0} + \\
&+ \frac{rD^2}{c^2} \sin j \bigg|_{-j_0} = \frac{r(d+D)^2}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial \epsilon^2} \sin j_0 - \frac{\sin^3 j_0}{3} - \sin(-j_0) + \frac{\sin^3(-j_0)}{3} \frac{\partial^3}{\partial j^3} \\
&- \frac{rD(d+D)}{c^2} (j_0 + \cos j_0 \sin j_0 - (-j_0) - \cos(-j_0) \sin(-j_0)) + \\
&+ \frac{rD^2}{c^2} (\sin j_0 - \sin(-j_0)) = \frac{2r(d+D)^2}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial \epsilon^2} \sin j_0 - \frac{\sin^3 j_0}{3} \frac{\partial^3}{\partial j^3} \\
&- \frac{2rD(d+D)}{c^2} (j_0 + \cos j_0 \sin j_0) + \frac{2rD^2}{c^2} \sin j_0,
\end{aligned}$$

де r – радіус пінолі.

Кут j_0 можна визначити з умови, коли $d_{j_0} = 0$:

$$d \cos j_0 - D + D \cos j_0 = 0;$$

$$\cos j_0 (d + D) = D;$$

$$\cos j_0 = \frac{D}{d + D}.$$

З урахуванням даної залежності можна записати:

$$\begin{aligned}
q &= \frac{2r(d+D)^2}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial \epsilon^2} \sin j_0 - \frac{\sin^3 j_0}{3} \frac{\partial^3}{\partial j^3} - \frac{2rD(d+D)}{c^2} (j_0 + \cos j_0 \sin j_0) + \\
&+ \frac{2rD^2}{c^2} \sin j_0 = \frac{2r(d+D)^2}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial \epsilon^2} \sin j_0 - \frac{\sin j_0 \sin^2 j_0}{3} \frac{\partial^3}{\partial j^3} +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{2rD(d+D)}{c^2} (\dot{j}_0 + \cos j_0 \sin j_0) + \frac{2rD^2}{c^2} \sin j_0 = \\
& = \frac{2r(d+D)^2}{c^2} \frac{\ddot{\epsilon}}{\epsilon} \sin j_0 - \frac{\sin j_0 (1 - \cos^2 j_0)}{3} \frac{\ddot{\theta}}{\theta} \\
& - \frac{2rD(d+D)}{c^2} (\dot{j}_0 + \cos j_0 \sin j_0) + \frac{2rD^2}{c^2} \sin j_0 = \\
& = \frac{2r(d+D)^2}{c^2} \frac{\ddot{\epsilon}}{\epsilon} \sin j_0 - \frac{\sin j_0}{3} + \frac{\sin j_0 \cos^2 j_0}{3} \frac{\ddot{\theta}}{\theta} \\
& - \frac{2rD(d+D)}{c^2} (\dot{j}_0 + \cos j_0 \sin j_0) + \frac{2rD^2}{c^2} \sin j_0 = \\
& = \frac{2r}{c^2} \frac{\ddot{\epsilon}}{\epsilon} (d+D)^2 \sqrt{1 - \frac{\ddot{\epsilon} D}{\epsilon d+D} \frac{\ddot{\theta}^2}{\theta}} - \frac{(d+D)^2}{3} \sqrt{1 - \frac{\ddot{\epsilon} D}{\epsilon d+D} \frac{\ddot{\theta}^2}{\theta}} + \\
& + \frac{(d+D)^2}{3} \frac{\ddot{\epsilon} D}{\epsilon d+D} \frac{\ddot{\theta}^2}{\theta} \sqrt{1 - \frac{\ddot{\epsilon} D}{\epsilon d+D} \frac{\ddot{\theta}^2}{\theta}} - D(d+D) \arccos \frac{\ddot{\epsilon} D}{\epsilon d+D} \frac{\ddot{\theta}}{\theta} \\
& - D(d+D) \frac{\ddot{\epsilon} D}{\epsilon d+D} \frac{\ddot{\theta}}{\theta} \sqrt{1 - \frac{\ddot{\epsilon} D}{\epsilon d+D} \frac{\ddot{\theta}^2}{\theta}} + D^2 \sqrt{1 - \frac{\ddot{\epsilon} D}{\epsilon d+D} \frac{\ddot{\theta}^2}{\theta}} \frac{\ddot{\theta}}{\theta} = \\
& = \frac{2r}{c^2} \frac{\ddot{\epsilon}}{\epsilon} \sqrt{1 - \frac{\ddot{\epsilon} D}{\epsilon d+D} \frac{\ddot{\theta}^2}{\theta}} \frac{\ddot{\epsilon}}{\epsilon} (d+D)^2 - \frac{(d+D)^2}{3} + \frac{D^2}{3} - D^2 + D^2 \frac{\ddot{\theta}}{\theta} \\
& - D(d+D) \arccos \frac{\ddot{\epsilon} D}{\epsilon d+D} \frac{\ddot{\theta}}{\theta} = \frac{2r}{c^2} \frac{\ddot{\epsilon}}{\epsilon} \sqrt{1 - \frac{\ddot{\epsilon} D}{\epsilon d+D} \frac{\ddot{\theta}^2}{\theta}} \frac{\ddot{\epsilon}}{\epsilon} \frac{(d+D)^2}{3} + \frac{D^2}{3} \frac{\ddot{\theta}}{\theta} \\
& - D(d+D) \arccos \frac{\ddot{\epsilon} D}{\epsilon d+D} \frac{\ddot{\theta}}{\theta}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - D(d + D) \arccos \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}{\frac{4rD^2}{3c^2} \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}} \sqrt{1 - \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}{\frac{4rD^2}{3c^2} \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}} + \\
& + \frac{2rD^2}{3c^2} \sqrt{1 - \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}{\frac{4rD^2}{3c^2} \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}} - \frac{2rD^2}{c^2} \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}} \arccos \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}{\frac{4rD^2}{3c^2} \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}}
\end{aligned}$$

Відтак:

$$\begin{aligned}
q = & \frac{4rD^2}{3c^2} \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}} \sqrt{1 - \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}{\frac{4rD^2}{3c^2} \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}} + \frac{2rD^2}{3c^2} \sqrt{1 - \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}{\frac{4rD^2}{3c^2} \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}} - \\
& - \frac{2rD^2}{c^2} \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}} \arccos \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}{\frac{4rD^2}{3c^2} \frac{\frac{r}{c} \frac{D}{d+D} \frac{\ddot{\phi}}{\phi}}}. \quad (2.1)
\end{aligned}$$

На другого етапу визначення контактних тисків, що діють на піноль, розглядається картина силового навантаження на неї в поздовжньому перетині. Якщо брати до уваги прийняті допущення, то у загальному випадку осі пінолі та її напрямних будуть перехрещеними. В залежності від дії навантажуючих сил P і F контактні тиски змінної величини, що розподілюються в межах довжини активної ділянки напрямних, будуть локалізуватися по поверхні контакту. Це може бути або дві незв'язаних одна з одною плями контакту, або одна суцільна пляма, що розташована на всій чи на частині довжини активної ділянки напрямних. Як показано вище, межі контакту в перетинах, які є нормальними до осі пінолі, визначаються кутом контакту j_0 . В поздовжньому до осі пінолі напрямку межі контакту визначаються, виходячи з розташування пінолі в напрямних з радіальним зазором D , проте з різними відстанями між осями в кожному такому перетині [9].

Необхідні геометричні залежності будуть визначатися у площині, що розташована нормально до осі напрямних, при уявному зменшенні поперечні

розмірів пінолі і напрямних на габаритний розмір – радіус пінолі r . Таким чином, проєкція пінолі на рис. 2.7 буде представлена відрізком, що відповідає величині проєкції осі пінолі в межах довжини L активної ділянки напрямних. Напрявні будуть представлені колом, що має радіус D . Центр даного кола співпадатиме з віссю Z .

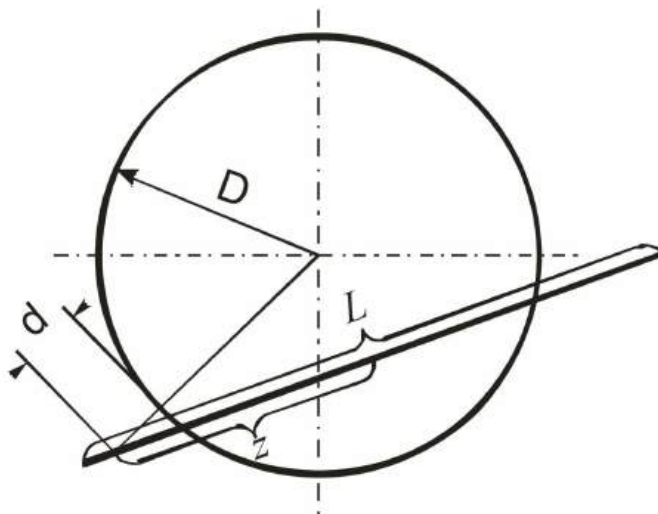


Рисунок 2.7 – Схема уявного зменшення поперечних розмірів пінолі і напрямних

Взаємне положення точок відрізка проєкції осі пінолі та кола радіусом D визначає величину максимальної деформації d , яку буде зазнавати елементарний диск товщиною dz , що взятий відповідно до координати розташування точки на проєкції осі пінолі. Якщо відстань від зазначеної точки до центра показаного кола більша, ніж зазор D , то піноль у даному перетині буде зазнавати контактної деформації максимальною величиною d , у протилежному випадку така контактна деформація відсутня.

Як видно з рис. 2.7, величина максимальної деформації d у кожному перетині пінолі змінна у межах довжини активної ділянки напрямних, відповідним чином буде змінюватися рівнодіюча q , тому у залежності (2.1) величини d і q необхідно представляти як функцію, що залежить від координати z :

$$q(z) = \frac{4rD^2}{3c^2} \frac{\ddot{a}d(z) + D\ddot{\phi}}{\ddot{c}} \sqrt{1 - \frac{\ddot{a}}{\ddot{c}} \frac{D}{D} \frac{\ddot{\phi}^2}{\ddot{\phi}}} + \frac{2rD^2}{3c^2} \sqrt{1 - \frac{\ddot{a}}{\ddot{c}} \frac{D}{D} \frac{\ddot{\phi}^2}{\ddot{\phi}}} -$$

$$- \frac{2rD^2}{c^2} \frac{\ddot{a}d(z) + D\ddot{\phi}}{\ddot{c}} \frac{D}{D} \frac{\ddot{\phi}}{\ddot{\phi}} \arccos \frac{\ddot{a}}{\ddot{c}} \frac{D}{D} \frac{\ddot{\phi}}{\ddot{\phi}} \quad (2.2)$$

Для визначення величини максимальної деформації d і закону її зміни вздовж осі Z необхідно розглянути положення осі пінолі в двох взаємоперпендикулярних площинах, що перетинають вісь Z , як представлено на рис. 2.8. Нехай це будуть площини XOZ та YOZ .

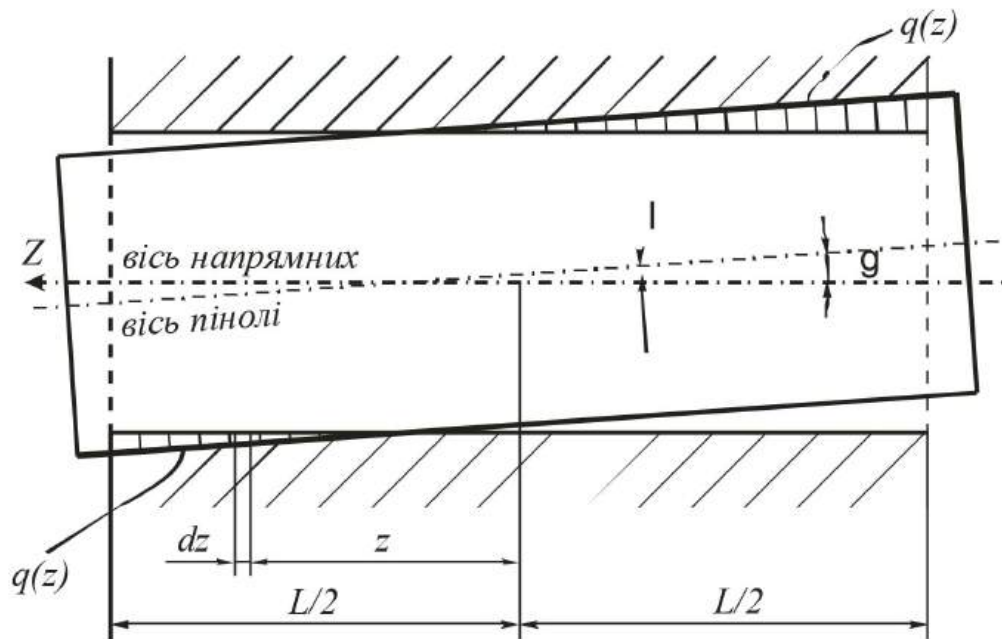


Рисунок 2.8 – Деформація напрямних у поздовжньому перетині

У площині XOZ положення точок осі пінолі буде визначатися рівнянням прямої:

$$x = l_x + g_y z,$$

де l_x – зміщення осі пінолі по осі X у початковому перетині;

g_y – кут нахилу осі пінолі навколо осі Y у розглядаємій площині XOZ .

У площині YOZ положення точок осі пінолі буде визначатися рівнянням прямої:

$$y = l_y + g_x z,$$

де l_y – зміщення осі пінолі по осі Y у початковому перетині;

g_x – кут нахилу осі пінолі навколо осі X у розглядаємій площині YOZ .

Отже, відстань між віссю пінолі та віссю Z у кожному перетині, що визначається координатою z , буде відповідати геометричній сумі координат точок осі пінолі у площині XOY , а максимальна деформація d буде визначатися як функція по координаті z , причому від'ємних значень дана функція набувати не може:

$$d(z) = \begin{cases} \sqrt{(l_x + g_y z)^2 + (l_y + g_x z)^2} - D, & \text{якщо } \sqrt{(l_x + g_y z)^2 + (l_y + g_x z)^2} - D > 0 \\ 0, & \text{якщо } \sqrt{(l_x + g_y z)^2 + (l_y + g_x z)^2} - D < 0 \end{cases}$$

Контактні тиски представляють собою реактивне навантаження, яке в свою чергу повинно бути врівноважене прикладеними зовні до пінолі силами та моментами. Проекції контактних тисків на осі X і Y та їх моменти відносно зазначених осей будуть дорівнювати інтегралам від проекцій рівнодіючої $q(z)$ та моментів від цих проекцій в межах довжини активної ділянки напрямних, причому даний проміжок буде визначений від $-L/2$ до $+L/2$. Результат представлено системою залежностей (2.3).

$$\left. \begin{aligned}
& - P \sin b_P \cos a_P - F \sin b_F \cos a_F = \int_{-L/2}^{L/2} \frac{q(z) \times (l_x + g_y z) \times dz}{\sqrt{(l_x + g_y z)^2 + (l_y + g_x z)^2}}; \\
& - P \sin b_P \sin a_P - F \sin b_F \sin a_F = \int_{-L/2}^{L/2} \frac{q(z) \times (l_y + g_x z) \times dz}{\sqrt{(l_x + g_y z)^2 + (l_y + g_x z)^2}}; \\
& P \sin b_P \sin a_P b_P - P \cos b_P \sin a_P a_P + F \sin b_F \sin a_F b_F + \\
& + F \cos b_F \sin a_F a_F - m R_y r = \int_{-L/2}^{L/2} \frac{q(z) \times (l_y + g_x z) \times dz}{\sqrt{(l_x + g_y z)^2 + (l_y + g_x z)^2}}; \\
& - P \sin b_P \cos a_P b_P + P \cos b_P \cos a_P a_P - F \sin b_F \cos a_F b_F - \\
& - F \cos b_F \cos a_F a_F + m R_x r = \int_{-L/2}^{L/2} \frac{q(z) \times (l_x + g_y z) \times dz}{\sqrt{(l_x + g_y z)^2 + (l_y + g_x z)^2}} dz.
\end{aligned} \right\} (2.3)$$

Наявність сил тертя означає, що сила технологічного опору P та сила подачі F не будуть рівними, відповідно не будуть рівними їх проєкції на вісь Z . Різниця між зазначеними проєкціями визначатиметься втратами на тертя. При визначенні проєкцій сил тертя на вісь Z необхідно враховувати, що сили тертя виникатимуть на всій площині контакту, а отже необхідно визначити сумарну величину контактних тисків. Для цього необхідно проінтегрувати рівнодіючу $q(z)$ розподіленого по дузі навантаження по всій довжині L активної ділянки напрямних. Рівняння проєкцій сил на вісь Z у такому випадку набуває наступний вигляд:

$$- P \cos b_P + F \cos b_F - m \int_{-L/2}^{L/2} q(z) dz = 0. \quad (2.4)$$

Таким чином, співвідношення між силою подачі F і силою технологічного опору P визначається із системи рівнянь (2.3) і (2.4). В такому випадку одну із сил необхідно задавати на початку розрахунку, а значення іншої буде знаходитися в результаті проведених обчислень. Знайдене співвідношення характеризує ефективність пінольного механізму за навантажувальною здатністю, для оцінки якої можна використовувати коефіцієнт передачі сил [12]:

$$e = \frac{F}{P}. \quad (2.5)$$

Представлена система рівнянь (2.3) – (2.5) реалізована в пакеті прикладних програм Mathematica [9, 10] за допомогою блоку розв'язку систем нелінійних рівнянь методом січних з попереднім вибором наближених значень невідомих та ітераційним наближенням точності розрахунків миттєвого коефіцієнта передачі сил e до необхідної величини. Результатом розрахунків є зміщення осі пінолі відносно осі напрямних l_x, l_y в площині XOY , кути відхилення осі пінолі відносно осі Z g_x, g_y та коефіцієнт e . Знаючи зміщення осі пінолі в початковому положенні, відхилення осі пінолі відносно осі напрямних по осям X та Y можна розрахувати у довільній площині, розташованій на відстані z від початкової:

$$S_x = l_x + g_y z,$$

$$S_y = l_y + g_x z.$$

Приведене відхилення визначається з виразу:

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_y^2}. \quad (2.6)$$

Приведений кут відхилення визначається аналогічно геометричною сумою:

$$g = \sqrt{g_x^2 + g_y^2}. \quad (2.7)$$

Знайдені параметри дозволяють застосуванням у зворотному порядку розрахувати величину контактних тисків, що виникають у стику пінолі з напрямними.

Кожен із знайдених параметрів дозволяє провести аналіз навантажувальної здатності пінольного механізму та точності положення пінолі в напрямних окремо. Важливо користуватися таким показником, який дозволяє проводити оцінку вказаних вихідних характеристик пінольного механізму одночасно. У якості такого показника обираємо коефіцієнт ефективності пінольного механізму [4]. Він представляє собою суму добутків приведенного відхилення осі пінолі, коефіцієнта передачі сил та максимальних контактних тисків з відповідними показниками степенів при кожному з них, взятих у кожній точці сукупної області варіювання вхідних параметрів схеми навантаження, та має наступний вигляд:

$$k_{enl} = \frac{\prod_{i=1}^n S^{k_s} \times e^{k_e} \times p_{кон}^{k_p}}{n}, \quad (2.8)$$

де n – кількість точок дискретизації області варіювання вхідних параметрів,

i – порядковий номер точки в області варіювання вхідних параметрів,

k_s – показник степені, що враховує вагу приведенного відхилення осі пінолі у конкретних умовах процесу обробки,

k_e – показник степені, що враховує вагу втрат на тертя у конкретних умовах процесу обробки,

k_p – показник степені, що враховує вагу максимальних контактних тисків у конкретних умовах процесу обробки,

$p_{кон}$ – максимальні контактні тиски в напрямних за даних умов навантаження.

2.6 Визначення координат прикладення сили подачі

З робіт [1, 4] відомо, що найбільшим одночасним впливом на вихідні характеристики пінольного механізму володіють такі параметри, як довжина активної ділянки напрямних та координати прикладення сили подачі. Дані розрахунки будуть обмежені визначенням раціональних значень кута нахилу похилих площин, через які відбувається передача сили подачі. Більшість конструктивних параметрів схеми навантаження, що розроблена в попередньому пункті, визначаються конструкцією силової головки і їх заміна в завдання цієї роботи не входить. Кресленик силової головки дозволяє обрати наступні величини конструктивних параметрів схеми навантаження:

довжина активної ділянки напрямних $L = 436$ мм;

радіус пінолі $r = 52$ мм;

радіальний зазор $D = 0.005$ мм (обрано середню експлуатаційну величину);

коефіцієнт тертя $m = 0.12$ (з довідникових джерел, наприклад, [12]);

коефіцієнт пропорційності у степеневій залежності між контактними тисками і деформаціями $c = 0.0022$ [10];

ексцентриситет прикладення сили подачі $a_F = 135$ мм.

Необхідно визначити параметри силового навантаження зі сторони умовного процесу механічної обробки, що сприймається шпинделем, а відтак і піноллю. Нехай на пінольний механізм діє сила технологічного опору величиною 5000 Н, яка нахилена під кутом до осі пінолі $b_p = 2,86^\circ$, що походить від обраного співвідношення між радіальною і осьовою складовими

зазначеної сили P на рівні 0,05. Виліт b_P площини розташування радіальної складової сили P_R по відношенню до координатної площини XOY з урахуванням потенційної довжини інструменту прийнято рівним 380 мм. Ексцентриситет a_P прикладення осьової складової сили P_O буде рівним 0.05 мм.

Серед прийнятих координат прикладення сили подачі F залишилися невизначеними кут нахилу b_F до осі пінолі та виліт b_F площини прикладення радіальної складової F_R відносно координатної площини XOY . У запропонованій конструкції силової головки при русі пінолі вильоти площин прикладення радіальних складових зовнішньоприкладених сил змінюватимуться на однакову величину. Початкову величину вильоту b_F згідно кресленика силового модуля зафіксовано на рівні –62 мм. При проведенні комп'ютерного дослідження величини b_P і b_F будуть дискретно збільшуватися з кроком 10 мм на всьому діапазоні робочого ходу 100 мм. Це зробить можливим визначення раціональної величини кута нахилу сили подачі до осі пінолі на протязі всього її робочого ходу.

У якості цільової функції комп'ютерного дослідження для визначення раціональної величини кута b_F обрано коефіцієнт ефективності пінольного механізму [4]. Розрахунок добутку складових зазначеного коефіцієнта (2.8) відбуватиметься в кожній точці сукупної області варіювання вхідних параметрів схеми навантаження. У даному випадку це буде два взаємопов'язані параметри. В нашій роботі вагові показники степені у формулі (2.8) будуть рівні одиниці.

Досягнення мінімуму показника ефективності пінольного механізму є цільовим критерієм пошуку раціональних значень параметрів пінольного механізму, що забезпечить визначений баланс між точністю положення пінолі в напрямних та навантажувальною здатністю зазначеного механізму. Необхідність пошуку мінімальних значень коефіцієнту ефективності пінольного механізму впливає з математичної сутті складових залежності (2.8). Графік залежності величини коефіцієнту k_{enm} від кута нахилу b_F сили

подачі F при дискретній зміні вильотів b_P і b_F з кроком в 10 мм на довжині ходу пінолі 100 мм показано на рис. 2.9.

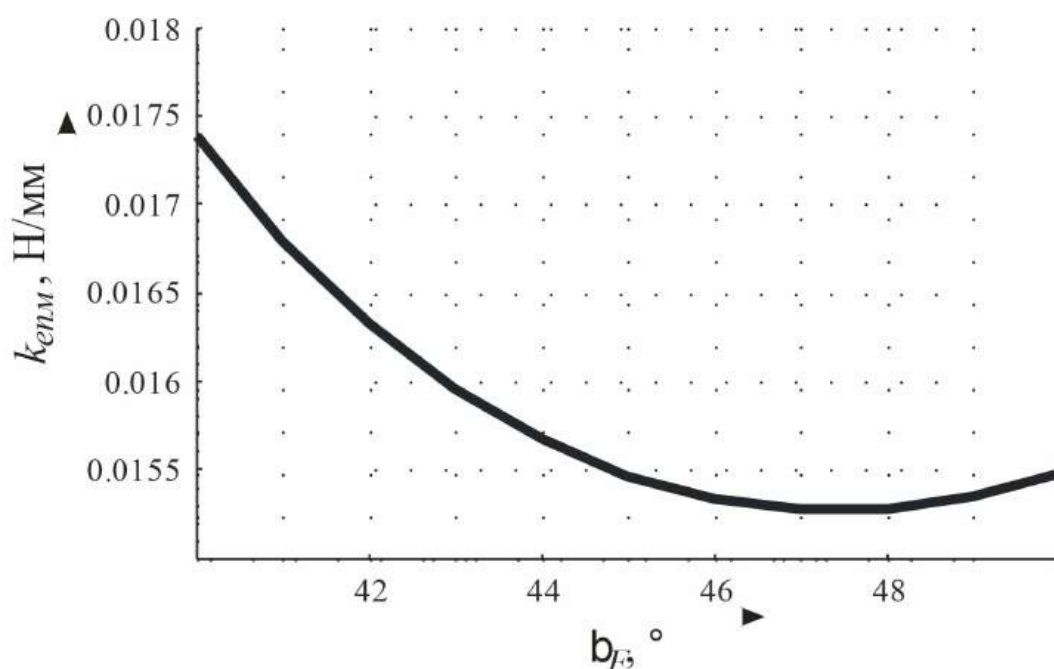


Рисунок 2.9 – Залежність коефіцієнта $k_{епм}$ від кута нахилу сили подачі

На представленому графіку спостерігається мінімум коефіцієнту ефективності пінольного механізму при величині кута нахилу сили подачі, що становить 47° . Дане значення буде оптимальним з точки зору забезпечення раціонального балансу між вихідними характеристиками пінольного механізму як вихідного органу приводу подачі. Таке велике значення кута нахилу сили подачі можна пояснити тим, що в розробленій конструкції силової головки значення ексцентриситету прикладення сили подачі внаслідок використання гвинтової передачі є також великим і спричиняє початкове велике перекошення пінолі в напрямних. Для подолання негативних наслідків, спричинених таким перекосом, виявилось потрібним більш сильне притиснення пінолі до напрямних.

Подальшими розрахунками встановлено, що за прийнятої конструкції силової головки максимальне значення сили технологічного опору, яке здатен сприймати пінольний механізм, становить 7200 Н. При цьому привід

подачі повинен розвивати силу подачі на рівні 10600 Н. У такому випадку зростання навантажувальної здатності в порівнянні з оригінальною конструкцією без передачі сили подачі по похилим площинам становить 1,38 разів, при цьому втрати на тертя зростають в 1,33 рази. Внаслідок застосування раціональних величин параметрів схеми навантаження спостерігається зменшення похибки приведенного відхилення осі пінолі в 1,59 раз.

ВИСНОВКИ

У даній випускній кваліфікаційній роботі освітнього ступеня «бакалавр» розв'язане важливе дослідно-конструкторське завдання розробки силової головки з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні для створення раціональних умов функціонування вихідного органу приводу подачі і підвищення вихідних характеристик силового вузла. Для вирішення поставленого завдання було розв'язано наступні задачі:

- проведення аналізу існуючих схем навантаження силових головок пінольного типу;
- розробка конструкції силової головки з механізмом поздовжньої подачі з передачею сили по похилій поверхні;
- синтез просторової схеми навантаження пінольного механізму;
- розробка математичної моделі функціонування пінольного механізму на основі застосування коефіцієнту його ефективності;
- визначення раціональних величин конструктивних параметрів механізму поздовжньої подачі.

В ході аналізу існуючих схем навантаження силових головок пінольного типу виявлено ряд їх недоліків. Варіанти з ексцентричним прикладенням сили подачі по відношенню до осі пінолі мають великі моменти від сили подачі, що викликає зростання перекосу пінолі в напрямних, тобто збільшується кут такого перекосу, що в свою чергу негативно позначатиметься на точності обробки. Зростають також контактні тиски в напрямних, що суттєво обмежує навантажувальну здатність пінольного механізму, наслідком чого є зниження продуктивності обробки. Проте у схем силових головок з співвісним розташуванням вектору сили подачі та осі пінолі наявні свої специфічні недоліки. Навантажувальна здатність таких силових вузлів є безсумнівно вищою в порівнянні з ексцентричними схемами навантаження пінольних механізмів, проте

точність обробки такими силовими головками суттєво поступається, оскільки при співвісному розташуванні вектору сили подачі та осі пінолі відсутні будь-які силові фактори, що компенсують негативні прояви радіальних складових, які безумовно виникають в процесі механічної обробки, і впливають на пінольний механізм.

Запропонована конструкція силової головки дозволяє направляти силу подачі під необхідним кутом до осі пінолі завдяки використанню у приводі подачі двох деталей з робочими похилими гранями. Це дозволяє притискати піноль до напрямних, внаслідок чого знижуються контактні тиски та зменшується кут відхилення осі пінолі від заданого. Синтезована просторова схема навантаження пінольного механізму та створена на її основі математична модель його функціонування дозволила встановити раціональну величину кута нахилу сили подачі до осі пінолі. За прийнятих умов ця величина визначена на рівні 47° , що дозволяє очікувати зростання навантажувальної здатності силової головки в порівнянні з оригінальною конструкцією без передачі сили подачі по похилим площинам у 1,38 раз та зменшення похибки приведенного відхилення осі пінолі в 1,59 раз. При цьому втрати на тертя зростають в 1,33 рази, тобто подальше збільшення кута нахилу сили подачі до осі пінолі матиме все більші негативні наслідки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1) Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х част. Під ред. Ю.М. Кузнецова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003 р.
- 2) Синтез силових вузлів агрегатно-модульного технологічного обладнання : автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.03.01 / Крижанівський Володимир Андрійович ; Національний технічний ун-т України "Київський політехнічний ін-т". - К., 2001. - 36 с.
- 3) Підвищення навантажувальної здатності силових вузлів блочного типу для агрегатних верстатів : автореф. дис... канд. техн. наук: 05.03.01 / Кириченко Андрій Миколайович ; Кіровоградський держ. технічний ун-т. - Кіровоград, 2001. - 17 с.
- 4) Підвищення точності і навантажувальної здатності пінольних механізмів агрегатно-модульного технологічного обладнання [Текст] : автореф. дис... канд. техн. наук: 05.03.01 / Гречка Андрій Іванович ; Кіровоградський національний технічний ун-т. - Кіровоград, 2008. - 20 с.
- 5) Крижанівський В.А. Структурно-схемний аналіз традиційних структур силових вузлів агрегатних верстатів // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (напрямок "Інженерна механіка") – Луцьк: Луцький державний технічний університет, 1999. – Вип.6. – с. 6-10.
- 6) Пат. на кор. модель 63901 Україна, МПК В23Q 37/00 (2011.01). Пінольний вузол /Гречка А.І., Онопа В.А., Богатирьов Д.В.; заявник і патентовласник Кіровоградський національний технічний університет. - № u201103263; заявл. 21.03.2011; опубл. 25.10.2011, Бюл. № 20.
- 7) Гречка А.І. Дослідження навантажувальної здатності пінольних механізмів з урахуванням контактних деформацій / А.І. Гречка // Зб. наук. праць КДТУ : техніка у сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2003. – № 12. – С. 172-179.
- 8) Небога, А. Л. Синтез математичної моделі умов функціонування пінольних механізмів з двома циліндричними напрямними різних діаметрів /

А. Л. Небога, А. І. Гречка // Наукові записки : зб. наук. пр. - Кіровоград : КНТУ, 2011. - Вип. 11, ч. 2. - С. 95-99.

9) Кириченко А.М. Математична модель функціонування пінольних механізмів силових вузлів металорізальних верстатів / А.М. Кириченко, А.І. Гречка // Зб. наук. праць КНТУ : техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2005. – № 16 – С. 140-148.

10) Кириченко А.М. Перевірка адекватності математичної моделі функціонування пінольних механізмів / А.М. Кириченко, А.І. Гречка // Зб. наук. праць КНТУ : техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2007. – № 19 – С. 87-94.

11) Опір матеріалів: Підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський; За ред. Г. С. Писаренка. — 2-ге вид., допов. і переробл. — К.: Вища шк., 2004. - 655 с.: іл.

12) Павловський, М. А. Теоретична механіка : навчальне видання / М. А. Павловський – Київ: Техніка, 2002. - 511 с.

13) Крижанівський В.А. Оцінка умов функціонування пінольних вузлів з багатокомпонентними схемами навантаження / В.А. Крижанівський, А.І. Гречка // Зб. наук. праць КДТУ : техніка у сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2003. – № 13. – С. 205-211.

14) Крижанівський В.А. Синтез схем навантаження виконавчих органів приводу подачі силових вузлів моноблочного типу агрегатних верстатів на основі загальної схеми навантаження // Збірник праць КДТУ, 2000. – с. 7.

15) Стандарт вищої освіти України бакалаврського рівня. Галузь знань 13 Механічна інженерія. Спеціальність 131 Прикладна механіка. [Електронний ресурс].

<https://mon.gov.ua/storage/app/media/vishchaosvita/zatverdzeni%20standarty/2019/06/25/131-prikladna-mekhanika-bakalavr.pdf>

16) Боровик О. В., Малашин М. О. Довідник з креслення. Стандарти ISO : навчально-методичний посібник. Хмельницький: Видавництво НАДПСУ. 2014. 104 с.

17) ДСТУ ISO 128-1:2005 Технічні Кресленики. Загальні принципи оформлення. [Чинний від 2019–01–01]. Київ, 2018.

18) Струтинський В.Б., Мельничук П.П. Математичне моделювання металорізальних верстатів. – Житомир, ЖІТІ, 2002. – 570 с.

19) Гречка, А. ., & Пузирьов, О. . (2026). Інноваційні підходи до підвищення ефективності процесів механічної обробки деталей. Технічні науки та технології, (4 (42), 55–62. [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2025-4\(42\)-55-62](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2025-4(42)-55-62)

20) Puzyrov O. , Grechka A. , Pavlova O. Economic efficiency of implementing agile systems for technical documentation management in mechanical engineering. Ukrainian Journal of Applied Economics and Technology. 2026. №1. 100-103 pp. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2026-1-18>

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
		<u>Документація загальна</u>			
		<i>Розроблена вперше</i>			
		<i>Складальне креслення</i>		*1 арк. ф. А2х4 2 арк. ф. А1	
				2 арк. ф. А2х3	
		<u>Складальні одиниці</u>			
1		<i>Передача гвинт-гайка</i>	1		
2		<i>Піноль</i>	1		
3		<i>Напрямна передня</i>	1		
		<u>Деталі</u>			
11		<i>Корпус</i>	1		
12		<i>Кронштейн передньої опори передачі</i>			
		<i>гвинт-гайка</i>	1		
13		<i>Корпус передньої опори передачі гвинт-гайка</i>	1		
14		<i>Кільце мастилоутримуюче</i>	2		
15		<i>Прокладка клину</i>	1		
16		<i>Клин</i>	1		
17		<i>Шпонка пінолі</i>	1		
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА	Андрій КРИЖАНІВСЬКИЙ	Андрій ГРЕЧКА	1:1
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний	
		Головка силова		КРБ.ПМ.26.38.13.00.00	
				А	2026-01-06 uk 1/5

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
18		Корпус задньої опори			
		передачі гвинт-гайка	1		
19		Кронштейн двигуна			
		приводу подачі	1		
20		Напрямна задня	1		
21		Кронштейн вузла			
		веденого шківa	1		
22		Пластина з'єднувальна	1		
23		Корпус вузла веденого			
		шківa	1		
24		Вал шліцьовий	1		
25		Кільце над манжетою 45	1		
26		Кільце між підшипниками			
		46207	1		
27		Втулка під манжету 45	1		
28		Реборда веденого шківa	2		
29		Шків ведений	1		
30		Кільце до реборди	1		
31		Кільце до реборди	1		
32		Реборда ведучого шківa	2		
33		Шків ведучий	1		
34		Вал ведучого шківa	1		
35		Корпус вузла ведучого			
		шківa	1		
36		Втулка під манжету 50	1		
37		Кільце над манжетою 50	1		
38		Кільце між підшипниками			
		109	1		
39		Кожух корпуса	1		
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА	Андрій КРИЖАНІВСЬКИЙ	Андрій ГРЕЧКА	1:1
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний	
		Головка силова		КРБ.ПМ.26.38.13.00.00	
				А	2026-01-06 uk 2/5

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
40		Кожух зубчасто-пасової			
		передачі			
		<u>Стандартні вироби</u>			
51		Болт М10-6gx40			
		ГОСТ 7798-70	4		
53		Гайка М10-6Н			
		ГОСТ 5916-70	4		
		Гайки ГОСТ 12460-67			
55		7003-0135	2		
56		7003-0140	1		
57		7003-0144	1		
		Гвинти ГОСТ 11738-84			
59		М8-6gx30	4		
60		М10-6gx20	2		
61		М10-6gx30	2		
62		М10-6gx40	4		
63		М10-6gx45	8		
64		М10-6gx80	4		
65		М12-6gx30	2		
66		М14-6gx35	4		
67		М14-6gx50	4		
69		Гвинт М4-6gx6			
		ГОСТ 17473-80	22		
		Кільця ГОСТ 13941-86			
71		А72	1		
72		А75	1		
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА	Андрій КРИЖАНІВСЬКИЙ	Андрій ГРЕЧКА	1:1
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний	
		Головка силова		КРБ.ПМ.26.38.13.00.00	
				А	2026-01-06 uk 3/5

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
		Манжети ГОСТ 8752-79			
74		1.1-45x65-1	2		
75		1.1-50x70-1	2		
77		Підшипник 46207			
		ГОСТ 831-75	2		
78		Підшипник 8204Н			
		ГОСТ 7872-89	2		
79		Підшипник 109			
		ГОСТ 8338-75	2		
80		Підшипник 7205А			
		ГОСТ 27365-87	4		
		Шайби ГОСТ 6402-70			
82		8БрКМц3-1	4		
83		10БрКМц3-1	38		
84		12БрКМц3-1	2		
85		14БрКМц3-1	8		
87		Шайба А10			
		ГОСТ 6958-78	2		
89		Шпонка 10x8x45			
		ГОСТ 23360-78	2		
		Штифти ГОСТ 12207-79			
91		8x80	2		
92		10x30	2		
93		10x40	2		
94		10x45	2		
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА	Андрій КРИЖАНІВСЬКИЙ	Андрій ГРЕЧКА	1:1
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний	
		Головка силова		КРБ.ПМ.26.38.13.00.00	
				А	2026-01-06 uk 4/5

[illegible]