

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Модернізація приводу головного руху
з розробкою приводу затиску патрона токарного
верстата із максимальним діаметром заготовки 200 мм

Виконав: студент 2 курсу, групи МВм-61
спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Максим МАРКОВСЬКИЙ
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник Володимир КРУПА
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль Володимир КОБЕЛЬНИК
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри Володимир КРУПА
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент
(підпис) (прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет _____ інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра _____ конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ВІ

Володимир КРУПА

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

2025 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня _____ магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю _____ 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

студенту _____ Марковському Максиму Петровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Модернізація приводу головного руху з розробкою приводу затиску патрона токарного верстата із максимальним діаметром заготовки 200 мм

Керівник роботи Крупа Володимир Васильович, к.т.н, доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «15» серпня 2025 року № 4/7-756 та уточнено наказом № 4/7-1050 від «03» 12 2025 року

2. Термін подання студентом завершеної роботи до 20.12.2025

3. Вихідні дані до роботи: Технологічний процес типової деталі, паспорт верстата-прототипа 16K20T1,

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналітичний розділ: Аналіз верстата-прототипа; патентний аналіз типів приводів затиску патрона токарних верстатів; типи затиску патрона токарних верстатів, та їх аналіз; 2. Технологічний розділ: Аналіз та вибір схеми формоутворення на токарних верстатах; Аналіз компоновальної схеми; Аналіз деталі; Розробка технологічного процесу (маршрутна та операційна технологія) виготовлення деталі; Розрахунки режимів різання; 3. Конструкторський розділ: Кінематичні та силові розрахунки модернізованого приводу головного руху; Розробка конструкції електромеханічного приводу затиску патрона; Аналіз напружено-деформованого стану. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях; Висновки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Кінематична схема – 1 ф. А1; 2 Креслення деталі та заготовки – 1 ф. А2; Графотехнологія – 1 ф. А1; Коробка швидкостей – 1 ф. А1; Шпиндельний вузол з механізмом затиску патрона – 1 ф. А1

1 слайдів по патентних дослідженнях, 2-3 слайди по розрахунку напружено-деформованого стану

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	Сеник А.А., ст. викл. каф. ВІ		
	Теслюк В.М., асист. каф. ОХ		

7. Дата видачі завдання

15.08.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	04.12	
	Аналіз верстата-прототипа	04.12	
	Патентний аналіз типів приводів затиску патрона токарних верстатів	04.12	
	Типи затиску патрона токарних верстатів, та їх аналіз	04.12	
2	ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	10.12	
	Аналіз схем формоутворення та компоновальної схеми	06.12	
	Аналіз деталі та розробка технологічного процесу	08.12	
	Розрахунки режимів різання	10.12	
3	КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	18.12	
	Кінематичний розрахунок	12.12	
	Силовий розрахунок	15.12	
	Розробка конструкції шпиндельного вузла з механізмом затиску патрона	16.12	
	Аналіз напружено-деформованого стану шпиндельного вузла	18.12	
4	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	05.12	
5	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки	20.12	
6	Оформлення графічної частини	20.12	
7	Оформлення роботи в цілому	21.12	

Студент

Максим МАРКОВСЬКИЙ

(підпис)

(Власне ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

Керівник роботи

Володимир КРУПА

(підпис)

(Власне ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

АНОТАЦІЯ

Робота присвячена модернізації приводу головного руху токарного верстата з розробкою приводу затиску патрона

У розділі виконано аналіз базової моделі токарного верстата з ЧПК, його кінематичної схеми, системи керування та конструктивних особливостей. Проведено класифікаційний та порівняльний аналіз приводів затиску патрона, визначено їх переваги, недоліки й сучасні тенденції розвитку. На основі патентного та літературного аналізу обґрунтовано доцільність удосконалення приводу головного руху та впровадження електромеханічного приводу затиску.

У розділі проаналізовано процеси формування на токарних верстатах та обґрунтовано вибір компоновкової схеми верстата з урахуванням найбільш формоутворюючих рухів. Розроблено технологічний процес обробки типової деталі, виконано розрахунок припусків і режимів різання для всіх операцій. Визначено граничні значення частоти обертання шпинделя та подачі, які є вихідними даними для проектування приводу головного руху і коробки швидкостей.

У розділі виконано кінематичний і силовий розрахунок приводу головного руху токарного верстата та обґрунтовано вибір його оптимальної кінематичної схеми. Сконструйовано коробку швидкостей і розроблено конструкцію електромеханічного приводу тиску патрона, що забезпечує регульовану силу тиску заготовки. Проведено аналіз напружено-деформованого стану шпиндельного вузла з урахуванням дій сил різання та зусиль затиску засобами чисельного моделювання. Отримані результати підтверджують працездатність, жорсткість і надійність запропонованих конструктивних рішень у всіх частинах робочих місць

Обґрунтовано розроблені технічні рішення відповідно до вимог охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях

Ключові слова: привід затиску патрона; кінематична схема; напружено-деформований стан; шпиндельний вузол, коробка швидкостей

ABSTRACT

The work is dedicated to the modernization of the head drive of a lathe with a change in the chuck clamping drive

The section includes an analysis of the basic model of a lathe with CPC, its kinematic diagram, the ceramic system and design features. A classification and level analysis of chuck clamping drives was carried out, their advantages, shortcomings and current development trends were identified. On the basis of patent and literary analysis, the importance of improving the head drive and introducing an electromechanical drive has been demonstrated.

In this section, the forming process on turning benches is analyzed and the choice of layout diagrams of the benchtop with the greatest shaping elements is determined. The technological process of processing a standard part has been detailed, the allowances and cutting modes have been defined for all operations. The limit values of the spindle rotation frequency and feed rate are determined, which are the output data for designing the head drive and gearbox.

The section has a kinematic and power design for the drive of the head handle of the lathe and is equipped with a selection of the optimal kinematic scheme. A gearbox is designed and divided into an electromechanical drive for the chuck vise, which ensures adjustable vise force on the workpiece. An analysis of the stress-strained spindle assembly was carried out with the determination of the forces of cutting and pressing using the methods of numerical modeling. The results confirm the efficiency, rigor and reliability of the proposed design solutions in all parts of the work place

The technical solutions have been developed to ensure safety and security in emergency situations

Key words: driving the cartridge; kinematic scheme; stress-strain mill; spindle assembly, gearbox

ЗМІСТ

ВСТУП.....	
Розділ 1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ.....	
1.1 Аналіз базової моделі верстата.....	
1.1.1. Загальна характеристика та технічні характеристики верстата.....	
1.1.2. Аналіз кінематичної схеми.....	
1.1.2.1.Привід головного руху.....	
1.1.2.2.Привід подач.....	
1.1.3. Основні недоліки конструкції базової моделі верстата та шляхи їх усунення	
1.1.4. Управління верстатом.....	
1.2 Аналіз приводів затиску патрона токарних верстатів	
1.2.1. Класифікація та технічна характеристика приводів.....	
1.2.2. Основні вимоги до приводів затиску.....	
1.2.3. Порівняльний аналіз ефективності	
1.2.4. Сучасні тенденції розвитку.....	
1.3 Патентний аналіз.....	
1.4 Аналіз публікацій із тематики дослідження	
1.5 Висновки по розділу, постановка мети та завдань дослідження ...	
Розділ 2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	
2.1 Аналіз формотворення на токарних верстатах.....	
2.2 Аналіз компоновальної схеми верстату.....	
2.3 Технологічні розрахунки.....	
2.3.1. Розрахунок припусків на обробку.....	
2.3.2. Розрахунок режимів різання.....	
2.4 Висновки по розділу	

Розділ 3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	
3.1 Обґрунтування та попередній розрахунок приводів верстата	
3.2 Кінематичний розрахунок.....	
3.2.1. Визначення граничних значень частот обертання шпинделя.....	
3.2.2. Визначення проміжкових значень частот обертання.....	
3.2.3. Розробка структурної формули приводу.....	
3.2.4. Визначення кількості конструктивних та кінематичних варіантів.....	
3.2.5. Визначення структурних формул кінематичних варіантів.....	
3.2.6. Побудова структурних сіток та вибір оптимального варіанту	
3.2.7. Розробка кінематичної схеми приводу.....	
3.3 Визначення чисел зубів зубчастих коліс.....	
3.4 Силовий розрахунок.....	
3.4.1. Визначення прогину шпинделя	
3.4.2. Розрахунок особливо навантаженого валу.....	
3.5. Розрахунок особливо навантаженого зубчастого зачеплення	
3.6. Розробка 3D моделі та розрахунок елементів засобами SolidWorks simulation.....	
3.6.1. Розрахунок елементів стола засобами SolidWorks simulation	
3.7. Висновки по розділу.....	
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	
ДОДАТКИ.....	

ВСТУП

Актуальність теми.

У сучасному машинобудуванні токарні верстати залишаються базовим видом металорізального обладнання для виготовлення деталей обертанням в умовах одиничного, дрібносерійного та серійного виробництва. Значна частина верстатного парку на підприємствах України представлена універсальними токарними верстатами застарілих конструкцій, приводів головного руху та механізмів затиску, які не повною мірою відповідають сучасним вимогам щодо продуктивності, точності, енергоефективності та безпеки обробки.

Привід головного руху істотно впливає на стабільність частоти обертання шпинделя, точність формоутворення та якість обробленої поверхні, особливо при точінні заготовок середніх діаметрів до 200 мм, для характеру яких підвищені моменти різання та зміни навантаження. Недосконалість кінематичних схем і зношеність елементів коробок швидкостей призводять до зростання динамічних навантажень, вібрацій і зниження ресурсу шпиндельного вузла.

Не менш важливою складовою є механізм затиску патрона, від надійності та стабільності якого залежить точність базування заготовки, повторюваність розмірів і безпечність процесу обробки. Використання традиційних механічних або ручних систем тиску забезпечує можливість регулювання сили тиску та ускладнює інтеграцію в автоматизовані виробничі системи. У цьому контексті перспективним є застосування електромеханічних приводів затиску, що забезпечує керованість, відтворюваність зусилля та підвищення

Таким чином, модернізація приводу головного руху з одночасною розробкою електромеханічного приводу затиску патрона токарного верстата для оброблення заготовок максимальним діаметром 200 мм є актуальним науково-технічним завданням. Реалізація таких рішень дозволяє підвищити ефективність використання існуючого обладнання, підвищити показники точності та якості обробки, зменшити енерговитрати та створити передумови для подальшої автоматизації токарних операцій.

Мета і завдання.

Метою роботи є удосконалення приводу головного руху токарного верстата з розширенням його діапазону регулювання та розроблення конструкції приводу затиску патрона

Для реалізації мети дослідження необхідно реалізувати наступні завдання:

1. Провести аналіз формоутворення та компоновальної схеми верстату з метою виявлення необхідних рухів та можливостей для удосконалення компоновальної схеми;

2. Провести технологічні розрахунки типової деталі, що обробляється на верстаті, а також режимів різання, необхідних для забезпечення обробки сучасними матеріалами з метою оцінки необхідних граничних режимів обробки

3. Провести кінематичний розрахунок приводу головного руху та розробити оптимальну його кінематичну схему

4. Провести силовий розрахунок елементів конструкції приводу головного руху та сконструювати нову коробку швидкостей

5. Розробити конструкцію електромеханічного приводу затиску патрона

6. Провести аналіз напружено-деформованого стану шпиндельного вузла верстата з механізмом приводу затиску патрона

Об'єкт і предмет дослідження

Об'єкт дослідження — привід головного руху та система затиску патрона токарного верстата для оброблення заготовок діаметром до 200 мм.

Предмет дослідження — кінематичні, силові та напружено-деформовані характеристики приводу головного руху і електромеханічного механізму затиску патрона, а також їх вплив на точність, жорсткість і надійність роботи токарного верстата.

Методи дослідження

У роботі використано такі методи дослідження:

методи теорії механізмів і машин для кінематичного аналізу приводу головного руху;

методи опору матеріалів і теорії пружності для силового розрахунку елементів коробки швидкостей і механізму затиску;

аналітичні методи визначення сил різання та крутних моментів;

методи чисельного моделювання (метод скінченних елементів) для аналізу напружено-деформованого стану шпиндельного вузла;

методи комп'ютерного проєктування (CAD/CAE) для розроблення та перевірки конструктивних рішень.

Практичне значення одержаних результатів

Практичне значення роботи полягає в тому, що:

розроблені конструктивні рішення можуть бути використані під час модернізації універсальних токарних верстатів у виробничих умовах;

застосування електромеханічного приводу затиску забезпечує підвищення безпеки, повторюваності затиску та якості оброблення деталей;

результати розрахунків і моделювання можуть бути використані як інженерні рекомендації при проєктуванні приводів головного руху та затискних механізмів;

матеріали роботи можуть застосовуватися в навчальному процесі при вивченні дисциплін з верстатобудування та привідної техніки.

Апробація результатів.

Основні результати магістерської роботи апробовано шляхом публікації тез конференції.

Публікації.

За результатами досліджень опубліковано 1 тези конференції:

1. Марковський М. П. Розробка приводу затиску патрона токарного верстата / Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XIV міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2025), Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2025 – С. 103

Структура роботи.

Робота складається з 4 частин пояснювальної записки, додатків та графічних матеріалів.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Аналіз базової моделі верстата

1.1.1. Загальна характеристика та технічні характеристики верстата

Токарний верстат, розроблений на базі токарного верстат з ЧПК підвищеної точності моделі 16K20T1 [12, 60], призначений для токарної обробки деталей типу тіл обертання за програмою, що вводиться вручну або записана на жорсткому диску. На цьому верстаті можна виконувати обробку деталей зі ступінчастим та криволінійним профілем, у тому числі і нарізування різьб. Деталі, оброблювані на даному верстаті, виготовляють із легованої, зносостійкої, жароміцної та жаростійкої сталей, тому верстат повинен володіти високою жорсткістю. Програмне управління верстата дозволяє обробляти деталі дуже складного профілю з великою кількістю переходів в автоматичному режимі, що є економічно вигідним для серійного, мілко серійного та одиничного виробництва.



Рисунок 1.1 Токарний верстат з ЧПК 16K20T1

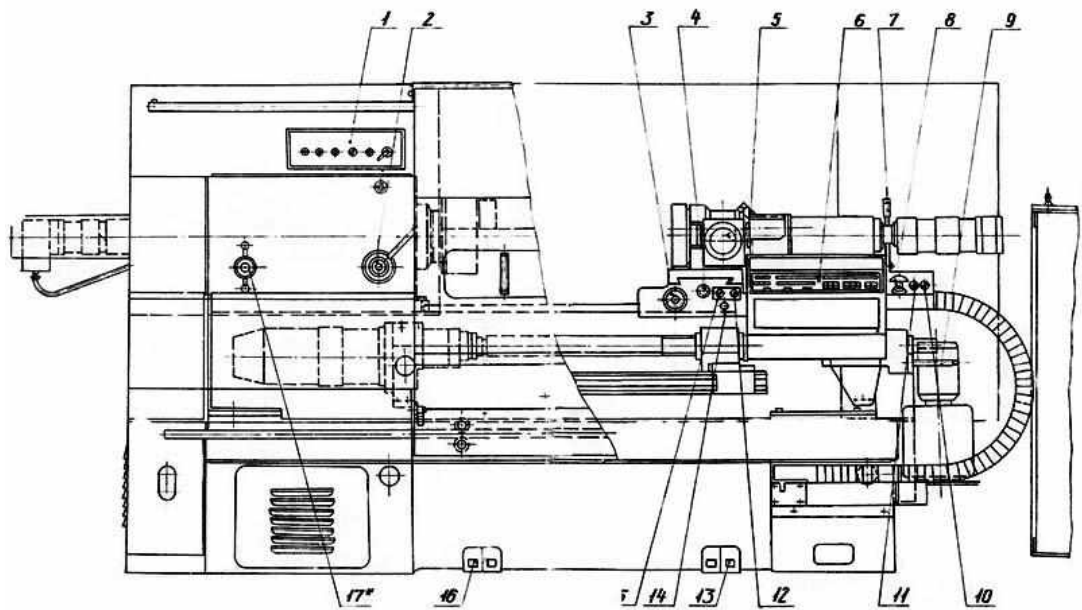


Рисунок. 1.2 Складові частини верстата 16K20T1

1. Панель керування верстата Огорожа планшайби
2. Рукоятка встановлення діапазону частоти обертання шпинделя
3. Ручний генератор переміщення супорта
4. Гніздо для рукоятки поперечного переміщення супорта
5. Рукоятка затискача пінолі задньої бабки
6. Пульт керування та індикації системи ОСУ
7. Рукоятка затискача задньої бабки на станині
8. Кнопка "Аварійна зупинка"
9. Вісь ручного переміщення каретки
10. Кнопка "Сходу з аварійного кулачка"
11. Перемикач "Блокування пульта керування"
12. Перемикач охолодження
13. Педаль переміщення пінолі (здвоєна)
14. Перемикач "Пуск", "Стоп" шпинделя та подачі
15. Лампочка
16. Педаль керування патроном
17. Рукоятка перемикання швидкостей шпинделя

Технічні характеристики верстата 16K20T1 подані в таблиці 1.1

Таблиця 1.1

Параметр	Значення
Найбільший діаметр встановлюваного виробу, мм	500
Найбільший діаметр оброблюваного виробу над супортом, мм	220
Висота різця, що встановлюється в різцетримачі, мм	25
Найбільша довжина встановлюваного виробу при установці в центрах, мм	1000
Найбільша тривалість обробки, мм	905
Центр у шпинделі з конусом Морзе за ГОСТ 13214 - 79	6
Кінець шпинделя фланцевого згідно з ГОСТ 12593 - 72	6к
Діаметр циліндричного відвернення в шпинделі, мм	55
Центр у пінолі з конусом Морзе за ГОСТ 13214 - 79	5
Частота обертання шпинделя (безступінчасте регулювання), об/хв	20 - 2240
Межі частоти обертання шпинделя, що встановлюються вручну, об/хв:	
І діапазон	20 - 325
II діапазон	63 - 900
III діапазон	160 - 2240
Межі програмованих подач, мм/про:	
Повздовжніх	0.01 – 20.47
Поперечних	0.005 – 10.23

Продовження таблиці 1.1

Максимальна (максимально – рекомендована) швидкість робочої подачі, мм/хв (мм/об):	
подовжньої	2000 (2.8)
поперечної	1000 (1.4)
Швидкість швидких ходів, мм/хв, не менше:	
продовжніх	7500
поперечних	5000
Кількість позицій автоматичної поворотної головки	6
Розмір верстата, мм не більше	3250X1700X 1700
Маса верстата, кг, не більше	3800

1.1.2 Аналіз кінематичної схеми**1.1.2.1 Привід головного руху**

Головний рух надається шпинделю VIII. Джерелом руху служить електродвигун М1. Автоматична коробка швидкостей (АКШ) з електромагнітними муфтами М1...М6 забезпечує автоматичне перемикання частоти обертання в діапазоні, що дорівнює 16 (відношення максимальної частоти обертання до мінімальної). Коробка пов'язана з двигуном і зі шпиндельною бабкою клинопасовими передачами Ø130/Ø178 та Ø204/Ø274.

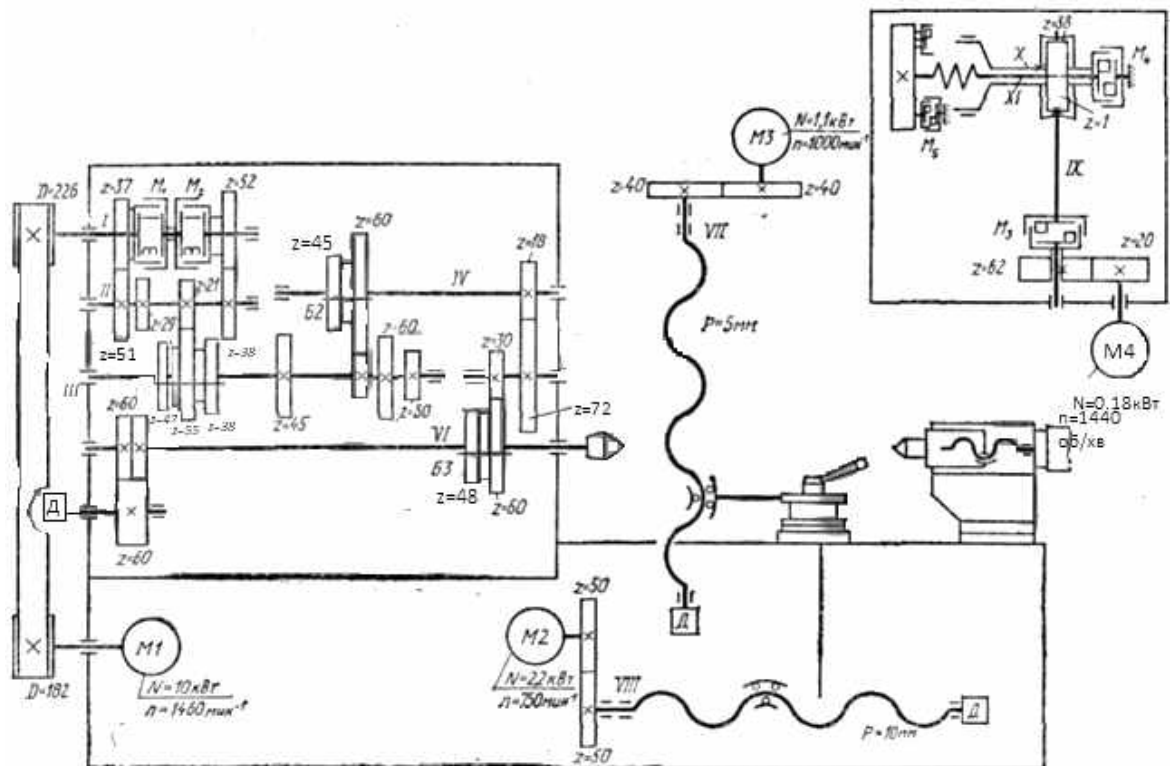


Рисунок. 1.3. Кінематична схема базової моделі верстату

Після постійної передачі 47/47 між валами IV та V йде цепь перебору з великою редукцією, що з'єднує вали V, VI, VII, VIII. При відключенні перебору колесо 45 пересувається по валу VI направо, а блок 48, 60 по шпинделю вліво до включення передач 60/48 або 30/60 між валами V і VIII. Цегла головного руху стає коротшою. Максимальна частота обертання шпинделя:

$$n_{\max} = 1460 \cdot \frac{130}{178} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{48}{24} \cdot \frac{204}{274} \cdot \frac{47}{47} \cdot \frac{60}{48} \approx 2000 \text{ об/хв} \quad (1.1)$$

Вручну перемикаваннями у шпиндельній бабці встановлюють один із трьох діапазонів частот обертання шпинделя. У кожному діапазоні може бути отримано за допомогою АКШ дев'ять ступенів частот обертання. При одночасному включенні муфт M4 та M6 шпиндель гальмується.

1.1.2.2 Привід подач

Повздовжня та поперечна подачі здійснюються ходовими гвинтами XIV та

ХІІ. Якщо джерелом руху служить звичайний (не силовий) кроковий електродвигун (М2 та М3), то потрібний гідро підсилювач ГП та редуктор (30/125 та 24/100). Кут повороту крокового двигуна за шкірний імпульс із системи управління складає 1,50. Цьому буде відповідати мінімальне переміщення каретки супорта:

$$s_{\text{позд. min}} = \frac{1,5}{360} \cdot \frac{30}{125} \cdot 10 = 0,01 \text{ мм} \quad (1.2)$$

За максимальної частоти імпульсів 8000 Гц, тобто 8000 імп./с., швидкість поздовжнього руху $0,01 \cdot 8000 = 80 \text{ мм/с} = 4800 \text{ мм/хв}$.

Поперечний рух вдвічі повільніший, оскільки крок ходового гвинта $p = 5 \text{ мм}$.

При застосуванні в приводі подачі двигуна постійного струму М необхідно вбудовувати датчик Д, який повинен бути з'єднаний з ходовим винтом безпосередньо, або через беззору передачу.

Нарізання різьб досягається узгодженням сигналів, що надходять від фотоелектричного датчика різьнарізання Д1 у шпиндельній бабці, та сигналів, що надходять у кроковий двигун М2. Завдяки цьому поворот шпинделя узгоджується з довгостроковим переміщенням супорту. Відповідність забезпечує система ПВК. У ньому ж перемикачі налаштовують співвідношення рухів, що потрібне для заданого кроку Рд різі, що нарізується. Відомі розрахункові переміщення:

1 про. шпинделя $\rightarrow$ Рд мм переміщення супорта виражається через число імпульсів:

1000 імпульсів від датчика Д1 $\rightarrow$ 100 Рд від імпульсу двигуна М2.

Поворот шайби П різцетримача навколо горизонтальної осі (вал Х) здійснюється електродвигуном М4 через зубчасті колеса 20/625 та черв'ячну передачу 1/38. У робочому стані планшайба фіксується від повороту плоскозубчастою муфтою М9. Її зчеплення, якому перешкоджає пружина на валу Х, і розчеплення відбувається завдяки гвинтовій формі зубів муфти М8. На початку повороту черв'ячного колеса поверхні зубів лівої півмуфти М8 відходять від зубів правої півмуфти. Під дією пружини вал Х із планшайбою пересувається вліво -

муфта М9 розмикається, потім головка повертається у потрібну позицію.

За командою електричного датчика положення Д2, двигун М4 реверсується, причому фіксатор Ф запобігає зворотньому повороту планшайби валу Х і правої півмуфти М8. Через винтову форму зубів вал і головка рухаються вправо – муфта М9 замикається. При однозубій конструкції муфта М7 забезпечує розгін двигуна, використовується сила інерції для зняття затяжки в муфті М8 при розтисканні.

У задній бабці піноль переміщається від електромеханічної головки ЕГ.

1.1.3 Основні недоліки конструкції базової моделі верстата та шляхи їх усунення

Основними недоліками конструкції базової моделі верстата є:

1. технологічні можливості верстата не дозволяють одержувати готові деталі складаного профілю за один установ;
2. різьбонарізний датчик, який дозволяє нарізати тільки кріпильну різь на верстаті;
3. застарілі ДГЗ приводу поздовжньої та поперечної подачі;
4. СЧПК;
5. недостатньо широкий діапазон частот обертання шпинделя;
6. складна конструкція коробки швидкостей, складність без додаткового обладнання розточування деталей циліндрів багатолезовими розточувальними інструментами;
7. розсіювання величини подачі та обертів шпинделя як в межах одного оберту так і на один оберт

Зазначені недоліки усунуті у новій моделі шляхом внесення наступних конструкторських змін.

Замість загальнопромислового асинхронного двигуна серії 4А використання асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором (фірми Siemens) серії 1PH7. Цей двигун дорожчий, але він має ряд істотних переваг, це високі частоти обертання, великі крутний момент і потужність. Це дозволило застосувати

комбінований безступінчастий привод і розширити діапазон частот обертання шпинделя. В результаті було зменшено число зубчастих передач, і, відповідно, габарити коробки швидкостей, її металоємність тощо. Все це дозволило значно спростити конструкцію коробки швидкостей.

У приводі головного руху використовується датчик зворотного зв'язку ЛІР - 190А, який служить для контролю нарізування однозахідної та багатозахідної різі на станці.

Як датчик зворотного зв'язку в приводах поздовжнього та поперечного переміщення застосований оптоелектронний датчик лінійних переміщень ЛІР-8. Це лінійна оптична вимірювальна система, яка призначена для перетворення лінійних переміщень робочих органів верстатів в електричні сигнали, що містять інформацію про величину і напрям цих переміщень. Вона має істотні переваги: нечутлива до загрязнення, вимагає менше точного регулювання відстані між головкою зчитування і лінійкою, а також у ній відсутні навідні електромагнітні поля.

Тому в приводах поздовжнього та поперечного переміщення встановлюємо оптоелектронні датчики лінійних переміщень ЛІР-8. Ці датчики є повним аналогом датчиків LS403 фірми HEIDENHAIN, але при цьому їхня ціна не перевищує 30% ціни аналога.

Характеристика ЛІР-8:

1. тривалість вимірювання до 320 мм;
2. габарити поперечного перерізу 49х20 мм;
3. точність ± 3 мкм/м.

Револьверна головка, яка використовується в даному проекті, виконана конструктивно за зразком револьверної головки фірми «TRAUB». Особливість даної головки та її перевага перед головкою, встановленою на базовому станці полягає в тому, що встановлений додатковий привод на осьовий інструмент. Обертання РГ проводитиметься автоматично за командою УЧПУ, тобто має місце автоматична зміна інструменту.

У станці також замінено систему програмного управління. Конструктивно

пристрій виконаний у вигляді шафи і розділений на блоки. Пульт управління виконаний у вигляді цілого блоку і кріпиться на стійці, яка може повертатися у задане положення.

1.1.4. Управління верстатом

Управління верстатом здійснюється за допомогою системи ППК 1Н22-61. Верстат оснащений слідкуючими електроприводами подачі: джерелами руху є двигуни постійного струму; зворотний зв'язок виконано на базі датчиків фотоімпульсного типу.

Оперативне управління забезпечує введення та редагування керуючої програми за допомогою клавіатури пульта, а також можливість передачі програми у зовнішню пам'ять для її зберігання поза верстатом.

Основні технічні дані системи управління:

1. тип системи - контурний, побудований на базі мікроЕВМ;
2. інтерполяція - лінійна та кругова;
3. система відліку розмірів - в абсолютних та відносних координатах;
4. число команд, що може зберігатися в архіві системи (всередині її), становить 250х6, у тому числі кількість потокових команд програми, яку можна переглянути, виправити та працювати в автоматичному режимі – 250 команд.

При багатопрохідних циклах немає необхідності програмувати кожен робочий хід. Система автоматично повторює набір рухів, необхідних для послідовного зняття всього припуску при заданій глибині різання.

Пульт управління системою складається з клавіш, сигнальних лампочок та цифрових індикаторів. Елементи пульта згруповані у чотири зони. У зоні I розташовані клавіші для керування переміщенням супорта у ручному режимі.

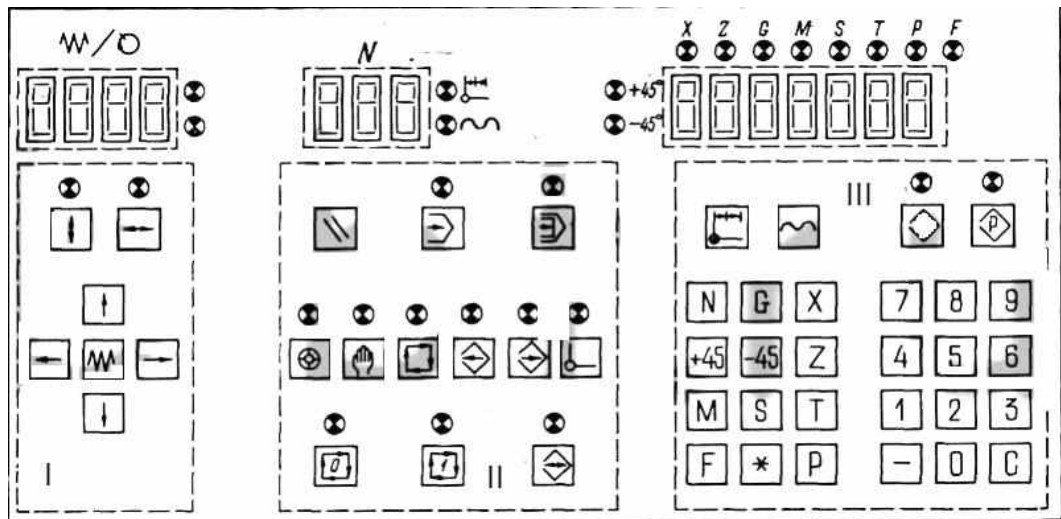


Рисунок. 1.4. Пульти ЧПК верстату

У зоні II згруповані кнопки для вибору режимів роботи та управління робота системи.

Набір клавіш у зоні III служить для введення буквено-цифрової інформації програми.

Верхня частина пульта зайнята трьома цифровими індикаторами серед яких: чотирирозрядний показує значення заданої подачі на оберт шпинделя, трирозрядний - номер кадру (команда) або номер параметра верстату (при вводі та контролю параметрів), семирозрядний - цифрова частина, наступна за буквеними адресами, положення суппорта та інші дані. На пульт встановлені також сигнальні лампочки.

1.2 Аналіз приводів затиску патрона токарних верстатів

Приводи механізмів затиску патронів токарних верстатів є однією з найважливіших підсистем, що забезпечують надійне базування та фіксацію заготовлі, стабільність процесу різання та безпеку праці. Від конструктивного виконання та технічних характеристик приводу значною мірою залежать точність механічного оброблення, допустимі режими різання (сили та моменти), а також година, потрібна на переналагодження верстата.

Сучасні тенденції у верстатобудуванні спрямовані на підвищення рівня

автоматизації затискних механізмів, їх енергоефективності та надійності.

1.2.1 Класифікація та технічна характеристика приводів

Залежно від джерела енергії та конструктивних особливостей, приводи токарних патронів класифікують на такі основні групи:

Механічні приводи (пружинні, клинові, гвинтові). Здійснюють затиск за рахунок сили пружності пружин чи передачі зусилля через систему важелів, клінів чи гвинтів.

Переваги: простота конструкції, висока жорсткість вузла, енергетична автономність (не потребують постійного джерела енергії для утримання деталі).

Недоліки: обмежена сила затиску, низька швидкість спрацювання, залежність зусилля від фізичних можливостей оператора (для ручних патронів).

Пневматичні приводи. Створюють затискне зусилля за рахунок енергії стисненого повітря.

Переваги: висока швидкість спрацювання (циклу "затиск-розжим"), простота конструкції та управління, можливість регулювання зусилля.

Недоліки: обмеження максимального зусилля тиском у пневмомері (зазвичай до 0,6 МПа), залежність від стабільності тиску в магістралі, великі габарити циліндрів для досягнення значних зусиль.

Гідравлічні приводи. Є найбільш поширеним типом у сучасних токарних оброблювальних центрах та верстатах з ЧПК.

Переваги: створення значних зусиль затиску при компактних розмірах виконавчих механізмів, висока стабільність зусилля, можливість повної автоматизації та інтеграції в систему керування верстатом.

Недоліки: необхідність наявності гідростанції, складність обслуговування, ризик витоків робочої рідини, підвищені вимоги до чистоти мастила.

Електро механічні та електромагнітні приводи. Використовують електродвигуни (сервомотори) з механічними передачами або електромагнітні соленоїди.

Висока точність програмного регулювання сили затиску, відсутність гідравлічних та пневматичних магістралей.

Застосування: компактні спеціалізовані верстати, прецизійне обладнання, роботизовані комплекси.

1.2.2 Основні вимоги до приводів затиску

При проектуванні та виборі приводу необхідно враховувати низку технічних вимог:

Стабільність сил затиску. Привід повинен забезпечувати гарантовану фіксацію заготовки, протидіючи крутному моменту різання та відцентровим силам, що виникають при високих частотах обертання шпинделя.

Жорсткість системи. Недостатня жорсткість кінематичного ланцюга приводу та кулачків призводить до виникнення вібрацій, радіального биття та зниження точності обробки.

Швидкодія. Мінімальний час допоміжних операцій (затиск/розжим) є критичним для великосерійного та масового виробництва.

Безпека експлуатації. Конструкція повинна передбачати механізми блокування (наприклад, зворотні клапани або самогальмівні передачі) для запобігання падіння зусилля затиску при аварійному відключенні енергопостачання.

Керованість. Можливість інтеграції в систему ЧПК для програмного управління зусиллям затиску залежно від етапу обробки (чорнова/чистова).

1.2.3 Порівняльний аналіз ефективності

Аналіз експлуатаційних характеристик дозволяє визначити сфери раціонального використання різних типів приводів:

Механічні приводи необхідно використовувати в універсальних верстатах одиничного та дрібносерійного виробництва. Вони забезпечують надійність, але не гарантують стабільності зусилля, оскільки вони часто залежать від оператора.

Пневматичні системи ефективні для обробки невеликих деталей у масовому виробництві, де важливою є швидкість перевстановлення, а сили різання є помірними.

Гідравлічні приводи є стандартом для важких токарних верстатів та верстатів з ЧПК. Вони забезпечують найкраще співвідношення «зусилля/габарити» та високу надійність фіксації, незважаючи на високу вартість експлуатації.

Електромеханічні системи є перспективними для прецизійної обробки тонкостінних деталей, де критично важливим є точне дозування зусилля затиску для уникнення деформації заготовлі.

1.2.4 Сучасні тенденції розвитку

Розвиток приводів затискних пристроїв відбувається за такими напрямками:

Створення «інтелектуальних» патронів з інтегрованими датчиками для моніторингу фактичного зусилля затиску у реальному часі.

Впровадження енергоефективних гібридних систем, де затиск забезпечується механічними пружинами, а гідравліка використовується лише для розтиску (або наоборот), що підвищує безпеку.

Розробка високошвидкісних патронів із компенсацією відцентрових сил, здатних працювати на частотах обертання понад 5000 хв^{-1} .

Використання безконтактних систем передачі енергії та даних (індуктивні методи) для керування

1.3. Патентні дослідження

Патент UA 31468 стосується токарного самоцентруючого патрона з автоматичним приводом.

Його суть — у створенні механізму, який забезпечує автоматизоване базування та закріплення деталі з використанням інтегрованого приводу, що дозволяє виключити ручну роботу при фіксації заготовки та забезпечити стабільне зусилля затиску.

Автоматизація затиску: Впровадження такого патрона на планшайбу верстата дозволяє інтегрувати процес закріплення в автоматичний цикл обробки, скорочуючи допоміжну годину.

Підвищення точності: Самоцентруючий механізм гарантує симетричне розподілення зусилля, що є критичним для запобігання деформації великогабаритних кільцевих деталей.

Стабільність базування: Автоматичний привод забезпечує постійне зусилля затиску, незалежне від фізичної сили оператора, що підвищує надійність фіксації при важких режимах різання.

Це рішення є особливо ефективним для серійного виробництва

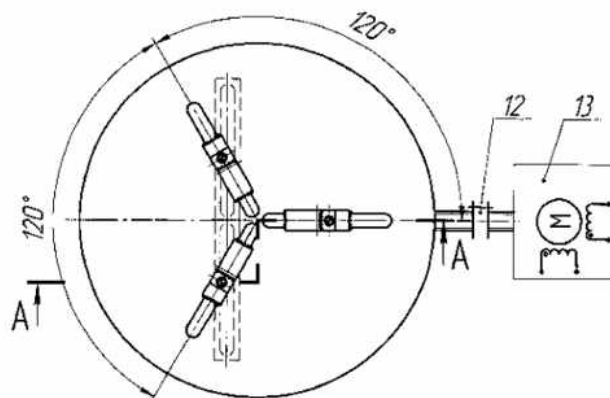


Рисунок. 1.5 Токарний самоцентруючий патрон

Патент UA 16499 описує шнековий патрон із пневматичним приводом.

Його ключова особливість – використання пневматичного приводу, зусилля

якого передається через шнековий (гвинтовий) механізм. Така конструкція поєднує швидкість дії пневматики з ефектом самогальмування гвинтової передачі, що запобігає розтисканню кулачків при падінні тиску.

Безпека експлуатації: Шнековий механізм виступає як механічний замок, що утримує важку заготовлю навіть в аварійних ситуаціях з енергопостачанням.

Енергоефективність: Використання пневматики замість гідравліки для певних груп деталей дозволяє спростити конструкцію приводу та знизити енергоспоживання.

Демпфування вібрацій: Пневматичний привод має властивість пружного демпфування, що може позитивно вплинути на чистоту поверхні при фінішній обробці.

Це рішення необхідно використовувати при модернізації верстата для обробки деталей середньої ваги, де важливою є швидкість переналагодження. Це рішення є особливо ефективним для автоматизованих виробничих ліній, де потрібна швидка зміна положення деталі без втрати точності.

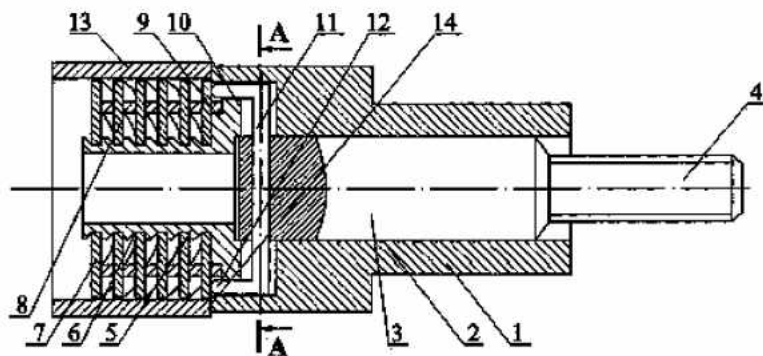


Рисунок. 1.6 Шнековий патрон із пневматичним приводом

Патент UA 68104 стосується вузла силового приводу цангового патрона верстатів токарної групи.

Його суть полягає у створенні компактного силового вузла, спеціально розробленого для передачі осьового зусилля на пелюстки цанги, що забезпечує рівномірний обтиск деталі по всій поверхні контакту.

Як це можна застосувати в токарно-карусельному верстаті:

Обробка довгих валів: Може бути використаний у спеціальних наладках для закріплення довгих деталей малого діаметра у центрі планшайби.

Зменшення деформації: Цанговий затиск, на відміну від кулачкового, не залишає вм'ятин на поверхні деталі, що важливо для чистових операцій.

Модульність: Силовий вузол може бути інтегрований як змінний елемент оснастки

Це рішення є корисним для розширення номенклатури оброблюваних деталей, зокрема тонкостінних або вже чистових заготовок.

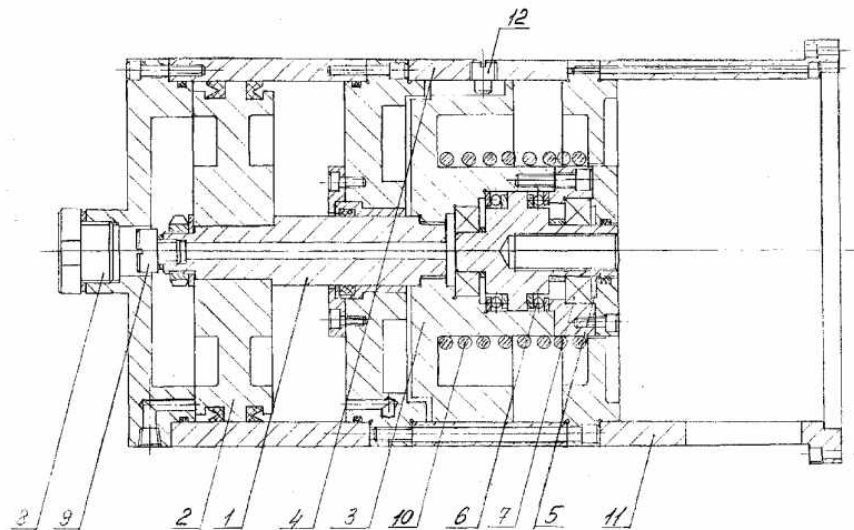


Рисунок. 1.7 Силовий привід цангового патрона

1.4. Аналіз публікацій із тематики дослідження

Приводи затиску патрона токарних верстатів є одним із ключових вузлів, що запускає точність базування заготовки, стабільність процесу різання, безпеку обробки та продуктивність верстата. Аналіз наукових публікацій показує системний розвиток конструкції затискних приводів у напрямку підвищення їх швидкості, адаптивності та стабільності силових характеристик.

У дисертаційній роботі Б. І. Придального [1] виконано обґрунтоване дослідження приводів тиску швидкохідних токарних автоматів. Автор розглядає

кінематичні та силові схеми механічних гідроприводів, встановлює залежність між частотою обертання шпинделя та фактичною силою затиску. Значну увагу приділено проблемі зменшення затискного зусилля внаслідок дії відцентрових сил, що є критичним для високошвидкісної обробки. Запропоновані конструктивні рішення спрямовані на стабілізацію міцного тиску та підвищення надійності патронних механізмів.

Більший розвиток ідей адаптивності затискних систем представлено в роботі В. Н. Волошина та І. В. Луціва [2], досліджуються захисні механізми токарних верстатів з адаптивними властивостями. Автори акцентують увагу на здатності приводу автоматично змінювати затискне зусилля залежно від умов різання та параметрів заготовки. Такий підхід дозволяє зменшити деформацію заготовок і підвищити стабільність обробки, особливо в умовах змінних режимів різання.

Ряд робіт присвячено силовим та пружним характеристикам елементів затискних систем. також, у публікації О. ф. Гордєєва [5] помітили конструкцію упорного гідростатичного силового пристрою з пружними перемичками, які можуть бути у вузлах затиску для компенсації перекосів і нерівномірного навантаження. Аналогічну проблематику досліджують Р. Г. Редько та ін. [6], які експериментально вивчають пружно-силові характеристики затискних цанг. Отримані результати мають важливе значення для вибору параметрів приводу тиску патрона, останні пружні деформації тиску елементів впливають на точність та повторюваність базування.

У роботах В. Р. Кобельника та В. В. Крупи [4] увагу приділено методам підвищення точності подачі металорізальних верстатів, зокрема із застосуванням ітераційних методів розрахунку. Подані методичні підходи у цій праці можуть бути використані для аналізу точності та похибки позиціонування, що створюється через нестабільність сильного тиску патрона.

Практичний аспект удосконалення патронних систем відображено в роботі В. В. Крупи, В. Р. Кобельника та А. В. Гагалюка [7], де обґрунтовано параметри спеціального трикулачного патрона для затиску тонкостінних циліндричних заготовок. Автори доводять наявність точного вибору переданих відношень і силу

приводу затиску з урахуванням деформацій заготовки. Запропоновані рекомендації є грубими для проектування приводів затиску, орієнтованих на обробку маложорстких деталей.

Конструктивні рішення щодо елементів патронних систем доповнюються патентними джерелами. також, у патенті України № 56794 [8] пропонуємо фланцеву кулачкову оправку, яка забезпечує рівномірний розподіл тиску зусиль. Використання подібних технічних рішень у поєднанні з оптимізованими приводами затиску дозволяє підвищити надійність і точність токарних патронів.

Аналіз висвітлених джерел показує, що сучасні дослідження приводів тиску патрона токарних верстатів зосереджені на:

- стабілізації затискного зусилля за умов високих частот обертання;
- впровадженні адаптивних та компенсаційних механізмів;
- урахування пружно-силових характеристик затискних елементів;
- зменшення деформацій маложорстких заготовок.

Дослідження приводів тиску патрона токарних верстатів тісно пов'язане з ширшим колом наукових праць, що охоплюють питання кінематичної точності, жорсткості верстатних вузлів, силової взаємодії в технологічних системах, статистичного моделювання процесів обробки та конструктивно-технологічного забезпечення точності. Аналіз таких наближених досліджень дозволяє глибше обґрунтувати вимоги до приводів тиску та застосування їх місце в загальній структурі технологічної системи «верстат – пристрій – інструмент – заготовка».

- Кінематична структура та жорсткість верстатних систем

У навчальних посібниках і наукових працях, присвячених верстатам з паралельною кінематикою [8, 21], розглядаються питання розподілу навантажень у складних кінематичних структурах, підвищення жорсткості та стабільності положення робочих органів. Хоча ці дослідження орієнтовані переважно на багатовісні системи, отримані підходи до аналізу кінематичних ланцюгів та силових потоків є корисними для дослідження приводів затиску патронів, які також працюють у складі закритих силових систем.

Питання жорсткості металорізальних верстатів, зокрема вертикально-свердлильних [14], а також методики дослідження їх кінематичної точності [15], дозволять оцінити вплив деформацій вузлів на загальну точність обробки. Ці підходи застосовуються до аналізу патронів та їх приводів, після нестабільності затискного зусилля до зміни положення заготовки під навантаженням.

- Точність показників та її статистичні характеристики

Суттєва група робіт присвячена дослідженню процесів подачі в імовірнісному та статистичному аспектах [9, 11, 13]. Встановлено, що випадкові коливання впливають на формування мікронерівностей поверхні та сильне різання. Аналогічні закономірності характерні і для процесу затиску: розсіювання зусиль у приводі затиску патрона може привести до нестабільності базування заготовки та зміни умов різання.

Роботи зі статистичним моделюванням технічних характеристик металорізальних верстатів [33] формують методологічну основу для ймовірнісної оцінки параметрів приводів тиску, зокрема сили тиску, її повторюваності та тривалої стабільності.

- Конструкторсько-технологічні параметри інструментальних систем

Значний масив досліджень [16–20, 22, 29, 43] присвячений інструментальним системам для обробки тонкостінних та маложорстких деталей, зокрема при розточуванні та точінні глибоких отворів. У цих роботах доведено, що навіть незначні зміни силового стану заготовки суттєво впливають на точність і якість обробки. Це кілька підкреслює роль приводів затиску патронів, які повинні забезпечити достатнє, але не надлишкове затискне зусилля.

Геометричні та математичні моделі формування шорсткості поверхонь [22] демонструють зв'язок між умовами закріплення заготовки та кінцевими параметрами якості, що підтверджує можливість врахування характеристики приводу тиску на етапі технологічного проектування.

- Моделювання, прогнозування та інформаційні технології

Роботи, присвячені математичному моделюванню складних з'єднань [12], прогнозуванню розвитку технічних систем [24], запуску нейронних мереж для

аналізу параметрів металорізальних верстатів [30], створюють передумови для переходу від емпіричних до інтелектуальних методів проектування приводів затиску. такі підходи забороняють прогнозувати поведінку приводу затиску за різних режимів роботи та в умовах зношування.

Дослідження перехідних процесів електроприводів верстатів [34] є виготовленням для аналізу електромеханічних приводів тиску, особливо в автоматизованих і числово-керованих токарних верстатах.

- Надійність, зношування та технологічна спадковість

Проблеми зношування елементів затискних систем у вигляді фрагмента в роботі [28], де проаналізовано зношення губок затискних цанг багатошпіндельних токарних автоматів. Результати цих досліджень створені для оцінки ресурсів приводів тиску та вибору матеріалів і конструктивних рішень.

Питання технологічної спадковості та формування точності поверхонь [44] показують, що умови закріплення заготовки на ранніх етапах обробки можуть вплинути на її геометрію на наступних операціях, що ще раз підкреслює роль стабільного та прогнозованого приводу затиску.

Аналіз наведених результатів досліджень, які хоча з ними не присвячені приводу затиску патронів токарних верстатів, отримані результати формують наукову основу для:

- оцінювання впливу сили тиску на точність і якість обробки;
- застосування статистичних та імовірнісних методів до аналізу друкованих систем;
- використання математичного моделювання й інформаційних технологій для прогнозування роботи приводів затиску;
- урахування зношування та динамічних процесів у патронних механізмах.

Це підтверджує доцільність комплексного підходу до дослідження приводів тиску патрона токарних верстатів з результатів суміжних наукових напрямів.

1.5. Висновки по розділу, постановка мети та завдань дослідження

Відповідно до аналізу проведеному у розділі можна зробити наступні висновки:

1. Привід головного руру верстат не відповідає сучасним вимогам і необхідне його удосконалення

2. Для забезпечення сучасних можливостей використання верстата та у автоматизованому циклі на основі аналізу приводів затиску патрона необхідно допрацювати у верстаті можливість електромеханічного затиску токарного патрона

Метою роботи є удосконалення приводу головного руху токарного верстата з розширенням його діапазону регулювання та розроблення конструкції приводу затиску патрона

Для реалізації мети дослідження необхідно реалізувати наступні завдання:

1. Провести аналіз формоутворення та компоновальної схеми верстату з метою виявлення необхідних рухів та можливостей для удосконалення компоновальної схеми;

2. Провести технологічні розрахунки типової деталі , що обробляється на верстаті, а також режимів різання, необхідних для забезпечення обробки сучасними матеріалами з метою

3. Провести кінематичний розрахунок приводу головного руху та розробити оптимальну його кінематичну схему

4. Провести силовий розрахунок елементів конструкції приводу головного руху та сконструювати нову коробку швидкостей

5. Провести аналіз напружено-деформованого стану шпиндельного вузла верстата з механізмом приводу затиску заготовки

РОЗДІЛ 2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Аналіз формотворення на токарних верстатах

На токарних верстатах відбувається оброблення циліндричних та конічних поверхонь. До видів точіння можна віднести: поздовжнє точіння (обробка зовнішніх циліндричних поверхонь), розточування (обробка внутрішніх циліндричних поверхонь), підрізання (обробка плоских торцевих поверхонь) та відрізання (розділення заготовок на частини).

Формоутворюючими рухами при точінні є обертовий рух заготовки і поступальний рух інструмента – різця. Рух подачі відбувається паралельно осі обертання заготовки (поздовжній рух подачі), перпендикулярно до осі обертання заготовки (поперечний рух подачі) або під кутом до осі обертання заготовки.

Обробка поверхонь виконується з поздовжнім і поперечним рухом подачі. Формоутворення поверхонь при обробці з поздовжнім рухом подачі виконується по методу сліду, а при обробці з поперечним рухом подачі – в основному по методу копіювання [6, 17].

Зовнішні циліндричні поверхні обробляють прохідними прямими або упорними різцями

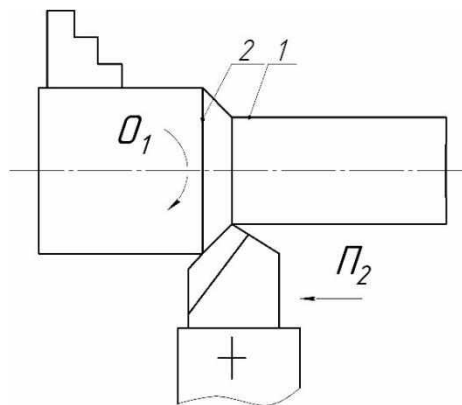


Рисунок. 2.8 — Формоутворення при поздовжньому точінні

Формоутворюючі рухи:

$\Phi_v(O_1)$ – головний рух – метод формотворення сліду $\Phi=1$;

$\Phi_s(\Pi_2)$ – рух подачі – метод формотворення сліду $\Phi=1$;

Наскрізні отвори на токарних верстатах розточують прохідними розточними різцями

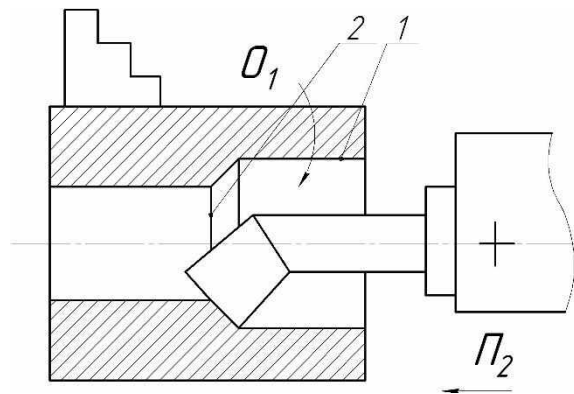


Рисунок.. 2.9 Формоутворення при поздовжньому розточуванні

Формоутворюючі рухи:

$\Phi_v(O_1)$ – головний рух – метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

$\Phi_s(P_2)$ – рух подачі – метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

Точіння довгих пологих конусів ($2\alpha=8-10^\circ$) виконують зміщуючи в поперечному напрямку корпус задньої бабки відносно основи, або використовуючи спеціальне пристосування – конусну лінійку

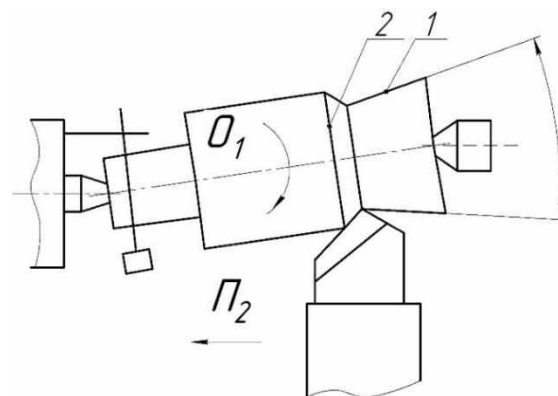


Рисунок 2.10 – Формоутворення при точінні довгих пологих конусів

Формоутворюючі рухи:

$\Phi_v(O_1)$ – головний рух – метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

$\Phi_s(P_2)$ – рух подачі – метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

Точіння конусів також виконують:

- спеціальними різцями, заточеними під кут конуса з поперечно подачею інструмента

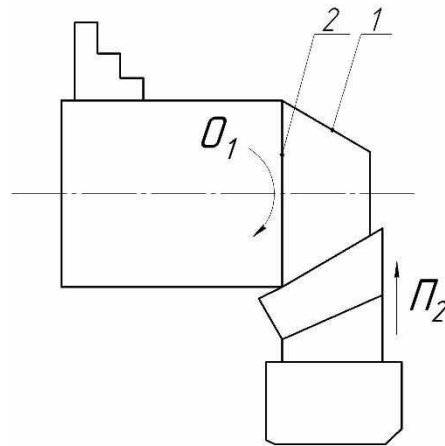


Рисунок.. 2.11. Формоутворення при точінні конуса з поперечною подачею інструмента

Формоутворюючі рухи:

$\Phi_v(O_1)$ – головний рух – напрямна - метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

$\Phi_s(\Pi_2)$ – рух подачі – твірна - метод формоутворення копіювання $\Phi=0$;

- складним рухом подачі

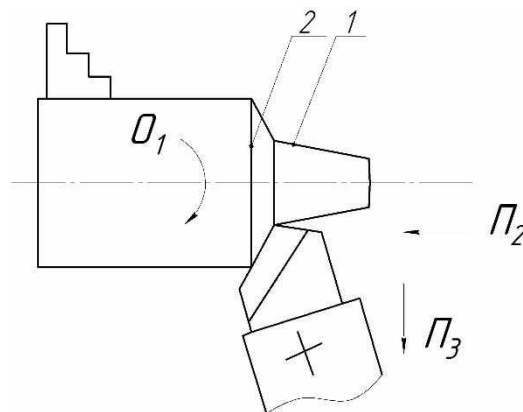


Рисунок 2.12. Формоутворення при точінні конусів

Формоутворюючі рухи:

$\Phi_v(O_1)$ – головний рух – напрямна - метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

$\Phi_s(\Pi_2\Pi_3)$ – рух подачі – твірна - метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

Розточування конусів відбувається розточними прохідними різцями з складним рухом подачі

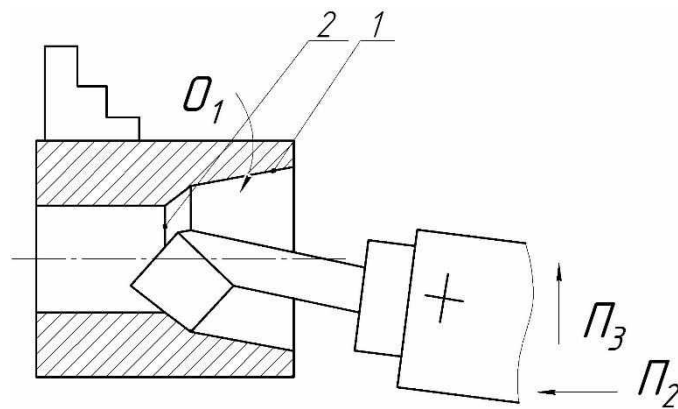


Рисунок 2.13 Формоутворення при розточуванні конусів

Формоутворюючі рухи:

$\Phi_v(O_1)$ – головний рух – напрямна - метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

$\Phi_s(P_2P_3)$ – рух подачі – твірна - метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

Точіння канавок та фасонних поверхонь може відбуватись фасонним різцями з поперечною подачею

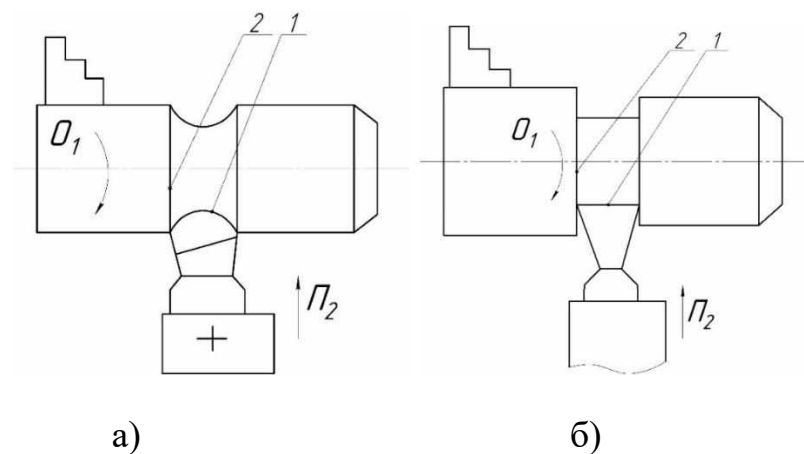


Рисунок 2.14 Формоутворення при точінні канавок

Формоутворюючі рухи:

$\Phi_v(O_1)$ – головний рух;

$\Phi_s(P_2)$ – рух подачі;

2 – напрямна - метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

1 – твірна - метод формоутворення копіювання $\Phi=0$;

При підрізанні торця заготовці надають обертовий рух, а інструменту рух перпендикулярний до осі заготовки (рис. 2.8).

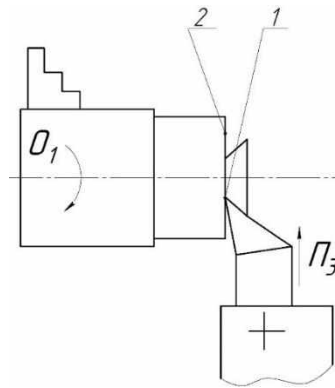


Рисунок 2.15 Формоутворення при підрізанні торця

Формоутворюючі рухи:

$\Phi_v(O_1)$ – головний рух;

$\Phi_s(\Pi_2)$ – рух подачі;

2 – напрямна - метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

1 – твірна - метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

Відрізання

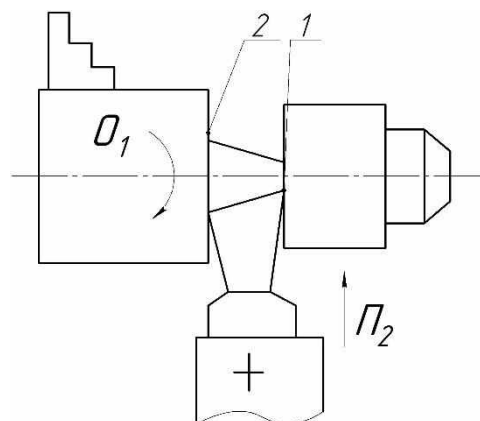


Рисунок 2.16 Формоутворення при відрізанні

Формоутворюючі рухи:

$\Phi_v(O_1)$ – головний рух;

$\Phi_s(\Pi_2)$ – рух подачі;

2 – напрямна - метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

1 – твірна - метод формоутворення сліду $\Phi=1$;

Нарізання різі

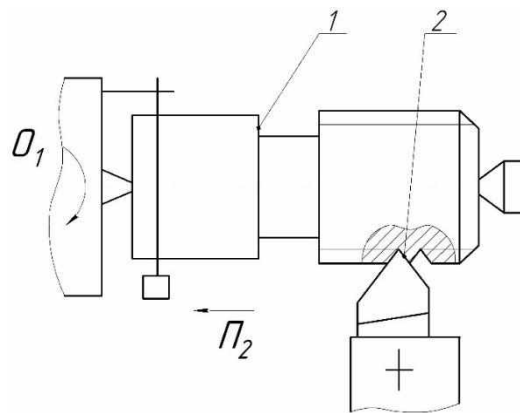


Рисунок 2.17 Формоутворення при нарізанні різи

$\Phi_v(O_1 P_2)$ – головний рух;

2 – напрямна - метод формоутворення сліду + сліду $\Phi=1+1$;

1 – твірна - метод формоутворення копіювання $\Phi=0$;

На основі аналізу схем формоутворення встановлено, що на ТГВ необхідно забезпечити 3 рухи: обертання заготовки, рух супорта в поздовжньому напрямку; рух супорта в поперечному напрямку.

2.2. Аналіз компоувальної схеми верстату

Структурні формули токарних верстатів в більшості мають 5 або 6 розрядів: блоки X, Y, Z, 0 і блоки револьверної головки (за необхідності) і шпинделя. З метою спрощення аналізу структурні формули можуть бути зведені до чотирьох або трьох розрядів, а блок шпинделя взагалі виключити з розгляду, оскільки його розрядне місце в формулі повинно завжди залишатися незмінним і перестановкам не підлягає [60, 61].

Постійна наявність шпинделя, що обертається матиметься на увазі в крайньому правому або лівому блоці компоновки, який несе цей шпиндель.

Побудова матриці можливих компоновок базується на модульному комплекті, тобто найменшому складі блоків для здійснення операції обробки, який включає стаціонарний блок і ряд рухомих блоків для здійснення формоутворюючих та інших виконавчих рухів [21] .

Замінюємо формоутворюючі та інші рухи блоками компоновок:

$$O_1 \rightarrow C; \quad \Pi_2 \rightarrow X; \quad \Pi_3 \rightarrow Y; \quad \Pi_4 \rightarrow Z$$

Найбільший вплив на тип компоновки має розряд стаціонарного блоку, який позначається 0, потім розряд вертикально рухомого блоку, який позначається 1. Це можна пояснити тим, що з розрядним розміщенням стаціонарного блоку пов'язано розподілення рухів між заготовкою і різальним інструментом.

З урахуванням аналізу формоутворення (необідні три рухи) перша умова відбору компоновок запишеться так:

Виключення маси заготовок та вузлів верстату при підніманні та опусканні

Структурна ознака:

Заготовка та вузли верстату не мають вертикального переміщення

Матриця можливих компоновок:

$$\begin{vmatrix} \bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}0\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1} \end{vmatrix}$$

Дана формула записана з умови необхідності лише двох рухів переміщення.

Двовірна матриця $\|H\|$ можливих варіантів компоновок має вигляд

$$\|H\| = \begin{vmatrix} ZXO & ZOX & OZX \\ XZO & XOZ & OXZ \end{vmatrix}$$

Вибір компоновок верстату здійснюємо на основі умов структурного відбору, що впливають із технічного завдання, та умов на підвищення якості верстату.

Використовуючи , умови запишуться таким чином:

М1.3. Відсутність впливу маси вузлів верстату при поздовжньому переміщенні

Умова: Поздовжньо-рухомий блок примикає до стаціонарного

$$\text{Формула множини: } M1.3 = \left| \bar{Z}Z0 + \bar{1}0\bar{1} + 0Z\bar{Z} \right|$$

$$\text{Формула компоновки } M1.3 = \left| XZ0 + \bar{1}0\bar{1} + 0ZX \right|$$

М2.1. Направлення на підвищення точності верстата.

Умова: Аксиально-рухомий блок прикріплюється до вітки інструменту

$$\text{Формула компоновки: } \emptyset + XOZ + OZX$$

З урахуванням типу верстата накладемо ще наступну умову:

Умова:

Умова: Блок, що несе шпиндель – нерухомий

$$\text{Формула компоновки: } \emptyset + \emptyset + \bar{0}\bar{0}\bar{0}$$

Визначення компоновок, що входять у всі множини виконуємо математичним методом знаходження перетину множин:

$$\left| \begin{array}{l} \bar{1}\bar{1}0 + \bar{1}0\bar{1} + 0\bar{1}\bar{1} \\ XZ0 + \bar{1}0\bar{1} + 0ZX \\ \emptyset + XOZ + OZX \\ \emptyset + \emptyset + \bar{0}\bar{0}\bar{0} \end{array} \right|$$

$$\emptyset + \emptyset + OZX$$

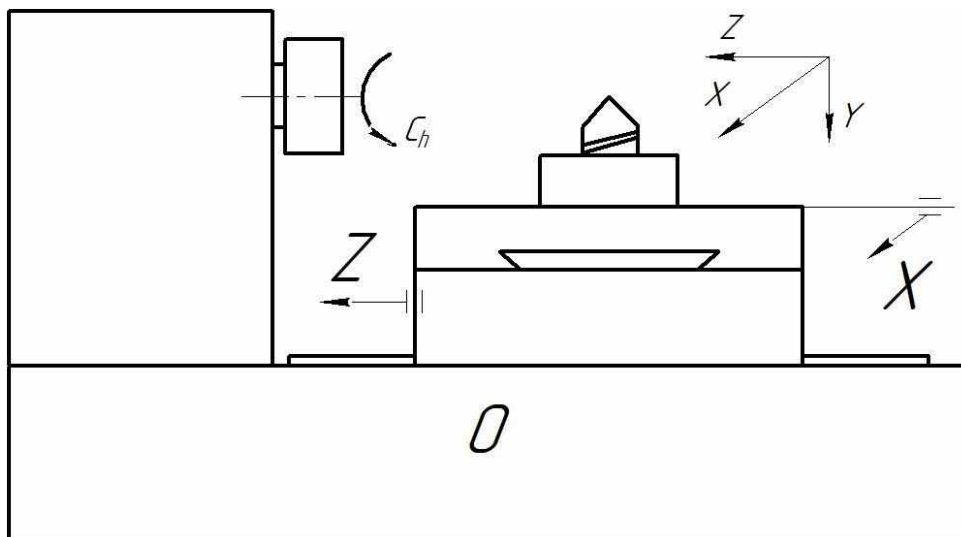


Рис. 2.17 Компонувальна схема верстату

2.3 Технологічні розрахунки

Дана деталь являє собою вал з внутрішньою різзю, отвором, ексцентрично розташованим на фланці, а також з ділянкою фасонної поверхні.

Обробка проводиться на одному верстаті за два установи, що підвищує точність готової деталі та скорочує час обробки. Вихідною заготовкою є штампована заготовка, отримана в закритому штампі на кривошипному гаряче штампувальному пресі із зусиллям 6,3 – 100 МН.

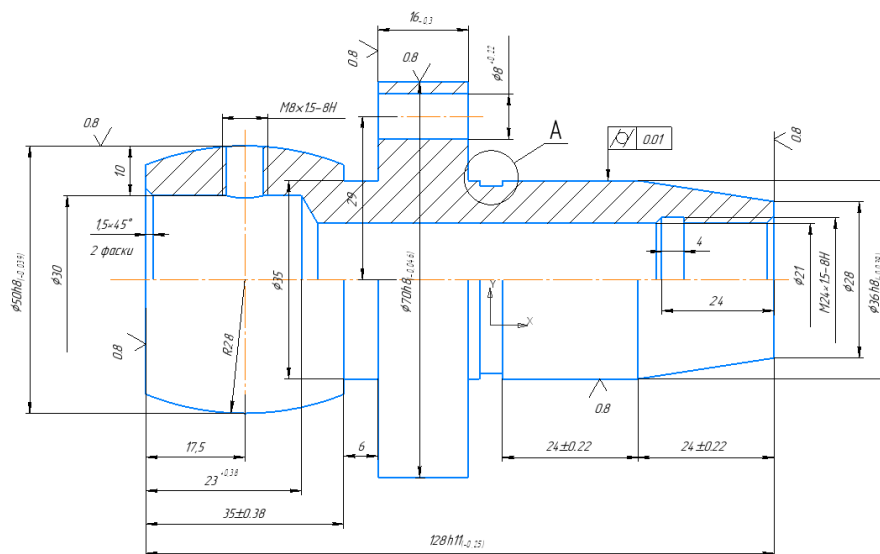


Рисунок 2.18 — Оброблювана деталь

Припуски для отримання заготовок такого типорозміру (50 – 125 мм у довжину) знаходяться в інтервалі від 0,5 до 3,0 мм (деталі до 10 кг), поле допусків відповідно від 0,6 мм до 4,2 мм.

2.3.1 Розрахунок припусків на обробку

Розрахуємо для прикладу припуск на один розмір (70 мм), а на інші розміри призначимо припуски по таблиці. Мінімальний припуск на обробку такого діаметра обчислюємо за формулою [38]:

Мінімальний припуск на обробку такого діаметра обчислюємо за формулою [38]:

$$2Z_{\min} = 2 \left(R_z + h + \sqrt{\Delta^2 + \varepsilon^2} \right) \quad (2.10)$$

R_z - висота нерівностей профілю на попередньому переході (на штампованій заготовці);

h - глибина дефектної поверхневої кулі на попередньому переході (на штампованій заготовці);

Δ - сумарні відхилення розташування поверхні та у деяких випадках відхилення форми поверхні штампованої заготовки;

ε - похибка встановлення заготовки на чорновому переході.

Приймаємо $R_z = 160$ мкм; $h = 200$ мкм $\varepsilon = 200$ мкм (0,2 мм) – похибка встановлення на чорновій операції.

Сумарне відхилення Δ розрахуємо за формулою:

$$\Delta = \sqrt{\Delta_{\Sigma_k}^2 + \Delta_c^2} \quad (2.11)$$

Δ_{Σ_k} - загальне відхилення осі від прямолінійності, яке рахують за формулою:

$$\Delta_{\Sigma_k} = 1 \cdot \frac{\Delta_k}{\Delta_k^2 + 0.25} \quad (2.12)$$

Δ_k - відхилення осі деталі від прямолінійності, мкм на 1 мм (далі кривизна);

$\Delta_k = 0,75$ мкм; $l = 48$ мм – довжина поверхні з $\varnothing 70$ мм;

$$\Delta_{\Sigma_k} = 20 \cdot \frac{0,75}{0,75^2 + 0,25} = 18,45 \text{ (мкм)}$$

$\Delta_{\text{ц}}$ - зміщення осі заготівлі внаслідок похибки центрування;

$$\Delta_{\text{ц}} = 0,25 \cdot \sqrt{Td + 1} \quad (2.13)$$

$Td = 2,5$ мм - допуск на діаметральний розмір бази заготівлі;

$$\Delta_{\text{ц}} = 0,25 \cdot \sqrt{2,5^2 + 1} = 0,67 \text{ (мм)} = 670 \text{ (мкм)};$$

Сумарне відхилення:

$$\Delta_{\text{пок.}} = \sqrt{18,45^2 + 670^2} = 710 \text{ (мкм)} = 0,71 \text{ (мм)}$$

Мінімальний припуск на обробку

$$2 \cdot z \left(0,16 + 0,20 + \sqrt{0,71^2 + 0,20^2} \right) \text{ мм};$$

Розрахуємо мінімальний припуск на чистову операцію за такою формулою:

$$2 \cdot z_{\text{чист.мін}} \left(Rz_{\text{чорн.}} + h_{\text{чорн.}} + \sqrt{\Delta_{\text{ост}}^2 + \varepsilon_{\text{чист.}}^2} \right) \quad (2.14)$$

$Rz_{\text{чорн.}}$ - висота нерівності профілю після чорнової операції;

$h_{\text{пок.}}$ - глибина дефектного поверхностного слоя после черновой операции;

$\varepsilon_{\text{чист.}}$ - похибка встановлення заготовки на чистовому переході;

$\Delta_{\text{зал.}}$ - залишкове відхилення розташування після чорнової обробки, яке розраховується за формулою:

$$\Delta_{\text{зал.}} = W \cdot C_y \cdot S^y \cdot HB^n \cdot [t^x - (t - \Delta_{\text{пр}})] \quad (2.15)$$

W – піддатливість технологічної системи :

$$W = W_{\text{верс.}} + W_{\text{заг.}} \quad (2.16)$$

$W_{\text{верс.}}$ – піддатливість верстата: $W_{\text{верс.}} = \frac{1}{30} = 0,033$ (мкм/Н)

$W_{\text{заг.}}$ – піддатливість заготовки вала: $W_{\text{заг.}} = 0,005$ (мкм/Н)

$$W = 0,033 + 0,005 = 0,038 \text{ (мкм/Н)}$$

C_y, y, n, x – коефіцієнти, що характеризують умови різання;

$C_y = 0,00027; y = 0,75; n = 2; x = 0,9;$

S – подача на чорновому переході: $S = 2$ мм/об;

$HRC = 65$ – твердість матеріалу заготовки;

$\Delta_{\text{пр}}$ - вихідне відхилення заготовки: $\Delta_{\text{пр}} = 0,71$ (мм)

t – глибина різання на чорновому переході;

Прийнявши припуск діаметром на чорнову обробку 2,2 мм, отримаємо глибину різання $t = 1,1$ мм, отже:

$$\Delta_{\text{зал.}} = 0,038 \cdot 0,00027 \cdot 2^{0,75} \cdot 1200^2 \cdot [1,1^{0,9} - (1,1 - 0,71)] = 164 \text{ (мкм);}$$

Тоді припуск на чистову операцію:

$$2 \cdot z_{\text{чист. min}} = 2 \cdot \left(50 + 50 + \sqrt{164^2 + 80^2} \right) = 598 \text{ (мкм)} = 0,6 \text{ (мм);}$$

Загальний припуск на обробку:

$$2 \cdot z_{\text{o. min}} = 2,2 + 0,6 = 2,8 \text{ (мм);}$$

Розрахуємо максимальний припуск на кожен перехід за формулою:

$$Z_{i. max} = Z_{i. min} + TD_{i-1} + TD_i;$$

TD_{i-1} – допуск на попередній перехід,

TD_i – допуск на цей перехід.

$TD_{заг.} = 620$ мкм; $TD_{чорн.} = 160$ мкм; $TD_{чист.} = 25$ мкм.

$$Z_{чорн.мах} = 2,2 + 0,62 + 0,16 = 2,98 \text{ (мм);}$$

$$Z_{чист.мах} = 0,60 + 0,16 + 0,025 = 0,785 \text{ (мм);}$$

2.3.2 Розрахунок режимів різання

Вихідні дані: матеріал заготовки – високоміцна сталь 43Х3СНМВФА з тимчасовим опором $\sigma_B = 2000$ МПа; креслення заготівлі; креслення деталі.

Операція 005 – токарна

1. Свердління свердловини $\varnothing 21$ мм

$S = 0,15$ мм/об.

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою [24, 50]:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v \quad (2.17)$$

Термін служби свердла: $T = 30$ хв;

$$C_v = 7,0; m = 0,20; y = 0,7; q = 0,4;$$

$$k_v = 0,78;$$

Швидкість різання:

$$V = \frac{7 \cdot 12^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,15^{0,7}} \cdot 0,78 = 38,46 \text{ (м/хв);}$$

Тоді швидкість обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 38,46}{3,14 \cdot 12} = 1012 \text{ об/хв.}$$

2. Прорізання внутрішньої канавки з $\varnothing 21$ мм до $\varnothing 24$ мм .

Подача: $S = 0,16$ мм/об, глибина різання $t = 1,5$ мм.

Швидкість різання дорівнює:

$$V = \frac{C_v}{T^{m \cdot S_y}} \cdot k_v \quad (2.18)$$

$$C_v = 420; m = 0,2; x = 0,15; y = 0,2;$$

$$T = 30 \text{ хв}; k_v = 0,78;$$

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,16^{0,2}} \cdot 0,78 = 208,3 \text{ (м/хв)}$$

Тоді частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 208,3}{3,14 \cdot 32} = 2073 \text{ об/хв}$$

3. Нарізання різьби $M24 \times 1,5$.

Подача S рівна кроку P : $S = P = 1,5$ мм/об;

Число робочих ходів різь:

$$i = i_{\text{чорн.}} + i_{\text{чист.}} \quad (2.19)$$

$I_{\text{чорн.}}$ — кількість чорнових проходів

$I_{\text{чист.}}$ — кількість чистових проходів

$$I_{\text{чорн.}} = 3; i_{\text{чист.}} = 2;$$

$$I = 3 + 2 = 5;$$

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою [24, 50]:

$$V = \frac{C_v \cdot i^q}{T^{m \cdot S_y}} \cdot k_v. \quad (2.20)$$

$$k_v = k_{mv} \cdot k_{nv} \cdot k_{cv} \quad (2.21)$$

k_{cv} - коефіцієнт, що враховує спосіб нарізання різьби:

$$k_{cv} = 0,75; k_{mv} = 0,68; k_{iv} = 1;$$

$$k_v = 0,68 \cdot 1 \cdot 0,75 = 0,51,$$

$$C_v = 244; m = 0,2; y = 0,3; x = 0,23;$$

Швидкість різання:

$$V = \frac{244 \cdot 5^{0,23}}{70^{0,2} \cdot 1,5^{0,3}} \cdot 0,51 = 68,21 \text{ (м/хв)};$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} \quad (2.22)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 68,21}{3,14 \cdot 32} = 678,8 \text{ об/хв.}$$

4.Проточка фаски $1,5 \times 45^\circ$:

Для зручності фаску точити на тих же оборотах, $n = 2550$ об/хв тоді швидкість різання дорівнює:

$$V = \frac{\pi \cdot 32 \cdot 2550}{1000} = 254,9 \text{ об/хв.}$$

5. Точіння торця з $d = 24$ мм до $D = 28$ мм:

Призначимо глибину різання виходячи з умов точності розмірів та шорсткості поверхні та припуску: $t = 0,5$ мм.

$$S = 0,2 \text{ мм/об.}$$

Швидкість різання розраховуємо за емпіричною формулою:

$$V = \frac{C_v}{T^{m \cdot t^{x \cdot sy}}} \cdot k_v \cdot k_{ov} \quad (2.23)$$

C_v - коефіцієнт, що залежить від виду обробки;

T – стійкість інструменту: $T = 30$ хв;

m , x , y – показники ступенів при стійкості, глибині різання та подачі відповідно;

k_v - поправочний коефіцієнт

$$k_v = k_{mv} \cdot k_{pv} \cdot k_{iv} \quad (2.24)$$

k_{mv} - коефіцієнт, що враховує якість оброблюваного матеріалу:

$$k_{mv} = k_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_v} - \text{для сталей};$$

k_r - коефіцієнт, що характеризує групу сталі: $k_r = 0,9$;

n_v – показник ступеня: $n_v = 1,0$;

$$k_{mv} = 0,9 \cdot \left(\frac{750}{1030} \right)^1 = 0,68;$$

k_{pv} - коефіцієнт, що відображає поверхневий стан заготовки: $k_{pv} = 1,0$;

k_{iv} - коефіцієнт, що враховує якість матеріалу інструменту: $k_{iv} = 1,15$;

$$k_v = 0,68 \cdot 1,15 \cdot 1,0 = 0,78;$$

$$C_v = 420, m = 0,2, x = 0,15, y = 0,2 ;$$

k_{ov} - поправочний коефіцієнт, що залежить від різниці діаметрів при торцевому точінні:

$$\frac{d}{D} = \frac{17,6}{32} = 0,55 \Rightarrow k_{ov} = 1,08$$

Розрахуємо швидкість різання:

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,25^{0,15} \cdot 0,25^{0,2}} \cdot 0,78 \cdot 1,08 = 252,9 \text{ об/хв}$$

Тоді частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} \quad (2.25)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 252,9}{3,14 \cdot 30,5} = 2550 \text{ об/хв.}$$

6. Точіння конуса з $\varnothing 28$ по $\varnothing 36$ мм:

Призначимо глибину різання виходячи з умов точності розмірів та шорсткості поверхні: $t = 0,5$ мм.

$$S = 0,16 \text{ мм/об.}$$

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою [24, 50]:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v \quad (2.26)$$

$$k_v = 0,68 \cdot 1,15 \cdot 1,0 = 0,78$$

Розрахуємо швидкість різання:

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,3^{0,15} \cdot 0,16^{0,2}} \cdot 0,78 = 250 \text{ м/хв,}$$

Тоді частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} \quad (2.27)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 250}{3,14 \cdot 32} = 2512 \text{ об/хв}$$

7. Точіння $\varnothing 36$ мм:

Призначимо глибину різання виходячи з умов точності розмірів та шорсткості поверхні: $t = 0,5$ мм.

$$S = 0,15 \text{ мм/об.}$$

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою [24, 50]:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v, \quad (2.28)$$

$$k_v = 0,68 \cdot 1,15 \cdot 1,0 = 0,78$$

Розрахуємо швидкість різання:

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,3^{0,15} \cdot 0,16^{0,2}} \cdot 0,78 = 250 \text{ м/хв}$$

Тоді частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} \quad (2.29)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 250}{3,14 \cdot 32} = 2512 \text{ об/хв.}$$

8. Точіння торця с $d = 36 \text{ мм}$ до $D = 70 \text{ мм}$:

Призначимо глибину різання та подачу: $t = 0,5 \text{ мм}$, $S = 0,25 \text{ мм/об}$;

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою [24, 50]:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v \cdot k_{ov} \quad (2.30)$$

k_{ov} - поправочний коефіцієнт, що залежить від різниці діаметрів при торцевому точінні:

$$\frac{d}{D} = \frac{32}{42} = 0,76 \Rightarrow k_{ov} = 1,15$$

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,25^{0,15} \cdot 0,25^{0,2}} \cdot 0,78 \cdot 1,15 = 269,9 \text{ м/хв}$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 269,9}{3,14 \cdot 42} = 2045 \text{ об/хв.}$$

9. Точіння $\varnothing 70 \text{ мм}$:

Призначимо глибину різання та подачу: $t = 0,3 \text{ мм}$, $S = 0,2 \text{ мм/об}$;

Розрахуємо швидкість різання:

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,3^{0,15} \cdot 0,16^{0,2}} \cdot 0,78 = 250 \text{ м/хв}$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 250}{3,14 \cdot 42} = 1896 \text{ об/хв.}$$

Розрахуємо основний операційний час T_o :

Шлях різання дорівнює 16 мм.

$$T_o = \frac{20 \cdot 1}{1900 \cdot 0,16} = 0,19 \text{ (хв).}$$

10. Точіння торця с $d = 40$ мм до $D = 74$ мм:

Призначимо глибину різання та подачу: $t = 0,3$ мм, $S = 0,25$ мм/об;

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою [24, 50]:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v \cdot k_{ov} \quad (2.31)$$

k_{ov} - поправочний коефіцієнт, що залежить від різниці діаметрів при торцевому точінні:

$$\frac{d}{D} = \frac{32}{42} = 0,76 \Rightarrow k_{ov} = 1,15$$

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,25^{0,15} \cdot 0,25^{0,2}} \cdot 0,78 \cdot 1,15 = 269,9 \text{ м/хв,}$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 269,9}{3,14 \cdot 42} = 2045 \text{ об/хв.}$$

11. Точіння сферичної поверхні:

Призначимо глибину різання та подачу: $t = 0,5$ мм, $S = 0,2$ мм/об;

Розрахуємо швидкість різання:

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,35^{0,15} \cdot 0,14^{0,2}} \cdot 0,78 = 252,3 \text{ м/хв},$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 252,3}{3,14 \cdot 60} = 1359 \text{ об/хв}.$$

12. Точіння $\varnothing 35$ мм:

Призначимо глибину різання та подачу: $t = 0,5$ мм, $S = 0,2$ мм/об;

Розрахуємо швидкість різання:

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,35^{0,15} \cdot 0,14^{0,2}} \cdot 0,78 = 252,3 \text{ м/хв},$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 252,3}{3,14 \cdot 60} = 1359 \text{ об/хв}.$$

13. Точіння торця з $d = 36$ мм до $D = 70$ мм:

Призначимо глибину різання та подачу: $t = 0,5$ мм, $S = 0,25$ мм/об;

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою [24, 50]:

$$V = \frac{C_v}{T^{m_v} \cdot t^{x_v} \cdot S^{y_v}} \cdot k_v \cdot k_{ov} \quad (2.32)$$

k_{ov} - поправочний коефіцієнт, що залежить від різниці діаметрів при торцевому точінні:

$$\frac{d}{D} = \frac{32}{42} = 0,76 \Rightarrow k_{ov} = 1,15$$

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,25^{0,15} \cdot 0,25^{0,2}} \cdot 0,78 \cdot 1,15 = 269,9 \text{ м/хв},$$

14. Прорізання канавки

Призначимо глибину різання та подачу: $t=4$; $S = 0,16$ мм/об;

Швидкість різання дорівнює:

$$V = \frac{C_v}{T^{m \cdot S y}} \cdot k_v \quad (2.33)$$

$C_v = 420$; $m=0,2$; $x=0,15$; $y=0,2$;

$T = 30$ хв; $k_v = 0,78$;

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,16^{0,2}} \cdot 0,78 = 208,3 \text{ (м/хв)}$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 208,3}{3,14 \cdot 32} = 2073 \text{ об/хв.}$$

15. Прорізання канавки

Призначимо глибину різання та подачу: $t=1,5$; $S=0,16$;

Швидкість різання дорівнює:

$$V = \frac{C_v}{T^{m \cdot S y}} \cdot k_v \quad (2.34)$$

$C_v = 420$; $m=0,2$; $x=0,15$; $y=0,2$;

$T = 30$ хв; $k_v = 0,78$;

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,16^{0,2}} \cdot 0,78 = 208,3 \text{ (м/хв)}$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 208,3}{3,14 \cdot 32} = 2073 \text{ об/хв}$$

16. Свердління отвору $\varnothing 8$ мм:

Призначимо подачу: $S = 0,15$ мм/об.

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^{m \cdot S y}} \cdot k_v, \quad (2.35)$$

Стійкість свердла: $T = 30$ хв;

$$C_v = 7,0; m = 0,20; y = 0,7; q = 0,4;$$

$$k_v = 0,78;$$

Швидкість різання:

$$V = \frac{7 \cdot 8^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,15^{0,7}} \cdot 0,78 = 38,46 \text{ (м/хв)};$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 38,46}{3,14 \cdot 12} = 1012 \text{ об/хв.}$$

17. Свердління отвору $\varnothing 30$ мм

Призначимо подачу: $S = 0,15$ мм/об.

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою [24, 50]:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^{m, sy}} \cdot k_v \quad (2.36)$$

Стійкість свердла: $T = 30$ хв;

$$C_v = 7,0; m = 0,20; y = 0,7; q = 0,4;$$

$$k_v = 0,78;$$

Швидкість різання:

$$V = \frac{7 \cdot 30^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,15^{0,7}} \cdot 0,78 = 26,5 \text{ (м/хв)};$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 26,5}{3,14 \cdot 12} = 945 \text{ об/хв.}$$

18. Свердління отвору $\varnothing 7$ мм:

Призначимо подачу: $S = 0,15$ мм/об.

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою [24, 50]:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v \quad (2.37)$$

Стійкість свердла: $T = 30$ хв;

$C_v = 7,0$; $m = 0,20$; $y = 0,7$; $q = 0,4$;

$k_v = 0,78$;

Швидкість різання:

$$V = \frac{7 \cdot 12^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,15^{0,7}} \cdot 0,78 = 38,46 \text{ (м/хв)};$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 38,46}{3,14 \cdot 12} = 1012 \text{ об/хв.}$$

19. Нарізання різьби $M8 \times 1,5$.

Подача S рівна кроку P : $S = P = 1,5$ мм/об;

Число робочих ходів різь:

$$i = i_{\text{чорн.}} + i_{\text{чист.}} \quad (2.38)$$

$i_{\text{чорн.}}$ – кількість чорнових проходів

$i_{\text{чист.}}$ – кількість чистових проходів

$i_{\text{чорн.}} = 3$; $i_{\text{чист.}} = 2$;

$i = 3 + 2 = 5$;

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою [24, 50]:

$$V = \frac{C_v \cdot i^q}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v. \quad (2.39)$$

$$k_v = k_{MV} \cdot k_{IV} \cdot k_{CV} \quad (2.40)$$

k_{cv} - коефіцієнт, що враховує спосіб нарізання різьби:

$$k_{cv} = 0,75; k_{mv} = 0,68; k_{iv} = 1;$$

$$k_v = 0,68 \cdot 1 \cdot 0,75 = 0,51,$$

$$C_v = 244; m = 0,2; y = 0,3; x = 0,23;$$

Швидкість різання:

$$V = \frac{244 \cdot 5^{0,23}}{70^{0,2} \cdot 1,5^{0,3}} \cdot 0,51 = 68,21 \text{ (м/хв)};$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot 68,21}{3,14 \cdot 32} = 678,8 \text{ об/хв.}$$

2.4. Висновки по розділу

1. На основі аналізу формоутворення та компоувальної схеми верстату з метою виявлення необхідних рухів та можливостей для удосконалення компоувальної схеми встановлено наявність необхідних рухів у верстаті-прототипі для забезпечення обробки деталей відповідного типорозміру

2. Проаналізовано типову деталь для обробки на запропонованому верстаті, розроблено для неї технологічний процес та розраховано режими різання. Встановлено максимальні та мінімальні частоти обертання шпинделя для проектування коробки швидкостей.

РОЗДІЛ 3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Обґрунтування та попередній розрахунок приводів верстата

Враховуючи конструктивні особливості верстата 16K20T1 [60, 61], обираємо роздільний варіант компоновання механізмів приводу головного руху. Такий привід містить одношвидкісний електродвигун, автоматичну коробку швидкостей та шпиндельну бабку, що фактично являє собою діапазонний механізм.

Даний варіант приводу є універсальним. Незважаючи на певні конструктивні особливості, він найбільш повно відповідає вимогам до обладнання такого типу, забезпечуючи необхідну жорсткість та стабільність обробки деталей зі складним профілем.

3.2 Кінематичний розрахунок

3.2.1 Визначення граничних значень частот обертання шпинделя

На основі проведених розрахунків режимів різання та аналізу технічних характеристик базової моделі (табл. 1.1), визначаємо граничні значення частот обертання шпинделя.

$$n_{min} = 20 \text{ об/хв}$$

$$n_{max} = 2240 \text{ об/хв}$$

Діапазон регулювання чисел обертів обчислюється за формулою:

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{2240}{20} \approx 112 \quad (3.41)$$

Отримане значення знаходиться в допустимих межах для токарного верстатного обладнання даного класу.

3.2.2 Визначення проміжкових значень частот обертання

Проведемо визначення проміжних значень частот обертання [5]. Воно проводиться в обумовлених межах і проводиться за знаменником геометричного ряду ϕ

Вибираємо значення зі стандартного ряду як найбільш відповідне експлуатаційним умовам та рекомендоване для даного типу обладнання, $\phi = 1,26$.

Знаючи діапазон регулювання чисел оборотів шпинделя R_n та знаменник геометричного ряду ϕ , визначаємо число ступенів швидкості шпинделя:

$$z = 1 + \frac{\lg R_n}{\lg \phi} = 1 + \frac{\lg 112}{\lg 1,26} = 1 + \frac{2,034}{0,1004} = 22. \quad (3.42)$$

За прийнятим значенням геометричного ряду R_n складаємо ряд чисел оборотів для числа ступенів швидкості шпинделя $z = 22$, обмежений граничними значеннями:

$U_1 = U_{min}$	20	160
	28	200
	31	250
	40	325
	46	400
	50	500
	55	630
	58	800
	63	900
	84	1250
	93	1600
	100	2000
	120	$U_{22} = U_{max}$
		2240

Усі значення складеного ряду прийняті з ряду та кращих значень.

3.2.3 Розробка структурної формули приводу

Оскільки нами обраний привід з діапазонним регулюванням, то найточніше його можна втілити приводом зі складною структурою, що дозволяє досягти

необхідного діапазону швидкостей найбільш оптимальним шляхом.

Структурна формула такого приводу буде виглядати так: $z = z_0(i + z_1)$, класифікована як складна структура розмножувального типу (тип А) з частковим випаданням або збігом швидкостей для досягнення необхідного діапазону регулювання з передатним ступенем та однією додатковою структурою (z_1).

Так як привід роздільний, то основну структуру (z_0), що бере участь у створенні як свого, так і інших діапазонів регулювання, відносимо до автоматичної коробки швидкостей, а передатний ступінь та додаткову структуру з однією кінематичною групою – до шпиндельної бабки

Розподіляючи кількість ступенів швидкості при складній структурі приводу, приймаємо $z_0 = 12$ як одне з можливих значень для стандартизованих автоматичних коробок швидкостей, а $z_1 = 2$, дозволяє отримати необхідну загальну кількість ступенів швидкості $z = 22$, причому із збігом деяких швидкостей. Для прийнятого числа щаблів основної структури можливі такі структурні формули:

$$z = 12 = 3 \cdot 2 \cdot 2,$$

$$z = 12 = 2 \cdot 3 \cdot 2,$$

$$z = 12 = 2 \cdot 2 \cdot 3,$$

$$z = 12 = 3 \cdot 4,$$

$$z = 12 = 4 \cdot 3.$$

Але оскільки заздалегідь обумовлено, що основну структуру формує автоматична коробка швидкостей, в якій перемикання передач здійснюється електромагнітними муфтами, для розвантаження вхідного і вихідного валів переважно використовувати структурну формулу виду $z = 2 \cdot 3 \cdot 2$.

Ця формула також задовольняє деяким іншим вимогам, що висувуються при розробці приводу головного руху в найбільш оптимальній формі.

Отже, структурну формулу приводу можна визначити так:

$$z = 2 \cdot 3 \cdot 2(i + 2).$$

Застосування приводів з іншими структурними формулами основної

структури не виключається, якщо до приводу висуваються вимоги, що характеризують компоновання обладнання та значною мірою конструктивну реалізацію.

3.2.4 Визначення кількості конструктивних та кінематичних варіантів

Варіантність структури залежить від конструктивного порядку розташування груп та кінематичного порядку включення передач (основна група, перша перебірна, друга).

У складних структурах кількість варіантів буде набагато більшою. Кількість варіантів буде набагато більшою.

Кількість варіантів для основної структури:

$$B_0 = \frac{k_0!}{m_0!} . \quad (3.43)$$

k_0 - кількість груп передач;

m_0 - кількість груп з однаковим числом передач.

Для додаткової структури кількість конструктивних варіантів визначається з цього співвідношення. Якщо врахувати, що основна структура може бути конструктивно розташована як попереду, так і після додаткової структури, загальна кількість конструктивних варіантів

$$B_{кон} = 2 \cdot B_{кон} \cdot B_{1кон};$$

$$B_{кон} = 2 \cdot \frac{3!}{2!} \cdot \frac{1!}{1!} = 6.$$

Але оскільки конструктивне розташування структур у нашому випадку обумовлено, загальна кількість конструктивних варіантів буде

$$B_{кон} = \frac{3!}{2!} \cdot \frac{1!}{1!} = 3.$$

Приводи зі складною структурою може мати груп передач, тобто.

$k = k_0 + k_1 + \dots$ Причому кожна група може бути основною, першою,

другою тощо. перебірний. Звідси кількість кінематичних варіантів:

$$B_{кин} = (k_0 + k_1 + \dots)$$

$$B_{кин} = (3 + 1)! = 4! = 24 \quad (3.44)$$

Загальна кількість варіантів приводу

$$B = B_{кон} \cdot B_{кин} . \quad (3.45)$$

Отже, для розробленої структурної формули

$$B = 6 \cdot 24 = 144, \text{ а для нашого варіанту розташування структур}$$

$$B = 3 \cdot 24 = 72$$

Усі варіанти приводу допустимі для здійснення, але у кожному разі необхідно враховувати можливість конструктивної реалізації.

3.2.5 Визначення структурних формул кінематичних варіантів

Оскільки для розробленої складної структурної формули приводу є чимало варіантів, то їх скорочення обмежимося умовами компонування приводу: основна структура допускає можливість варіювання характеристик груп, а додаткову структуру використовуємо задля досягнення необхідного числа ступенів швидкості, характеристикою групи поставимо заздалегідь.

$$z = 2[1] \cdot 3[2] \cdot 2[6](i + 2[6]),$$

$$z = 2[1] \cdot 3[4] \cdot 2[2](i + 2[6]),$$

$$z = 2[3] \cdot 3[1] \cdot 2[6](i + 2[6]),$$

$$z = 2[6] \cdot 3[1] \cdot 2[2](i + 2[6]),$$

$$z = 2[6] \cdot 3[2] \cdot 2[1](i + 2[6]),$$

$$z = 2[2] \cdot 3[4] \cdot 2[1](i + 2[6]).$$

Загальна структурна формула дозволяє отримати 36 ступенів швидкостей. Змінівши (зменшивши) характеристику додаткової структури, отримаємо збіг 6 швидкостей, і відповідно кількість ступенів швидкості скоротиться до 27. Досягнення необхідної кількості швидкостей $z = 22$ досягаємо варіюванням передавального ступеня.

3.2.6 Побудова структурних сіток та вибір оптимального варіанту

За прийнятою умовою можливість варіювання характеристик груп залишили за основу, тому побудова структурних сіток, певних структурних формул і вибір оптимального варіанту ведемо тільки по основній структурі.

Вибір оптимального варіанта виробляємо з критеріїв оптимальності але повніше цим критеріям відповідає структурна сітка за структурною формулою:

$$z = 2[1] \cdot 3[2] \cdot 2[6](i + 2[6]).$$

За вибраним оптимальним варіантом основної структури будуюмо загальну структурну сітку, враховуючи вплив ремінних передач від електродвигуна до автоматичної коробки передач, і від автоматичної коробки передач до шпіндельної бабки на взаємозв'язок груп передач.

3.2.7 Розробка кінематичної схеми приводу

Для кінематичних розрахунків приводів використовували графо-аналітичний метод, у якому послідовно будують структурну сітку та графік чисел оборотів.

Графік чисел оборотів будують визначення конкретних значень величин передавальних відносин всіх передач приводу і чисел оборотів всіх його валів; він дозволяє вибрати їхнє оптимальне значення.

Графік чисел оборотів включає все, що міститься в структурній сітці. Повний графік зміни частот обертання, потужності та крутного моменту на

шпинделі наведено на рис. 4.1. На ньому вказані діапазони для частини АКС, шпиндельної бабки та діапазонів окремо.

Вказані граничні та деякі проміжні значення частот обертання шпинделя та розрахункові значення потужності та крутного моменту для трьох діапазонів частот обертання шпинделя при встановленні електродвигуна М-1РН7133 ($N = 11$ кВт при 1500—4500 об/хв).

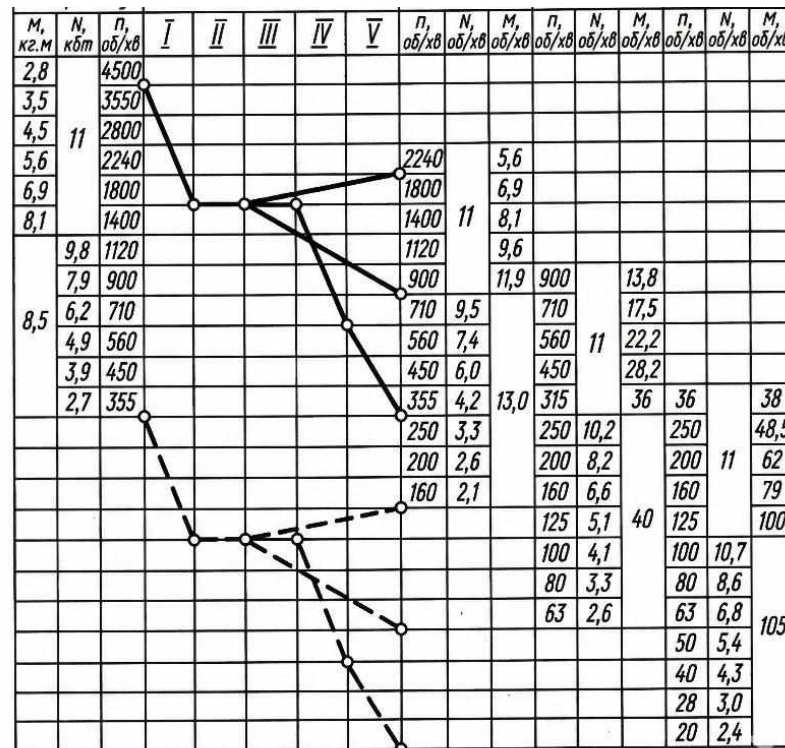


Рисунок 3.19 Графік зміни частот обертання шпинделі 16K20T1

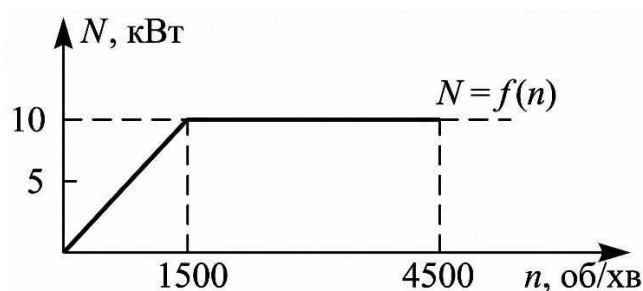


Рисунок.3.20 Графік потужності та крутного моменту на шпинделі верстата

3.3 Визначення чисел зубів зубчастих коліс

Визначення чисел зубів зубчастих коліс виходячи з умови сталості міжосьової відстані групи передач. Оскільки високомоментний двигун визначено нами як роздільний, то визначення чисел зубів зубчастих коліс ведемо також окремо: для шпиндельної бабки та для коробки швидкостей.

Визначення починаємо так, з групи передач, що містить пару з мінімальним передатним ставленням, тобто група передач між валами III та IV.

Визначаємо найменше кратне K сумм $(f_x + g_x)$ передавальні відносини виражають як простих дробів з чисельником f_x та знаменником g_x , причому так, щоб $(f_x + g_x)$ були числа, що розкладалися на прості множники.

$$i_1 = \frac{1}{\phi^{5,5}} = \frac{z_1}{z_1'} = \frac{1}{1,26^{5,5}} = \frac{1}{3,56} = \frac{2}{7},$$

$$i_2 = \phi^{\frac{1}{2}} = \frac{z_2}{z_2'} = \sqrt{1,26} = 1,12 = \frac{8}{7}.$$

Отже

$$f_1 + g_1 = 2 + 7 = 9 = 3 \cdot 3$$

$$f_1 + g_1 = 8 + 7 = 15 = 3 \cdot 5$$

Звідси найменше загальне кратне сум $(f_1 + g_1)$ буде $k = 3 \cdot 3 \cdot 5 = 45$.

Визначаємо E_{min} для мінімального передатного відношення i за формулою:

$$E_{min} = \frac{z_{min}(f_x + g_x)}{k \cdot f_x} = \frac{17 \cdot (2 + 7)}{45 \cdot 2} = 1,7 \quad (3.46)$$

Отримане значення округляємо до цілого числа $E = 2$.

Сума чисел зубів сполучених коліс $2z_0 = k \cdot E = 45 \cdot 2 = 90$.

Отриману суму з урахуванням міжцентрової відстані та модуля коліс $m=3$ мм, як найбільш використовується для зубчастих коліс заданого призначення.

Остаточний вибір модуля можна буде зробити після розрахунку найбільш навантаженого зубчастого колеса, а також для міжосьової відстані $A=150$ мм під час використання необхідного габариту електромагнітної муфти.

Визначаємо числа зубів сполучених коліс:

$$\begin{aligned} z_1 &= 2z_0 \frac{f_x}{f_x + g_x} = 100 \frac{2}{2+7} = 22 \\ z_1' &= 2z_0 \frac{f_x}{f_x + g_x} = 100 \frac{7}{2+7} = 78 \\ z_2 &= 100 \frac{8}{8+7} = 52, \\ z_2' &= 100 \frac{7}{8+7} = 48, \\ z_1 + z_1' &= z_2 + z_2' = 22 + 78 = 52 + 48 = 100. \end{aligned} \quad (3.43)$$

Проведемо розрахунок решти груп передач. Враховуємо у своїй вимоги щодо уніфікації проєктованих вузлів, тобто. закладаємо для інших груп передач такі самі, як і в попередній групі модуль зубчастих коліс $m = 3\text{мм}$, міжосьова відстань $A = 150\text{мм}$ отже, суму чисел зубів сполучених коліс $2z_0 = 100$.

Група передач між валами I та III розрахуємо так.

Виражаємо передавальні відносини у вигляді простих дробів:

$$\begin{aligned} i_3 &= \frac{1}{\phi^{3,5}} = \frac{z_3}{z_3'} = \frac{1}{1,26^{3,5}} = \frac{1}{2,24} = \frac{5}{11}, \\ i_4 &= \frac{1}{\phi^{1,5}} = \frac{z_4}{z_4'} = \frac{1}{1,26^{1,5}} = \frac{1}{1,41} = \frac{5}{7}, \\ i_5 &= \phi^{\frac{1}{2}} = \frac{z_5}{z_5'} = \sqrt{1,26} = 1,12 = \frac{8}{7}. \end{aligned}$$

Оскільки сума чисел зубів сполучених коліс нами задана $2z_0 = 100$, то визначаємо числа зубів за формулами:

$$\begin{aligned} z_3 &= 100 \frac{5}{5+11} = 30, \\ z_3' &= 100 \frac{11}{5+11} = 70, \\ z_4 &= 100 \frac{5}{5+7} = 42, \\ z_4' &= 100 \frac{7}{5+11} = 58, \\ z_5 &= 100 \frac{8}{8+7} = 52, \\ z_5' &= 100 \frac{7}{8+7} = 48, \\ z_3 + z_3' &= z_4 + z_4' = z_5 + z_5' = 30 + 70 = 42 + 58 = 52 + 48 = 100. \end{aligned}$$

Визначення числа зубів зубчастих коліс попередні та уточнюються після розрахунку модуля зачеплення та конструктивного вибору габариту електромагнітної муфти, а також розрахунків інших елементів та вузлів.

Шпіндельна бабка.

Визначення починаємо з групи передач містять пару з мінімальним передатним ставленням, тобто. передачу між валами VII та VIII. Оскільки груп одна передача, то визначення чисел зубів ведемо через мінімальне значення числа зубів z_{min} . Приймаємо $z = z_{min}$

Тоді сполучене колесо буде

$$z'_1 = \frac{z_1}{i_1} = 17 \cdot 1,26^6 = 17 \cdot 4 = 68,$$

а сума

$$2z_0 = z_1 + z'_1 = 17 + 68 = 85.$$

Суму зубів уточнюємо за модулем коліс $m=3$ мм, обраного раніше як найбільш використовуваний для зубчастих коліс заданого призначення, а так само для міжосьової відстані $A=135$ мм, імовірно необхідного за конструктивними припущеннями.

$$\begin{aligned} \text{Зі співвідношення } z_x + z'_x = 2z_0 \quad \text{і} \quad \frac{z_x}{z'_x} = i \text{ визначаємо числа зубів } z_i; \\ i \cdot z'_x = 2z_0 \end{aligned}$$

$$\text{Отже} \quad z_x = \frac{2z_0}{i+1}; \quad z'_1 = \frac{90}{(1/4)+1} = 18;$$

$$\text{а сполучене колесо буде } z_1 = 2z_0 - z'_1 = 90 - 72 = 18.$$

Переходимо до груп передач, що залишилися, враховуючи при цьому вимоги щодо уніфікації проєктованих вузлів, тобто закладаємо для інших груп передач такі ж, як і в попередній групі модуль зубчастих коліс $m=3$ мм, і міжосьової відстані $A = 135$ мм

$$\text{отже, суму чисел зубів сполучених коліс } 2z_0 = 90.$$

Група передач між валами VI та VII, а також VIII та IX, що мають

одиначні передачі з однаковим передатним ставленням. Оскільки сума чисел зубів сполучених коліс нами задана $2z_0 = 90$, то визначаємо числа зубів із співвідношення $z_x = \frac{2z_0}{i+1}$, де i – для цієї передачі буде

$$i_2 = i_3 = \frac{1}{4^3} = \frac{1}{1,26^3} \cdot \frac{1}{2}$$

$$\text{тоді } z_2 = z_3 = \frac{90}{(1/2)+1} = 60$$

$$\text{а сполучного колеса } z_2 = z_3 = 2z_0 - z_2' = 2z_0 - z_3 = 90 - 60 = 30.$$

3.4 Силовий розрахунок

3.4.1 Визначення прогину шпинделя [48]

Група передач між валами V та VI, що містить одиначну передачу. Оскільки сума чисел зубів сполучених коліс нами задана $2z_0 = 90$, то визначаємо числа частот обертання (перша швидкість другої чверті, $n = 35 \text{ об/хв}$)

$$P = 2M/D$$

де M – крутний момент на шпинделі

D – діаметр на шпинделі (м),

$$M = 9750N/n$$

де N – потужність на шпинделі при розрахунковій частоті обертання кВт

n – розрахункова частота обертання об/хв,

$$M = 9750 \cdot \frac{8,1}{35} = 3237 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$\text{Отже: } P = 2 \cdot 3237 / 0,08 = 93 \text{ кН}.$$

Навантаження від зубчастої передачі окреслюється сума проекцій сил зачеплення на площину сили різання.

$$R = R_z \cdot \sin 30 + R_t \cos 30 \quad (3.47)$$

де R_z - радіальна сила зачеплення Н;

R_t - окружна сила зачеплення Н.

$$R_t = \frac{2M}{D} \quad (3.48)$$

де M - крутний момент Н·м;

D - діаметр колеса.

$$R_t = \frac{2 \cdot 3160}{0,18} = 34,6 \text{ кН.}$$

$$R_z = R_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = R_t \cdot \operatorname{tg} 20 = 35,1 \cdot 0,36 = 12,34 \text{ кН.} \quad (3.49)$$

Отже:

$$R = 12,8 \cdot \sin 30 + 35,1 \cdot \cos 30 = 12,8 \cdot 0,5 + 35,1 \cdot 0,866 = 6,4 + 30,6 = 37,0 \text{ кН.}$$

Визначаємо реакції опор під навантаженням:

$$\sum M_A: R \cdot 0,4 - R_B \cdot 0,55 + P \cdot 0,76 = 0$$

$$R_B = \frac{R \cdot 0,4 + P \cdot 0,76}{0,55} = \frac{36,6 \cdot 0,4 + 79 \cdot 0,76}{0,55} = \frac{14,72 + 60,1}{0,55} = 142 \text{ кН,}$$

$$\sum M_A: -R_A \cdot 0,55 - R \cdot 0,15 + P \cdot 0,21 = 0$$

$$R_A = \frac{R \cdot 0,21 + P \cdot 0,15}{0,55} = \frac{79 \cdot 0,21 + 36,6 \cdot 0,15}{0,55} = \frac{16,59 + 5,49}{0,55} = 24,7 \text{ кН.}$$

Записуємо формули вантажних моментів ділянками:

$$\text{I ділянка: } 0 \leq z \leq 0,4 \quad M_x^I = R_A \cdot z_1,$$

$$\text{II ділянка: } 0 \leq z \leq 0,21 \quad M_x^{II} = P \cdot z_2,$$

$$\text{III ділянка: } 0 \leq z \leq 0,15 \quad M_x^{III} = P(0,21 + z_3) - R_B \cdot z_3.$$

Для визначення величини прогину навантажуємо шпindel у точці визначення прогину одиничною силою.

Визначаємо реакції опор при одиничному навантаженні:

$$\int_0^{z_1} M_x^I \cdot M_1^I dz_1 = \int_0^{0,4} R_A \cdot z_1 \cdot (-R_A \cdot z_1) dz = -R_A \cdot R_A' \cdot z_1^3 / 3 \Big|_0^{0,4} = 0,154 \text{кН} \cdot \text{м}^3$$

$$\int_0^{z_2} M_x^{II} \cdot M_1^{II} dz_2 = \int_0^{0,21} R_{z_2} \cdot (z_2) dz_2 = -P \cdot z_2^3 / 3 \Big|_0^{0,21} = 0,244 \text{кН} \cdot \text{м}^3$$

$$\begin{aligned} \int_0^{z_3} M_x^{III} \cdot M_1^{III} dz_3 &= \int_0^{0,15} (0,21 \cdot P + z_3 \cdot P - R_B \cdot z_3) \cdot (R_B' \cdot z_3 - 0,21 - z_3) dz = \\ &= [0,21 \cdot P \cdot R_B' \cdot z_3^2 / 2 - (0,21)^2 \cdot P \cdot z_3 - 0,21 \cdot P \cdot z_3^2 / 2 + P \cdot R_B' \cdot z_3^3 / 3 - \\ &\quad - 0,21 \cdot P \cdot z_3^2 / 2 \cdot P \cdot z_3^3 / 3 - \\ &\quad - R_B \cdot R_B' \cdot z_1^3 / 3 + 0,21 \cdot R_B \cdot z_3^2 / 2 + R_B \cdot z_3^3 / 3] \Big|_0^{0,5} = -0,336 \text{кН} \cdot \text{м}^3 \end{aligned}$$

Отже:

$$y = -\frac{0,154+0,244+0,336}{EJ_x} = \frac{-0,73}{EJ_x}$$

Визначаємо момент інерції:

$$J_x = \frac{\pi(D-d)^4}{64} = \frac{3,14 \cdot (80-54)^4}{64} = 2,26 \cdot 10^{-8} \text{м}^4 \quad . \quad (3.50)$$

Визначаємо величину прогину:

$$y = -\frac{0,748}{2 \cdot 10^{-8} \cdot 2,26 \cdot 10^{-8}} = -0,159 \text{мм}.$$

Величина прогину знаходиться в допустимих межах, а знак "-" означає, що напрямок прогину протилежно обраному на схемі одиничного навантаження. Отже, шпindelний вузол працює у допустимих межах.

3.4.2 Розрахунок особливо навантаженого валу [4]

Розрахунок особливо навантаженого валу [4] на міцність полягає у визначенні діаметра валу через згинальні моменти. Як особливо навантажений вал приймаємо вхідний вал автоматичної коробки швидкостей. У розрахунку використовуємо навантаження від зубчастої передачі, клинопасової передачі і крутний момент. Визначаємо зусилля від зубчастої передачі: окружне та

радіальне

$$R_t = 2M/D \quad (3.51)$$

де M - крутний момент, Н·м

D - діаметр колеса, м.

Крутний момент визначаємо за формулою

$$M = 9750 \frac{N}{n} \quad (3.52)$$

де N - максимальна потужність, що передається, кВт,

n - мінімальна частота обертання валу, об/хв.

$$N = N_g \cdot \eta \quad (3.53)$$

де N_g - потужність електродвигуна, кВт,

η - ККД приводу (для токарних верстатів $\eta = 0,7$).

Отже:

$$N = 15 \cdot 0,7 = 10,5 \text{ кВт},$$

$$M = 9750 \cdot 10,5 / 125 = 820 \text{ Н·м},$$

$$R_t = 2 \cdot 820 / 0,24 = 6840 \text{ Н},$$

$$R_z = R_t \operatorname{tg} \alpha = R_t \operatorname{tg} 20^\circ = 6840 \cdot 0,364 = 2490 \text{ Н}.$$

Визначаємо зусилля від клинопасової передачі, яка дорівнює геометричній сумі натягу гілок.

При спрощених розрахунках слід приймати рівнодію спрямованої лінії центрів передачі і рівної

$$R_p = 2 \cdot R_0 \cdot \sin \alpha / 2 \quad (3.54)$$

де R_0 - сила попереднього натягу Н;

α - кут обхвату, град.

$$R_0 = \Gamma_0 \cdot F \quad (3.55)$$

де Γ_0 - напруга від попереднього натягу, МПа (для клинових ременів $\Gamma_0 = 1,2 \dots 1,5$ Мпа, приймаємо $\Gamma_0 = 1,5$ Мпа).

F - площа поперечного перерізу ремня, мм^2 (по каталогу $F = 1,38\text{см}^2$).

Отже, отримаємо: $R_0 = 1,5 \cdot 138 = 2100\text{Н}$,

$$R_p = 2 \cdot 2100 \cdot \sin 90^\circ = 4200\text{Н}.$$

Визначаємо складові зусилля клинопасової передачі у вертикальній та горизонтальній площинах:

$$R_p^x = R_p \cos 50^\circ = 4200 \cdot 0,643 = 2700\text{Н},$$

$$R_p^y = R_p \sin 50^\circ = 4200 \cdot 0,766 = 3220\text{Н}.$$

За певними реакціями будуємо схему навантаження валу.

Визначаємо моменти по площинах. У горизонтальній площині визначаємо реакції опор:

$$\sum M_A: -R_{px} \cdot 0,085 - R_t \cdot 0,75 + R_{Bx} \cdot 0,865 = 0,$$

$$R_{Bx} = \frac{R_t \cdot 0,75 - R_{px} \cdot 0,085}{0,865} = 5665\text{Н},$$

$$\sum M_B: -R_{px} \cdot 0,95 - R_{Ax} \cdot 0,865 + R_t \cdot 0,115 = 0,$$

$$R_{Ax} = \frac{R_{px} \cdot 0,95 + R_t \cdot 0,115}{0,865} = 3875\text{Н}.$$

Визначаємо згинальні моменти по ділянках:

$$\text{I ділянка } 0 \leq z_1 \leq 0,085 \quad M_x^I = -R_{px} \cdot z_1; M_x^I(0) = 0,$$

$$M_x^I(0,085) = -R_{px} \cdot 0,085 = -229,5\text{Н}\cdot\text{м}.$$

$$\text{II ділянка } 0 \leq z_2 \leq 0,115 \quad M_x^{II} = -R_{Bx} \cdot z_2; M_x^{II}(0) = 0,$$

$$M_x^{II}(0,115) = -R_{Bx} \cdot 0,115 = 651,5\text{Н}\cdot\text{м}.$$

$$\text{III ділянка } 0 \leq z_3 \leq 0,75 \quad M_x^{III} = R_{Bx} \cdot (0,115 + z_3) - R_t \cdot z_3,$$

$$M_x^{III}(0) = R_{Bx} \cdot 0,115 = 658,5\text{Н}\cdot\text{м},$$

$$M_x^{III}(0,75) = R_{Bx} \cdot 0,865 - R_t \cdot 0,75 = -229,5\text{Н}\cdot\text{м}.$$

За отриманими розрахунками будуємо епюру згинальних моментів від сил навантаження в горизонтальній площині. У вертикальній площині визначаємо реакції опор:

$$\sum M_A: -R_{py} \cdot 0,085 + R_t \cdot 0,75 - R_{By} \cdot 0,865 = 0,$$

$$R_{By} = \frac{R_t \cdot 0,75 - R_{py} \cdot 0,085}{0,865} = 1840\text{Н},$$

$$\sum M_B: -R_{px} \cdot 0,95 - R_{Ay} \cdot 0,865 - R_t \cdot 0,115 = 0,$$

$$R_{Ay} = \frac{R_{py} \cdot 0,95 + R_t \cdot 0,115}{0,865} = 3870 \text{ Н}.$$

Визначаємо згинальні моменти по ділянках:

I ділянка $0 \leq z_1 \leq 0,085$ $M_y^I = -R_{py} \cdot z_1; M_y^I(0) = 0,$

$$M_y^I(0,085) = R_{py} \cdot 0,085 = 273,7 \text{ Н·м}.$$

II ділянка $0 \leq z_2 \leq 0,115$ $M_y^{II} = -R_{By} \cdot z_2; M_y^{II}(0) = 0,$

$$M_y^{II}(0,115) = -R_{Bx} \cdot 0,115 = -211,6 \text{ Н·м}.$$

III ділянка $0 \leq z_3 \leq 0,75$ $M_y^{III} = R_{By} \cdot (0,115 + z_3) + R_t \cdot z_3,$

$$M_y^{III}(0) = -R_{By} \cdot 0,115 = -211,6 \text{ Н·м},$$

$$M_y^{III}(0,75) = -R_{By} \cdot 0,865 + R_t \cdot 0,75 = 273,7 \text{ Н·м}.$$

За отриманими результатами будуємо епюру згинальних моментів у вертикальній площині, а також епюру моменту, що крутить.

Визначаємо еквівалентний момент, що діє на вал за формулою

$$M_{\vartheta} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_k^2} \quad (3.56)$$

Підставляючи значення, отримуємо:

$$M_{\vartheta} = \sqrt{651,1^2 + 273,7^2 + 820^2} = 1082,5 \text{ Н·м}.$$

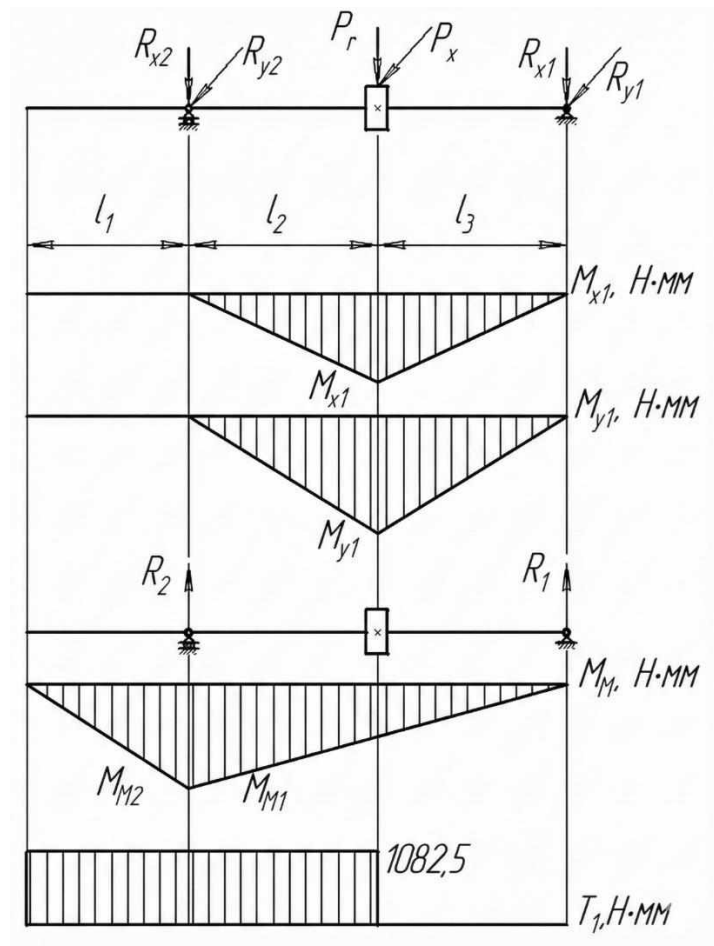


Рисунок. 3.21 Схема розрахунку та епюри для валу

За відомим еквівалентним моментом визначаємо найменший діаметр валу за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_3}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (3.57)$$

де $[\sigma]$ - допустима номінальна напружка для валу, МПа (для матеріалу валу сталь 40Х приймають $\sigma = 620 \div 640$) МПа.

Підставляючи значення, отримуємо:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{1082500}{0,1 \cdot 620}} = 26 \text{ мм}, d \geq 44,2 \text{ мм}.$$

З урахуванням запасу міцності на $\min 16$ мм, отримуємо значення діаметра валу допустиме при заданих навантаженнях.

Діаметри всіх ділянок валу призначаються з конструктивних і технологічних міркувань із стандартного ряду діаметрів, але не меншого, ніж

отриманий при розрахунку.

За цієї умови не потрібно виконати уточнюючий розрахунок валу за коефіцієнтами запасу міцності, оскільки він свідомо більший за допустимий. Для редукторів, у тому числі автоматичної коробки передач маємо: $[n] = 2,5 \div 3$.

3.5. Розрахунок особливо навантаженого зубчастого зачеплення [1]

Розрахунок особливо навантаженого зубчастого зачеплення [1] (передача, що передає обертання найбільш навантаженому валу при максимальних навантаженнях) полягає у розрахунку на міцність на вигин, тобто. основним критерієм працездатності зубчастих коліс у вузлах типу редукторів, у тому числі й автоматичної коробки передач.

При розрахунку на вигин визначається модуль зачеплення за найбільш навантаженим колесом, тобто виготовленим з менш міцного матеріалу або з меншою твердістю за формулою:

$$m_n = \frac{k \cdot R_t + k_{\partial u} \cdot k_{fu}}{b \cdot [Gu]} \quad (3.58)$$

де k - коефіцієнт передачі, для прямозубих коліс $k = 5$;

R_t - окружне зусилля в зачепленні, Н, за наведеними вище розрахунками $R_t = 6840\text{Н}$;

$k_{\partial u}$ - коефіцієнт довговічності, при спрощеному розрахунку для реверсивного навантаження приймаємо $k_{\partial u} = 1$;

k_{fu} - коефіцієнт навантаження;

b - розрахункова ширина зубчастого колеса, з конструктивних міркувань приймаємо $b = 0,04\text{м.}$;

$[Gu]$ - допустима напруга на вигин, МПа.

Коефіцієнт навантаження k_{fu} визначається за формулою:

$$k_{fu} = k_a \cdot k_b \cdot k_u \quad (3.59)$$

де k_a - коефіцієнт розподілу, для прямозубих коліс приймають $k_a = 1$;

k_b - коефіцієнт концентрації при проектному розрахунку $k_b = 1,04$;

k_u - коефіцієнт динамічності, при відомій окружній швидкості передачі $u = 1,3 \text{ м/с}$, $k_u = 1,03$ по твердості колеса.

Підставляючи значення, отримаємо:

$$k_{fu} = 1 \cdot 1,04 \cdot 1,03 = 1,07.$$

Допустима напруга на згин $[G_u]$ визначається за формулою:

$$[G_u] = \frac{G_u^0}{J_u} \quad (3.60)$$

де G_u^0 - межа тривалої витривалості зубчастого колеса, МПа; за матеріалом та твердістю колеса приймаємо $G_u^0 = 630 \text{ МПа}$;

J_u - запас міцності при згинанні, на матеріал і твердість колеса приймають $J_u = 1,75$.

Підставляючи значення, визначаємо модуль зачеплення:

$$m_n = \frac{5 \cdot 6840 + 1 \cdot 1,07}{0,04 \cdot 360 \cdot 10^6} = 2541 \cdot 10^{-6} \text{ м або } m_n = 2,54 \text{ мм.}$$

Отримане значення модуля зачеплення є мінімальним із розрахунку на згин, округляємо до більшого значення (необхідного з конструктивних міркувань) із стандартного ряду.

Виходячи з конструктивних міркувань бажано приймати однаковий модуль для всіх передач в редукторі (у тому числі і автоматичної коробки передач). При цьому допускається застосовувати модуль меншого значення, ніж розрахунковий, але при цьому необхідно проводити узгоджений розрахунок на згин та контактну міцність.

3.6 Розробка 3D моделі та розрахунок елементів засобами SolidWorks simulation

Для перевірки проектних рішень проведено моделювання шпиндельного вузла у середовищі SolidWorks [11, 59]



Рисунок 3.22 Загальний вигляд шпинделя

Щоб перевірити, чи правильно були зроблені попередні розрахунки, і переконатися, що шпиндель витримає навантаження, я провів комп'ютерне моделювання. Робив це в програмі SolidWorks Simulation [62], оскільки вона дозволяє побачити слабкі місця конструкції ще до виготовлення деталі.

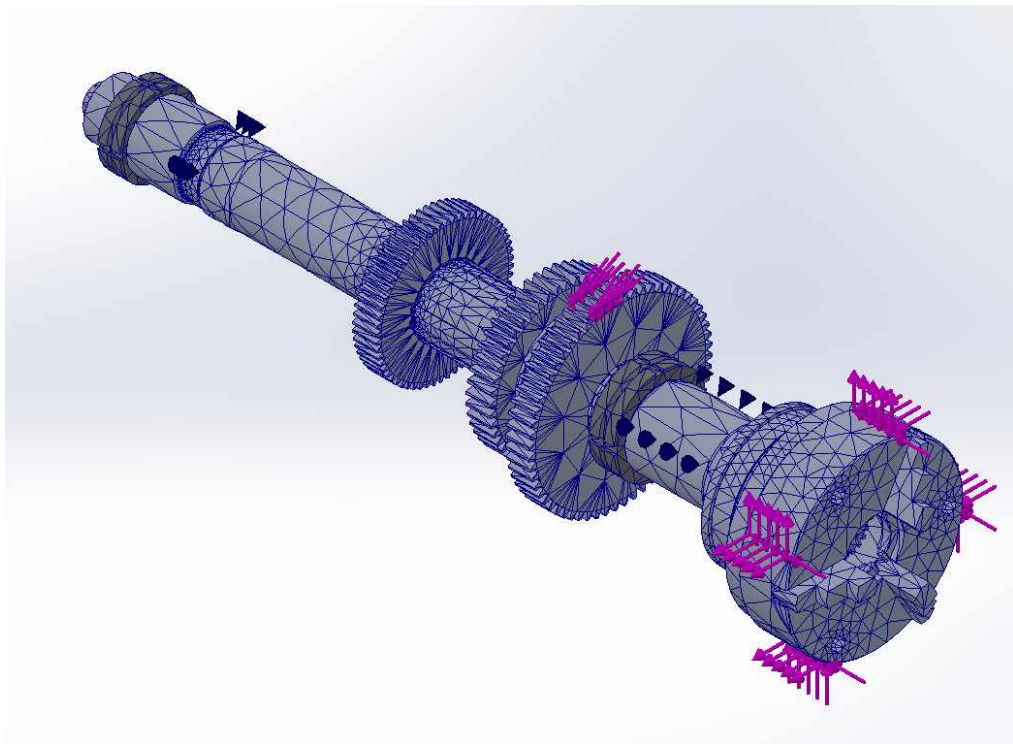


Рисунок. 3.2 Структурна сітка

Спочатку модель була розбита на скінченно-елементну сітку (рис. 3.2). У місцях, де навантаження найбільші (наприклад, на зубах шестерень та галтелях валу), сітку зробив густішою для точнішого результату.

3.6.1 Розрахунок елементів стола засобами SolidWorks simulation

Матеріали для деталей вибрав з бібліотеки, щоб вони відповідали реальним. Для самого шпинделя задав сталь 45, а для зубчастих коліс, які мають бути міцнішими, — леговану сталь 16MnCr5. Їхні механічні властивості наведені в таблиці 3.1.

Далі я задав умови закріплення та діючі сили. Опори валу змодельовав через функцію «Підшипник», щоб врахувати їхню реальну жорсткість.

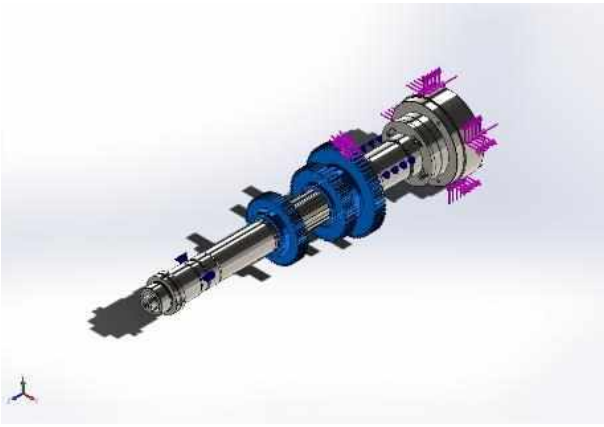
Сили прикладав до поверхонь, які безпосередньо передають навантаження.

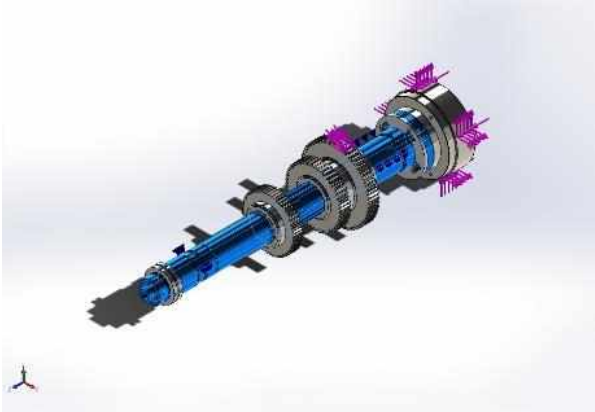
На патрон діють сили різання та затиску

Таблиця 3.1 Властивості матеріалу

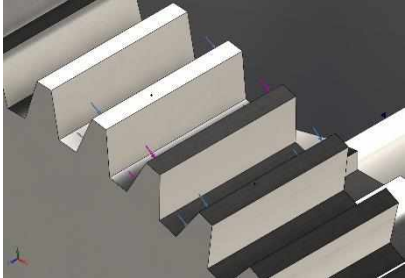
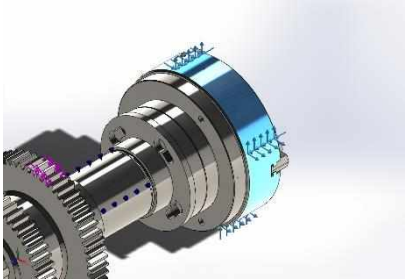
	Властивості	
	Назва матеріалу:	1.0503 (C45)
	Критерій руйнування:	Макс. напруга за Мізесом
	Межа текучості:	5,8e+08 N/m²
	Міцність на розрив	7,5e+08 N/m²
	Модуль пружності:	2,1e+11 N/m²
	Коефіцієнт Пуассона:	0,28
	Густота:	7 800 kg/m³
	Модуль зсуву:	7,9e+10 N/m²

Продовження таблиці 3.1

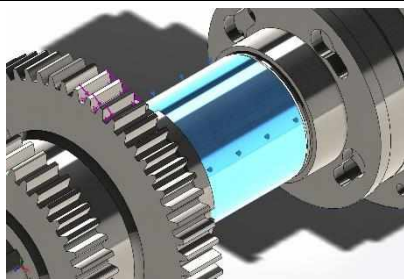
	Назва матеріалу:	1.7131 (16MnCr5)
	Критерій руйнування:	Макс. напруга за Мізесом
	Межа текучості:	7,5e+08 N/m²
	Міцність на розрив	2,10083e+09 N/m²
	Модуль пружності:	7,9e+11 N/m²
	Коефіцієнт	0,28

	Пуассона:	
	Густота:	7 800 kg/m³
	Модуль зсуву:	7,9e+10 N/m²
	Назва матеріалу:	1.7035 (41Cr4)
	Критерій руйнування:	Макс. напруга за Мізесом
	Межа текучості:	8e+08 N/m²
	Міцність на розрив	2,10083e+09 N/m²
	Модуль пружності:	7,9e+11 N/m²
	Коефіцієнт Пуассона:	0,28
	Густота:	7 800 kg/m³
	Модуль зсуву:	7,9e+10 N/m²

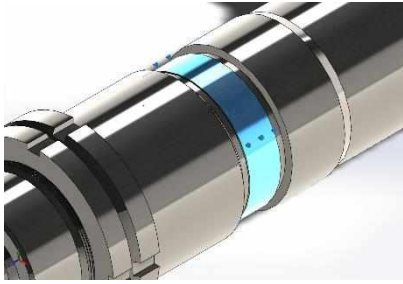
Таблиця 3.2 Навантаження

Назва навантаження	Зображення навантаження	Деталі навантаження	
Сила-1		Об'єкти:	1 грань
		Тип:	Застосувати нормальну силу
		Значення:	9 000 N
		Об'єкти:	2 грані
		Тип:	Застосувати нормальну силу
		Значення:	4 500 N
Назва навантаження	Зображення навантаження	Деталі навантаження	
Сила-2		Об'єкти:	1 грань
		Тип:	Застосувати нормальну силу
		Значення:	9595 N 16000 N 6000 N

Таблиця 3.3 Визначення закріплення

Закріплення	Деталі закріплення	
		
	Об'єкти:	1 грань
	Тип:	Підшипник
Сили закріплення		

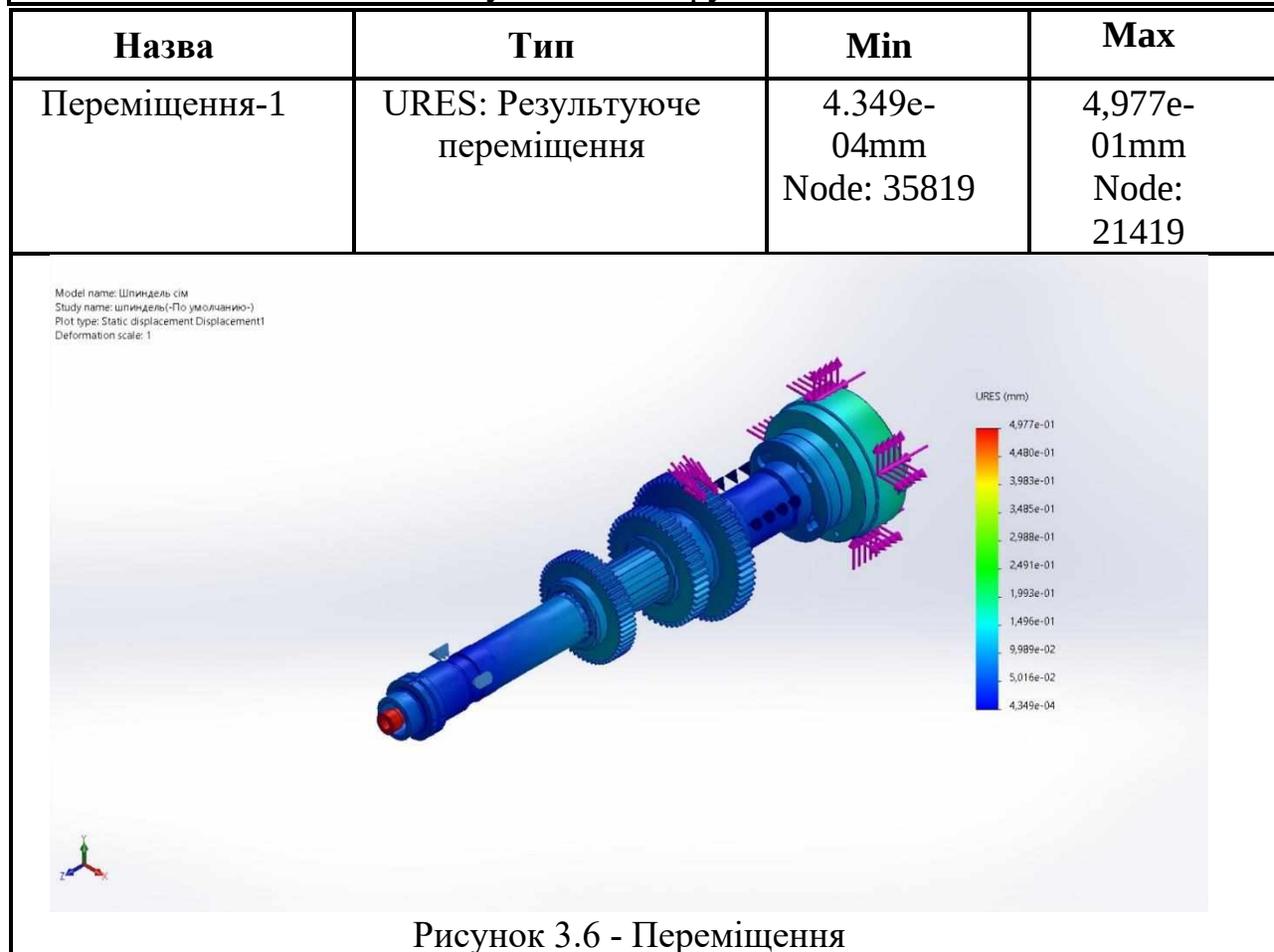
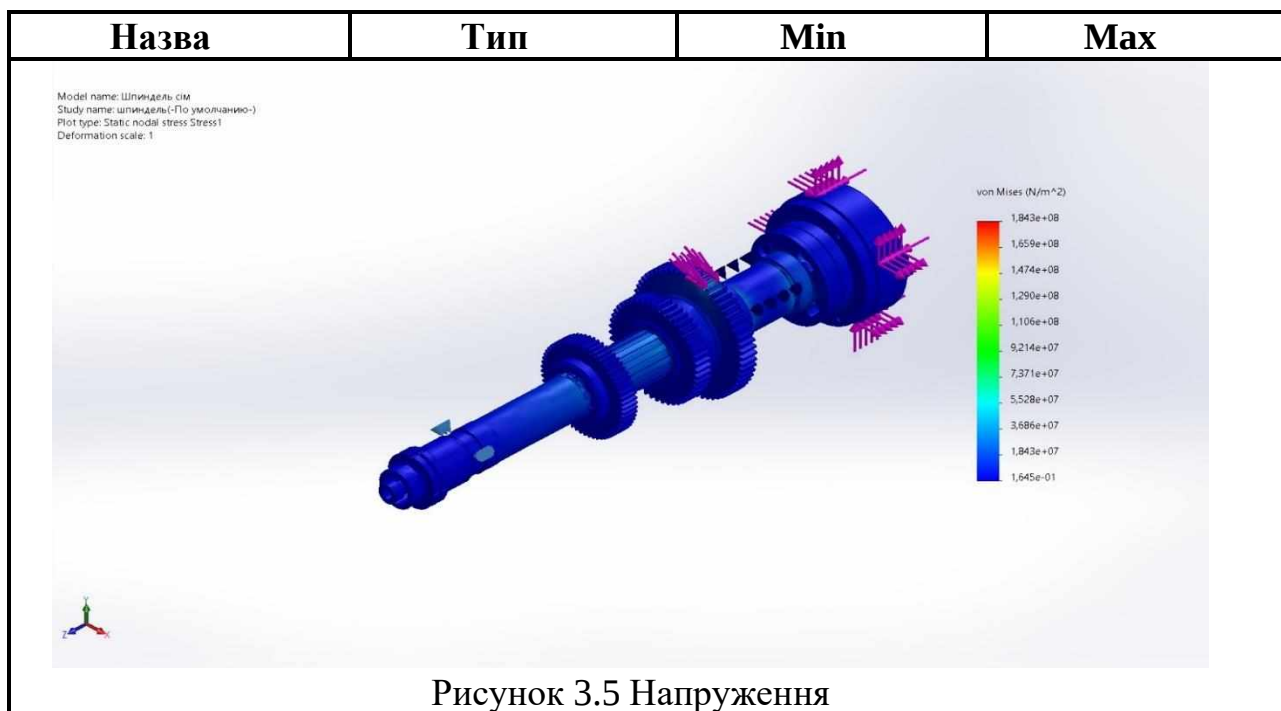
Тип	X-Компонент	Y-Компонент	Z-Компонент	Результат
Осьова сила (N)	-0	-0	-5 946,8	--5 946,8
Сила зсуву (N)	-33 700	1 843,3	0	33 750

Закріплення	Деталі закріплення
	
	Об'єкт и:
	Тип:

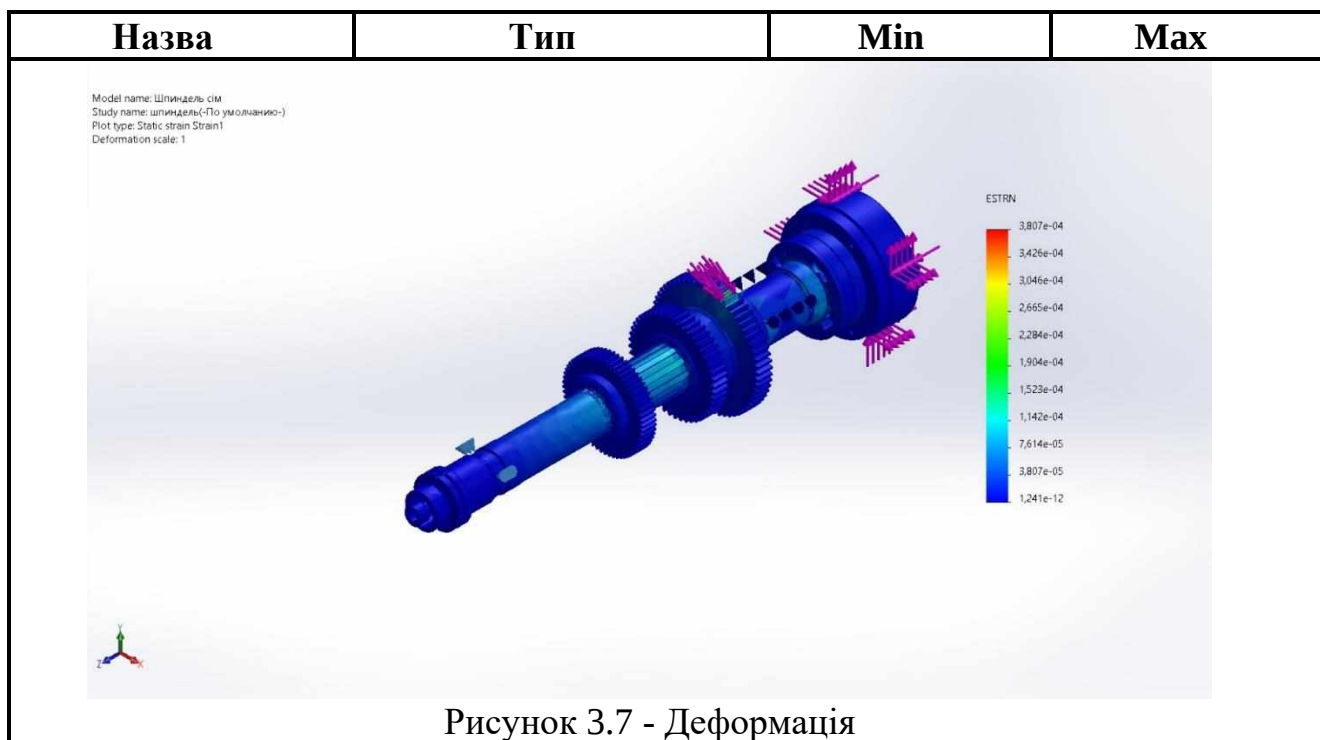
Сили закріплення				
Тип	X-Компонент	Y-Компонент	Z-Компонент	Результат
Осьова сила (N)	-0	-0	--53,162	-53,162
Сила зсуву (N)	2 041,1	2 913,7	0	3 557,5

Таблиця 3.4 Результати досліджень

Назва	Тип	Min	Max
Напруження-1	VON: Напруга за Мізесом	1.645e+01N/m ² Node: 18845	1,843e+08N/m ² Node: 67958



Назва	Тип	Min	Max
Деформація-1	ESTRN: Еквівалентна деформація	1,241e-12 Element: 7311	3,807e-04 Element: 31829



За результатами автоматизованих розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах.

.

3.7 Висновки по розділу

1. Проведено кінематичний розрахунок приводу головного руху та розроблено оптимальну його кінематичну схему.
2. Проведено силовий розрахунок елементів конструкції приводу головного руху та сконструйовано нову коробку швидкостей,
3. Розроблено конструкцію шпиндельного вузла та механізму приводу затиску патрона
4. Проведено аналіз напружено-деформованого стану шпиндельного вузла верстата з механізмом приводу затиску заготовки. Всі напруження та деформації в межах допустимих..

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Охорона праці

4.1.1. Розрахунок штучного і природного освітлення виробничого приміщення.

Організація раціонального освітлення робочих місць одне із головних питань охорони праці. При негативному освітленні різко знижується продуктивність праці, можливі нещасні випадки, швидка втомлюваність.

В залежності від джерела світла виробниче освітлення може бути двох типів: природне, яке створюється безпосередньо сонцем і дифузійним світлом небесного випромінення і штучне, яке здійснюється електричними лампочками.

Робота на токарному верстаті, що проектується відноситься до зорової роботи типу-з ахроматичними об'єктами (механічна обробка металів, встановлення інструментів і т. п.)

Рекомендованим типом джерела штучного світла для виробничого приміщення за умови, що освітленість при системі загального освітлення повинна бути 300 Лк є лампи: газорозрядні люмінесцентні низького тиску: лампи білого світла (ЛБ) і холодного білого світла (ЛХБ), а також лампи розжарювання типу ДРЛ і ДРИ.

Штучне освітлення може бути двох систем: загальне та комбіноване. При комбінованому освітленні до загального додається місцеве освітлення, яке концентрує світловий потік безпосередньо на робочому місці. Загальне освітлення поділяється на загальне рівномірне і загальне локалізоване.

Для розрахунку загального рівномірного освітлення при горизонтальній робочій поверхні основним методом розрахунку штучного освітлення є метод: використання світлового потоку.

Для даного методу формула для визначення світлового потоку лампи в світильнику за даними [61] має вигляд:

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{E_{\text{н}} \cdot K_3 \cdot S \cdot z}{N \cdot \eta} \quad (4.1)$$

де, $\Phi_{\text{л}}$ - світловий потік лампи, Лк;

z - коефіцієнт, який характеризує нерівномірність освітлення;

$E_{\text{н}}$ - нормативна освітлюваність, Лк;

K_3 - коефіцієнт запасу;

S - освітлювальна площа, м^2 ;

N - кількість світильників;

η - коефіцієнт використання потоку;

Згідно завдання: $z=1,2$; $E_{\text{н}} = 300$ Лк; $K_3 = 1,5$.

Для визначення коефіцієнта використання світлового потоку η потрібно врахувати індекс приміщення "і" який враховує значення коефіцієнтів відбивання світла від стелі - $\rho_{\text{ст}}$, стін - $\rho_{\text{с}}$, підлоги - $\rho_{\text{п}}$ [61]

$$i = \frac{A \cdot B}{H_{\text{р}} \cdot (A + B)} \quad (4.2)$$

де, A і B – відповідно довжина і ширина приміщення, м;

$H_{\text{р}}$ – розрахункова величина (див. рисунок 4.1).

Згідно завдання, та за рекомендаціями [61] приймаємо $\rho_{\text{ст}}=70\%$, $\rho_{\text{с}}=50\%$, $\rho_{\text{п}}=30\%$. Тоді підставивши значення у формулу 4.2 отримаємо:

$$i = \frac{288}{4 \cdot (24 + 12)} = 2 ;$$

По отриманій величині $i=2$ яка є стандартною визначаємо коефіцієнт використання лампи, враховуючи що лампа буде люмінесцентною: $\eta=56\%$. Підставивши усі отримані значення у формулу 4.1 отримаємо:

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{300 \cdot 1,5 \cdot 288 \cdot 1,2}{96 \cdot 2} = 810, \text{ Лк}$$

$$\text{де, } N = \frac{S}{L^2} = \frac{288}{3^2} = 32 - \text{кількість світильників, шт.}$$

За розрахунковим значенням світлового потоку вибираємо найближчу стандартну лампу (відпилення світлового потоку лампи: -10%; +20%);

люмінесцентна ртутна лампа низького тиску із номінальним світловим потоком 15 Вт.

Отже з розрахунку що на площу приміщення $S=288 \text{ м}^2$ припадає 32 світильників, то на робоче місце фрезерувальника при прямокутному розміщенні світильників припадає один світильник типу ЛДПР з двома люмінесцентними лампами типу ЛБ.

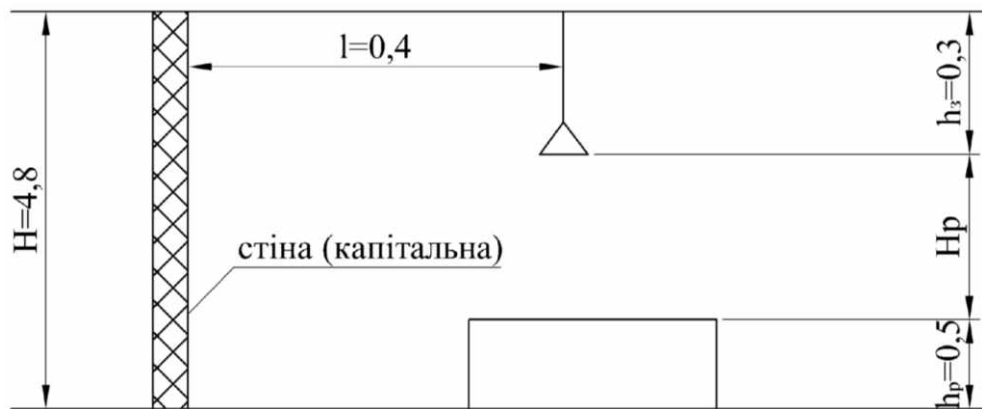


Рисунок 4.1 – Схема розрахунку загального штучного освітлення

H – висота приміщення, м; h_z – відстань від стелі до краю світильника, м;

h_p – висота на якій знаходиться розрахункова поверхня над підлогою, м;

l – відстань від краю світильника до стіни.

Розрахунок місцевого освітлення.

На першому етапі проектування місцевого освітлення визначимо спосіб його виконання, а саме – індивідуальне люмінесцентними лампами.

Це пояснюється тим, що по перше в приміщенні існує штучне загальне освітлення, а по друге світлова віддача люмінесцентних ламп в 4 – 5 раз

більша чим у ламп розжарювання, спектр світлового потоку близький до звичайного світла, дозволяє забезпечувати високу освітлюваність робочого місця і різко підвищити економічність освітлення.

Потужність світильника для освітлення робочого місця визначаємо світловим потоком, що необхідний для забезпечення нормативних вимог, а саме для класу робіт – робоче місце оператора нормова освітлюваність в системі комбінованого освітлювання становить 500 – 2000 Лк. Для наближеної оцінки потужності світильника використаємо співвідношення за рекомендаціями джерела [61]

$$\Phi_{\Sigma} = E_H \cdot \frac{S}{U_s \cdot \eta} \quad (4.3)$$

де, Φ_{Σ} - мінімальний необхідний сумарний світловий потік джерела світла в світильнику, Лк;

E_H - нормативна освітлюваність, Лк;

S – площа робочої поверхні, m^2 ;

U_s - коефіцієнт використання світлового потоку;

η - ККД світильника.

Згідно [68] значення η і U_s рівні: $U_s = 0,7$; $\eta = 0,75$.

Площа робочої поверхні в нашому випадку – добуток найбільшого діаметру і найбільшої довжини оброблюваної деталі.

$$S = 0,7 \cdot 0,2 = 0,14 \text{ м}^2$$

Тоді підставивши значення у формулу 7.3 матимемо:

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{500 \cdot 0,14}{0,75 \cdot 0,7} = 133,3, \text{ Лк}$$

Далі потрібно вибрати конструктивну світлотехнічну схему світильника, яка б забезпечувала необхідну степінь захисту світильника і його зручну виробничу маніпуляцію. Так по рекомендації [61] вибираємо конструктивно – світлотехнічну схему світильника місцевого освітлення групи Б, яку представляємо на рисунку 4.2. Дана схема дає можливість

повороту і пересування світильника в будь – яких напрямках з допомогою рухів в певних вузлах ланок, але при цьому зберігати паралельність вихідного отвору освітлювальній поверхні.

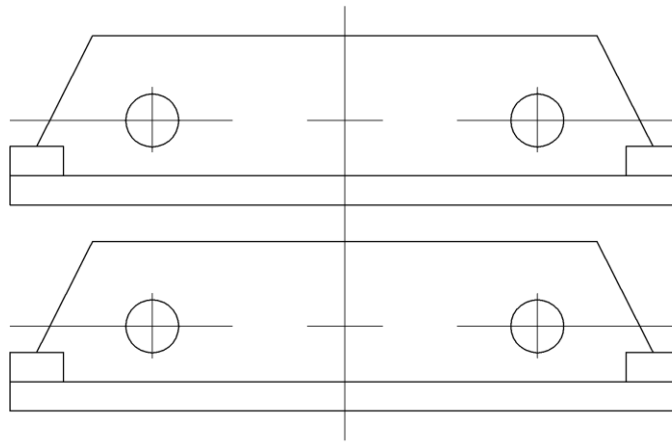


Рисунок 4.2 – Конструктивна – світлотехнічна схема світильника місцевого освітлення

Для даних умов рекомендовано [61] світильники типу ЛКСО1 – промислові світильники з люмінесцентними лампами для освітлення шліфувальних верстатів, де місце обробки виробу обливається струменем емульсії.

Таблиця 4.1 – Основні технічні параметри промислового світильника місцевого освітлення

Серія	Типорозмір	Напруга мережі, В	Захисний кут, реальний, умовний	Клас захисту від ураження струмом	Ступінь захисту від дії навк.сер.	Група експлуатації	Тип лампи	Заг. довжина кронштейна
ЛКСО	ЛКСО1-2х6/Пх4-01	110	-190°	I	X'4	M8	ЛБ6-1	600

Таблиця 4.2 – Основні технічні параметри лампи типу ЛБ світильника
серії ЛКСО1

Тип ламп	Номіна- льні		Струм, А	Середнє значен- ня світ- лового потокa, Лк	Габари- тна яск- равість, ККД/м ²	Пульса- ція світ- лового потокa однієї лампи, %	Розміри колби, мм		Середня тривалі- сть горіння, год (не менше)
	По- тужн ість, Вт	Нап- руга на ламп і В					Діа- метр	Дов- жина	
ЛБ6	4	30	0,15	120	5,5	23	16	150	6000

4.2. Безпека в надзвичайних ситуаціях

4.2.1. Соціально-техногенні небезпеки

Залежно від конкретних потреб існують різні системи класифікації — за джерелом походження, локалізацією, наслідками, збитками, сферою прояву, структурою, характером впливу на людину тощо. Найбільш вдалою класифікацією небезпек життєдіяльності людства за джерелами походження, згідно з якою всі небезпеки поділяються на чотири групи: природні, техногенні, соціально-політичні та комбіновані. Перші три вказують на те, що небезпеки за своїм походженням належать до трьох елементів життєвого середовища, яке оточує людину - природного, техногенного (матеріально-культурного) та соціального. До четвертої групи належать природно-техногенні, природно-соціальні та соціально-техногенні небезпеки, джерелами яких є комбінація різних елементів життєвого середовища.

4.2.1.1. Техногенні небезпеки

Джерелами техногенних небезпек є відповідні об'єкти, що породжують як наведені в цьому абзаці небезпеки, так і багато інших, які, можливо, інколи не зовсім правильно було б називати техногенними, але до них ми відносимо всі небезпеки, пов'язані з впливом на людину об'єктів матеріально-культурного середовища.

У зв'язку з використанням все більших енергетичних потужностей люди змушені концентрувати енергію на невеликих ділянках, причому найчастіше в межах міст та інших населених пунктів. Йде просторова концентрація синтетичних хімічних сполук [62].

Внаслідок цього різко зросло забруднення навколишнього середовища, нищення лісів, опустелювання, все більше людей гине внаслідок аварій на виробництві і транспорті.

Аварія — це небезпечна подія техногенного характеру, що створює на об'єкті, території або акваторії загрозу для життя і здоров'я людей і призводить до руйнування будівель, споруд, обладнання і транспортних засобів, порушення виробничого процесу чи завдає шкоди довкіллю.

Згідно з розмірами та заподіяною шкодою розрізняють легкі, середні, важкі та особливо важкі аварії. Особливо важкі аварії призводять до великих руйнувань та супроводжуються, великими жертвами.

Аналіз наслідків аварій, характеру їх впливу на навколишнє середовище зумовив розподіл їх за видами.

Види аварій

- аварії з витокм сильнодіючих отруйних речовин (аміаку, хлору, сірчаної та азотної кислот, чадного газу, сірчаного газу та інших речовин);
- аварії з викидом радіоактивних речовин в навколишнє середовище;
- пожежі та вибухи;
- аварії на транспорті та ін.

Особливо важкі аварії можуть призвести до катастроф.

Катастрофа — це великомасштабна аварія, яка призводить до важких наслідків для людини, тваринного й рослинного світу, змінюючи умови середовища існування. Глобальні катастрофи охоплюють цілі континенти і їх розвиток ставить під загрозу існування усієї біосфери.

Техногенні небезпеки з викидом радіоактивних речовин

Найнебезпечнішими за наслідками є аварії на АЕС з викидом в атмосферу радіоактивних речовин, внаслідок яких має місце довгострокове радіоактивне забруднення місцевості на величезних площах.

Техногенні небезпеки на транспорті

Будь-який транспортний засіб — це джерело підвищеної небезпеки. Людина, що скористалась послугами транспортного засобу, знаходиться в зоні підвищеної небезпеки. Це зумовлюється можливістю ДТП, катастрофами та аваріями поїздів, літаків, морських та річкових транспортних засобів, травмами при посадці чи виході з транспортних засобів або під час їх руху.

Техногенні небезпеки з витокм отруйних речовин

Аварії з витоком сильнодіючих отруйних речовин і зараженням навколишнього середовища виникають на підприємствах *хімічної; * нафтопереробної, *целюлозно-паперової і *харчової промисловості, *водопровідних і очисних спорудах, а також при * транспортуванні сильнодіючих отруйних речовин.

Джерела хімічних аварій викиди та витoki небезпечних хімічних речовин загорання різних матеріалів, обладнання, будівельних конструкцій, яке супроводжується забрудненням навколишнього середовища аварії на транспорті при перевезенні небезпечних хімічних речовин, вибухових та пожежонебезпечних вантажів

4.2.1.2. Соціальні небезпеки

Соціальні небезпеки досить часто виникають при соціально-політичних конфліктах. Існує досить багато визначень конфліктів. Так, у політологічних словниках найпоширенішим є таке трактування конфлікту: зіткнення двох чи більше різноспрямованих сил з метою реалізації їхніх інтересів за умов протидії. Джерелами конфлікту є: соціальна нерівність, яка існує в суспільстві, та система поділу таких цінностей, як влада, соціальний престиж, матеріальні блага, освіта.

Конфлікт — це зіткнення протилежних інтересів, поглядів, гостра суперечка, ускладнення, боротьба ворогуючих сторін різного рівня та складу учасників.

Конфлікт передбачає усвідомлення протиріччя і суб'єктивну реакцію на нього. Якщо конфлікт виникає в суспільстві, то це суспільний конфлікт.

Будь-який соціальний конфлікт, набуваючи значних масштабів, об'єктивно стає соціально-політичним.

Війна — це збройна боротьба між державами (їх коаліціями) або соціальними, етнічними та іншими спільнотами; у переносному розумінні слова — крайня ступінь політичної боротьби, ворожих відносин між певними політичними силами. Сучасний світ дуже малий і вразливий для війни. Врятувати і зберегти його неможливо, якщо не покінчити з думками та діями,

які століттями будувалися на прийнятності та припустимості війн і збройних конфліктів.

Тероризм

До соціально-політичних конфліктів належить виступ екстремістських угруповань (тобто тероризм). В наш час явище тероризму досить поширене. Якщо донедавна звертання до терору як засобу вирішення політичних або релігійних проблем було винятковим, надзвичайним явищем, то в наші дні практично щоденні повідомлення про терористичні акти сприймаються як щось неминуче. Терор став органічною складовою сучасного життя і набув глобального характеру.

Екстремальні ситуації криміногенного характеру та способи їх уникнення

Глобальна злочинність — ще одна гостра соціальна проблема сучасності. Кількість зареєстрованих у світі злочинів у середньому зростає на 5% щороку. Але останнім часом особливо швидко зростає частка тих, що належать до категорії тяжких (убивства, насильства тощо).

Соціальні небезпеки: алкоголізм, тютюнокуріння

Формування засад ринкової економіки (перехідний період) створило в Україні принципово нову соціальну та економічну ситуацію. Зараз все більшого значення набуває поділ суспільства за рівнем та джерелом багатства, наявністю чи відсутністю приватної власності. Саме прибуток і форма його отримання стають головним структуротворчим чинником українського суспільства, що свідчить про становлення в Україні ринкових відносин та первинного капіталізму. Водночас набувають сили і негативні чинники: сформування нової соціальної диференціації та відповідних критеріїв її оцінки свідчить про нездорові відносини у суспільстві; * надто різкий поділ на бідних та багатих; * процеси збіднення та збагачення мають деформований характер.

За таких обставин різко зростають форми та розміри соціальних відхилень (злочинність, самогубство, наркоманія, проституція тощо). Ці та

багато інших форм збоченої поведінки в умовах занепаду системи соціального контролю стали, загрозливими для суспільства.

4.2.2. Мікроклімат і його вплив на людину

Між організмом людини і довкіллям відбувається постійний теплообмін, який пов'язує кількість тепла, яке утворюється в організмі в результаті життєдіяльності, з віддачею або одержанням тепла ззовні. Інтенсивність процесів теплообміну визначається параметрами мікроклімату закритих приміщень: температурою, відносною вологістю та швидкістю переміщення повітря. Коливання цих параметрів призводить до порушення терморегуляції організму, тобто його здатності підтримувати нормальну температуру - 36,6°C. Це призводить до порушення кровообігу, підвищення температури тіла, запаморочення, слабкості, втрати свідомості. Тому параметри мікроклімату закритих приміщень нормуються санітарними нормами ДСН 3.36.042 - 99. Норми параметрів мікроклімату залежать від періоду року та категорії робіт за енергозатратами (див табл. 4.1). Холодним періодом року вважається період, коли середньодобова температура зовнішнього повітря є нижчою ніж 10°C, а теплим - коли вища ніж 10°C.

Оптимальні параметри мікроклімату закритих приміщень наведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 Оптимальні параметри мікроклімату закритих приміщень

Катег	Температура, °C		Відносна вологість		Швидкість руху	
	Холодний	Теплий період	Холодний	Теплий період	Холодний період	Теплий період
Ia	22-24	23-25	60-40	60-40	0,1	0,1
Iб	21-23	22-24	60-40	60-40	0,1	0,2
Ha	19-21	21-23	60-40	60-40	0,2	0,3
IIб	17-19	20-22	60-40	60-40	0,2	0,3
III	16-18	18-20	60-40	60-40	0,3	0,4

Якщо через технологічні особливості виробництва, технічну недосяжність чи економічну недоцільність забезпечити оптимальні величини

параметрів мікроклімату неможливо, то встановлюються допустимі величини параметрів мікроклімату, які мають дещо ширші межі коливань. Якщо і допустимі величини параметрів мікроклімату є недосяжними, то для приведення їх до встановлених норм використовують будівельно-планувальні, організаційно-технологічні та санітарно-гігієнічні засоби колективного захисту. Нормативні параметри мікроклімату з економічних міркувань повинні бути досягнуті, першою чергою за рахунок раціонального планування виробничих приміщень та оптимального розміщення технологічного устаткування з джерелами тепло-, холодо- та вологовиділення.

Для забезпечення у закритих приміщеннях оптимальних параметрів мікроклімату та належної чистоти повітря (допустимих граничних концентрацій шкідливих речовин) використовують вентиляцію приміщень, яку організовують за допомогою сукупності пристроїв для транспортування, подання та видалення повітря.

Санітарно-гігієнічним показником забруднення повітря, де причиною зміни його складу є тільки продукти життєдіяльності людини, прийнято вважати вміст вуглекислого газу. Атмосферне повітря, як відомо, містить приблизно 0,036% вуглекислого газу, а при його вмісті в повітрі понад 0,07% виникає неприємне самопочуття, відчуття нечистого, "спертого" повітря. Ці явища виникають у людей не через токсичну дію вуглекислого газу, а через зміну терморегуляції організму внаслідок підвищення температури і вологості повітря. Разом із вуглекислим газом організм виділяє у повітря тепло і воду. Між цими виділеннями існує взаємозв'язок. Наприклад, доросла людина масою 70 кг видихає з повітрям приблизно 22 л вуглекислого газу за годину, що відповідає джерелу вуглекислого газу 44 г за годину. Водночас у повітря за нормальних умов виділяється приблизно 42 г вологи і від 90 до 200 ккал тепла за годину залежно від важкості виконуваної роботи. В цих умовах людина є джерелом тепла потужністю в межах від 100 до 230 Вт. За наявності великої кількості людей у погано провітрюваних приміщеннях

параметри мікроклімату можуть виходити за оптимальні межі і порушувати режим терморегуляції організму. Разом з тим відзначимо і вплив ще й інших факторів, наприклад, із виділень людини неприємним запахом, які рефлекторно впливають на дихання. Воно стає менш глибоким, не забезпечує достатньої вентиляції легенів і зумовлює кисневе голодування клітин - найперше кори головного мозку. Як наслідок погіршується самопочуття, виникає головний біль тощо.

Відтак встановлено, що гранично допустимий вміст вуглекислого газу дорівнює 0,1%, або 2000 мг/м³. Із цієї величини обґрунтовані норми площі робочого місця та об'єму повітря, що припадає на одне робоче місце. Площа кожного робочого місця повинна бути не меншою як 4,5 м², а об'єм повітря - не менше як 15 м³.

Останнім часом через значні забруднення повітря закритих приміщень від інших джерел, зокрема сучасних будівельних матеріалів, одягу, виникають сумніви, що вміст вуглекислого газу може адекватно відображати загальне забруднення повітря. Тому пропонується використовувати інші критерії, такі як відношення кількості важких аероіонів до легких, вміст аміаку та амонійного азоту в повітрі. Встановлено, що із збільшенням загального забруднення повітря вміст легких іонів зменшується, а важких збільшується. Тому їх відношення може адекватно відображати загальне забруднення повітря.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу формоутворення та компоувальної схеми верстату з метою виявлення необхідних рухів та можливостей для удосконалення компоувальної схеми встановлено, що наявна компоувальна схема забезпечує достатню кількість рухів для даного типорозміру деталей і не потребує удосконалення

2. Проведено технологічні розрахунки типової деталі, що обробляється на верстаті, а також режимів різання, необхідних для забезпечення обробки сучасними матеріалами. За результатами встановлено необхідні граничні частоти обертання шпинделя.

3. Кінематичний розрахунок приводу головного руху дозволив сформувати оптимальну багатоступеневу кінематичну схему з безступеневими частотами обертання шпинделя в діапазон 20–2240 об/хв, що забезпечує рівномірне регулювання швидкостей і відповідає вимогам токарного верстата.

4. Силовий розрахунок елементів приводу головного руху зуба показав, що максимальний крутний момент на шпинделі становить близько 70–75 Н·м, а найбільші окружні сили в часткових передачах не перевищують 9,5–10 кН, що дозволило обґрунтовано прийняти модуль зубчастих коліс $m = 3$ мм та забезпечити запас міцності валів із мінімальним діаметром не менше 32 мм.

5. Розроблений електромеханічний привід затиску патрона забезпечує формування сили затиску заготовки в межах 9–16 кН з можливістю її регулювання, що є достатнім для надійного закріплення як жорстких, так і тонкостінних заготовок без перевищення допустимих деформацій.

6. Аналіз напружено-деформованого стану шпиндельного вузла методом кінцевих елементів показав, що максимальні еквівалентні напруження за Мізесом не перевищують $1,85 \cdot 10^8$ Па, а максимальне переміщення становлять близько 4,5 мкм, що є меншим за допустиме значення, і підтверджує працездатність та жорсткість шпиндельного вузла з механізмом приводу тиску патрона.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Придальний Б.І. *Створення приводів затиску для швидкохідних токарних автоматів*. 2011. PhD Thesis. Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя.
2. Волошин, В. Н., & Луців, І. В. (2017). Затискні механізми токарних верстатів з адаптивними властивостями. *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції „Обладнання і технології сучасного машинобудування “присвяченої пам’яті заслуженого винахідника України академіка АН вищої школи України, доктора технічних наук, професора Нагорняка Степана Григоровича*, 99-100.
3. Крупа В . В. Дослідження електромеханічного механізму затиску інструменту вертикально-фрезерного верстата / В.В. В. Крупа, Т. А. Бега // Збірник тез доповідей VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 16-17 листопада 2017 року. — Т. : ТНТУ, 2017. — Том I. — С. 122. — (Сучасні технології в будівництві, машино- та приладобудуванні).
4. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів / Кобельник В. Р, Крупа В. В., Тимошенко Н. М. *Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво: тези допов.* – Краматорськ: ДДМА, 2018. С. 78-80.
5. Гордєєв О. Ф. Упорний ГСП з пружними перемичками / О. Ф. Гордєєв, Р. М. Полінкевич, Н. Т. Зубовецька, Р. А. Склярів // Наукові нотатки. - 2011. - Вип. 31. - С. 80-84. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2011_31_16.
6. Дослідження пружно-силових характеристик затискних цанг, виготовлених за діючими та новими технологіями / Р. Г. Редько та ін. *Міжвузівський збірник «Наукові нотатки»*. 2014. № 44. С. 249–253.
7. Крупа В., Кобельник В., Гагалюк А. Обґрунтування параметрів спеціального трикулачкового патрона для затиску тонкостінних циліндричних заготовок. *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University*. 2023. № 4. С. 128–137. URL: <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2023.4.16>

8. Оправка фланцева кулачкова : пат. 56794 Україна : F16C 15/00. № u201008774 ; заявл. 14.07.2010 ; опубл. 25.01.2011, Бюл. № 2. 1 с.

9. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. / Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М., Валявський І. А., Скляр Р. А. – Кіровоград, 2004. – 449 с.

10. Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: дис. канд. техн. наук: 05.03.01: / Кобельник Володимир Романович; Терноп. нац. техн. ун-т ім. Івана Пулюя. - Т., 2013. - 210 с.

11. Вплив випадковості подачі на висоту мікронерівностей поверхні при її точінні або розточуванні / П. Кривий, Н. Тимошенко, М. Шарик, В. Крупа Львів : Машинознавство. 2013. №9-10 (195-196). С. 76-83.

12. Герасимчук Г. А., Скляр Р. А., Шанайда В. В. Розробка математичної моделі та дослідження складних профільних з'єднань у спеціалізованих пакетах комп'ютерного моделювання. *Міжвузівський збірник «Наукові нотатки»*. 2013. № 42. С. 75–80.

13. Дослідження розсіювання величин подач токарних верстатів в імовірнісному аспекті / В. В. Крупа та ін. Вісник Херсонського національного технічного університету. 2023. № 4(83). С. 16–28.
URL: <https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2022.4.2>

14. Кобельник В.Р. Жорсткість вертикально-свердлильних верстатів / В.Р. Кобельник, П.Д. Кривий // Вісник ЖДТУ. Технічні науки. – Житомир : ЖДТУ, 2007. – Вип. № 1 (40). – С. 34–40.

15. Кобельник В.Р. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118 / В.Р. Кобельник, П.Д. Кривий // Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць. – Житомир : ЖДТУ, 2010. – Вип. 8. – С. 99–108.

16. Кривий П. Д. Конструкторсько-технологічне забезпечення підвищеної якості згортних втулок : монографія / Кривий П. Д., Сенік А. А. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. – 232 с. <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/27951>

17. Кривий П. Д., Крупа В. В. Конструкторсько-технологічні параметри багаторізцевих розточних головок з радіусними вершинами різців. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк, 2011. Вип. 33 С. 92-99.

18. Кривий П.Д. Методи вимірювання головного заднього кута спірального свердла / П.Д. Кривий, В.Р. Кобельник, В.І. Продан, В.Г. Яковлєв // Науковий вісник ХДМА : Науковий журнал. – Херсон : ХДМА, 2012. – № 2 (7). – С. 145–155.

19. Кривий П. Д., Крупа В. В. Інструментальне забезпечення процесу комбінованого розточування глибоких отворів тонкостінних циліндрів. Вісник ЖДТУ. Серія: Технічні науки. 2012. № 2. С. 23–34.

20. Кривий П., Крупа В., Продан В. Конструкторсько-технологічні передумови підвищення якості оброблення глибоких отворів тонкостінних циліндрів. Вісник ТДТУ. 2010. Т. 15, № 1. С. 147–156. URL: <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/486>.

21. Крижанівський В. А., Кузнецов Ю. М., Склярів Р. А. Сучасний стан, прогнозування і перспективи розвитку верстатів з паралельною кінематикою. // Наукові праці ЖДТУ.-Житомир, 2005.- №6, част.1. - С. 320-334.

22. Кривий П. Д., Крупа В. В. Геометричні та математичні моделі формування шорсткості циліндричних поверхонь при точінні та розточуванні. Вісник ЖДТУ. Серія "Технічні науки". 2011. Т. 1, № 2(53). С. 44–55. URL: <http://vtn.ztu.edu.ua/article/view/70846>.

23. Крупа В. В. Металорізальні інструменти з асиметричним розміщенням лез для оброблення глибоких отворів циліндрів : дис. ... канд. техн. наук : 05.03.01. Тернопіль, 2015. 168 с. URL: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/5656>

24. Кузнецов Ю. М., Склярів Р. А. Прогнозування розвитку технічних систем: навч. посібник / Ю. М. Кузнецов, Р. А. Склярів; під ред. Ю. М. Кузнецова. – Київ : ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗІС», 2004. – 323 с.

25. Кузнецов Ю. М., Склярів Р. А. Формалізований опис шпиндельного вузла як основної компоненти багатошпиндельного токарного автомата.

Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. - Краматорськ : ДДМА, 2009. - Вип. 25. – С. 139-146

26. Метод оцінювання статичної точності кінематичних ланцюгів подач консольних фрезерних верстатів / П. Д. Кривий та ін. Прогресивні технології в машинобудуванні : збірник наукових праць : Матеріали Міжнар. науково-техн. конф., м. Львів. Львів, 2020. С. 103–105.

26. Підвищення продуктивності процесу і якості плоскої поверхні сформованої комбінаційним торцевим фрезеруванням / П. Д. Кривий та ін. Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : збірник наукових праць. 2020. № 3 (47). С. 199--206.

27. Пік А. І., Фльонц І. В., Мельничук С. Л. Стенд для дослідження характеристик піднімально-транспортних лебідок. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. 2016. № 168. С. 92–96.

28. Р.Г. Редько, Р.А. Скларов, Р.М. Полінкевич, Т.І. Четвержук, О.І. Редько Аналіз зношення глибоких затискних цанг багатопшпіндельних токарних автоматів. Міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки» за галузями знань «Фізико-математичні науки» та «Технічні науки», Випуск 71, Луцьк, 2021, № 71. – 363 с. – С. 294-297.

29. Розточувальні інструменти з попарно-асиметричним розміщенням лез для оброблення глибоких циліндричних отворів П. Д. Кривий, В. Р. Кобельник, В. В. Крупа, В. Г. Яковлев. Технічні науки та технології. 2016. № 2 (4). С. 28-35.

30. Скларов Р. А., Гагалюк А. В. Використання методу нейронних мереж для прогнозування металорізальних верстатів. Матеріали ХХІ наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя, 16-17 травня 2019 року. — Т. : ТНТУ, 2019. – 212 с. (Машинознавство та машинобудування). - С. 34

31. Скларов Р. А., Гуцалюк І. В. Вимоги до технологічного оснащення яке використовується для затиску призматичних заготовок. Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 27–28 листоп. 2019.) / М-во освіти і науки

України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ТНТУ, 2019. – Т. 2. – 143 с. – С. 26

32. Склярів Р. А., Приходай Д. А. *Шляхи підвищення точності обробки на металорізальних верстатах*. Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», Тернопіль, 2021.- С. 55-56

33. Склярів Р. А., Четвержук Т. І., Полінкевич Р. М., Редько Р. Г., Залета О. М. Статистичне моделювання технічних характеристик металорізальних верстатів. Міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки» за галузями знань «Фізико-математичні науки» та «Технічні науки», Випуск 71, Луцьк, 2021, № 71. – 363 с. – С. 322-329.

34. Склярів Р. А., Шанайда В. В., Савчук М. А. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій / Р. Склярів, В. Шанайда, М. Савчук // Вісник ТНТУ. — 2011. — Том 16. — № 1. — С.117-125.

35. Гевко Б.М. Технологія обробки на верстатах з ЧПК : навч. посіб. / Б. М. Гевко та ін. м. Тернопіль : Крок, 2014. 131 с.

36. Features of creating a solid models and assembly operations at cad-systems / T. V. Vitenko et al. *International conference on education and new learning technologies*, Barcelona, Spain, 3–5 July 2017. 2017. URL: <https://doi.org/10.21125/edulearn.2017.0336> (date of access: 22.05.2024).

37. Hahalyuk A., Krupa V. Modeling of a lathe bed using the method of topological optimization. Scientific journal of the Ternopil national technical university. 2023. Vol. 111, no. 3. P. 67–75. URL: https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2023.03.067

38. Harmonic-dispersion analysis of the shape accuracy of the rolling bushings of drive roller and bushing chains. Senyk A., Kovalov V., Klymenko G., Vasylchenko Y., Shapovalov M., Kobelnyk O. *Procedia Structural Integrity*. 7th International Conference on In-service Damage of Materials: Diagnostics and Prediction, DMDP 2023 Ternopil 18 October 2023 до 20 October 2023. 2024. Vol. 59, P. 502-507.

39. Improved Method for Determining the Feed Influence on the Tangential Cutting Force During Re-drilling, Countersinking and Boring Based on the Small Sample Theory / V. Krupa et al. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2024. URL: <https://doi.org/10.3311/ppme.29952> (date of access: 22.05.2024).

40. Volodymyr Shanida, Ruslan Skliarov, Valeriy Lazaryuk. Mathematical models for the analysis of the parameters of channels in the planning of mechanical processing and welding operations. *Theoretical and applied problems, november 22–24, 2023*, : Proceedings ITTAP'2023: 3rd International Workshop on Information Technologies, Ternopil, Ukraine, Opole, Poland, 22–24 November 2023. 2023. P. 165–182.

41. New technology for the manufacturing and use of rolling kingpin bushings in the undercarriage of certain vehicles. Senyk A., Kobelnyk V., Gagaliuk A., Plavutska I., Matviyishyn A., Larochkin A., Dubyniak T. *Procedia Structural Integrity*. 7th International Conference on In-service Damage of Materials: Diagnostics and Prediction, DMDP 2023 Ternopil 18 October 2023 до 20 October 2023. 2024. Vol. 59, P. 508-515.

42. Probability-statistical estimation method of feed influence on the tangential cutting force under turning / V. Krupa et al. *Journal of achievements in materials and manufacturing engineering*. 2022. Vol. 114, no. 1. P. 22–31. URL: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0016.1480>

43. Substantiation of parameters for three-cutter boring head with allowance and feed distribution and asymmetric cutter position / P. Kryvyi et al. *Scientific journal of the Ternopil national technical university*. 2019. Vol. 96, no. 4. P. 57–69. URL: https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2019.04.057

44. Technological Heredity and Accuracy of the Cross-Section Shapes of the Hydro-Cylinder Cylindrical Surfaces / P. D. Kryvyi et al. *ASME 2014 International Manufacturing Science and Engineering Conference collocated with the JSME 2014 International Conference on Materials and Processing and the 42nd North American Manufacturing Research Conference*, Detroit, Michigan, USA, 9–13 June 2014. 2014. URL: <https://doi.org/10.1115/msec2014-3946> (date of access: 22.05.2024).

45. The influence of titanium as a desferoidizing element on the stability of production of magnesium cast irons with compacted graphite. Aulin, V., Kropivny, V.,

Kuzyk, O., O. Lyashuk, M. Bosyi, Y. Vovk, A. Kropivna, M. Sokol, Senyk, A., Slobodyan, L. Tribology in Industry. Faculty of Engineering University of Kragujevac. Serbia. Volume 43, No 4, 2021, Pages 654-666

46. V. Krupa, N. Tymoshenko, V. Kobelnyk, I. Petrechko, Probability-statistical estimation method of feed influence on the tangential cutting force under turning, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering 114/1 (2022) 22-31.

47. Zubovetska, N. T., Redko, R. H., Chetverzhuk, T. I., Skliarov, R. A., & Shanayda, V. V. (2025). Experimental study of the process of boring machine parts using a cutter equipped with tensor sensors. Scientific Bulletin of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, (1(58), 88–96. [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2025-1\(58\)-88-96](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2025-1(58)-88-96)

48. Ковбашин В. І., Пік А. І. Інженерна графіка : навч. посіб. м. Тернопіль : Підруч. і посіб., 2023. 240 с.

49. Крупа В. В. Теорія технічних систем: особливості побудови, створення та розвитку : навч. посіб. Тернопіль : ФОП Осадця, 2023. 308 с.

50. Крупа В.В., Кобельник В.Р. Призначення режимів різання при точінні табличним методом : Навчальний посібник - практикум. Тернопіль : ФОП ПАЛЯНИЦЯ, 2025. 144 с

51. Шанайда В. В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках. Тернопіль : Вид-во ТДТУ, 2001. 163 с.

52. Паливода Ю. Є. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки : навчально-методичний посібник / Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. – 240 с.

53. Пилипець М. І. Правила заповнення основних форм технологічних документів : навч.-метод. посіб. / Уклад. Пилипець М. І., Ткаченко І. Г., Левкович М. Г., Васильків В. В., Радик Д. Л. Тернопіль : ТДТУ, 2009. 108 с. <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/42995>

54. Гагалюк А.В., Паливода Ю.Є. Процеси виготовлення машин. Частина 1: технологічні основи машинобудування : навчальний посібник Тернопіль: Осадця Ю. В., 2025. – 308 с

55. Крупа В.В. Кваліфікаційна робота магістра: структура, вимоги до виконання та захист. Методичні рекомендації для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Галузеве машинобудування» зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування галузі знань 13 Механічна інженерія для здобувачів всіх форм здобуття освіти / уклад.: В. Р. Кобельник, В. В. Крупа, Р. Я. Лещук, А. А. Сеник, Р. А. Складаров, В. В. Шанайда, А. В. Гагалюк, В. М. Буховець. – Тернопіль : ТНТУ, 2023. 66 с.

56. Ворошук В. Я., Вітенько Т. М. «Інжиніринг та 3D моделювання в середовищі SolidWorks». Навчальний посібник. 2023. – 164 с.

57. Конструювання і розрахунок металорізальних верстатів і верстатних комплексів: Посібник до дипломного проектування для студентів спеціальності «Металорізальні верстати і системи» освітньо-кваліфікаційних рівнів «спеціаліст», «магістр» / Укл. К.Я. Охріменко. – Черкаси: ЧДТУ, 2007. – 183с

58. Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: підручник; за ред. Сіліна Р.І. – Львів: Бескид Біт, 2008. – 448 с.

59. Practical Finite Element Simulations with SOLIDWORKS 2022: An illustrated guide to performing static analysis with SOLIDWORKS Simulation / Khameel B. Mustapha. – Packt Publishing Ltd, 2022. – 480с.

60. Марковський М. П. Розробка приводу затиску патрона токарного верстата / Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XIV міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2025), Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2025 – С. 103

61. Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Мельников О.В. Основи охорони праці. – Львів: Афіша, 2000. 350 с.

62. Стручок В.С. Безпека в надзвичайних ситуаціях. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання / В. С. Стручок. — Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. — 156 с.