

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

«Допущено до захисту»  
Завідувач кафедри ММіР  
к.т.н., доцент  
\_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти  
на тему:

**«Розробка двохгвинтового приводу  
подачі з перерозподілом сил та  
циліндричною піноллю»**

Виконав здобувач вищої освіти IV-го  
курсу групи ПМ-22мб-3  
ОПП «Прикладна механіка»  
спеціальності 131 «Прикладна  
механіка»

\_\_\_\_\_ Олександр ЛЯДСЬКИЙ

Керівник роботи к.т.н., доцент  
\_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА

Рецензент:

\_\_\_\_\_

## Центральноукраїнський національний технічний університет

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

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри ММіР  
\_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

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

Лядському Олександрю Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка двохгвинтового приводу подачі з перерозподілом сил та циліндричною піноллю

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

3. Строк подання роботи до захисту 01 червня 2025 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: розробка механізму варіаторного перемикання діапазону коробки швидкостей верстата для розширення загального діапазону зміни частот обертання шпинделя.

Завдання:

- аналіз існуючих конструкцій силових вузлів з приводом подачі пінольного типу, в тому числі і з перемінною структурою приводу;
- аналіз існуючих конструкцій диференціалів, що самоблокуються різницею крутних моментів на вихідних ланках;
- розробка конструкції силового вузла з двохгвинтовим механізмом приводу подачі пінолі та диференціалом, що самоблокується різницею крутних моментів на вихідних ланках;
  - виконання необхідних проектних та перевірочних розрахунків, що забезпечують та підтверджують працездатність запропонованої конструкції.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд та огляд літературних джерел.	17.03	вик.
2.	Створення ескізного проєкту вузла.	27.03	вик.
3.	Виконання проектних і перевірочних розрахунків.	17.04	вик.
4.	Розробка складальних креслень.	17.05	вик.
5.	Оформлення пояснювальної записки.	27.05	вик.
6.	Оформлення презентації роботи.	31.05	вик.
7.	Здача роботи на кафедрі та перевірка на антиплагіат.	01.06	вик.

Дата видачі завдання « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

Здобувач вищої освіти \_\_\_\_\_ Олександр ЛЯДСЬКИЙ  
(підпис)

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА  
(підпис)

## Анотація

ЛЯДСЬКИЙ Олександр. Розробка двохгвинтового приводу подачі з перерозподілом сил та циліндричною піноллю. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2025. – 52 с. Матеріали презентації 4 іл.

Запропоновано конструкцію силового вузла з двохгвинтовим механізмом приводу подачі циліндричної пінолі та пристроєм перерозподілу сил у вигляді диференціалу, що самоблокується різницею крутних моментів на вихідних ланках. Запропоноване рішення призводить до зниження втрат на тертя пінолі в напрямних та стабілізації її положення. Проведені проектні та перевірочні розрахунки основних деталей та вузлів двохгвинтового приводу подачі.

Актуальність: вирішення задачі зменшення перекосу пінолі в напрямних шляхом перерозподілу складових сил подачі.

Практичне значення: запропоновано конструкцію силового вузла з двохгвинтовим механізмом приводу подачі циліндричної пінолі, виконано необхідні проектні і перевірочні розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції зазначеного механізму.

Ключові слова: диференціал torsen, привід подачі, піноль.

## Summary

LIADSKYI Oleksandr. Development of a twin-screw feed drive with force redistribution and a cylindrical quill. Qualification work at the first (bachelor's) level of higher education: CUNTU, 2025. – 52 p. Presentation materials 4 il.

It is proposed a design of a power unit with a twin-screw drive mechanism for feeding a cylindrical quill and a force redistribution device in the form of a differential that is self-locking by the difference in torques on the output links. The proposed solution leads to a reduction in friction losses of the quill in the guides and stabilization of its position. The design and verification calculations of the main parts and components of the main drive have been carried out.

Topicality: solving the problem of reducing the quill skew in the guides by redistributing the components of the feed forces.

Practical significance: It is proposed a design of a power unit with a twin-screw drive mechanism for feeding a cylindrical quill, the necessary design and verification calculations have been performed, confirming the operability of the proposed design of the specified mechanism.

Keywords: torsen differential, feed drive, quill.

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

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

до кваліфікаційної роботи на тему:

# **«Розробка двохгвинтового приводу подачі з перерозподілом сил та циліндричною піноллю»**

**КРБ.ПМ.25.65.23.00.00 ПЗ**

Виконав здобувач вищої освіти IV-го  
курсу групи ПМ-22мб-3  
ОПП «Прикладна механіка»  
спеціальності 131 «Прикладна  
механіка»

\_\_\_\_\_ Олександр ЛЯДСЬКИЙ

Керівник роботи к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА

## ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ СИЛОВИХ ВУЗЛІВ. ПЕРЕРОЗПОДІЛ СИЛ У ПРИВОДІ ПОДАЧІ	10
1.1 Методи підвищення ефективності силових вузлів технологічного обладнання	10
1.2 Силові головки з перерозподілом сил для руху подачі	14
1.3 Диференціали, що самоблокуються	19
1.4 Мета і задачі роботи	23
РОЗДІЛ 2 КОНСТРУЮВАННЯ СИЛОВОГО ВУЗЛА	25
2.1 Застосування диференціалу, що самоблокується, у приводі подачі силового вузла	25
2.2 Розрахунки зубчастих передач	29
ВИСНОВКИ	49
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	51

## ВСТУП

**Актуальність роботи.** Ефективні шляхи удосконалення і підвищення рівня технічних та економічних показників технологічного обладнання слід шукати не тільки в раціональному конструюванні силових вузлів, але й у пошуку нових підходів щодо структури приводів, зокрема і приводу подач, раціональних схем навантаження їх виконавчих органів, що здатні забезпечити суттєве підвищення їхніх вихідних параметрів.

Застосування диференційних механізмів для удосконалення приводу подач – відомий підхід щодо удосконалення силових вузлів технологічного обладнання. На практиці запропоновано ряд рішень на рівні винаходів та практичних зразків з використанням перемінної структури приводу, в яких застосована несамогальмівна гвинтова передача є по суті диференційним механізмом. Однак, на відміну від несамогальмівної гвинтової передачі, в якій додаткова сила подачі створюється при наявності прикладеного моменту опору, диференціал, що самоблокується різницею крутних моментів на вихідних ланках, є самоврядним механізмом, який дозволяє перерозподіляти потоки потужності, дозволяючи прикладати до більш навантаженої гвинтової передачі більшу частину загального крутного моменту.

Застосування в приводах подач самоврядних механізмів, що дозволяють зменшити перекоп пінолі в напрямних силових вузлів технологічного обладнання та знизити негативний силовий вплив з боку процесу обробки на вихідний орган приводу подачі має практичну цінність.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є розробка двохгвинтового приводу подачі з перерозподілом сил та циліндричною піноллю для зменшення її перекопсу в напрямних силових вузлів технологічного обладнання та зниження негативного силового впливу з боку процесу обробки на вихідний орган приводу подачі шляхом оснащення останнього диференціалом, що самоблокується різницею крутних моментів на вихідних

ланках, в якості яких виступають дві гвинтові передачі, пов'язані з піноллю.

Поставлена мета досягнута шляхом вирішення таких задач:

- аналіз існуючих конструкцій силових вузлів з приводом подачі пінольного типу, в тому числі і з перемінною структурою приводу;
- аналіз існуючих конструкцій диференціалів, що самоблокуються різницею крутних моментів на вихідних ланках;
- розробка конструкції силового вузла з двохгвинтовим механізмом приводу подачі пінолі та диференціалом, що самоблокується різницею крутних моментів на вихідних ланках;
- виконання необхідних проектних та перевірочних розрахунків, що забезпечують та підтверджують працездатність запропонованої конструкції.

*Практичне значення* – запропоновано конструкцію силового вузла з двохгвинтовим механізмом приводу подачі циліндричної пінолі, виконано необхідні проектні і перевірочні розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції зазначеного механізму.

# РОЗДІЛ 1

## ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ СИЛОВИХ ВУЗЛІВ.

### ПЕРЕРОЗПОДІЛ СИЛ У ПРИВОДІ ПОДАЧІ

#### 1.1 Методи підвищення ефективності силових вузлів технологічного обладнання

Основні параметри, що визначають техніко-економічні показники технологічного обладнання, прийнято розділяти на два рівні [1]:

I рівень включає продуктивність і точність обробки, функціональну і технологічну надійність, які визначають його технологічні і функціональні можливості.

II рівень включає довговічність, ремонтоздатність, гнучкість, тобто можливість адаптації при зміні параметрів виробу, і собівартість, що визначають його експлуатаційні показники.

Аналіз результатів проведених в нашій країні та за її межами наукових досліджень і експериментально-виробничих, конструкторських розробок дозволив установити наступні тенденції розвитку технологічного обладнання:

- 1) підвищення продуктивності і технологічної надійності обробки;
- 2) розширення складу уніфікованих вузлів для компоновки верстатів відповідно до вимог замовника;
- 3) підвищення рівня концентрації операцій на основі застосування силових вузлів підвищеної жорсткості і навантажувальної здатності;
- 4) підвищення рівня гнучкості, функціональних і технологічних можливостей за рахунок застосування револьверних бабок і насадок, змінних багатопшпіндельних насадок і коробок, багатогоординатних силових вузлів, поворотних шпіндельних модулів і насадок.

Вивчаючи проектно-конструкторські розробки, тенденції розвитку конструкцій і систем керування технологічного обладнання в нашій країні та

за кордоном, можна простежити наступну залежність: чим вище рівень гнучкості системи ЧПУ, тим вище рівень гнучкості самого технологічного обладнання, за умови оснащення його багатокординатними силовими вузлами з приводами, що забезпечують безступінчасту зміну швидкості руху.

По ступені гнучкості системи керування технологічного обладнання, що застосовується в машинобудівному і приладобудівному виробництвах, розділяється на три рівні. [1]

I рівень – технологічне обладнання, що має жорсткі системи керування на основі електроконтактних пристроїв, які забезпечують виконання малої кількості заданих циклів роботи.

II рівень – технологічне обладнання, що має мікропроцесорні системи керування циклами його роботи, що вже мають можливість перепрограмування на інший цикл обробки деталей, група яких закріплена за конкретною одиницею технологічного обладнання, тобто побудоване на основі групової технології виробництва деталей при можливості перепрограмування довжин ходів різальних інструментів, наприклад, довжини фрезерування, глибини свердління і т.п.

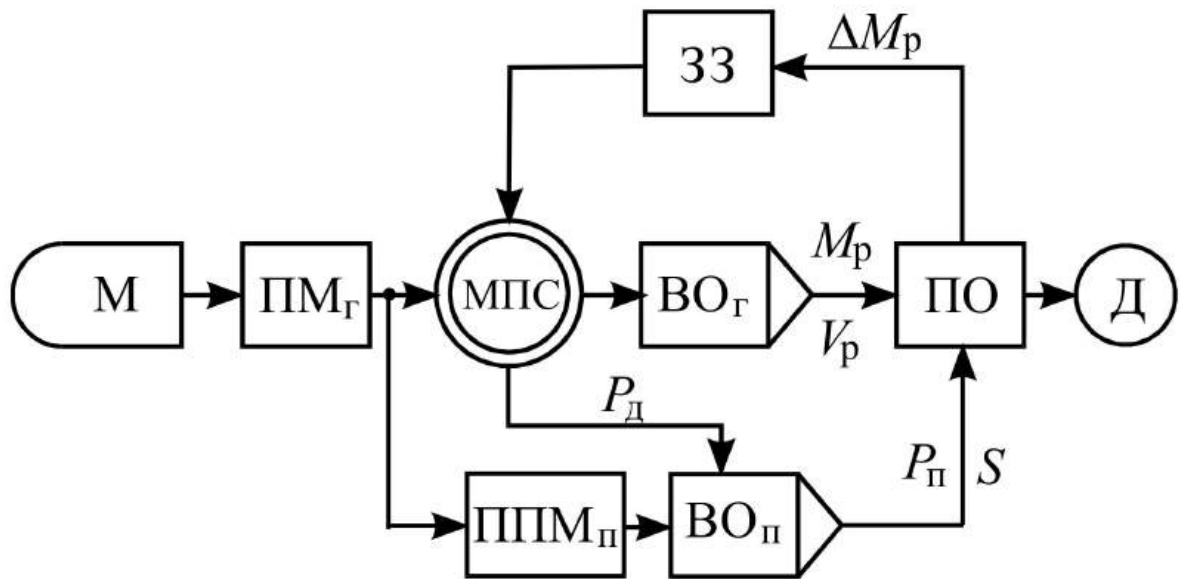
III рівень – технологічне обладнання, що має системи ЧПУ, яке дозволяє перепрограмування параметрів процесу обробки деталі в залежності від вимог до її виготовлення з можливим регулюванням частоти обертання інструментів, робочої подачі, зміни координат оброблюваних поверхонь, швидкостей холостих ходів тощо. Це дозволяє використовувати технологічне обладнання з багатокординатними силовими вузлами з автоматичною зміною одиничних інструментів чи їх комплектів (змінні багатшпindelні коробки і насадки). До того ж передбачені можливості автоматичного розпізнавання об'єктів обробки, корекції положення оброблюваної деталі в робочому просторі верстата, оцінки похибки вузлів верстатів при їх переорієнтації.

Основними шляхами підвищення ефективності технологічного обладнання на нинішньому етапі його розвитку є [1]:

- підвищення продуктивності обробки за рахунок інтенсифікації процесу обробки та/або збільшення ступеня концентрації операцій;
- розширення функціональних і технологічних можливостей за рахунок підвищення гнучкості технологічного обладнання шляхом удосконалення систем його керування або розширення функціональних і технологічних можливостей силових вузлів;
- зменшення сил тертя у напрямних виконавчих органів приводів подачі;
- підвищення коефіцієнту корисної дії;
- зменшення енергетичних витрат на реалізацію процесу обробки;
- зменшення матеріаломісткості конструкцій компонентів технологічного обладнання;
- зменшення габаритів та займаної площі;
- пошук нових структур приводів технологічного обладнання і їх компонентів на основі перемінної чи паралельної кінематичної структури.

Отже, подальше підвищення ефективності силових вузлів варто шукати в зміні структури приводу. Створення перемінної структури приводу дозволяє змінити схему навантаження виконавчого органа приводу подачі в напрямку поліпшення умов її функціонування в період реалізації процесу обробки. Нова перемінна структура силових вузлів із загальним приводом показана на рис. 1.1.

Відмінною рисою перемінної структури приводу силових вузлів є механізм переміни структури приводу, вбудований у ланцюг головного руху і сприймаючий через зворотний зв'язок 33 частку моменту різання  $\Delta M_p$ , перетворюючи його в додаткову силу  $P_d$ , що передається виконавчому органу приводу подачі  $ВО_n$  у виді окремого силового потоку, що доповнює силу подачі  $P_n$ , створювану кінематичним ланцюгом  $M \rightarrow ПМ_r \rightarrow ППМ_n \rightarrow ВО_n$  для реалізації процесу обробки ПО деталі Д.



МПС – механізм переміни структури; ЗЗ – зворотний механічний зв’язок по навантаженню;  $\Delta M_p$  – частка моменту різання, що відбирається механізмом переміни структури;  $P_d$  – осьова сила, що виникає в механізмі переміни структури, що доповнює силу подачі  $P_{II}$  та співпадає з нею по напрямку

Рис. 1.1. Нова перемінна структура силових модулів із загальним приводом головного руху і подачі [1]

Якщо змінювати частку моменту різання  $\Delta M_p$ , що надходить у МПС, варіюючи його конструктивні параметри, кінематичні чи силові передатні відношення, то можна змінювати у визначених межах величину рушійної сили  $P_d$ , що є додатковою силою, яка прикладається до виконавчого органа приводу подачі.

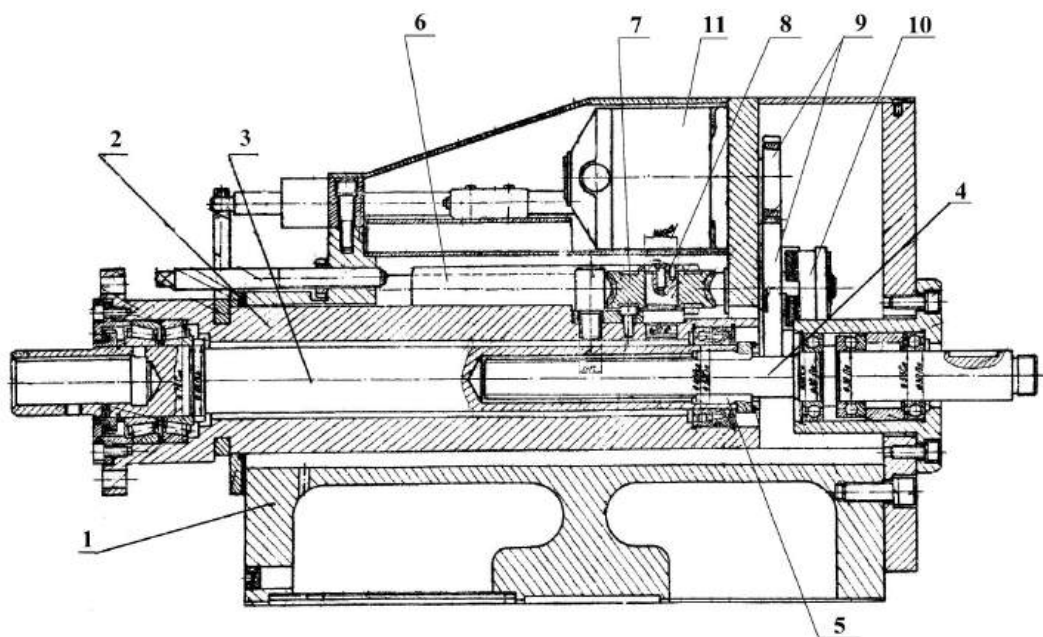
В основу перемінної структури приводу силових вузлів покладене створення таких умов силового навантаження виконавчого органа приводу подачі, за яких забезпечуються необхідні вихідні параметри по продуктивності і точності, не змінюючи при цьому заданих параметрів процесу обробки.

## 1.2 Силіві головки з перерозподілом сил для руху подачі

З метою підвищення навантажувальної здатності, геометричної точності і точності обробки, розширення технологічних можливостей на основі перемінної структури привода в Центральнотуркранському національному технічному університеті свого часу були розроблені конструкції силових вузлів моноблочного типу. Конструктивною особливістю цієї групи силових вузлів є піноль квадратної форми. Це значно спрощує технологію виготовлення і підвищує точність по параметрах макро- і мікрогеометрії робочих поверхонь не тільки пінолі, але і напрямних корпуса.

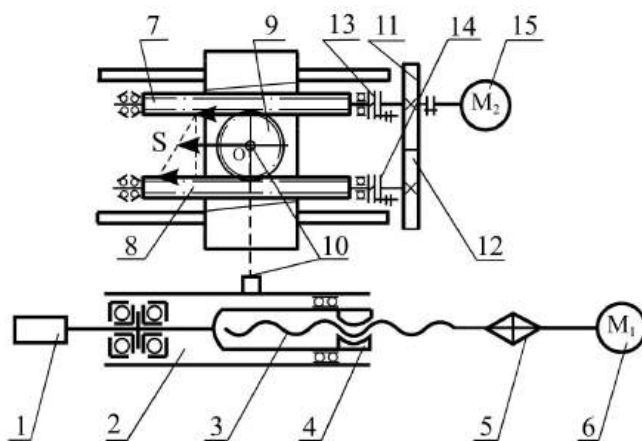
Другою конструктивною особливістю є сполучення шпindelної групи з механізмом переміни структури привода. Суть цього конструктивного виконання полягає в тому, що приводна частина шпindelю (з боку привода головного руху) є порожнистою, у вигляді осьового отвору, усередині якого міститься приводний вал, що передає обертання шпindelю через механізм переміни структури. Таке виконання, на відміну від раніше існуючих, скорочує довжину шпindelю на величину загального ходу пінолі, що дозволяє підвищити точність обертання шпindelю і скоротити осьові габарити. У свою чергу, таке конструктивне рішення шпindelного вузла дозволяє збільшити довжину пінолі, не виходячи за габаритні параметри, що поліпшує умови функціонування, тобто сприяє зниженню коефіцієнта передачі сил  $\varepsilon$ .

Відмінною рисою запропонованих конструкцій силових вузлів моноблочного типу (рис. 1.2, 1.3) є те, що вони мають підвищену навантажувальну здатність (на  $50 \div 100\%$ ) і геометричну точність у 4 рази вище, ніж в силових вузлах мод. У1Х4035, що слугували базовим варіантом для перспективної розробки.



1 – корпус; 2 – піноль; 3 – шпindelь; 4 – гвинт механізму переміни структури привода; 5 – гайка механізму переміни структури привода; 6 – черв'як; 7 – черв'ячне колесо; 8 – вісь; 9 – ведуча і ведена шестерні; 10 – електромагнітна муфта; 11 – електродвигун постійного струму

Рис. 1.2. Конструкція силового вузла з перемінною структурою привода

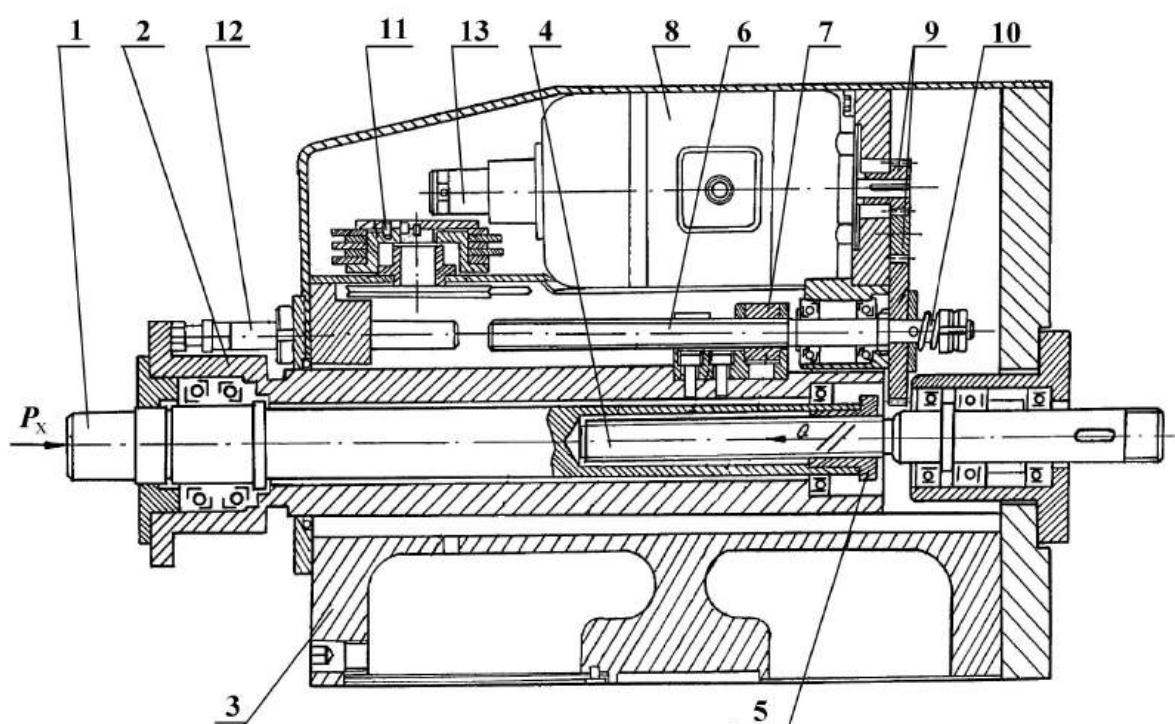


1 – шпindelь; 2 – піноль; 3, 4 – гвинт, гайка механізму переміни структури привода; 5 – ланка настроювання ланцюга головного руху; 7, 8 – черв'яки; 9 – черв'ячне колесо; 10 – вісь черв'ячного колеса; 11, 12 – шестерні; 13, 14 – електромагнітні муфти прискорених ходів пінолі 2; 15 – електродвигун з безступінчастим регулюванням частоти обертання

Рис. 1.3. Кінематична схема силового вузла

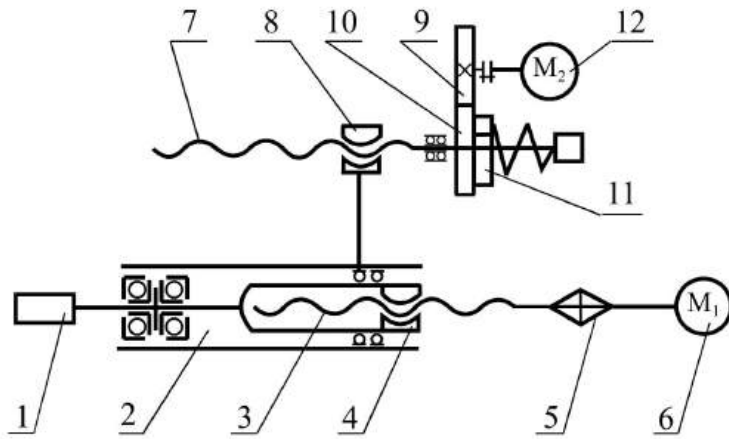
На відміну від плоскокулачкових силових вузлів мод. У1Х4035 покращені силові вузли моноблочного типу оснащені регульованим приводом подачі. Це дає можливість використовувати ЧПУ, що значно скорочує час переналагодження силових модулів і підвищує продуктивність обробки на 15÷26 %.

На підставі розроблених рекомендацій з вибору раціональних умов функціонування виконавчих органів приводів подач моноблочного типу з перемінною структурою були розроблені конструкції силових вузлів [2], приклади яких наведено на №30496А рис. 1.4-1.7.



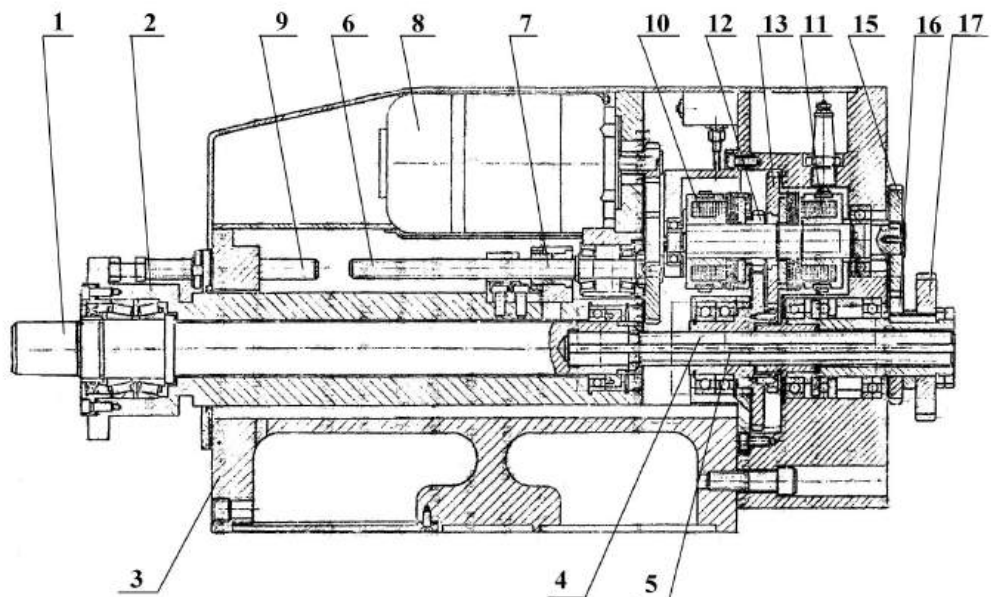
1 – шпиндель; 2 – піноль; 3 – корпус; 4 – гвинт механізму переміни структури привода; 5 – гайка механізму переміни структури привода; 6 – гвинт механізму подачі; 7 – гайка; 8 – електродвигун постійного струму; 9 – ведуча і ведена шестерні; 10 – запобіжна муфта; 11 – блок шляхової автоматики; 12 – гвинт жорсткого упора; 13 – датчик зворотного зв'язку по швидкості

Рис. 1.4. Конструкція силового вузла з перемінною структурою привода



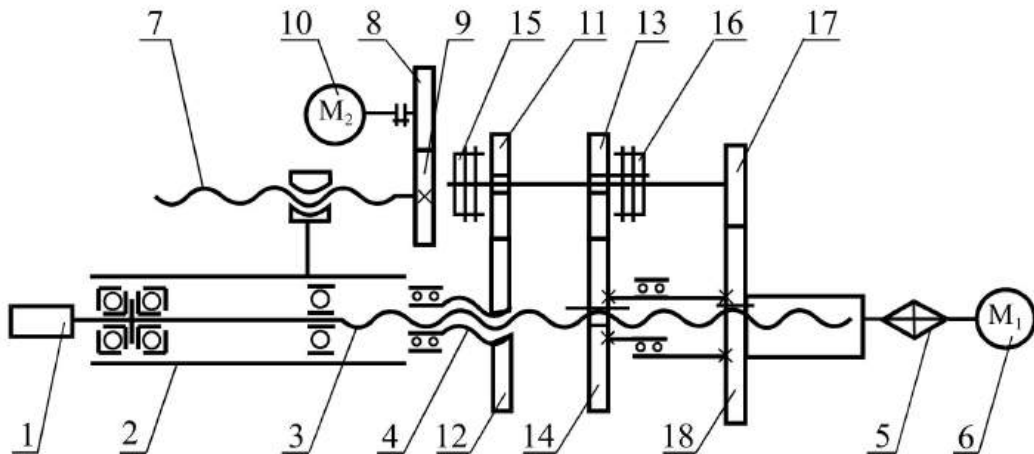
1 – шпindelь; 2 – піноль; 3, 4 – гвинт, гайка механізму переміни структури привода; 5 – ланка налагоджування привода головного руху; 6 – двигун головного руху; 7, 8 – гвинт-гайка подачі; 9, 10 – шестерні ланцюга подачі; 11 – регульована запобіжна муфта; 12 – двигун з безступінчастим регулюванням частоти обертання

Рис. 1.5. Кінематична схема силового вузла



1 – шпindelь; 2 – піноль; 3 – корпус; 4, 5 – гвинт, гайка механізму переміни структури привода; 6, 7 – гвинт, гайка механізму подачі; 8 – електродвигун постійного струму; 9 – жорсткий упор; 10, 11 – електромагнітні фрикційні муфти; 12-16 – шестерні; 17 – приводне зубчасте колесо

Рис. 1.6. Конструкція силового вузла з перемінною структурою привода



1 – шпindelь; 2 – піноль; 3, 4 – гвинт, гайка механізму переміни структури привода; 5 – ланка настроювання ланцюга головного руху; 6 – двигун головного руху; 7 – гвинтова пара механізму подачі; 8, 9 – шестерні ланцюга подачі; 10 – двигун з безступінчастим регулюванням частоти обертання; 11, 14 – шестерні регулювання передатного відношення механізму переміни структури; 15, 16 – електромагнітні муфти регулювання гальмових моментів у механізмі переміни структури привода; 17, 18 – шестерні привода механізму переміни структури

Рис. 1.7. Кінематична схема силового вузла

Силовий вузол працює у такий спосіб. Обертання від шківa (шестерні) 7 передається валу-гвинту 6 механізму переміни структури, а через втулку-гайку 5 і зубчасту муфту 4 – шпindelю 3. Рух подачі і холості переміщення пінолі 2 здійснюються від регульованого електродвигуна 11 постійного струму через компенсуючу муфту, 10, кулькову передачу 9, кронштейн 8, закріплений на пінолі 2.

Під дією складової технологічного навантаження  $M_p$ , що виникає в процесі обробки в гвинтовій парі 5 – 6, виникає осьова сила  $P_{OC}$ , спрямована на компенсацію  $P_x$  – осьової складової технологічного навантаження. Різниця  $P_{II}$  між силами  $P_x$  і  $P_{OC}$  сприймається кулькогвинтовою передачею 9.

### 1.3 Диференціали, що самоблокуються

Диференціали, що самоблокуються, або диференціали підвищеного тертя (наукова назва) отримали свій розвиток на необхідності подолання того негативного явища, що виникає при роботі звичайного диференціалу – передачі крутного моменту на ту ланку, супротив якої найменший [3, 4]. Найчастіше використовуються в автомобільній промисловості. Їх основне призначення – у різний спосіб передавати момент на ту вихідну ланку, яка має більший корисний опір. За принципом дії диференціали, що самоблокуються, можна розділити на два основних типи.

I. Диференціали, що самоблокуються різницею кутових швидкостей на вихідних ланках. Міжнародна назва – speed sensitive («чутливий до швидкості»).

II. Диференціали, що самоблокуються різницею крутних моментів на вихідних ланках. Міжнародна назва – torque sensitive («чутливий до моменту»), більш відомі за своєю скороченою назвою – torsen.

Робота диференціалів першого типу розглянемо на прикладі самоблокування з використанням віскомуфти [3, 4]. У цьому випадку застосовується блокування однієї з вихідних ланок із чашкою диференціала. Віскомуфта – фрикційна муфта, у якій гальмування дисків відбувається спеціальною рідиною, яка згущується при активному перемішуванні її шарів (рис. 1.8). Віскомуфта монтується таким чином, що один її привод жорстко кріпиться до чашки диференціала, а інший – до вихідної ланки.

При нормальному русі кутові швидкості обертання чашки й вихідної ланки однакові, або незначно відрізняються. Відповідно, робочі площини дисків віскомуфти мають таку ж невелику розбіжність у кутових швидкостях і муфта залишається розімкнутою. Як тільки одна з вихідних ланок починає одержувати більш високу кутову швидкість обертання щодо іншої, у віскомуфти з'являється тертя й вона починає блокуватися. Причому, чим більше різниця в швидкостях, тим сильніше тертя всередині віскомуфти й

ступінь її блокування, а отже й ступінь блокування диференціалу. За рахунок отриманого моменту тертя між чашкою диференціала й вихідною ланкою диференціал перерозподіляє крутний момент на користь осі з більшим корисним опором (відстаючу вихідну ланку). У міру збільшення ступеня блокування віскомуфти й вирівнювання кутових швидкостей чашки й вихідної ланки, тертя всередині віскомуфти починає падати, що веде до плавного розмикання віскомуфти й до відключення блокування.

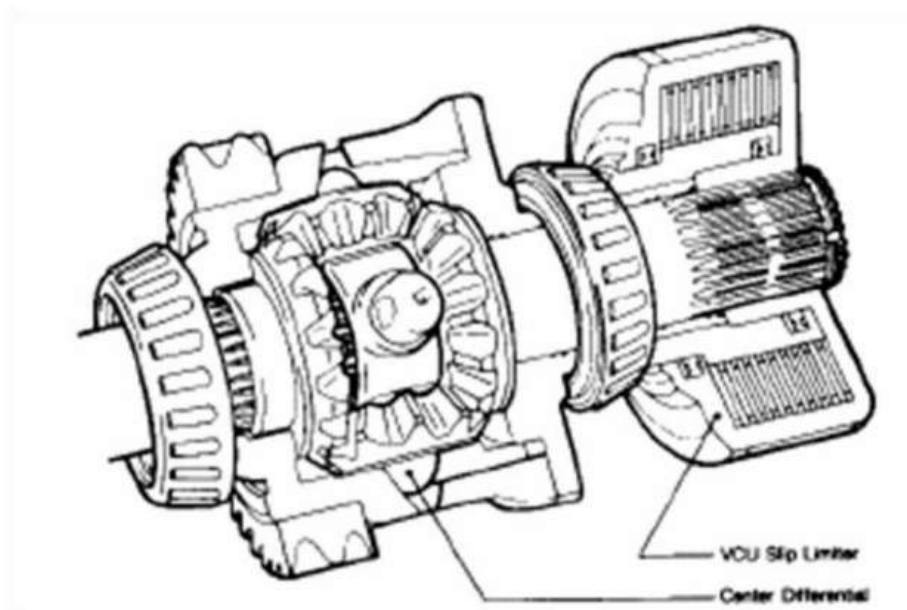


Рис. 1.8. Віскомуфта [3]

Віскомуфта має той недолік, що при частих і великих різницях у кутових швидкостях вихідних ланок вона перегрівається, робоча рідина втрачає свої властивості, що може привести до виходу пристрою з ладу. До того ж вона має велику інерційність у роботі та великі габарити.

Роботу диференціалів другого типу розглянемо на прикладі самоблокування з використанням диференціалів із черв'ячним або косозубим зачепленням. Це одна із самих цікавих, ефективних, технологічних і практично застосовуваних форм блокування диференціалів. Принцип роботи заснований на властивості черв'ячної або косозубої пари «розклинюватися». У зв'язку із цим, основні (або всі) зачеплення в таких диференціалах косозубі

або черв'ячні. Різновидів конструкцій не вже й багато – можна виділити три основних типи.

Перший тип (Т-1) був запропонованим у 1958 р. Верноном Глізманом [5, 6]. Косозубими парами є зубчасті колеса вихідних ланок і сателіти. При цьому кожна вихідна ланка має власні сателіти, які парно зв'язані із сателітами протилежної вихідної ланки звичайним прямозубим зачепленням. Слід зазначити, що вісь сателіта перпендикулярна осі вихідної ланки (рис. 1.9).

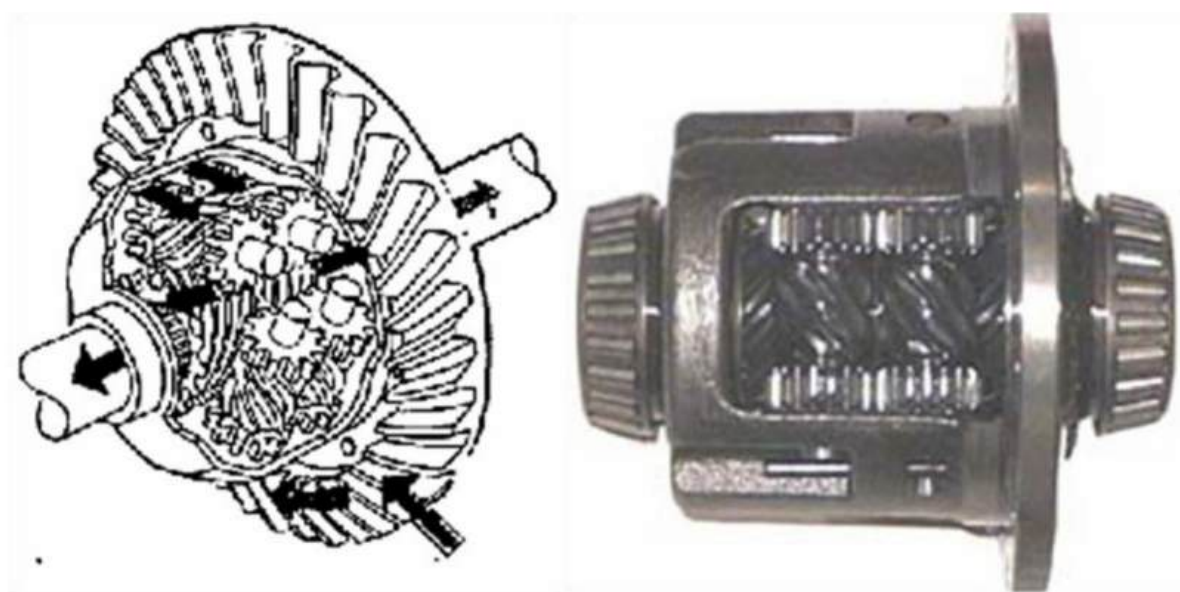


Рис. 1.9. Улаштування та зовнішній вигляд диференціалу В. Глізмана

При нормальному русі й рівності переданих на вихідні ланки крутних моментів, сателіти або зупинені, або провертаються, забезпечуючи різницю кутових швидкостей вихідних ланок. Як тільки на одній з вихідних ланок крутний момент падає, косозубі пари «зубчасте колесо – сателіт» починають обертатися й розклинюватися, створюючи тертя із чашкою диференціала й один з одним, що приводить до часткового блокування диференціала. За рахунок моменту тертя, диференціал перерозподіляє крутний момент на користь вихідної ланки з більшим корисним опором. Дана конструкція працює в найбільшому діапазоні розподілу крутного моменту – від 2.5/1 до

5.0/1. Діапазон спрацьовування регулюється кутом нахилу зубців черв'яка або косозубої шестерні.

Автором другого типу є англієць Rod Quaife [7]. У даному диференціалі використовуються косозубі шестірні вихідних ланок і гвинтові шестерні сателітів. Осі сателітів паралельні осям вихідних ланок. Сателіти розташовані у своєрідних кишнях чашки диференціала. При цьому парні сателіти мають не прямозубе зачеплення, а утворюють між собою ще одну косозубу пару, що розклинюючись, так само бере участь у процесі блокування (на рис. 1.10 ліворуч). А от компанія Zexel Torsen [8] у своєму диференціалі T-2 запропонувала видозмінене компонування по суті, того ж пристрою (на рис. 1.10 праворуч).

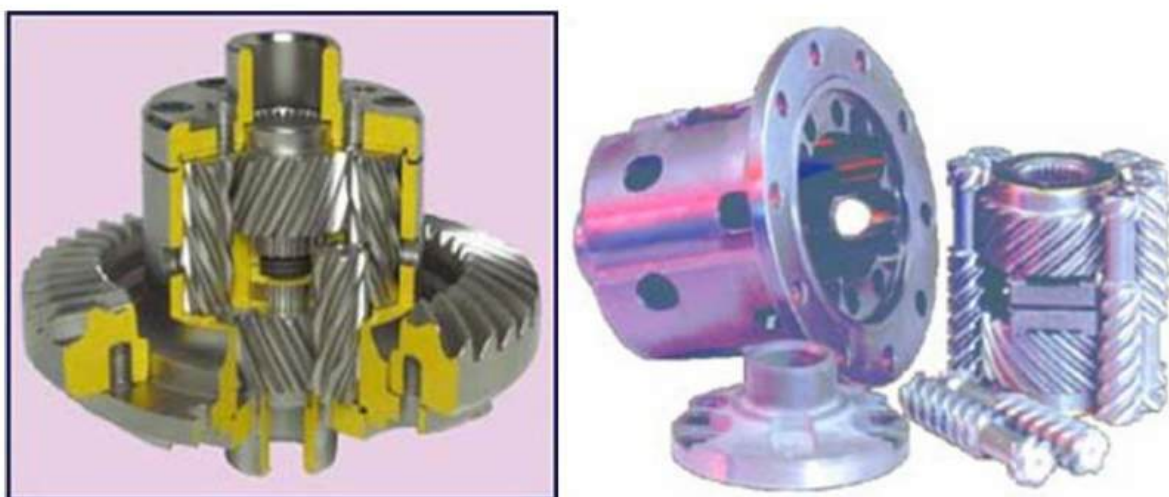


Рис. 1.10. Диференціали Rod Quaife і T-2 Zexel Torsen

Завдяки своїй незвичайній конструкції, парні сателіти з'єднані між собою із зовнішньої сторони сателітних шестерень. У порівнянні з першим типом ці диференціали мають менший коефіцієнт блокування, однак вони більш чутливі до різниці переданого моменту й спрацьовують раніше (починаючи від 1,4/1).

Третій тип виробляється компанією Zexel Torsen (T-3) [9]. Як і в другому типі, у даному диференціалі використовуються косозубі шестерні вихідних ланок і гвинтові шестерні сателітів. Осі сателітів паралельні осям

вихідних ланок. Планетарна структура конструкції дозволяє змістити номінальний розподіл крутного моменту на користь однієї з вихідних ланок (рис. 1.11).

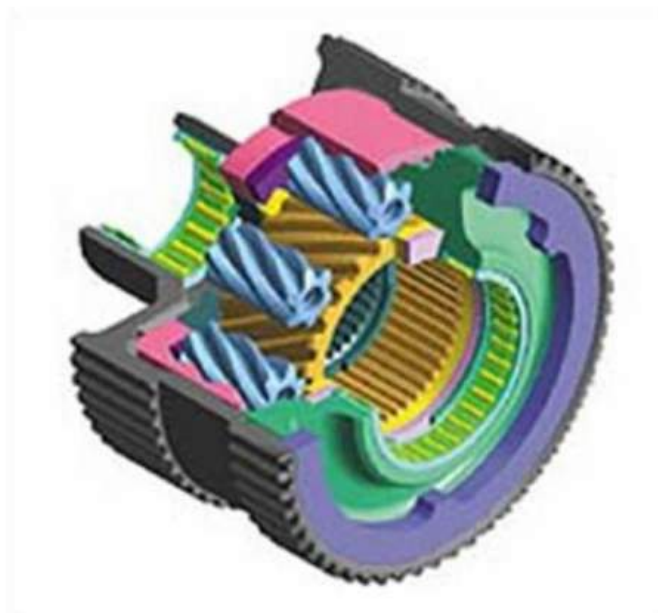


Рис. 1.11. Планетарний косозубий диференціал Т-3 Zexel Torsen

Вцілому, зсув номінального розподілу моменту між осями можливий в діапазоні від 65/35 до 35/65. Спрацьовування часткового блокування забезпечує 20-30 %-ий перерозподіл переданих на виїхдні ланки моментів. Так само, подібна структура диференціала робить його компактним, що у свою чергу, спрощує конструкцію й поліпшує компонування інших вузлів верстата.

#### 1.4 Мета і задачі роботи

Здатність розглянутих в попередньому пункті диференціалів типу torsen перерозподіляти силові потоки за своїми властивостями нагадує принцип перемінної структури приводу силових вузлів технологічного обладнання. Тому використання таких механізмів в приводах подач

пінольного типу дозволяє очікувати на аналогічний позитивний вплив на вихідні параметри силового вузла в цілому і відповідно має практичну цінність.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є розробка двохгвинтового приводу подачі з перерозподілом сил та циліндричною піноллю для зменшення її перекосу в напрямних силових вузлів технологічного обладнання та зниження негативного силового впливу з боку процесу обробки на вихідний орган приводу подачі шляхом оснащення останнього диференціалом, що самоблокується різницею крутних моментів на вихідних ланках, в якості яких виступають дві гвинтові передачі, пов'язані з піноллю. Для досягнення поставлена мета необхідно вирішити наступні задачі:

- проаналізувати існуючі конструкції силових вузлів з приводом подачі пінольного типу, в тому числі і з перемінною структурою приводу;
- проаналізувати існуючі конструкції диференціалів, що самоблокуються різницею крутних моментів на вихідних ланках;
- розробити конструкцію силового вузла з двохгвинтовим механізмом приводу подачі пінолі та диференціалом, що самоблокується різницею крутних моментів на вихідних ланках;
- виконати необхідні проектні та перевірочні розрахунки, що забезпечують та підтверджують працездатність запропонованої конструкції.

## РОЗДІЛ 2

### КОНСТРУЮВАННЯ СИЛОВОГО ВУЗЛА

#### 2.1 Застосування диференціалу, що самоблокується, у приводі подачі силового вузла

Відомо, що в силових вузлах технологічного обладнання раціональні умови функціонування приводу подач спостерігаються при схемі навантаження його вихідного органу, в якій напрямки дії результуючої сили технологічного опору і результуючої сили подачі співпадають [10-13]. В такому випадку втрати на тертя будуть найменшими. Проте в такій схемі навантаження є вагомий недолік – відсутність будь-яких сил, що стабілізують положення пінолі в поперечній площині. Внаслідок цього відбувається втрата визначеності базування, і піноль отримує можливість переміщуватися в межах зазору в напрямних навіть при наявності мінімальних радіальних сил, що врешті врешт призводить до великого приведенного відхилення осі пінолі.

Одним із можливих способів стабілізувати положення пінолі за даного напрямку прикладення результуючої сили подачі є рознесення декількох складових сил подач від осі пінолі на однакову відстань за симетричної загальної картини розташування складових сили подачі. Наприклад, при використанні двох гвинтових передач у разі виникнення радіальних сил зі сторони процесу обробки точність розташування пінолі в напрямних визначатиметься жорсткістю обох передач. Проте, зважаючи на обмежену їх жорсткість, піноль матиме можливість переміщуватися в межах зазору в напрямних, хоча і з меншою амплітудою. Маємо пасивний прийом забезпечення точності відтворення траєкторії руху пінолі.

Одним з шляхів розв'язку даної задачі є використання диференціалів, що самоблокуються різницею моментів на вихідних ланках. В такому випадку привід подачі повинен мати дві вихідні передачі до одного вихідного

органу – пінолі. Зауважимо, що застосування двох кінематичних ланцюгів, рух яких узгоджено передається до одного органу – ознака паралельної кінематичної структури. Застосування у якості узгоджуючого пристрою диференціалу, що здатен перерозподіляти силові параметри на вихідних передачах – одна з нових областей застосування паралельних кінематичних структур у верстатобудуванні. Для цього якнайбільше підходить диференціал, що самоблокується різницею моментів на вихідних ланках.

Представимо силовий вузол з двома гвинтовими передачами, що кінематично поєднують диференціал, що самоблокується, та рухому піноль. У випадку розташування вектора результуючої сили технологічного опору у площині, що проходить посередині між осями гвинтових передач, диференціал буде розподіляти крутні моменти у даних передачах симетрично. Однак у випадку зміщення сили технологічного опору до однієї з гвинтових передач виникатиме момент, що перекошуватиме рухому піноль, оскільки одна з гвинтових передач буде більш навантаженою. Для запобігання цьому перекошуванню диференціал самостійним блокуванням перенаправить частину крутного моменту від двигуна до більш навантаженої передачі. Даний ефект триватиме доти, доки хвататиме степені блокування диференціалу.

Провівши огляд існуючих типів диференціалів з механічним самоблокуванням, оберемо диференціал за схемою Вернона Глізмана [5]. Він має найвищу степінь блокування, що відповідає поставленій задачі. Конструкція даного диференціалу зображена на рис. 2.1 – 2.2.

Запропонований диференціал складається із зовнішнього 1 і внутрішнього 2 корпусів, що з'єднані між собою. Для обертання диференціалу до внутрішнього корпусу кріпиться за допомогою гвинтів і центрувального отвору вал 11, що приводиться в обертання від електродвигуна приводу подачі та компенсуючу сільфону муфту.

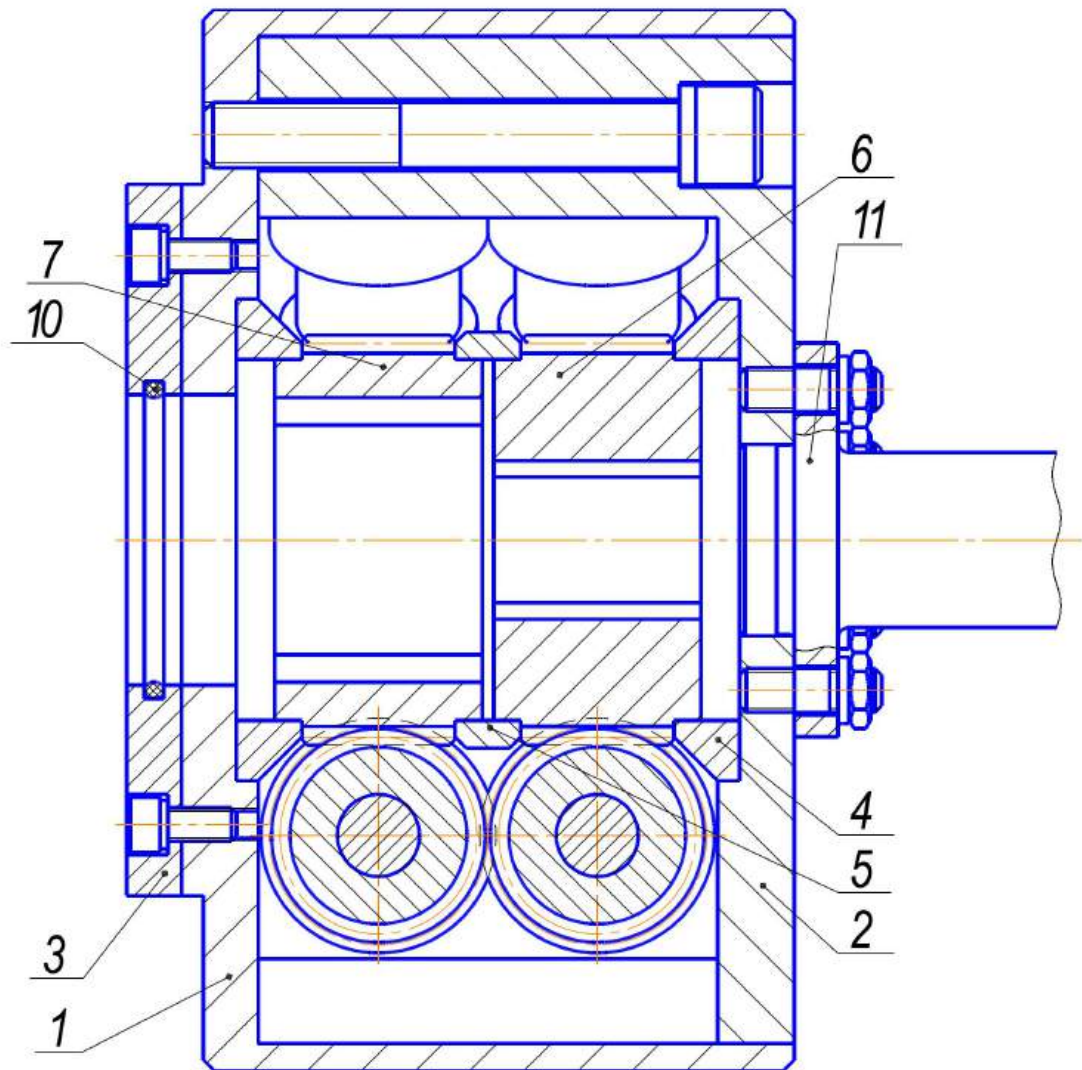


Рис. 2.1. Повздовжній переріз диференціалу

З іншої сторони диференціалу у зовнішньому корпусі присутній центральний отвір, що призначений для вихідних валів, які розміщуються один всередині іншого. Більш правильним буде назвати один з вихідних валів трубою. Даний отвір закривається кришкою 3, всередині якої розміщено ущільнююче кільце 10. Центральні зубчасті колеса 6 і 7 мають шліцьові отвори для з'єднання з вихідними ланками. Отвори різного діаметру, оскільки одна вихідна ланка проходить всередині іншої. Кінематичні ланцюги для рівності умов роботи обох вихідних ланок повинні бути однаковими.

Центральні зубчасті колеса розміщуються в зовнішньому і внутрішньому корпусах диференціалу на упорах 4 і орієнтуються між собою кільцем 5. В зчеплення з центральними зубчастими колесами входять сателіти 8, причому дане зчеплення виконано косозубим. Сателіти зубчастими вінцями на крайніх ділянках зчеплюються між собою, в даному випадку дане зчеплення виконано прямозубим. Сателіти розміщуються на осях 9.

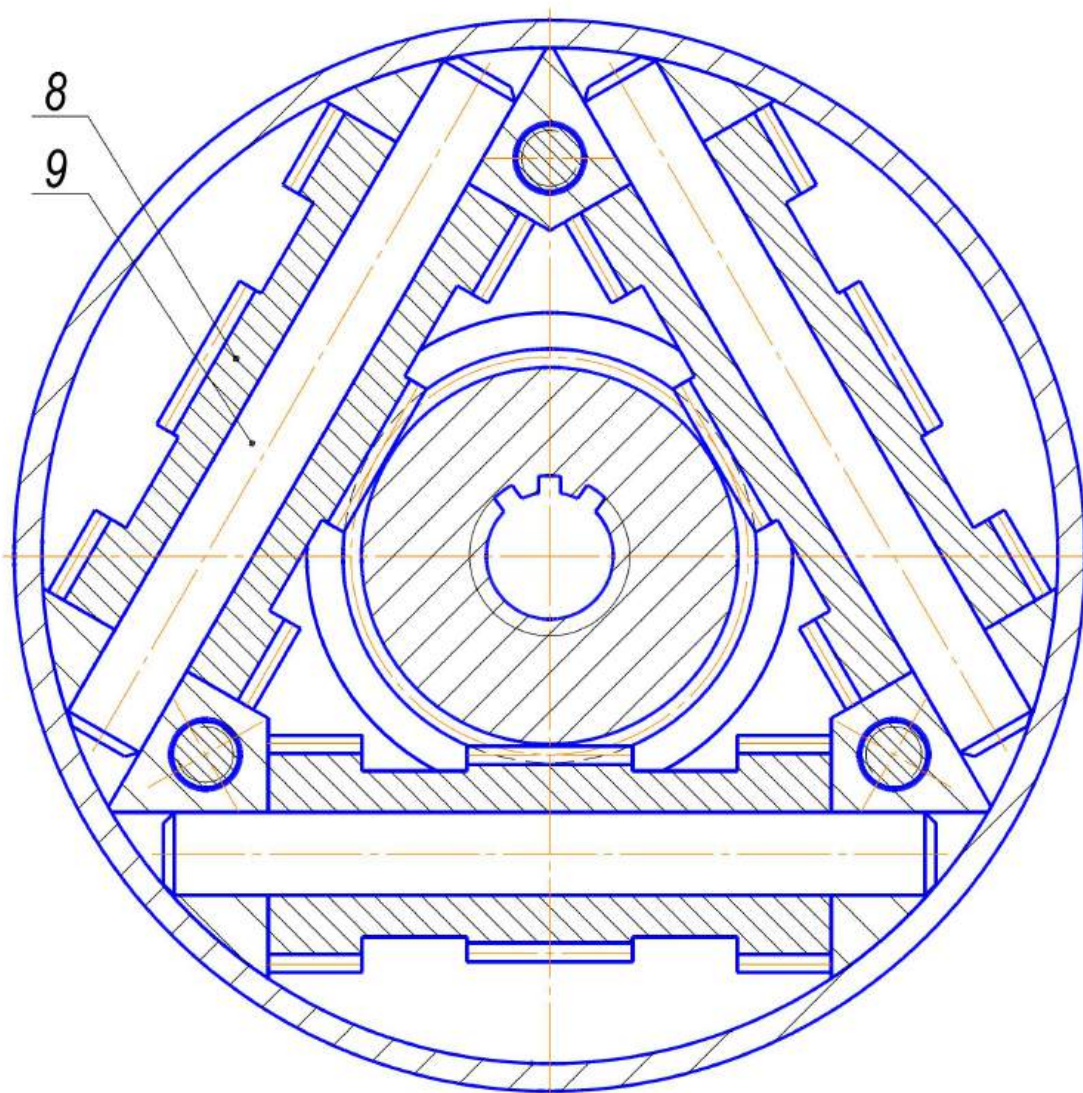


Рис. 2.2. Поперечний переріз диференціалу

Така конструкція передбачає, що обертання від одного центрального колеса може передаватися до іншого без урахування обертання корпусу.

Єдина умова – косоозубе зчеплення не повинно бути самогальмівним. При виникненні різниці в крутних моментах на вихідних ланках відбувається контробротання сателітів і зубчасті з'єднання починають «розклинюватися». Більш навантажена вихідна ділянка опиняється з більшою степінню блокування, ніж малонавантажена.

## 2.2 Розрахунки зубчастих передач

Всього в кінематичному ланцюгу силового столу присутні три зубчасті передачі: 1) від сателітів до центральних зубчастих коліс, 2) між сателітами, 3) від вихідних ланок диференціалу до гвинтових передач. Розміри і числа зубців зубчастих коліс підібрані з конструктивних міркувань. Всі передачі зовнішнього зачеплення. Для прикладу проводимо розрахунок однієї з зубчастих передач, інші розраховуємо аналогічно. Розрахунок проводимо згідно методики, наведеної в джерелах [14, 15]. Результати розрахунків зводимо до таблиць.

Нехай розрахунок проведемо для передачі від сателітів до центральних зубчастих коліс. Дана передача косоозуба. Параметри висхідного контуру даної передачі приймаємо згідно ГОСТ 13755-81. Оскільки колеса даної передачі будуть піддаватися загартовуванню, виконуємо проектний розрахунок з визначенням вузла передачі. Розрахункова формула має вигляд:

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{u \cdot Z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}},$$

де  $K_m$  – допоміжний коефіцієнт, для косоозубих і шевронних передач

$$K_m = 11.2;$$

$T_{2F}$  – крутний момент, що передається передачею,  $T_{2F} = 3.5$  Н·м,

$K_{F\beta}$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині вінця  $K_{F\beta} = 1.18$ ;

$Y_{FS1}$  – коефіцієнт форми зуба, залежить від приведенного числа зубів:  $Z_{ПП} = Z_1 = 17$ , число зубів і кут їх нахилу приймаємо попередньо, для даного випадку приймаємо  $Y_{FS1} = 3.75$ ;

$Z_1$  – число зубів зубчатого колеса;

$\psi_{bd}$  – коефіцієнт довжини зуба, попередньо приймаємо  $\psi_{bd} = 0.39$ ;

$\sigma_{FP1}$  – допустиме напруження при розрахунку на згин:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\lim b} \cdot Y_N}{S_{F\min}} Y_R Y_X Y_\delta K_R,$$

де  $\sigma_{F\lim b}$  – межа витривалості матеріалу розраховуваних зубів для віднульового циклу, для даного випадку приймаємо  $\sigma_{F\lim b} = 580$  МПа;

$Y_N$  – коефіцієнт довговічності, при довготривалій експлуатації  $Y_N = 1.0$ ;

$Y_R$  – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні, для даного випадку приймаємо  $Y_R = 1.05$ ;

$Y_X$  – коефіцієнт, що враховує розміри зубчатого колеса, для попередньо прийнятих розмірів  $Y_X = 1.04$ ;

$Y_\delta$  – коефіцієнт, що враховує градієнт напруг та чутливість матеріалу до концентрації напруг, для даного випадку приймаємо  $Y_\delta = 1.05$ ;

$S_{F\min}$  – коефіцієнт запасу міцності для запобігання втомлюванню матеріалу, для даного випадку приймаємо  $S_{F\min} = 1.7$ ;

$K_R$  – коефіцієнт реверсивності прикладеного навантаження, для даного випадку приймаємо  $K_R = 0.75$ .

Розраховуємо значення допустимого напруження при розрахунку на згин, враховуючи прийняті коефіцієнти:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\lim b} \cdot Y_N}{S_{F\min}} Y_R Y_X Y_\delta K_R = \frac{580 \cdot 1}{1.7} \cdot 1.05 \cdot 1.04 \cdot 1.05 \cdot 0.75 = 293 \text{ МПа.}$$

Розраховуємо значення вузла передачі:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{u \cdot Z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}} = 11.2 \cdot \sqrt[3]{\frac{3.5 \cdot 1.18 \cdot 3.75}{0.5 \cdot 17^2 \cdot 0.39 \cdot 293}} = 1.1 \text{ мм.}$$

Приймаємо модуль передачі  $m = 1.5$  мм.

Для інших передач розрахунок аналогічний. Результати представлені у таблиці 2.1.

Виконуємо проектний розрахунок геометричних параметрів евольвентної зубчатої передачі зовнішнього зачеплення.

Вихідні дані до розрахунку:

Модуль  $m = 1.5$  мм.

Кут профілю зуба  $\alpha = 20^\circ$ .

Число зубів шестерні  $z_1 = 17$ .

Число зубів колеса  $z_2 = 34$ .

Кут нахилу зубів  $\beta = 45^\circ$ .

Міжосьова відстань  $a_w = 54$  мм.

Розрахункові параметри.

Ділильна міжосьова відстань:

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta} = \frac{(17 + 34) \cdot 1.5}{2 \cos 45^\circ} = 54.094 \text{ мм.}$$

Таблиця 2.1

## Розрахунок вузла зубчастих передач

Параметр, коефіцієнт	Зубчасті передачі		
	I	II	III
$K_m$	11.2	14.0	11.2
$T_{2F}$	3.5	3.5	3.5
$K_{F\beta}$	1.18	1.2	1.3
$Y_{FS1}$	3.75	3.58	3.69
$Z_1$	17	26	54
$\psi_{bd}$	0.39	0.43	0.18
$\sigma_{Flimb}$	580	580	580
$Y_N$	1.0	1.0	1.0
$Y_R$	1.05	1.05	1.05
$Y_X$	1.04	1.04	1.04
$Y_\delta$	1.05	1.05	1.03
$S_{Fmin}$	1.7	1.7	1.7
$K_R$	0.75	0.75	0.75
$\sigma_{FP1}$	293	293	287
$m$	1.1	1.48	1.1
Прийнятий $m$	1.5	1.5	2.0

Кут профілю торцевий:

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos45^\circ} = 0.5147,$$

$$\alpha_t = \operatorname{arctg}(0.5147) = 27.236^\circ.$$

Кут зачеплення:

$$\cos\alpha_{nv} = \frac{a}{a_w} \cos\alpha_t = \frac{54.094}{54} \cos 27.236^\circ = 0.8907$$

$$\alpha_{nv} = \arccos(0.8907) = 27.042^\circ.$$

Коефіцієнт суми зміщень:

$$x_\Sigma = \frac{(z_2 + z_1)(\operatorname{inv}\alpha_{nv} - \operatorname{inv}\alpha_t)}{2\operatorname{tg}\alpha} = \frac{(34 + 17)(\operatorname{inv} 27.042^\circ - \operatorname{inv} 27.236^\circ)}{2\operatorname{tg} 20^\circ} = -0.067.$$

Весь коефіцієнт  $x_\Sigma$  перерозподіляємо на користь колеса.

Ділильний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos\beta} = \frac{17 \cdot 1.5}{\cos 45^\circ} = 36.062 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр колеса:

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos\beta} = \frac{34 \cdot 1.5}{\cos 45^\circ} = 72.124 \text{ мм.}$$

Передатне відношення  $u$ :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{34}{17} = 2.$$

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1} = \frac{2 \cdot 54}{2+1} = 36 \text{ мм.}$$

Початковий діаметр колеса:

$$d_{w2} = \frac{2a_w u}{u+1} = \frac{2 \cdot 54 \cdot 2}{2+1} = 72 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт сприймаемого зміщення:

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{54 - 54.094}{1.5} = -0.063.$$

Коефіцієнт урівнюючого зміщення:

$$\Delta y = x_\Sigma - y = -0.067 + 0.063 = -0.004.$$

Діаметр вершин зубів шестерні:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)m = 36.062 + 2(1 + 0 + 0.004)1.5 = 39.074 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m = 72.124 + 2(1 - 0.067 + 0.004)1.5 = 74.935 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів шестерні:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m = 36.062 - 2(1 + 0.2 - 0)1.5 = 32.462 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2)m = 72.124 - 2(1 + 0.2 + 0.067)1.5 = 68.323 \text{ мм.}$$

Осьовий крок зубів:

$$p = \frac{\pi m}{\sin \beta} = \frac{3.14 \cdot 1.5}{\sin 45^\circ} = 6.67 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1.88 - 3.2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[ 1.88 - 3.2 \left( \frac{1}{17} + \frac{1}{34} \right) \right] \cos 45^\circ = 1.13.$$

Коефіцієнт осьового перекриття:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{26}{6.28} = 4.19.$$

Сумарний коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon_v = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.13 + 4.19 = 5.32.$$

Для інших передач розрахунок аналогічний. Результати представлені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Розрахунок конструктивних параметрів зубчастих передач

Параметр, коефіцієнт	Зубчасті передачі		
	II	III	IV
$m$	1.5	1.5	2

Продовження табл. 2.2

Параметр, коефіцієнт	Зубчасті передачі		
	II	III	IV
$\alpha$	20	20	20
$z_1$	17	26	54
$z_2$	34	26	42
$\beta$	45	0	15
$a_w$	54	40	100
$a$	54.094	39	99.387
$\alpha_t$	27.236	20	20.647
$\alpha_{rw}$	27.042	23.623	21.56
$x_\Sigma$	-0.067	0.728	0.303
$x_1$	0	0.364	0
$x_2$	-0.067	0.364	0.303
$d_1$	36.062	39	111.81
$d_2$	72.124	39	86.963
$u$	2	1	0.778
$d_{w1}$	36	40	112.486
$d_{w2}$	72	40	87.514
$y$	-0.063	0.667	0.307
$\Delta y$	-0.004	0.061	-0.004
$d_{a1}$	39.074	42.909	115.826
$d_{a2}$	74.935	42.909	92.191
$d_{f1}$	32.462	36.492	107.01
$d_{f2}$	68.323	36.492	83.375
$p$	6.67	–	24.28
$\varepsilon_\alpha$	1.13	1.63	1.69
$\varepsilon_\beta$	4.19	–	0.82
$\varepsilon_v$	5.32	1,63	2.51

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

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

де  $F_t$  – колова сила на дільному діаметрі в торцевому перетині:

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 3.5 \cdot 1000}{36} = 194 \text{ Н},$$

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

$K_{Hv}$  – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для даного випадку приймаємо  $K_{Hv} = 1.01$ ;

$K_{H\beta}$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по довжині контактних ліній, для даного випадку приймаємо  $K_{H\beta} = 1.15$ ;

$K_{H\alpha}$  – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами, для прямозубих коліс  $K_{H\alpha} = 1.04$ ;

$Z_E$  – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених зубчастих коліс, для даного випадку приймаємо  $Z_E = 190$ ;

$Z_H$  – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубів в полюсі зачеплення, для даного випадку приймаємо  $Z_H = 2.18$ ;

$Z_\varepsilon$  – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній, для даного випадку приймаємо  $Z_\varepsilon = 0.82$ ;

$\sigma_{HP}$  – допустиме напруження при розрахунку на контактну міцність:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_N}{S_{H\min}} Z_L Z_R Z_v Z_X,$$

де  $\sigma_{H\lim}$  – допустиме напруження при довготривалому навантаженні з постійним режимом, для даного випадку приймаємо  $\sigma_{H\lim} = 850$  МПа;

$Z_N$  – коефіцієнт довговічності, при довготривалій експлуатації  
 $Z_N = 1.0$ ;

$Z_L$  – коефіцієнт, що враховує наявність змащення, для даного випадку приймаємо  $Z_L = 1.0$ ;

$Z_R$  – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубів, для даного випадку приймаємо  $Z_R = 0.95$ ;

$Z_v$  – коефіцієнт, що враховує колову швидкість, для даного випадку приймаємо  $Z_v = 0.99$ ;

$Z_X$  – коефіцієнт, що враховує розмір зубчатого колеса, для даного випадку приймаємо  $Z_X = 1.0$ ;

$S_{H\min}$  – коефіцієнт запасу міцності, для даного випадку приймаємо  $S_{H\min} = 1.2$ .

Розраховуємо значення допустимого напруження:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_N}{S_{H\min}} Z_L Z_R Z_v Z_X = \frac{850 \cdot 1}{1.2} \cdot 1 \cdot 0.95 \cdot 0.99 \cdot 1 = 665 \text{ МПа.}$$

Виконуємо перевірку умови працездатності зубчастої передачі зовнішнього зачеплення по контактній міцності:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} K_{H\delta} \cdot u + 1}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u + 1}{u}} =$$

$$= 190 \cdot 2.18 \cdot 0.82 \sqrt{\frac{194 \cdot 1 \cdot 1.01 \cdot 1.15 \cdot 1.04 \cdot \frac{0.5 + 1}{0.5}}{26 \cdot 36}} =$$

$$= 208 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 665 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконується, працездатність передачі забезпечена.

Для інших передач розрахунок аналогічний. Результати представлені у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Перевірка зубчастих передач на контактну витривалість

Параметр, коефіцієнт	Зубчасті передачі		
	II	III	IV
$\sigma_{H \text{ lim}}$	850	850	850
$Z_N$	1.0	1.0	1.0
$Z_L$	1.0	1.0	1.0
$Z_R$	0.95	0.95	0.95
$Z_v$	0.99	0.99	0.99
$Z_X$	1.0	1.0	1.0
$S_{H \text{ min}}$	1.2	1.2	1.2
$\sigma_{HP}$	665	665	665
$F_t$	194	194	228
$K_A$	1.0	1.0	1.0
$K_{H\alpha}$	1.01	1.01	1.01

Параметр, коефіцієнт	Зубчасті передачі		
	II	III	IV
$K_{H\beta}$	1.15	1.15	1.2
$K_{H\alpha}$	1.03	1.03	1.03
$u$	2	1	0.778
$Z_E$	190	190	190
$Z_H$	1.87	2.28	2.36
$Z_\varepsilon$	0.94	0.89	0.79
$\sigma_H$	508	643	257
$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$	+	+	+

Умова міцності виконується для всіх передач, їх працездатність забезпечена.

### 2.3 Розрахунок гвинтової передачі

Кулькогвинтова передача складається з гвинта та гайки і слугує для перетворення обертального руху в поступальний. В кулькогвинтових передачах на гвинті і в гайці виконані гвинтові канавки (різьба) криволінійного профілю, що слугують дорожжками кочення для кульок, розміщених між витками гвинта і гайки. Найбільше розповсюдження отримала різьба з напівкруглим профілем. При цьому обертання закріпленої від осьових переміщень гайки викликає поступальний рух гвинта, або обертання закріпленого від осьових переміщень гвинта приводить до осьового переміщення гайки.

Основні геометричні параметри передачі: номінальний діаметр  $d_0$ , тобто діаметр розташування центрів тіл кочення, крок  $P$  різьби і діаметр  $D_w$  тіл обертання (зазвичай  $D_w = 0,6P$ ).

Переваги кулькогвинтової передачі: можливість створення великих осьових сил; малі втрати на тертя (ККД передачі 0,9 і вище); можливість отримання поступального руху з високою точністю; малі габарити при високій навантажувальній здатності; значний ресурс.

До недоліків слід віднести складність конструкції гайки, необхідність високої точності виготовлення і доброго захисту передачі від забруднень.

З метою усунення осьового зазору в сполученні гвинт-гайка і підвищення тим самим осьової жорсткості і точності переміщення відомого елемента кулькогвинтові передачі збирають з попереднім натягом.

Для передачі з напівкруглим профілем різьби натяг створюють установкою двох гайок з подальшим відносним їх осьовим зсувом. Відносний зсув гайок здійснюють установкою прокладок між ними або їх відносним кутовим поворотом.

Профіль різьби і конструкцію гайки (канал повернення кульок, регулювання натягу і т.д.) визначає завод-виробник.

#### *Критерії працездатності і розрахунок кулькогвинтової передачі.*

Кулькогвинтова передача повинна задовольняти наступним критеріям працездатності:

- контактній статичній міцності робочих поверхонь гвинта, гайки і шариків;
- опору контактній втомі робочих поверхонь;
- заданій жорсткості;
- статичній стійкості;
- динамічній стійкості;
- міцності стержня гвинта.

### *Розрахунок передачі.*

Відповідно до основних критеріїв працездатності кулькогвинтових передач розрахунок ведуть по динамічній вантажопідйомності для попередження втомного руйнування (викришування робочих поверхонь) і по статичній вантажопідйомності для попередження пластичної деформації тіл і поверхонь кочення. Розрахунок проведений згідно методики, наведеної в джерелі [14, 15].

### *Визначення коригуючих коефіцієнтів.*

Вплив точності виготовлення передачі враховують введенням до розрахункових формул коефіцієнтів  $K_T$ ,  $K_{T0}$ ,  $K_{TR}$ . При виконанні розрахунків для ймовірності  $P_t$  безвідмовної роботи більше 90 % вводять коефіцієнт  $K_p$ . Для заданих умов визначаємо:  $K_T = 0,95$ ,  $K_{T0} = 0,9$ ,  $K_{TR} = 1$ ,  $K_p = 1,0$ .

Зазвичай використовують одноконтурну ( $z = 1$ ) трьохвиткову гайку. Для передач з іншим числом робочих витків вводять в розрахунок коефіцієнти  $K_i$ ,  $K_{i0}$  врахування числа витків гайки. Для заданих умов при  $i_b = 3$  визначаємо:  $K_i = 1,0$ ,  $K_{i0} = 1,0$ .

Такі параметри передачі, як вантажопідйомність і жорсткість, вказані в стандарті для кулькогвинтових передач з трьохвитковими гайками. При числі витків 1, 2, 4, 5 і 6 значення динамічної вантажопідйомності повинні бути зменшені в  $K_i$  раз, а значення статичної вантажопідйомності і осьової жорсткості - в  $K_{i0}$  раз.

Зниження динамічної і статичної вантажопідйомності із зменшенням твердості поверхні кочення нижче 61HRC<sub>3</sub> враховують відповідно коефіцієнтами  $K_H$  і  $K_{H0}$ , значення яких обчислюють за формулами:

$$K_H = (HRC_3/61)^3; K_{H0} = (HRC_3/61)^{4.4}.$$

Для заданих умов визначаємо:  $K_H = 1$ ,  $K_{H0} = 1$ .

Вплив якості матеріалу деталей передачі на опір контактній втомі враховують введенням коефіцієнта  $K_M$ . Зазвичай  $K_M = 1$ , але при виготовленні кулькогвинтових передач із високоякісних сталей, отриманих електрошлаковим чи вакуумним переплавом, приймають  $K_M$  рівним 1,4 і 1,7 відповідно.

Таким чином, коригуючі коефіцієнти  $K$  і  $K_0$  для обчислення розрахункових значень відповідно динамічної і статичної вантажопідйомності:

$$K = K_T K_p K_H K_M / K_i; K = 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 / 1,0 = 0,95;$$

$$K_0 = K_{T0} K_{H0} / K_{i0}; K = 0,9 \cdot 1,0 / 1,0 = 0,9.$$

*Попередній вибір типорозміру кулькогвинтової передачі.*

З метою прискорення вибору типорозміру кулькогвинтової передачі з числа стандартних можна використовувати наступні рекомендації. Для передачі з натягом мінімально необхідна базова динамічна вантажопідйомність з умови збереження натягу і досягнення необхідної жорсткості:

$$C_{a \min} = 1.25 F_{\max} / K ;$$

$$C_{a \min} = 1.25 \cdot 10600 / 0.9 = 14722 \text{ Н.}$$

По таблицям стандарту підбирають типорозмір, що задовольняє вимозі  $C_a \geq C_{a \min}$  для передач з натягом. З урахуванням конструкторських вимог та для заданих умов вибираємо передачу 32×5 мм.

Вибираємо для обраного типорозміру кулькогвинтової передачі значення наступних параметрів: номінальний діаметр  $d_0 = 32$  мм, крок різьби  $P = 5$  мм і діаметр тіл обертання  $D_w = 3,0$  мм, базова динамічна

вантажопідйомність  $C_a = 11000$  Н, базова статична вантажопідйомність  $C_{0a} = 26700$  Н.

Розраховуємо значення скоригованої динамічної  $C_{ap}$  та скоригованої статичної  $C_{0ap}$  вантажопідйомності:

$$C_{ap} = KC_a = 0,95 \cdot 11000 = 10450 \text{ Н}; C_{0ap} = K_0 C_{0a} = 0,9 \cdot 26700 = 24030 \text{ Н}.$$

Для передачі з натягом виконують оцінку вибраного типорозміру передачі по можливій силі  $F_{нат}$  попереднього натягу і максимально досяжної жорсткості  $R_{max}$ .

Щоб в процесі роботи не відбулося повного розвантаження неробочої гайки, силу  $F_{нат}$  (Н) попереднього натягу назначають рівною  $F_{нат} = (0,1 \dots 0,2)C_{ap}$  за умови  $F_{нат} \geq 0,25 F_{max}$ . Для заданих умов визначаємо:  $F_{нат} = (0,1 \dots 0,2) \cdot 10450 = 2090$  Н, умова  $F_{нат} = 2090 \text{ Н} \geq 0,25 F_{max} = 1100$  Н виконується.

Вихідними умовами значення максимальної необхідної жорсткості не задається. Тому розраховуємо фактичну жорсткість кулькогвинтової передачі:

$$R_{фак} = 2,6 K_{тR} d_0^{0,89} D_w^{-0,56} (i_b K_z)^{0,67} F_{нат}^{0,33},$$

де  $K_z$  – коефіцієнт, що враховує неповноту робочого витка унаслідок наявності кульок в перепускному каналі:

$$K_z = 1 - 3 \sin \left( \arctg \left( \frac{Pz}{\pi d_0} \right) \right).$$

Маємо:

$$K_z = 1 - 3 \sin \left( \arctg \left( \frac{5 \cdot 1}{\pi \cdot 32} \right) \right) = 0.85$$

$$R_{\text{фак}} = 2.6 \cdot 1 \cdot 32^{0.89} \cdot 3^{-0.56} (3 \cdot 0.85)^{0.67} \cdot 2090^{0.33} = 717 \text{ Н/мм}.$$

*Розрахунок гвинта на статичну стійкість.*

Гвинт передачі сприймає значне осьове навантаження. В залежності від осової фіксації гвинт, що обертається, працює на розтяг або стиснення. Розраховуємо значення критичної сили  $F_{\text{кр}}$ , Н, по Ейлеру:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^3 E d^4}{64 S (\mu l)^2},$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу гвинта;

$d$  – діаметр різьби по впадинам, для попередніх розрахунків можна приймати  $d = d_0 - D_w$ ;

$S$  – коефіцієнт запасу,  $S = (1,4 \dots 4)$  (зазвичай  $S = 3$ );

$\mu$  – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення гвинта;

$l$  – довжина навантаженої (неопорної) ділянки гвинта.

Маємо:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 29^4}{64 \cdot 3 \cdot (0.707 \cdot 330)^2} = 4,4 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Умова міцності  $F_{\text{max}} = 10600 \text{ Н} \leq F_{\text{кр}} = 4,4 \cdot 10^5 \text{ Н}$  виконується. Статична стійкість гвинта забезпечена.

*Перевірка на динамічну стійкість.*

Граничну частоту обертання кулькогвинтової передачі регламентують двома чинниками: критичною частотою  $n_{кр}$  обертання та лінійною швидкістю руху шарика, останню в свою чергу обмежують фактором:

$$d_0 n \leq 8 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}.$$

Критичну частоту обертання розраховують із умови запобігання резонансу:

$$n_{кр} = 5 \cdot 10^7 \nu K_B d / l^2,$$

де  $\nu$  – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення гвинта;

$K_B$  – коефіцієнт запасу по частоті обертання,  $K_B = 0,5 \dots 0,8$ .

Маємо:

$$n_{кр} = 5 \cdot 10^7 \cdot 3,4 \cdot 0,65 \cdot 32 / 330^2 = 32470 \text{ хв}^{-1}.$$

Обмеження по лінійній швидкості шарика дає значення  $8 \cdot 10^4 / 32 = 2500 \text{ хв}^{-1}$ . Таким чином встановлюємо, що гранична частота обертання кулькогвинтової передачі складає  $n_{гр} = 2500 \text{ хв}^{-1}$ .

*Визначення коефіцієнту корисної дії передачі.*

Коефіцієнт корисної дії кулькогвинтової передачі, що перетворює обертальний рух в поступальний:

при ведучому гвинті

$$\eta = \frac{\text{tg} \psi K_{нат}}{\text{tg}(\psi + \rho)},$$

при ведучій гайці

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \rho) K_{\text{нат}}}{\operatorname{tg}\psi},$$

де  $\psi$  – кут підйому різьби, рад:

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{Pz}{\pi d_0}\right);$$

$K_{\text{нат}}$  – коефіцієнт, що враховує вплив натягу;

$\rho$  – приведений кут тертя в різьбі, рад:

$$\rho = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_k}{0.5 D_w \sin \alpha}\right),$$

де  $f_k$  – коефіцієнт тертя кочення, мм,  $f_k = 0,005 \dots 0,015$  мм;

$\alpha$  – кут контакту,  $\alpha = 45^\circ = 0,785$  рад.

Коефіцієнт, що враховує вплив натягу при невеликому натягу  $K_{\text{нат}} = 1$ .

Розраховуємо інші показники:

$$\rho = \operatorname{arctg}\left(\frac{0.01}{0.5 \cdot 3 \cdot \sin 0.785}\right) = 9.43 \cdot 10^{-3} \text{ рад};$$

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{5 \cdot 1}{\pi \cdot 32}\right) = 0.0497 \text{ рад.}$$

Розраховуємо значення ККД передачі:

при ведучому гвинті

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(0.0497) \cdot 1}{\operatorname{tg}(0.0497 + 0.00943)} = 0.84,$$

при ведучій гайці

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(0.0497 - 0.00943) \cdot 1}{\operatorname{tg}(0.0497)} = 0.81.$$

Момент холостого ходу для передачі з натягом:

$$M_{x.x} = \frac{0.5 \cdot 10^{-3} F_{\text{нат}} d_0 \sin(2\rho)}{K_r \cos(\psi + \rho) \cos(\psi - \rho)} =$$

$$= \frac{0.5 \cdot 10^{-3} \cdot 2650 \cdot 32 \cdot \sin(2 \cdot 0.00943)}{0.95 \cdot \cos(0.0497 + 0.00943) \cdot \cos(0.0497 - 0.00943)} = 0.84 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

## ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти розв'язане важливе технічне завдання розробки двохгвинтового приводу подачі з перерозподілом сил та циліндричною піноллю для зменшення її перекосу в напрямних силових вузлів технологічного обладнання та зниження негативного силового впливу з боку процесу обробки на вихідний орган приводу подачі шляхом оснащення останнього диференціалом, що самоблокується різницею крутних моментів на вихідних ланках, в якості яких виступають дві гвинтові передачі, пов'язані з піноллю.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

- проведено аналіз існуючих конструкцій силових вузлів з приводом подачі пінольного типу, в тому числі і з перемінною структурою приводу;
- проведено аналіз існуючих конструкцій диференціалів, що самоблокуються різницею крутних моментів на вихідних ланках;
- розроблено конструкцію силового вузла з двохгвинтовим механізмом приводу подачі пінолі та диференціалом, що самоблокується різницею крутних моментів на вихідних ланках;
- виконано необхідні проектні та перевірочні розрахунки, що забезпечують та підтверджують працездатність запропонованої конструкції.

Запропоновано для розв'язку даної задачі використати диференціали, що самоблокуються різницею моментів на вихідних ланках, що працюють за схемою Вернона Глізмана. Привід подачі має дві гвинтові передачі до одного вихідного органу – пінолі. У випадку розташування вектора результуючої сили технологічного опору у площині, що проходить посередині між осями гвинтових передач, диференціал буде розподіляти крутні моменти у даних передачах симетрично. Однак у випадку зміщення сили технологічного опору до однієї з гвинтових передач виникатиме момент, що перекошуватиме рухому піноль, оскільки одна з гвинтових передач буде більш навантаженою. Для запобігання цьому перекошуванню диференціал самостійним

блокуванням перенаправить частину крутного моменту від двигуна до більш навантаженої передачі. Даний ефект триватиме доти, доки хвататиме ступені блокування диференціалу.

Наведені у роботі проектні та перевірочні розрахунки підтверджують працездатність запропонованої конструкції.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1) Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х частинах. Під заг. ред. Ю.М. Кузнєцова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 507 с.
- 2) Пат. на винахід 30496 А Україна, МПК В23Q 5/22. Пристрій для дискретної подачі робочого органу верстата / В. М. Пестунов, В. А. Крижанівський, А. В. Барамба. - заявник і патентовласник Кіровоград. ін-т с.-г. машинобуд. - № 98052531 ; заявл. 15.05.1998 ; опубл. 15.11.2000 ; Бюл. № 6. - 2 с. : іл.
- 3) Shih, S. and Bowerman, W., "An Evaluation of Torque Bias and Efficiency of Torsen Differential," SAE Technical Paper 2002-01-1046, 2002, <https://doi.org/10.4271/2002-01-1046>.
- 4) Egnaczak, B., "The New Torsen II Traction Technology," SAE Technical Paper 940736, 1994, <https://doi.org/10.4271/940736>.
- 5) Gleasman V. E. Differential : U.S. Patent 2,559,916 A. – Publ. Date: 10.07.1951. – Available at: <https://patents.google.com/patent/US2559916A> (accessed 31.05.2025)
- 6) Gleasman V. E. Differential gear mechanism : U.S. Patent 2,859,641 A. – Publ. Date: 11.11.1958. – Available at: <https://patents.google.com/patent/US2859641A> (accessed 31.05.2025)
- 7) Quaife R. T. Differential mechanism : European Patent EP 0130806 A2. – Publ. Date: 09.01.1985; Priority Date: 01.07.1983. – Available at: European Patent Office (accessed 31.05.2025)
- 8) Toyo Bearing Manufacturing Co. Limited slip differential gear : US Patent US 4319386 A. – Publ. Date: 19.03.1982. – Available at: <https://patents.google.com/patent/US4319386A> (accessed 31.05.2025).
- 9) <http://www.torsen.com/products/T-3.htm>.
- 10) Гречка А.І. Підвищення точності і навантажувальної здатності пінольних механізмів агрегатно-модульного технологічного обладнання :

дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук. Спец. 05.03.01 – Процеси механічної обробки, верстати та інструменти / А.І. Гречка ; наук. кер.: А.М. Кириченко. – Кіровоград, 2008. – 218 с.

11) Крижанівський В.А. Результати дослідження умов функціонування виконавчих органів приводів подач. // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний зб. «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин» – Кіровоград, 1999. – Вип. 27. – с. 111-114.

12) 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.

13) Крижанівський В.А. Структурно-схемний аналіз традиційних структур силових вузлів агрегатних верстатів // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (напряом "Інженерна механіка") – Луцьк: Луцький державний технічний університет, 1999. – Вип.6. – с. 6-10.

14) Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.

15) Бочков В. М., Сілін Р. І., Гаврильченко О. В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник / За ред. Сіліна Р. І. – Львів: Видавництво «Бескид Біт», 2008. – 448 с.

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
		Вузол силовий			
	КРБ.ПМ.25.65.23.00.00	Складальний кресленик			
		Складальні одиниці			
1	КРБ.ПМ.25.65.23.01.00	Передача гвинт-гайка кочіння	1		
2	КРБ.ПМ.25.65.23.02.00	Піноль	1		
3	КРБ.ПМ.25.65.23.03.00	Диференціал	1		
4	КРБ.ПМ.25.65.23.04.00	Бачок	1		
5	КРБ.ПМ.25.65.23.05.00	Кожух відсіку мультиплікаторів	1		
		Деталі			
11	КРБ.ПМ.25.65.23.00.01	Корпус	1		
12	КРБ.ПМ.25.65.23.00.02	Напрямна передня	1		
13	КРБ.ПМ.25.65.23.00.03	Напрямна задня	1		
14	КРБ.ПМ.25.65.23.00.04	Вал обертання диференціалу	1		
15	КРБ.ПМ.25.65.23.00.05	Кільце на вал між підшипниками 205	1		
16	КРБ.ПМ.25.65.23.00.06	Кронштейн вузла вала обертання диференціалу	1		
17	КРБ.ПМ.25.65.23.00.07	Кришка вузла вала обертання диференціалу	1		
18	КРБ.ПМ.25.65.23.00.08	Вал внутрішній	1		
19	КРБ.ПМ.25.65.23.00.09	Вал зовнішній	1		
20	КРБ.ПМ.25.65.23.00.10	Кронштейн вузла зовнішнього вала	1		
21	КРБ.ПМ.25.65.23.00.11	Кришка вузла зовнішнього вала	1		
22	КРБ.ПМ.25.65.23.00.12	Кільце дистанційне до підшипника 111	1		
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА	Олександр ЛЯДСЬКИЙ	Андрій ГРЕЧКА	1:1
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний	
		Вузол силовий		КРБ.ПМ.25.65.23.00.00	
		A	2025-06-01	uk	1/4

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
23	КРБ.ПМ.25.65.23.00.13	Кільце між підшипниками			
		111	1		
24	КРБ.ПМ.25.65.23.00.14	Кільце в отвір між			
		підшипниками 205	1		
25	КРБ.ПМ.25.65.23.00.15	Колесо зубчасте			
		зовнішнього вала	1		
26	КРБ.ПМ.25.65.23.00.16	Колесо зубчасте			
		внутрішнього вала	1		
27	КРБ.ПМ.25.65.23.00.17	Колесо зубчасте вала			
		передачі гвинт-гайка			
		кочіння	2		
28	КРБ.ПМ.25.65.23.00.18	Кільце дистанційне до			
		підшипника 7000104	2		
29	КРБ.ПМ.25.65.23.00.19	Кільце між			
		підшипниками 7000104	2		
30	КРБ.ПМ.25.65.23.00.20	Кільце дистанційне до			
		підшипника 8204	2		
31	КРБ.ПМ.25.65.23.00.21	Кільце під манжету 26	2		
32	КРБ.ПМ.25.65.23.00.22	Кронштейн передній			
		передачі гвинт-гайка			
		кочіння	2		
33	КРБ.ПМ.25.65.23.00.23	Кронштейн задній			
		передачі гвинт-гайка			
		кочіння	2		
34	КРБ.ПМ.25.65.23.00.24	Призма ліва	1		
35	КРБ.ПМ.25.65.23.00.25	Призма права	1		
36	КРБ.ПМ.25.65.23.00.26	Прокладка до призм	2		
37	КРБ.ПМ.25.65.23.00.27	Обмежувач задньої			
		напрямої	1		
38	КРБ.ПМ.25.65.23.00.28	Кронштейн вузла			
		шліцьового вала	1		
39	КРБ.ПМ.25.65.23.00.29	Пластина перехідна	1		
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА	Олександр ЛЯДСЬКИЙ	Андрій ГРЕЧКА	1:1
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний	
		Вузол силовий		КРБ.ПМ.25.65.23.00.00	
				A	2025-06-01

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
40	КРБ.ПМ.25.65.23.00.30	Корпус вузла веденого вала	1		
41	КРБ.ПМ.25.65.23.00.31	Кільце під манжету 45	1		
42	КРБ.ПМ.25.65.23.00.32	Кільце між підшипниками 207	1		
43	КРБ.ПМ.25.65.23.00.33	Шків ведений	1		
44	КРБ.ПМ.25.65.23.00.34	Реборда веденого шківа	2		
45	КРБ.ПМ.25.65.23.00.35	Кільце до реборди веденого шківа	1		
46	КРБ.ПМ.25.65.23.00.36	Вал шліцьовий	1		
47	КРБ.ПМ.25.65.23.00.37	Вал ведучого шківа	1		
48	КРБ.ПМ.25.65.23.00.38	Кільце 4x45x55	1		
49	КРБ.ПМ.25.65.23.00.39	Реборда ведучого шківа	2		
50	КРБ.ПМ.25.65.23.00.40	Шків ведучий	1		
51	КРБ.ПМ.25.65.23.00.41	Кільце під манжету 50	1		
52	КРБ.ПМ.25.65.23.00.42	Кільце над манжетою 50	1		
53	КРБ.ПМ.25.65.23.00.43	Кільце між підшипниками 109	1		
54	КРБ.ПМ.25.65.23.00.44	Кронштейн двигуна 4ПФ112СУХЛ4	1		
55	КРБ.ПМ.25.65.23.00.45	Кронштейн двигуна ДК1-3,5-111	1		
56	КРБ.ПМ.25.65.23.00.46	Кожух відсіку диференціала	1		
57	КРБ.ПМ.25.65.23.00.47	Кожух зубчато-пасової передачі	1		
58	КРБ.ПМ.25.65.23.00.48	Штуцер	1		
59	КРБ.ПМ.25.65.23.00.49	Кільце над манжетою 45	1		
60	КРБ.ПМ.25.65.23.00.50	Кільце 4x35x45	1		
		Стандартні вироби			
71		Болт М12-6gx30	4	ГОСТ 7798-70	
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА	Олександр ЛЯДСЬКИЙ	Андрій ГРЕЧКА	1:1
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний	
		Вузол силовий		КРБ.ПМ.25.65.23.00.00	
		A	2025-06-01	uk	3/4

Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал
72		Болт М12-6gx45	4	ГОСТ 7798-70	
74		Гайка М8-6Н	6	ГОСТ 2526-70	
75		Гайка М12-6Н	4	ГОСТ 5927-70	
77		Гайка 7003-0133/001	1	ГОСТ 12460-67	
78		Гайка 7003-0135/001	2	ГОСТ 12460-67	
79		Гайка 7003-0140/001	1	ГОСТ 12460-67	
80		Гайка 7003-0144/001	1	ГОСТ 12460-67	
82		Гайка накидна 6-022	2	ГОСТ 13957-74	
84		Гвинт М8-6gx16	6	ГОСТ 11738-84	
85		Гвинт М8-6gx25	20	ГОСТ 11738-84	
86		Гвинт М8-6gx30	12	ГОСТ 11738-84	
87		Гвинт М10-6gx25	2	ГОСТ 11738-84	
88		Гвинт М10-6gx30	4	ГОСТ 11738-84	
89		Гвинт М10-6gx45	8	ГОСТ 11738-84	
90		Гвинт М10-6gx70	4	ГОСТ 11738-84	
91		Гвинт М10-6gx80	4	ГОСТ 11738-84	
92		Гвинт М12-6gx35	4	ГОСТ 11738-84	
93		Гвинт М12-6gx45	4	ГОСТ 11738-84	
94		Гвинт М12-6gx50	4	ГОСТ 11738-84	
96		Гвинт М4-6gx6	102	ГОСТ 17473-80	
97		Гвинт М6-6gx32	2	ГОСТ 17473-80	
99		Кільце 26-32-36-1-0	1	ГОСТ 9833-73	
100		Кільце 104-110-36-1-0	1	ГОСТ 9833-73	
101		Кільце 124-130-36-1-0	1	ГОСТ 9833-73	
103		Кільце А25	1	ГОСТ 13940-86	
104		Кільце А55	1	ГОСТ 13940-86	
106		Кільце А52	1	ГОСТ 13941-86	
107		Кільце А72	1	ГОСТ 13941-86	
108		Кільце А75	1	ГОСТ 13941-86	
110		Манжета 1.1-25x42-1	1	ГОСТ 8752-79	
111		Манжета 1.1-26x45-1	2	ГОСТ 8752-79	
112		Манжета 1.1-32x52-1	1	ГОСТ 8752-79	
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА	Олександр ЛЯДСЬКИЙ	Андрій ГРЕЧКА	1:1
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний	
		Вузол силовий		КРБ.ПМ.25.65.23.00.00	
				А	2025-06-01



