

ЗАТВЕРДЖЕНО
Наказ Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України
29 березня 2012 року № 384
Форма № Н-9.02

**Державний вищий навчальний заклад
«Сумський державний університет»**

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

Сумський державний університет

на тему **Модернізація приводу головного руху зубодовбального
верстату**

**Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів**

Виконав: студент 2 курсу, групи ВІ.м-81
напряму підготовки (спеціальності)
133 Галузеве машинобудування
(Металорізальні верстати та системи)
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Паниченко Ю.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Ємельяненко С.С.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(прізвище та ініціали)

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ РОБОТИ

Заявляю, що я ознайомився (-лась) з повним Звітом подібності, який був згенерований Системою щодо роботи (додається):

Автор: Паниченко Ю.С.

Назва: Panychenko.pdf

Координатор: . Анна Олександрівна Нешта

Підрозділ: Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Коефіцієнт подібності 1:76,5

Коефіцієнт подібності 2:69,6

Тривога: 75

Особа, відповідальна за перевірку:

Після проведеного мною аналізу Звіту подібності, констатую наступне:

Запозичення, виявлені в роботі, оформлені коректно і не мають ознак плагіату.

Виявлені в роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає

сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити

доопрацювання.

Виявлені в роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату або в ній містяться

навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Опис прийнятого рішення

.....

.....
 (ППП відповідального за перевірку)

.....
 (підпис)

.....
 _____._____ 2019 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Сумський державний університет

Кафедра «Технологія машинобудування, верстати та інструменти»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ В. О. Залога

«_____» _____ 2019р.

**Модернізація приводу головного руху зубодовбального
верстату**

Магістерська кваліфікаційна робота

Спеціальність *133 «Галузеве машинобудування»*

**Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів**

Студент

Ю. С. Паниченко

Керівник

С. С. Ємельяненко

Консультант з охорони праці
та безпеки в надзвичайних ситуаціях

В. В. Фалько

Нормоконтролер

О. В. Івченко

ЗАТВЕРДЖЕНО
Наказ Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України
29 березня 2012 року №
384

Форма № Н-9.01

Державний вищий навчальний заклад

«Сумський державний університет»

Інститут, факультет Технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра Технології машинобудування, верстатів та інструментів
Освітньо- магістр
Напрямок підготовки _____

(шифр і назва)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

Залога В. О.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування
верстатів та інструментів

« » 2019 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Паниченко Юрій Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи)

Модернізація приводу головного руху зубодовбального верстата

керівник проекту Ємельяненко Сергій Сергійович кандидат технічних наук, доц
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «06» листопада 2019 року №2240-Ш.

2. Строк подання студентом проекту (роботи) «12» грудня 2019 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи)

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно
- розробити) 1. Створення плану роботи. 2. Розрахункові роботи.

3. Підбір та опис допоміжних інструментів. 4. Формулювання загальних висновків.

5. Підготовка доповіді. 6. Оформлення роботи.

7. Оформлення слайдів у форматі Power Point

5. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
ОП та БВНС	Фалько В.В. ст. викладач кафедри ПЕК		

6. Дата видачі завдання «15» вересня 2019 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1		25.09.2019	Виконано
2	Створення плану роботи	10.09.2019	Виконано
3	Розрахункові роботи	15.10.2019	Виконано
4	Підбір та опис допоміжних інструментів	27.11.2019	Виконано
5	Формулювання загальних висновків	03.12.2019	Виконано
6	Підготовка доповіді	11.12.2019	Виконано
7	Оформлення роботи.	12.12.2019	Виконано
8	Оформлення слайдів у форматі Power Point	14.12.2019	Виконано

Студент

_____ (підпис)

Керівник проекту (роботи)

_____ (підпис)

Паниченко Ю.С.
(прізвище та ініціали)Ємельяненко С.С.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра викладена на 104 сторінках, в тому числі 44 рисунках, 9 таблиць, бібліографії з 22 джерел на 2 сторінки та додатку.

Для того щоб підвищити точність виготовлення деталей та скоротити час і затрати на виготовлення, верстати щороку підлягають модернізації. Універсальний гідравлічний зубодовбальний верстат напівавтомат 5140 призначений для високопродуктивного нарізування прямих і косих зубів циліндричних зубчастих коліс з зовнішнім і внутрішнім зачепленням. Зважаючи на малий перебіг долбяка верстат пристосований для нарізування блоків зубчастих коліс. Нарізування зубів здійснюється круговими модульними долбяком методом обкатки інструменту і виробу

Об'єкт дослідження – Універсальний гідравлічний зубодовбальний верстат напівавтомат моделі 514.

Предмет дослідження – Модернізація верстата для можливості виробництва деталей складної геометричної форми .

Мета роботи – Метою роботи є модернізація зубодовбального верстата для можливості обробки на ньому більшої кількості деталей .

Наукова новизна: розрахована коробка швидкостей верстата, розширення технологічних можливостей верстата шляхом створення автоматизованого робочого місця.

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК,
 ЧАСТОТНИЙ ПРОМИСЛОВИЙ РОБОТ, АНАЛІТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК,
 ВЛАСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШПИНДЕЛЬНИЙ
 ІНСТРУМЕНТАЛЬНОГО МАГАЗИНУ, ЗАХИСТ ТРУДОВОГО ПРАЦІ

РЕФЕРАТ

Квалификационная работа магистра изложена на 104 страницах, в том числе 44 рисунках, 9 таблиц, библиографии из 22 источников на 2 страницы и дополнения.

Для того чтобы повысить точность изготовления деталей и сократить время и затраты на или стандартных, станки ежегодно подлежат модернизации. Универсальный гидравлический зубодолбежный станок полуавтомат 5140 предназначен для высокопроизводительного нарезания прямых и косых зубьев цилиндрических зубчатых колес с внешним и внутренним зацеплением. Несмотря на малый ход долбяка станок приспособлен для нарезания блоков зубчатых колес. Нарезания зубьев осуществляется круговыми модульными долбяками методом обкатки инструмента и изделия.

Объект исследования – Универсальный гидравлический зубодолбежный станок полуавтомат модели 514.

Предмет исследования – Модернизация станка для возможности производства деталей сложной геометрической формы.

Цель работы – Целью работы является модернизация зубодолбежного станка для возможности обработки на нем большего количества деталей.

Научная новизна: рассчитана коробка скоростей станка, расширение технологических возможностей станка путем создания автоматизированного рабочего места.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, ЧАСТОТНЫЙ ПРОМЫШЛЕННЫЙ РОБОТ, АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, СОБСТВЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШПИНДЕЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО МАГАЗИНА, ЗАЩИТА ТРУДОВОГО ТРУДА

ABSTRACT

The qualifying work of the masters is set out on pages, including drawings, tables, bibliography from sources on two pages.

In our hour, the preparation of the exact details and tools to bring respect means a lot of satisfaction, a laborious process that will require a little skill and patience. For that purpose, the accuracy of the parts needed and the hour and the cost of the parts, probably a little more modern

Object of research – gear shaping machine 514.

Subject of research – Modernization of the vrts for possible production of parts of complex geometric form.

Purpose – The purpose of the work is to design, calculate, and upgrade the gear shaping machine 514

Scientific novelty: the speed of the machine is calculated, the technological capabilities of the machine are enlarged by creating an automated workplace, testing of he machine at its own frequencies.

TECHNICAL CHARACTERISTICS, CINEMATIC CALCULATION, FREQUENCY INDUSTRIAL ROBOT, ANALYTICAL CALCULATION, OWN CHARACTERISTICS OF SPINDLE INSTRUMENTAL STORE, DOCKET LABOR PROTECTION

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО БАЗОВУ МОДЕЛЬ ВЕРСТАТА 514	9
1.1 Опис верстату.....	9
1.2 Висовок.....	10
РОЗДІЛ 2 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДА МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА БАЗОВОЇ МОДЕЛІ 514.....	12
2.1 Розрахунок за вихідними даними верстату.....	12
2.2 Аналіз структурних сіток.....	15
2.3 Підрахування фактичних частот обертання вихідного валу.....	18
2.4 Висновок.....	21
РОЗДІЛ 3 ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ	21
3.1 Проектний розрахунок і методика конструювання привода верстата	21
3.2 Розрахунок валів.....	25
3.3. Уточнюючий (перевірний) розрахунок валів.....	26
3.4 Геометричний розрахунок зубчастих коліс.....	30
3.5 Розрахунок зубів коліс на контактну міцність.....	30
3.6 Розрахунок зубів зубчастих коліс на згинання	31
3.7 Висновок.....	34
РОЗДІЛ 4 ПРОЕКТУВАННЯ ЗГОРТКИ	35
4.1 Загальні відомості при проектуванні згортки.....	35
4.2 Висновок.....	38
РОЗДІЛ 5 ВИБІР МЕХАНІЗМУ ПЕРЕКЛЮЧЕННЯ.....	39
5.1 Підбір механізму переключення.....	39
5.2 Висновки.....	48

РОЗДІЛ 6 ТАБЛИЦЯ ПЕРЕКЛЮЧЕННЯ СТУПЕНІ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ МОДЕРНІЗОВАНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ 514	49
РОЗДІЛ 7 РОЗРОБЛЕННЯ ОПИСУ МАРШРУТНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ.....	50
7.1 Пристосування до сучасних зубодовбальних верстатів.....	50
7.2 Пристрої до зубодовбального верстата 514	53
7.3 Приклади поєднання допоміжного інструмента з різальним інструментом	57
7.4 Висновок.....	57
РОЗДІЛ 8 ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОСНАЦЕННЯ МОО.....	58
8.1 Розрахунок та підбір підшипника.....	58
8.2 Розрахунок пасової передачі.....	60
8.3 Вибір та розрахунок на міцність муфти.....	64
8.4 Висновок	64
РОЗДІЛ 9 ФУНКЦІОНАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ВЕРСТАТУ.....	69
9.1 Конструкція механізму затискання розтискання інструмента.....	69
9.2 Механізм змащення шпинделя.....	71
9.3 Шпиндельний вузол.....	72
9.4 Висновок.....	77
ВИСНОВКИ.....	78
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	79
ДОДАТОК А. СПЕЦИФІКАЦІЇ	81
ДОДАТОК Б. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	83
ДОДАТОК В РОЗГОРТКА.....	103
ДОДАТОК Г ЗГОРТКА.....	104
ДОДАТОК Д МАНІПУЛЯТОР	105
ДОДАТОК Е ЗАГАЛЬНИ ВИГЛЯД СТАНКА 514.....	106
ДОДАТОК З КІНЕМАТИКА СТАНКА	107

ВСТУП

Актуальність роботи. В наш час тема виготовлення циліндричних зубчастих коліс є дуже актуальною, виконати їх можна на зубодовбальному верстаті моделі.

Таким чином, доцільним є модернізація та дооснащення зубодовбального верстату 514.

Мета та завдання роботи. Метою роботи є модернізація зубодовбального верстату моделі 514 для можливості обробки на ньому деталей складної геометричної форми. Для досягнення поставленої мети в роботі були встановлені та вирішенні наступні завдання:

- 1 Виконати модернізацію приводу головного руху верстата.
- 2 Розширити технологічні можливості верстата допоміжним оснащенням.
- 3 Виконати аналіз стану охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Об'єкт дослідження – універсальний гідравлічний станок напівавтомат моделі 514.

Предмет дослідження – модернізація верстата для можливості виробництва деталей складної геометричної форми.

Методи дослідження. Методологічною базою роботи є: наукові основи технології машинобудування; теорія різання матеріалів; системний підхід до вивчення й опису об'єкта досліджень з урахуванням взаємозв'язку й взаємного впливу явищ, які супроводжують процеси механічної обробки; а також методи чисельного моделювання, зокрема, метод скінчених елементів.

Наукова новизна отриманих результатів. розрахована коробка швидкостей верстата, розширення технологічних можливостей верстата шляхом створення автоматизованого робочого місця, обладнання промисловим роботом.

Практичне значення отриманих результатів. Модернізація верстата дасть можливість виробляти на верстаті деталі складної геометричної форми.

Особистий внесок здобувача. Основні результати роботи отримані автором самостійно. Теоретичні дослідження, розробка методів і методик, які виносяться на захист, виконані автором особисто. Постановка задач та аналіз наукових результатів виконані разом з керівником.

Структура й обсяг кваліфікаційної роботи магістра. Робота складається із вступу, десяти розділів, переліку використаних посилань і додатку. Повний обсяг кваліфікаційної роботи магістра становить 104 сторінки, у тому числі 44 рисунка, 9 таблиць, бібліографії з 22 джерел на 2 сторінки та додатку.



**Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів**

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО БАЗОВУ МОДЕЛЬ ВЕРСТАТА 514

1.1 Опис верстату

Верстат призначений для нарізування циліндричних коліс з прямими і косими зубами як зовнішнього, так і внутрішнього зачеплення в умовах індивідуального і головним чином серійного виробництва. Верстат пристосований для нарізування блоків шестерень. При наявності додаткових пристосувань на верстаті можна також нарізати рейки. Верстат може бути використаний для чорнової і чистової нарізування зубів.

Верстат працює по напівавтоматичному циклу, для чого служить спеціальний храповий рахунковий механізм, що забезпечує автоматичне вимикання верстата після закінчення нарізування зубчастого колеса.

Основні узли верстата

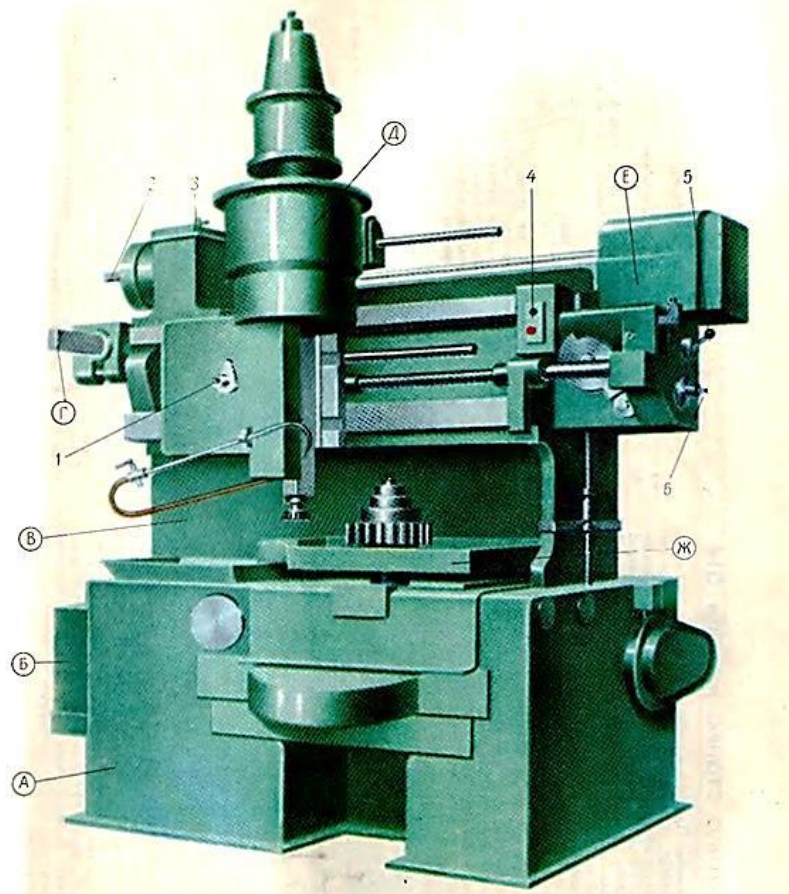


Рисунок 1.1 – Загальний вид базової моделі верстата 514

Основні вузли базової моделі верстата:

А – нижня частина станини; Б – ділильна гітара; В – верхня частина станини; Г – кривошипно–шатунний механізм приводу шпинделя з довбачом; Д – шпиндельна головка; Е – механізм радіальної подачі шпиндельної голівки; Ж – стіл.

Органи управління. 1 – квадрат для ручного переміщення шпиндельної голівки; 2 – квадрат для ручного повороту довбача і заготовки, 3 важіль для зміни напрямку обертання довбача і заготовки; 4 – кнопкова станція; 5 – важіль включення радіальної подачі довбача; 6 – квадрат для ручного повороту кулачка радіальної подачі довбача.

Рухи в станку. Рух різання – прямолінійний зворотно–поступальний рух шпинделя з довбачем. Рухи подач – обертання довбача щодо своєї осі (кругова подача) і радіальне переміщення шпиндельної голівки в період врізання (радіальна подача).

Рухом ділення і обкатки є узгоджений рух столу із заготовкою. Допоміжні руху – відведення столу із заготовкою від довбача в момент його зворотного ходу і швидке установче обертання столу із заготовкою. До допоміжних рухів слід віднести також рух лічильного механізму для автоматичного вимкнення верстата.

Технічна характеристика зубодовбального верстата моделі 514 вказані на аркуші А1 разом з основними вузлами верстата. Аркуш підписаний як «Загальний вигляд базової моделі верстата 514»

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика верстата

Основні параметри верстата	
Найбільший зовнішній діаметр оброблюваних коліс, мм:	
– із зовнішнім зачепленням	500
– з внутрішнім зачепленням	550

Найменшим зовнішній діаметр оброблюваних коліс, мм	20
--	----

Продовження табл. 1.1

Основні параметри верстата	
Найбільша довжина оброблюваного зуба, мм:	
– із зовнішнім зачепленням	105
– з внутрішнім зачепленням	75
Межі модулів зубів коліс, що нарізають по сталі	2 – 6
Межі чисел подвійних ходів довбача в хвилину	125 – 359
Найбільший кут нахилу гвинтового зуба, град	23
Найбільший хід довбачаа , мм	125
Межі величин кругових подач на подвійний хід довбача, мм	0,17 – 0,44
Потужність головного електродвигуна, кВт	2,8

1.2 Висновок

З даного опису нашого верстату, що його характеристики є доволі застарілими і тому верстат потребує модернізації для підвищення швидкості виготовлення деталей та та більшої економічної вигідності шляхом створення маніпулятора.

РОЗДІЛ 2

КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДА МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА БАЗОВОЇ МОДЕЛІ 514

2.1 Розрахунок за вихідними даними верстату.

За завданням потрібно виконати модернізацію привода за такими вихідними даними: $n_{дв} = 1440 \text{ хв}^{-1}$, $n_{min} = 80 \text{ хв}^{-1}$, $\phi = 1,26$, $Z = 6$.

Вибір структурної формули привода

Структурна формула привода має такий вигляд:

$$Z = P_1 \otimes P_2 \otimes P_3 \otimes \dots \otimes P_i, \quad (2.1)$$

де z – кількість швидкісних ступенів привода за завданням;

i – порядок розміщення даної групи в напрямку передачі руху;

P – кількість переключень (передач) у групі.

Якщо $Z = 6$, то структурні формули можуть бути такими: $Z = 3 \otimes 2$; $Z = 6 \otimes 1$; $Z = 3 \otimes 2 \otimes 1$ та $Z = 6$. Слід зазначити, що з точки зору математики формули рівнозначні, тому що відповідають вимогам $Z = 6$. З точки зору механіки за цими формулами стоять конструкції коробок швидкостей або подач, і коробка швидкостей, що має на першому валу блок на 6 переключення, а на другому – на 1 переключення, значно відрізняється від коробки швидкостей, у якої на першому валу 3 переключення, а на другому – 2. Оптимальним варіантом з усіх наведених є варіант $Z = 3 \otimes 2$.

Визначення кількості валів у приводі

Із структурною формулою пов'язана можливість визначення кількості валів у приводі верстата. Ця залежність дуже проста і визначається формулою

$$B = m + 1, \quad (2.2)$$

де m – кількість груп передач привода. Для структурної формули

$$Z = 3 \otimes 2, m = 2, \text{ тоді кількість валів } B = 3.$$

Виконання первісного варіанта кінематичної схеми можна спостерігати на рисунку 2.1

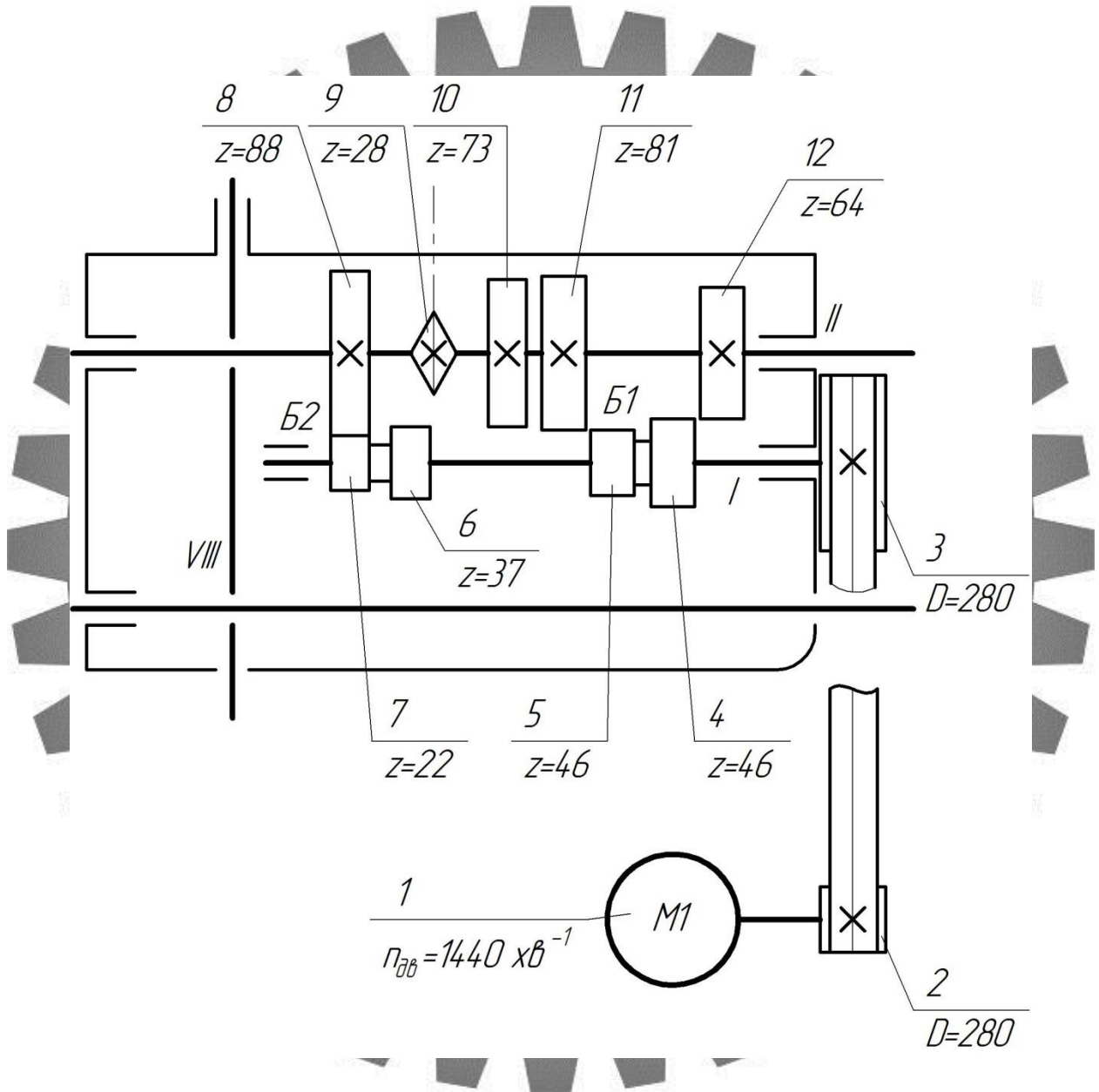


Рисунок 2.1 – Первісний варіант кінематичної схеми коробки швидкостей верстата

Складання структурних формул у розгорнутому вигляді

Структурна формула у розгорнутому вигляді містить в собі й характеристику і має такий вигляд:

$$Z = P_1(X_1) \otimes P_2(X_2) \otimes P_3(X_3) \otimes \dots \otimes P_m(X_m). \quad (2.3)$$

Спочатку у загальному вигляді:

$$1) Z = P_1(X_1) \otimes P_2(X_2)$$

$$2) Z = P_1(X_1) \otimes P_2(X_2)$$

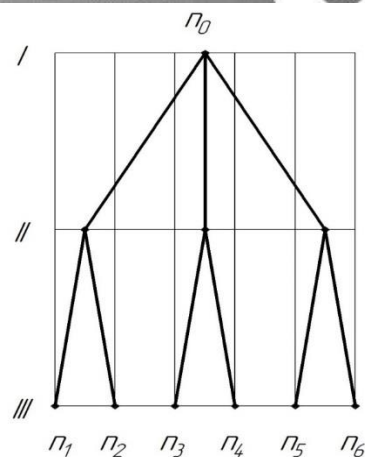
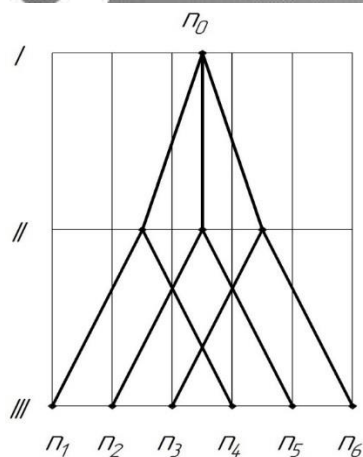
Після підстановки кількості переключень отримаємо такі значення:

$$1) Z = 3(1) \otimes 2(3)$$

$$2) Z = 3(2) \otimes 2(1)$$

Побудова структурних сіток

Структурні сітки – це симетричні діаграми, які відображають структурні формули у розгорнутому вигляді і вказують на кількість валів привода, кількість груп переключень, характер переключень залежно від того, яку роль відіграє група (основну, 1 – ї множини, 2 – ї і т. д.). Сітка будується на фоні або на полі сітки, яке, у свою чергу, складається із горизонтальних ліній, що визначають вали, та вертикальних, кількість яких дорівнює кількості швидкісних ступенів привода. Оскільки сітка – симетрична діаграма, нульова точка частот розміщується посередині лінії, що відповідає першому валу. Відстань між вертикалями береться такою, що дорівнює характеристиці $X = 1$.



$$1) Z = 3 (1) \otimes 2 (3)$$

$$2) Z = 3 (2) \otimes 2 (1)$$

Рисунок 2.2 Структурні сітки

2.2 Аналіз структурних сіток

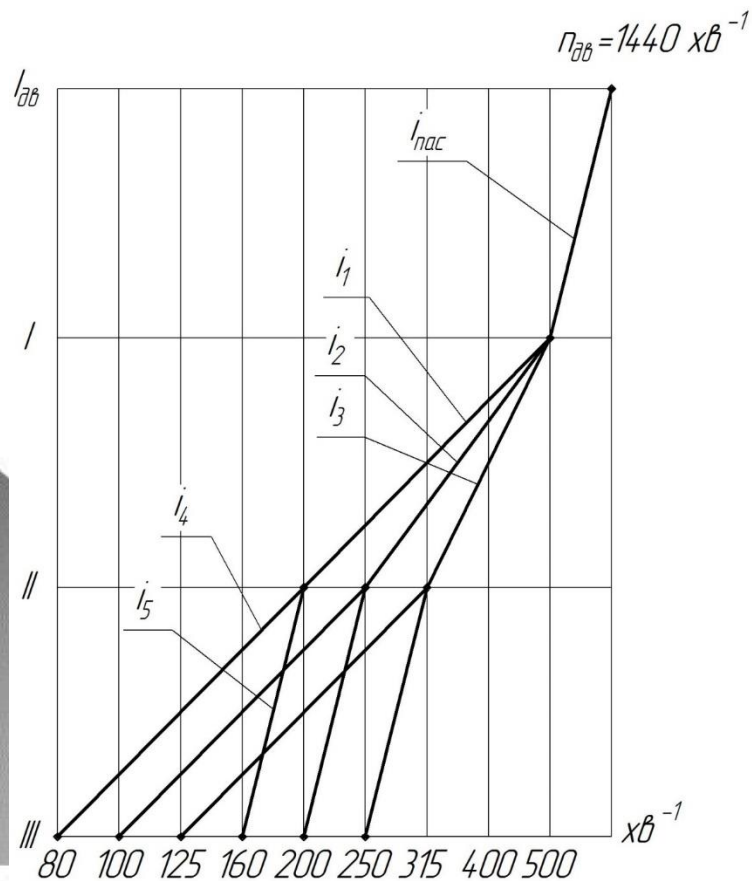
Навіть побіжне порівняння структурних сіток показує, що вони мають різний вигляд. Оптимальним вважається такий варіант, у якого відрізки, що визначають передатні відношення між валами, поступово розходяться від першого валу до третього. Порівняння наведених варіантів дає змогу визначити, що серед представлених найкращий варіант перший. Тому для подальшого графоаналітичного розрахунку зупиняємося на першому варіанті структурних сіток як оптимальному.

Побудова графіка частот обертання вихідного валу $n_{\min} = 80 \text{ хв}^{-1}$, $\phi = 1,26$, а $Z = 6$, то геометричний ряд частот має такі значення: $n_1 = 80$, $n_2 = 100$, $n_3 = 125$, $n_4 = 160$, $n_5 = 200$, $n_6 = 250$. Частота обертання двигуна $n_{\text{дв}} = 1440 \text{ хв}^{-1}$.

Структурна сітка не дає фактичних значень частот обертання і передавальних відношень передач в групах. Для визначення цих величин будують другий графік – графік частот обертання. Графік частот обертання приводу є фактичною картиною частот обертання.

Для його побудови повинні бути відомі:

- а) знаменник ряду частот обертання ϕ ;
- б) фактичні частоти обертання від $n_1 = n_{\min}$ до $n_z = n_{\max}$;
- в) частота обертання обраного приводу двигуна $n_{\text{дв}}$;
- г) повна кінематична схема приводу, яка крім групових передач може мати і поодинокі передачі.



Сумський державний університет

Кафедра 23 технології машинобудування, верстатів та інструментів

Рисунок 2.3 – Графік частоти обертання вихідного валу привода модернізованого верстата (без розрахунку передатних відношень)

При розробці кінематичної схеми верстата в першу чергу необхідно вирішити питання вибору типу привода. Привід – джерело руху і сукупність механізмів, що передають рух до кінцевих ланках верстата.

Верстат може мати один або кілька джерел руху. Застосування декількох двигунів дозволяє скоротити кінематичні ланцюги, спростити управління, механізувати і автоматизувати верстат. Якщо ж між окремими кінематичними ланцюгами потрібна суворий взаємозв'язок, то вони повинні отримувати рух від загального двигуна. Вибір привода має істотне значення при проектуванні нового верстата, так як це є одним з основних умов створення високоякісної й економічної продукції.

Визначення кількості зубців зубчастих коліс

Коли ГЧО побудовано, можна визначити кількість зубців зубчастих коліс у кожній парі, що позначені на первісному варіанті кінематичної схеми як Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 і т. д. Для визначення кількості зубців зубчастих коліс також існують правила. Перше правило полягає у тім, що сума зубів зубчастих коліс у двоваловій передачі залишається незмінною, тобто можна написати, що $\Sigma Z = Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = Z_5 + Z_6 = \text{const}$ (між першим та другим валами, наприклад).. Суму Z визначають виходячи з того, що найменша кількість зубів на одному колесі може бути 18 – 20. Тоді $\Sigma Z_{\min} = 40$, а відповідно $\Sigma Z_{\max} = 120$. Друге правило полягає у тім, що записують передатні відношення через кількість зубів зубчастих коліс і прирівнюють їх до передатних відношень з ГЧО через знаменник геометричного ряду. Це має такий вигляд:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{\varphi^2}, \quad \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{\varphi}, \quad \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{1}{\varphi^0} = 1. \quad (2.4)$$

Подані два рівняння (за першим та другим правилами) розв'язують спільно. Тоді значення Z_1 та Z_2 визначають так:

$$Z_1 = \frac{\Sigma Z}{1 + \varphi^2}, \quad Z_2 = \Sigma Z - Z_1. \quad (2.5)$$

Для визначення реальних значень потрібно задати ΣZ .

$$I_{\text{пас}} = \frac{100}{280}$$

$$Ni_{\text{nac}} = n_{\text{де}} \cdot \frac{D_1}{D_2} \cdot 0,985 = 1440 \cdot \frac{280}{100} \cdot 0,985 \approx 500$$

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^4}, \quad \Sigma Z = 80, \quad Z_1 = \frac{80}{1 + 2,52} = 23; \quad Z_2 = 80 - 23 = 57. \quad \frac{23}{57}$$

$$i_2 = \frac{1}{\varphi^3}, \quad \Sigma Z = 80, \quad Z_3 = \frac{80}{1 + 2} = 27; \quad Z_4 = 80 - 27 = 53. \quad \frac{27}{53}$$

$$i_3 = \frac{1}{\varphi^2}, \sum Z = 80, \quad Z_5 = \frac{80}{1 + 1,59} = 28; Z_6 = 80 - 31 = 49. \frac{31}{49}$$

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^4}, \sum Z = 78, \quad Z_7 = \frac{78}{1 + 2,52} = 22; Z_8 = 78 - 22 = 56. \frac{22}{56}$$

$$i_5 = \frac{1}{\varphi}, \sum Z = 78, \quad Z_9 = \frac{78}{1 + 1,26} = 35; Z_{10} = 78 - 34 = 44. \frac{34}{44}$$

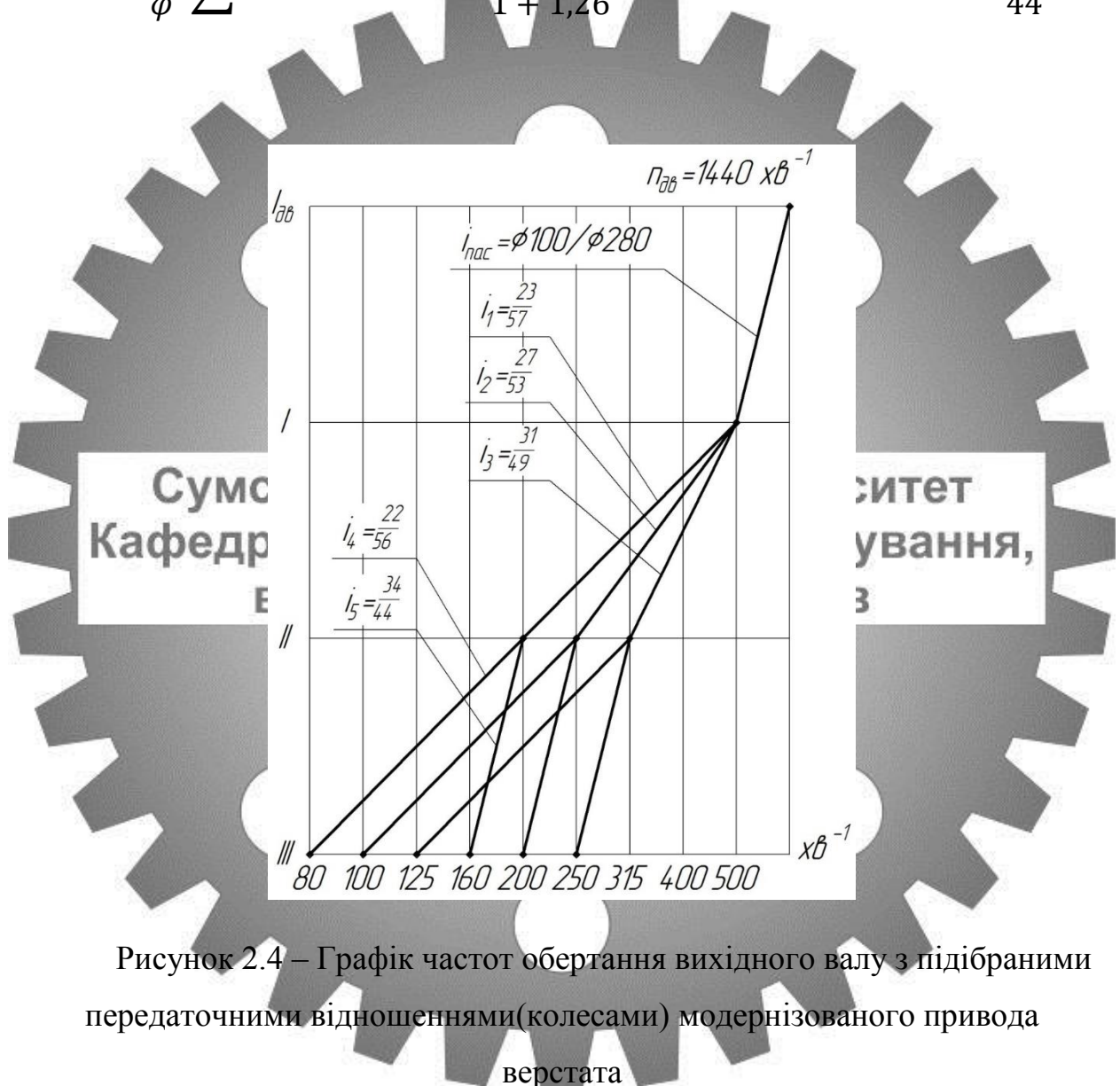


Рисунок 2.4 – Графік частот обертання вихідного валу з підібраними передаточними відношеннями (колесами) модернізованого привода верстата

2.3 Підрахування фактичних частот обертання вихідного валу

Якщо прораховані усі передатні відношення привода, то можна визначити фактичні частоти обертання вихідного валу шляхом складання

відповідних рівнянь кінематичного балансу. Такі рівняння можна складати користуючись ГЧО. Вихідною точкою для таких розрахунків є частота 1440 хв⁻¹ тому, що точка на валу одна і відповідає точці n₀ на структурних сітках. Першу, або найменшу частоту, можна отримати, якщо перемножити передатні відношення i₁, i₄, i₆. Записати потрібно так:

$$n_1 = 1440 \cdot 0,985 \cdot \frac{100}{280} \cdot \frac{23}{57} \cdot \frac{22}{56} = 80,3 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_2 = 1440 \cdot 0,985 \cdot \frac{100}{280} \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{22}{56} = 101,4 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_3 = 1440 \cdot 0,985 \cdot \frac{100}{280} \cdot \frac{31}{49} \cdot \frac{22}{56} = 125,9 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_4 = 1440 \cdot 0,985 \cdot \frac{100}{280} \cdot \frac{23}{57} \cdot \frac{34}{44} = 158 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_5 = 1440 \cdot 0,985 \cdot \frac{100}{280} \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{34}{44} = 199,4 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_6 = 1440 \cdot 0,985 \cdot \frac{100}{280} \cdot \frac{31}{49} \cdot \frac{34}{44} = 247,7 \text{ хв}^{-1},$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Оцінка точності кінематичного розрахунку

Для визначення ступеня невідповідності фактичних частот обертання стандартизованим користуються формулою

$$\Delta = \pm \frac{n_f - n_{ст}}{n_{ст}} 100\% \quad (2.6)$$

де n_ф, n_{ст} – відповідно фактичні та стандартизовані частоти обертання шпинделя.

Перевіримо відповідність останньої (найбільшої) частоти обертання шпинделя:

$$\Delta = \frac{250 - 247,7}{250} \cdot 100\% = -0,0092 \cdot 100\% = -0,92\%,$$

2.4 Висновок

В даному розділі було проведено розрахунок за вихідними даними нашого верстату та виконаний аналіз структурних сіток. Виконано побудову структурної схеми, та детальний її розбір.



РОЗДІЛ 3

ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ

3.1 Проектний розрахунок і методика конструювання привода верстата

Починаємо із того, що визначають міжцентрову відстань між валами майбутньої коробки швидкостей.

Для цього використовують відому формулу:

$$a_{wi} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 0,5 \cdot \sum z \cdot m \quad (3.1)$$

де m – модуль зубчастих коліс, мм;

z_1 – кількість зубців на шестерні;

z_2 – кількість зубців на колесі;

$\sum z$ – сумарна кількість зубців колеса та шестерні між валами (з кінематичного розрахунку).

Особливістю використання такої формули є те, що значення модуля невідоме і його потрібно прийняти попередньо, умовно, заручившись досвідом проектування коробок швидкостей із джерел технічної літератури (паспорта верстата).

Частіше за все на верстатах середніх розмірів у коробках швидкостей використовують зубчасті передачі, що мають модуль від 2,5 – 3,0 мм до 6,0 – 8,0 мм.

Візьмемо для прикладу значення модуля 4,0 мм між всіма валами, і скориставшись даними за кількістю зубів із кінематичного розрахунку визначимо міжцентрову відстань між валами, тобто:

$$\text{між валом I та II: } a_{wi} = 0,5 \cdot 80 \cdot 4 = 160 \text{ мм}$$

$$\text{між валом II та III: } a_{wi} = 0,5 \cdot 78 \cdot 4 = 156 \text{ мм}$$

Після визначення міжцентрових відстаней логічно перейти до розрахунку діаметрів валів. Але для розрахунку валів, зубчастих коліс потрібно визначити навантаження на них, тобто діючі сили, крутні моменти. Для цього потрібно розрахувати сили різання при найбільших режимах та визначити потужність двигуна. Такі розрахунки можливі при індивідуальному завданні та розробленні оригінальної конструкції верстата. Для типових моделей верстатів можна скористатися потужністю базової моделі. Під час розрахунку коробок швидкостей вводять та використовують не номінальні, а розрахункові навантаження :

$$T_{pi} = T_j \cdot K, \quad (3.2)$$

$$F_p = F_t \cdot K, \quad (3.3)$$

де T_{pi} – розрахунковий крутний момент на i – му валу, Н· м;

T_j – момент на попередньому валу, Н· м;

F_t – колова сила, що прикладена до валу, Н;

K – коефіцієнт навантаження, $K = 1,2$.

Крутний момент без урахування коефіцієнта навантаження розраховують за такою формулою:

$$T_j = \frac{P}{\omega}, \quad (3.4)$$

де ω – кутова швидкість.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3.5)$$

Колову силу без урахування коефіцієнта навантаження розраховують за формулою:

$$F_t = \frac{2T_j}{d_z}, \quad (3.6)$$

де d_z – дільний діаметр зубчатого коліса.

$$d_z = m \cdot z_i \quad (3.7)$$

Розрахуємо крутний момент та колову силу для першого валу:

Для першого валу $n = 500 \text{ хв}^{-1}$ та P – потужність двигуна $P = 2,2 \text{ кВт}$.

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 500}{30} = 52,33 \text{ рад/с}$$

$$T_1 = \frac{2,2 \cdot 10^3}{52,33} = 42 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{p1} = 42 \cdot 1,2 = 50,44 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_1 = 4 \cdot 23 = 92 \text{ мм}$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 42 \cdot 10^3}{92} = 913 \text{ Н}$$

$$F_{p1} = 913 \cdot 1,2 = 1096 \text{ Н}$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Для другого валу:

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 200}{30} = 20,93 \text{ рад/с}$$

$$T_2 = \frac{2,2 \cdot 10^3}{20,93} = 105,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{p2} = 105,1 \cdot 1,2 = 126,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_2 = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 105,1 \cdot 10^3}{88} = 2388 \text{ Н}$$

$$F_{p2} = 2388 \cdot 1,2 = 2866 \text{ Н}$$

Для третього валу:

$$\omega_3 = \frac{3,14 \cdot 80}{30} = 8,37 \text{ рад/с}$$

$$T_3 = \frac{2,2 \cdot 10^3}{8,37} = 262,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{p3} = 262,7 \cdot 1,2 = 315,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_3 = 4 \cdot 44 = 176 \text{ мм}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot 262,7 \cdot 10^3}{176} = 2985 \text{ Н}$$

$$F_{p3} = 2985 \cdot 1,2 = 3582 \text{ Н}$$

3.2 Розрахунок валів

Розрахунок проводимо в два етапи:

- попередній розрахунок;
- уточнюючий розрахунок.

При попередньому розрахунку визначають орієнтовний діаметр валу та уточнюють його конструкцію. Діаметр вихідного кінця валу при допустимому напруженні $[\tau] = 20 \text{ МПа}$ визначають за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_p}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (3.8)$$

Для першого валу:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{50,44 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 23,3 \text{ мм}$$

Беремо діаметр валу під підшипники $d_1 = 25 \text{ мм}$.

З кінематичного розрахунку відомо, що вал I шліцьовий. Тому за ГОСТом 1139 – 81 призначаємо шліци за розмірами 6х 8х32 із centruванням

за внутрішнім діаметром валу. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою: d – 6 x 28H7/g6 x 32H12/d10 x 7D9/f7.

Для другого валу:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{126,1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 31,6 \text{ мм}$$

Беремо діаметр валу під підшипники $d_2 = 30$ мм.

Вал II також шліцьовий. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою: d – 8 x 32H7/g7 x 36H12/d10 x 6D9/f8.

Для третього валу:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{315,3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 42,9 \text{ мм}$$

Беремо діаметр валу під підшипники $d_3 = 40$ мм.

3.3 Уточнюючий (перевірний) розрахунок валів

Виконується після проектного розрахунку як розрахунок коефіцієнта запасу міцності для небезпечних перерізів валу на основі виконаної конструкції коробки швидкостей.

Умова міцності валу визначається за формулою

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] \quad (3.9)$$

де $[S]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності; значення $[S]$ знаходиться у межах 1,3–1,5; можна взяти $[S] = 1,4$;

S_σ – коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями;

S_τ – коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями;

S – загальний (розрахунковий) коефіцієнт запасу міцності. Його й потрібно визначити.

Складова попередньої формули – коефіцієнт запасу міцності за нормальним напруженням S_σ – визначається за формулою

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (3.10)$$

де σ_{-1} – межа витримки при симетричному циклі;

K_σ – коефіцієнт, для шліцьового валу $K_\sigma = 1,65$;

$\varepsilon_\sigma = 0,92$ – масштабний фактор;

$\psi_\sigma = 0,15$ – коефіцієнт;

σ_m – середнє напруження, $\sigma_m = 0$;

σ_v – амплітуда нормальних напружень на згинання.

В останній формулі невизначеними є:

σ_{-1} – межа витримки при симетричному циклі;

σ_v – амплітуда нормальних напружень на згинання.

Для визначення σ_{-1} потрібно знати σ_B . σ_B для сталі 45 дорівнює 780 МПа з, тоді

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 780 = 335 \text{ МПа};$$

σ_v – амплітуда нормальних напружень на згинання – визначається формулою

$$\sigma_v = \frac{M}{W_{\text{нетто}}} \quad (3.11)$$

До якої надходить сумарний момент M_Σ на згинання та параметр $W_{\text{нетто}}$.

Для розрахунку σ_v необхідно знайти сумарний згинальний момент M_Σ на валу. Для цього побудуємо схему діючих сил та реакцій і визначимо реакції опор у площинах XZ, YZ

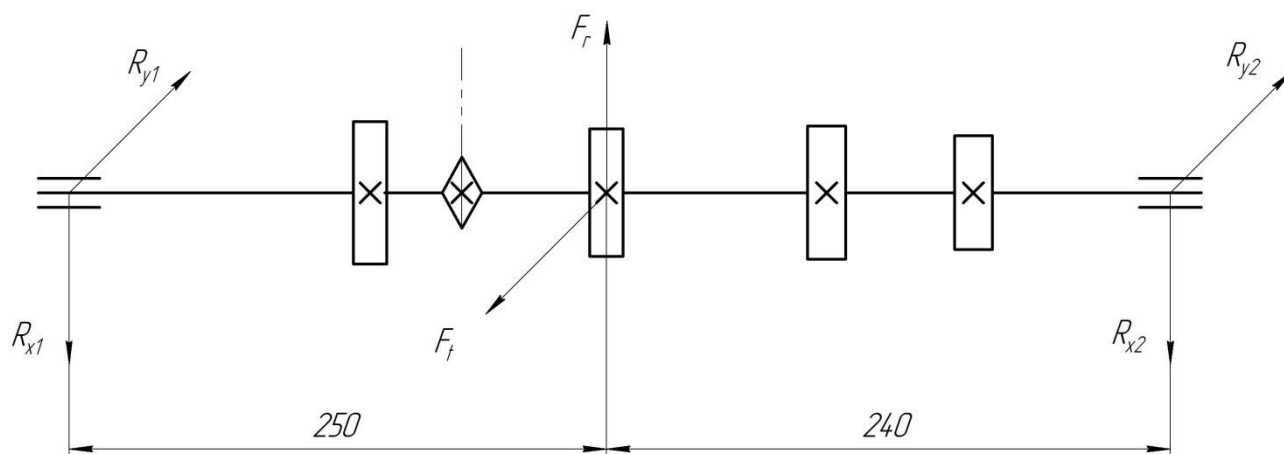


Рисунок 3.1 – Схема діючих сил та реакцій опор III валу коробки

Реакції опор у площині XZ:

$$R_{y1} = \frac{F_t \cdot 240}{240 + 250} = \frac{3582 \cdot 240}{240 + 250} = 1754 \text{ Н},$$

$$R_{y2} = \frac{F_t \cdot 250}{240 + 250} = \frac{3582 \cdot 250}{240 + 250} = 1827 \text{ Н}$$

Реакції опор у площині YZ:

$$R_{x1} = \frac{F_r \cdot 240}{240 + 250} = \frac{3582 \cdot 240}{240 + 250} = 1754 \text{ Н},$$

$$R_{x2} = \frac{F_r \cdot 250}{240 + 250} = \frac{3582 \cdot 250}{240 + 250} = 1827 \text{ Н}.$$

Згинальні моменти:

$$M_x = R_{x1} \cdot 240 = 4,4 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$M_y = R_{y1} \cdot 240 = 4,4 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Сумарний згинальний момент

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(4,4 \cdot 10^3)^2 + (4,4 \cdot 10^3)^2} = 6,2 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

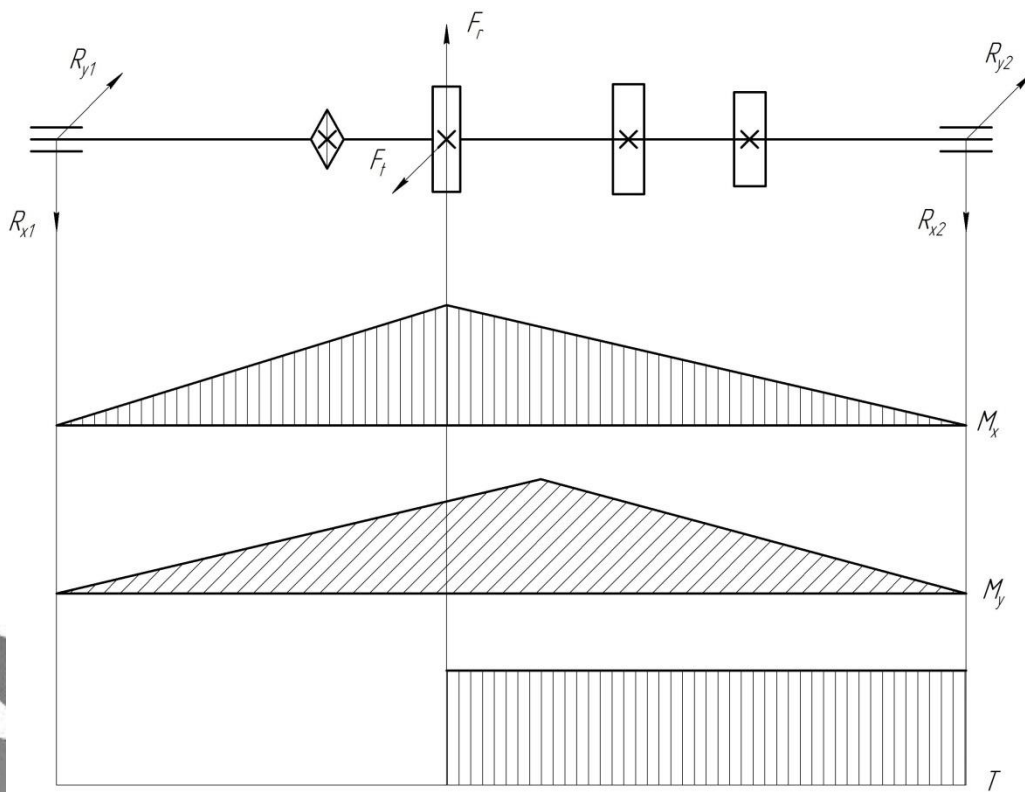


Рисунок 3.2 – Епюри згинальних та крутного моментів при уточнюючому розрахунку валу

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Сумарний згинальний момент також визначено. Розраховуємо амплітуду нормальних напружень на згинання:

$$\sigma = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{4,4 \cdot 10}{1,25 \cdot 10} = 3,52 \text{ МПа,}$$

де $W_{\text{нетто}}$ розраховано як

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 28^3}{32} - \frac{6 \cdot 4 \cdot (28-4)^2}{2 \cdot 28} = 1,25 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Окремі значення параметрів за рекомендаціями такі:

$$\tau_{-1} \approx (0,5 - 0,58)\sigma_{-1}; \quad \varepsilon_{\tau} = 0,74; \quad \psi_{\tau} = 0,1; \quad \tau_m = 6.$$

Підстановка значень у формулу дає результат

Загальний коефіцієнт запасу міцності

$$s_{\tau} \approx 11,7.$$

$$S = \frac{1,7 \cdot 11,7}{\sqrt{(11,7)^2 + (11,7)^2}} = 1,68 > 1,4.$$

3.4 Геометричний розрахунок зубчастих коліс

Основні розміри шестерні та колеса. Ділильні діаметри визначаються за вищенаведеною формулою. Зовнішні діаметри розраховують за формулою

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m \quad (3.12)$$

а внутрішній – за формулою

$$d_{a2} = d_{w1} - 2,5m. \quad (3.13)$$

Розрахунок діаметрів коліс уводимо у таблицю 3.1

Таблиця 3.1 – Розрахунок діаметрів коліс привода

Кількість зубців коліс	Ділильний діаметр $m \cdot z$, мм	Зовнішній діаметр $m \cdot (z+2)$, мм	Внутрішній діаметр $m \cdot (z-2,5)$, мм
$Z_1 = 20$	92	100	82
$Z_2 = 29$	228	236	218
$Z_3 = 31$	108	116	98
$Z_4 = 40$	196	204	186
$Z_5 = 35$	124	132	114
$Z_6 = 32$	196	204	186
$Z_7 = 20$	88	96	78
$Z_8 = 49$	224	232	214
$Z_9 = 40$	136	144	126
$Z_{10} = 45$	176	184	166

3.5 Розрахунок зубів коліс на контактну міцність

Допустимі контактні напруження підраховують за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{S_H} \cdot z_r \cdot z_v \cdot K_L \cdot K_{XH}, \quad (3.13)$$

де σ_{Hlimb} – межа контактної міцності поверхневих шарів зубів;

Для вуглецевих сталей із твердістю поверхонь зубів менше HB 350:

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70, \quad (3.14)$$

де K_{HL} – коефіцієнт довговічності, для верстатів дорівнює 1;

S_H – коефіцієнт безпеки, при однорідній структурі матеріалу 1,1

z_r – коефіцієнт шорсткості;

z_v – коефіцієнт швидкості;

K_L – коефіцієнт змащування;

K_{XH} – коефіцієнт розміру коліс.

З практичних міркувань

$$z_r \cdot z_v \cdot K_L \cdot K_{XH} = 0,9.$$

Тоді

$$[\sigma_{H1,2}] = \frac{2 \cdot 230 + 70}{1,1} \cdot 0,9 \approx 434 \text{ МПа.}$$

3.6 Розрахунок зубів зубчастих коліс на згинання

Допустимі контактні напруження на згинання

$$\sigma_{Hlimb} [\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot K_{FL} \cdot K_{Fc}}{S_F}, \quad (3.15)$$

де σ_{Flimb} – границя тривалості зуба на згинання,

$$\sigma_{Flimb} = HB + 250 \quad (3.16)$$

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, для верстатів $K_{FL} = 1$;

S_F – коефіцієнт безпеки, $S_F = 1,7$;

K_{Fc} – коефіцієнт, що враховує одностороннє навантаження $K_{Fc} = 1$;

$$[\sigma_F] = \frac{230 + 250}{1,7} \cdot 1 = 282 \text{ (МПа).}$$

Приймаємо значення $[\sigma_F] = 282 \text{ МПа.}$

Розрахунок зубів коліс на згинання виконують за формулою

$$\sigma_F = 2 \cdot Y_F \cdot Y_E \cdot Y_\beta \cdot \frac{T \cdot K_F}{z \cdot b \cdot m^2} < [\sigma_F], \quad (3.17)$$

де Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба и залежить від еквівалентної кількості зубів, $Y_F = 4,25$;

Y_E – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів. Для прямозубих коліс

$$Y_E = \frac{1}{E} = \frac{1}{[1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)]} = \frac{1}{[1,88 - 3,2(1/28 + 1/32)]} = 0,55;$$

$Y_\beta = 1$ – для прямозубих коліс;

K_F – коефіцієнт, який складається з таких складових

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} \quad (3.18)$$

де $K_{F\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження по ширині вінця, $K_{F\beta} = 1,00$;

K_{FV} – коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження, $K_{FV} = 1,25$.

Тоді $\sigma_F = 2 \cdot 4,25 \cdot 0,55 \cdot 1 \cdot \frac{89 \cdot 1,25}{28 \cdot 15 \cdot 3^2} = 36 \text{ МПа} \leq 282 \text{ МПа}$

Одеський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

3.7 Висновок

Ми провели розрахунок валів, їх уточнюючі розрахунки. Побудували епюри згинальних та крутних моментів. Розрахували зубчасті колеса та зробили креслення модернізованої коробки швидкостей.



РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТУВАННЯ ЗГОРТКИ

4.1 Загальні відомості при проектуванні згортки.

При проектуванні згортки коробки швидкостей необхідно врахувати розміщення механізмів перемикання швидкостей, приводу смазочного насоса, системи мастила, фрикційних муфт, гальма, кріплення електродвигуна і т.д. На поперечному розрізі показується просторове розміщення валів коробки швидкостей по передачах, які перебувають в зачепленні за найменшими передатним відношенням. Діаметри ділільних кіл невидимих зубчастих коліс викреслюються штрих-пунктирними лініями. Найбільш навантажені вали, а ними зазвичай являють передшпиндельні вали, слід розташовувати ближче до основи коробки. Часто одного поперечного розрізу буває недостатньо, щоб показати роботу механізмів управління коробкою швидкостей, тому рекомендується робити додаткові розрізи і перетини або викреслювати механізм управління на окремому аркуші. Якщо за умовою завдання необхідний роздільний привід, використовуються токарно-гвинторізні верстати підвищеного класу точності, то рекомендується виконати окремо згортку коробки швидкостей (редуктора) і шпиндельної бабки з перебором. При простому варіанті шпиндельної бабки допускається креслення ділільних кіл невидимих зачіпляємих зубчастих коліс перебору на основному кресленні згортки коробки швидкостей.

Механізм перемикання швидкостей повинен бути представлений в проекті так, щоб була зрозуміла його робота. Необхідно зображати механізм перемикання у взаємодії з блоком зубчастих коліс який перемикається. Наявність лімба для відліку частоти обертання шпинделя обов'язково. Креслення спеціального вузла повинен містити стільки проєкцій, перетинів і розрізів, скільки необхідно для повного уявлення про спроектований механізм. Механізми перемикання в залежності від використання на раз-

особистих верстатах і вимог до умов роботи на них мають різні конструктивні виконання. На рис. (4.1,а) а представлена сама многорукояточная (багатоважільна) система управління з ручками 1, 2, 3, розташованими на одній осі, що служать для переміщення блоків зубчастих коліс 5, 6, 7, через зубчасті сегменти 4, зачеплені з рейкою. Механізми індивідуального безпосереднього керування характеризуються тим, що кожний зубчастий блок перемикається окремою рукояткою, пов'язаною з ним безпосередньо (рис. 4.1 б,) або через зубчато–важільну передачу (при переміщення блоку на велику відстань).

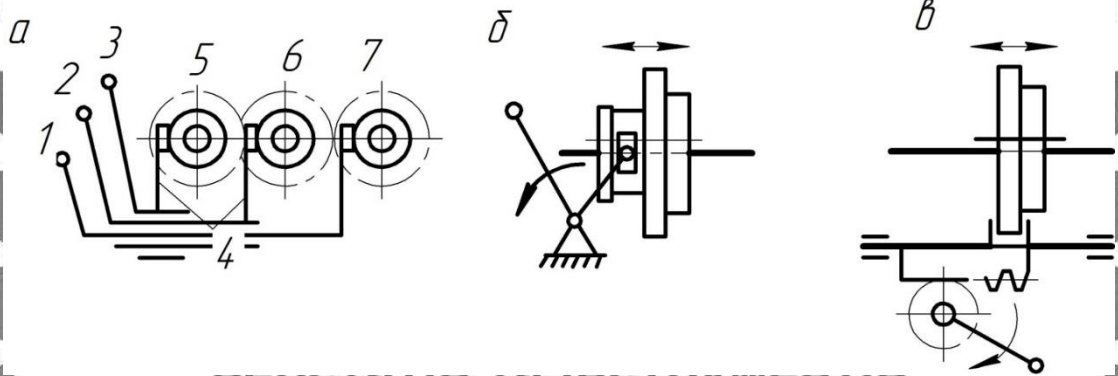


Рисунок 4.1 – Схема механізмів індивідуального безпосереднього керування

Механізми групового керування дозволяють перемикати групу коліс за допомогою однієї рукоятки шляхом змінного її приєднання до елементів, пов'язаних з цими колесами (рис. 4.2). Хоча кількість рукояток зменшується, тривалість перемикань зростає.

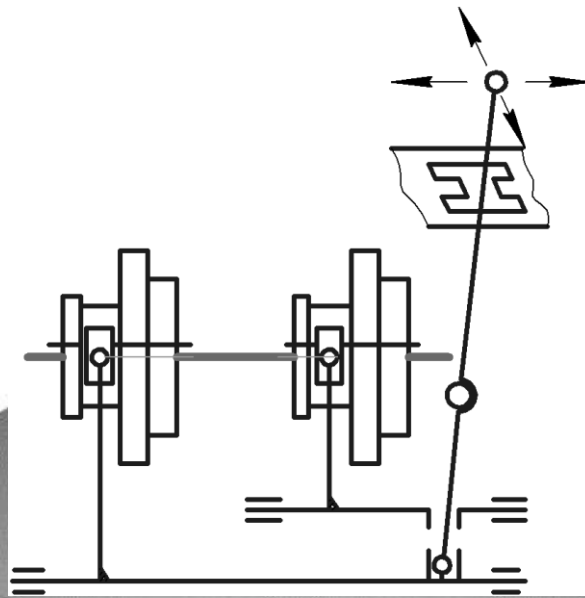


Рисунок 4.2 – Схема механізму групового керування

Селективні механізми дозволяють набирати задану частоту обертання ще по закінченні роботи верстату на попередньому режимі. Найбільш поширені механізми з пальцевими або рейковими штовхачами (рис. 4.3, ж), а також з конічним селектором і балансирами (рис. 4.3, з). Для перемикання обертання селектор відводять від штовхачів або балансирів, повертають до необхідного положення, а потім переміщують в осьовому напрямку.

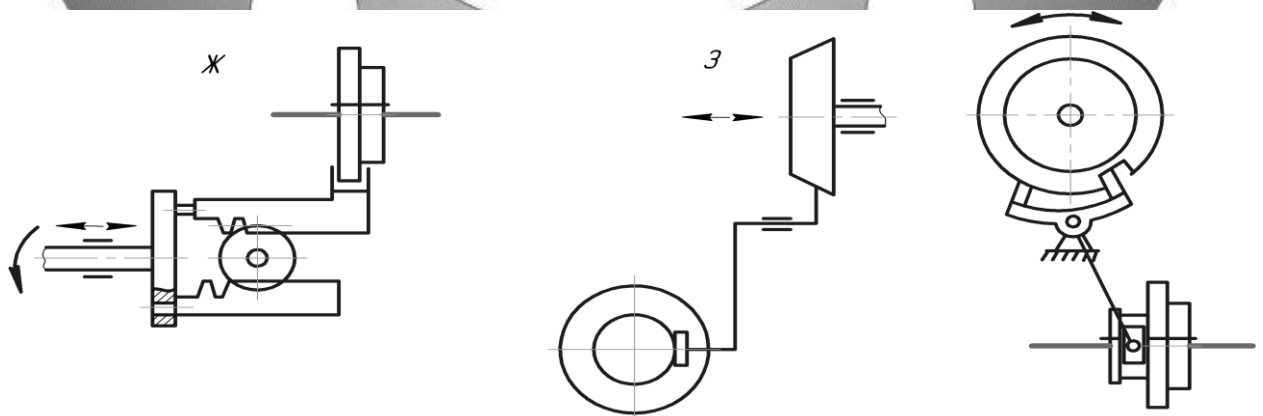


Рисунок 4.3 – Схема селективних механізмів керування

В залежності від розташування органів керування механізми дають змогу безпосереднє або дистанційне керування. В склад гідравлічного механізму дистанційного керування входять циліндр зі штоком, з'єднаним з вилкою перемикаючого зубчастого блока, та масло розподілювач у вигляді гідравлічного крана, золотника або гідро селектора.

4.2 Висновок

В даному розділі ми виконали розбір при проектуванні згортки та саме проектування. Розглянули декілька видів керування, та розібрали їх властивості.



**Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів**

РОЗДІЛ 5

ВИБІР МЕХАНІЗМУ ПЕРЕКЛЮЧЕННЯ

5.1 Підбір механізму переключення

При модернізації коробки швидкостей верстата 514, доцільним механізмом перемикавання ступенів швидкостей було обрано механізм, що складається з зубчатого сектора та рейки рух, яким надає з'єднана з ними рукоятка, який передається безпосередньо на вилку котра й переміщує блок зубчастих коліс. На 5.1, б показана схема до визначення радіусу важеля при перемиканні блоку на дві швидкості, а на рис. 5.1, в – на три швидкості

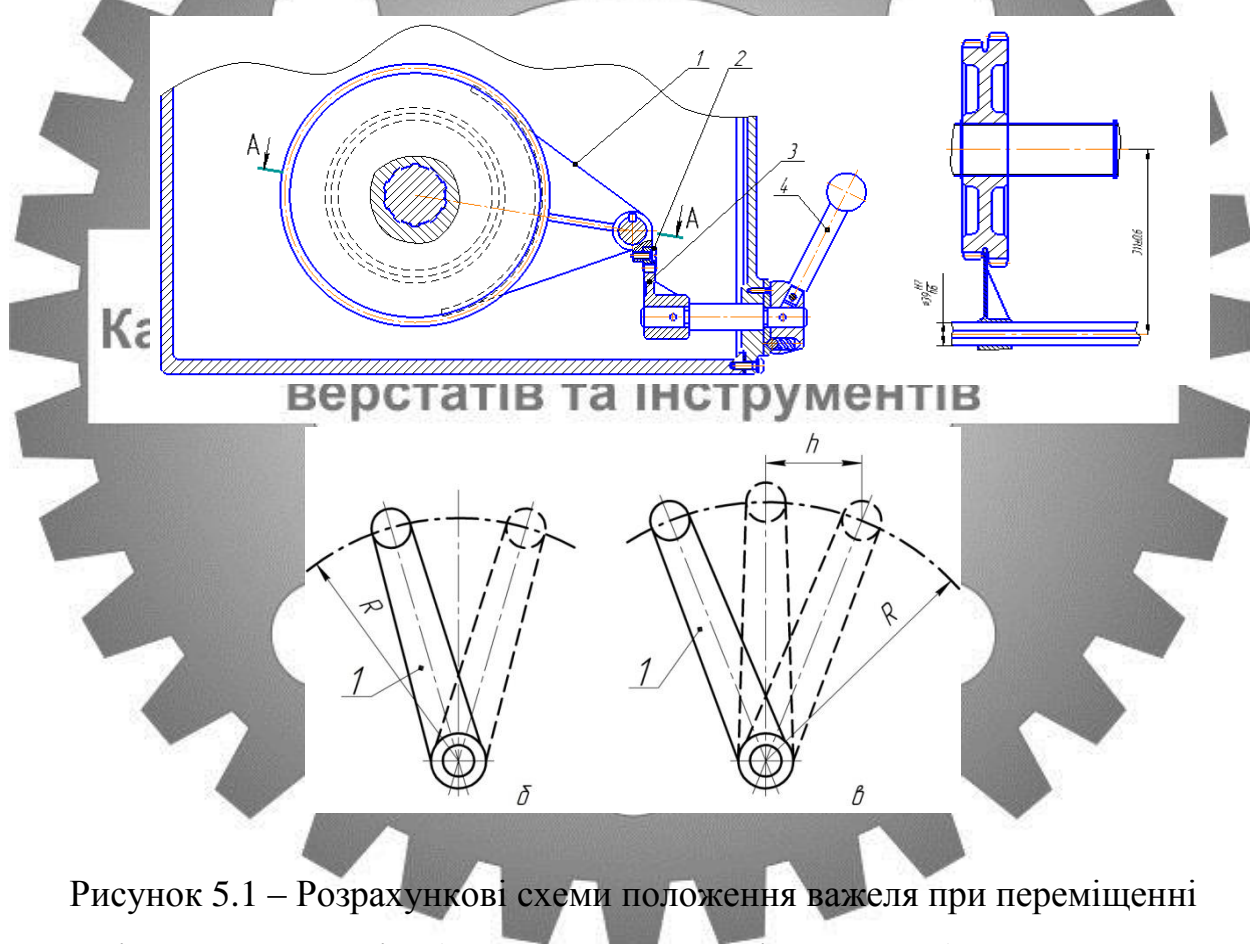


Рисунок 5.1 – Розрахункові схеми положення важеля при переміщенні блоків зубчастих коліс: а) – вигляд на згортці коробки; б) – переключення на два положення; в) – переключення на три положення

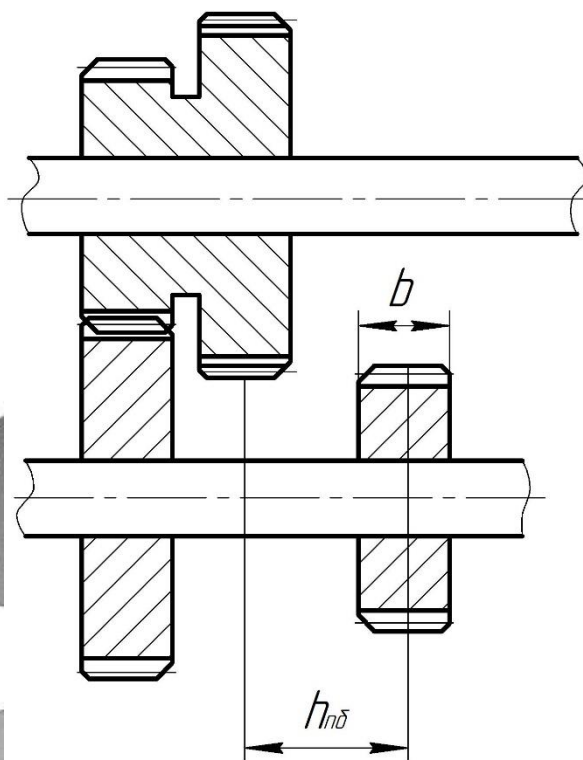


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема положення зубчатого блоку на валу.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Довжина переміщення рукоятки перемикачів ступенів коробки швидкостей при переключенні розраховується за формулою:

$$h = R \times \sin \alpha \quad (5.1)$$

де, h – довжина повороту рукоятки згідно (рис. 5.1в);

R – довжина рукоятки згідно (рис. 5.1б);

$\sin \alpha$ – кут повороту рукоятки (рис. 5.1а).

Кут повороту рукоятки перемикачів ступенів коробки швидкостей при переключенні розраховується за формулою:

$$\alpha = \frac{h_{пб} \times 360}{L}; \quad (5.2)$$

де, $h_{пб}$ – довжина переміщення зубчатого блоку на валу (рис. 5.2), (конструктивний розмір згідно кресленню «Розгортка коробки швидкостей верстата 514»);

L – довжина окружності зубчатого колеса,

$$L = \pi \times d, \quad (5.3)$$

після підставки формула набуває вигляду

$$\alpha = \frac{h_{\text{пб}} \times 360}{\pi \times d}. \quad (5.4)$$

Розрахунок переміщень першого зубчатого блоку та рукоятки. При включенні першого важеля в перше положення, блок зубчатих коліс на першому валу зчіплюється з зубчастим колесом Z35/Z45.

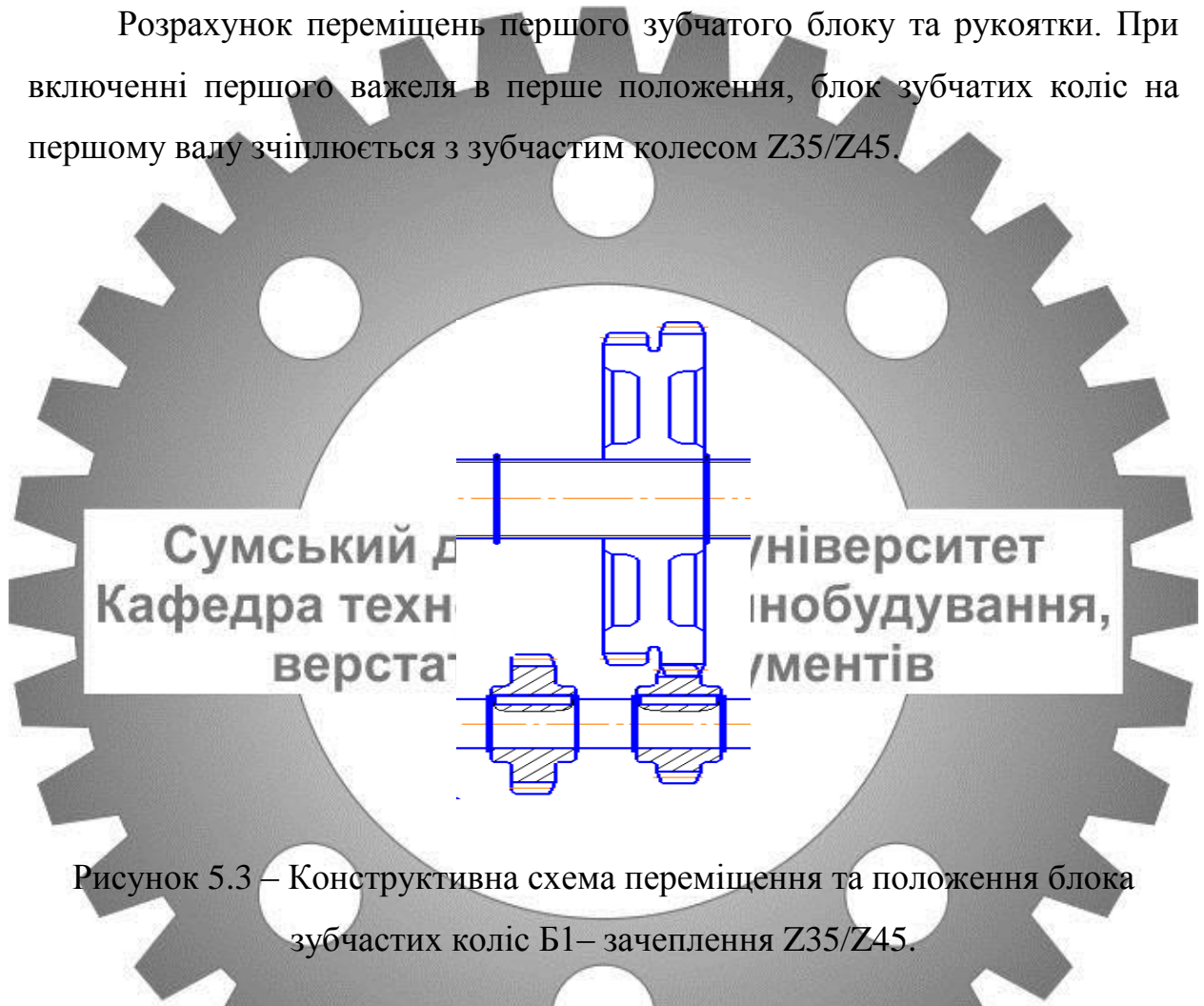


Рисунок 5.3 – Конструктивна схема переміщення та положення блока зубчатих коліс Б1– зачеплення Z35/Z45.

При переміщенні першого важеля проти часової стрілки, блок зубчатих коліс зміщується в ліво та зчіплюється з зубчастим колесом Z30/Z50. Кут повороту рукоятки переключення ступенів коробки швидкостей розраховується за формулою

$$\alpha = \frac{80 \times 360}{3,14 \times 30} = 118^\circ,$$

де, розміри $h_{пб}$ (рис. 5.2) та d , являються конструктивними та взяті з креслень розгортки та згортки коробки швидкостей верстата 514.

Довжина переміщення рукоятки перемикання ступенів коробки швидкостей при переключенні розраховується за формулою

$$h = 65 \times \sin 118^\circ = 61,9 \text{ мм.}$$

де, розмір R (рис.5.1б), являються конструктивним та взятий з креслення згортки коробки швидкостей верстата 514.

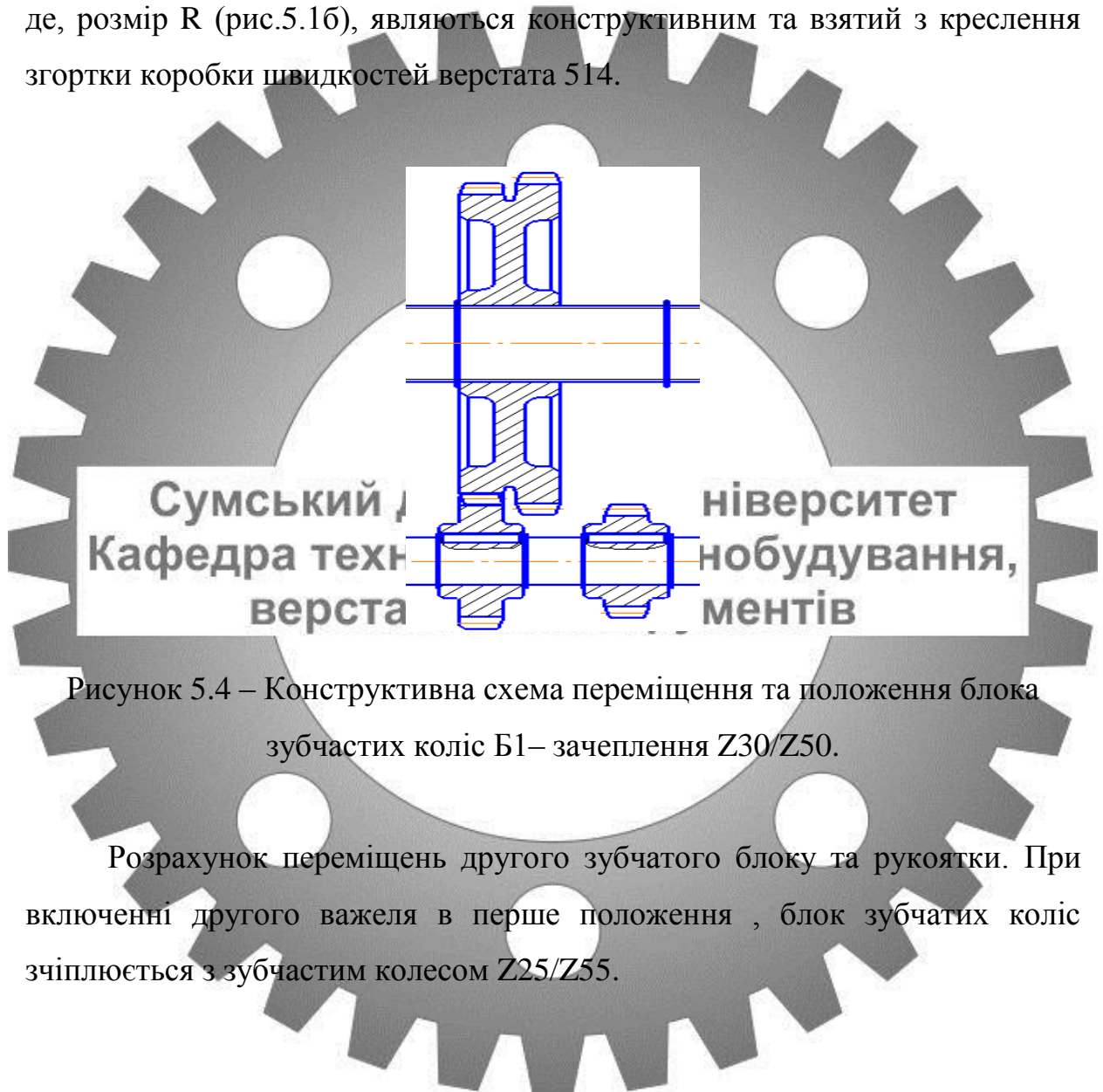


Рисунок 5.4 – Конструктивна схема переміщення та положення блока зубчастих коліс Б1– зачеплення Z30/Z50.

Розрахунок переміщень другого зубчатого блоку та рукоятки. При включенні другого важеля в перше положення , блок зубчастих коліс зчіплюється з зубчастим колесом Z25/Z55.

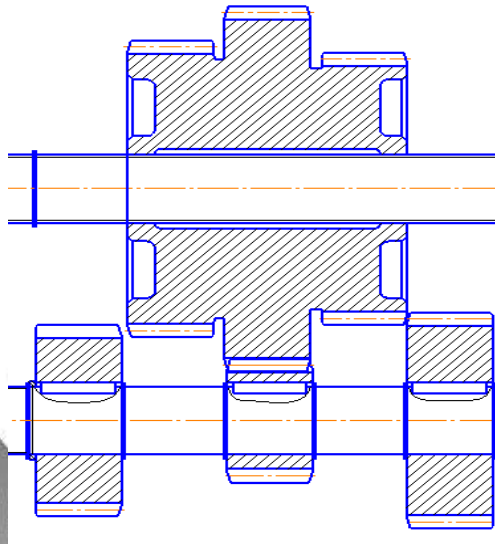


Рисунок 5.5 – Конструктивна схема переміщення та положення блока зубчастих коліс Б2– зачеплення Z25/Z55.

При переміщенні другого важеля проти часової стрілки, блок зубчастих коліс зміщується в ліво та зчіплюється з зубчастим колесом Z25/Z55. Кут повороту рукоятки переключення ступенів коробки швидкостей розраховується за формулою,

$$\alpha = \frac{78 \times 360}{3,14 \times 100} = 118^\circ,$$

де, розміри $h_{\text{пб}}$ (рис. 5.2) та d , являються конструктивними та взяті з креслень розгортки та згортки коробки швидкостей верстата 514.

Довжина переміщення рукоятки перемикачання ступенів коробки швидкостей при переключенні розраховується за формулою

$$h = 55 \times \sin 118^\circ = 55 \text{ мм.}$$

де, розмір R (рис.5.1б), являються конструктивним та взятий з креслення згортки коробки швидкостей з верстата моделі 514.

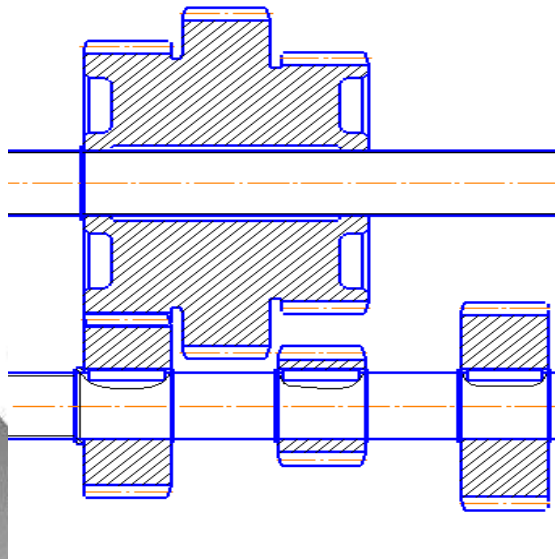


Рисунок 5.6 – Конструктивна схема переміщення та положення блока зубчастих коліс Б2– зачеплення Z25/Z55

При переміщенні другого важеля за часовою стрілкою, блок зубчастих коліс зміщується вправо та зніплюється з зубчастим колесом Z40/Z40. Кут повороту рукоятки переключення ступенів коробки швидкостей розраховується за формулою

$$\alpha = \frac{78 \times 360}{3,14 \times 100} = 145^\circ,$$

де, розміри $h_{\text{пб}}$ (рис. 5.2) та d , являються конструктивними та взяті з креслень розгортки та згортки коробки швидкостей верстата моделі 514.

Довжина переміщення рукоятки перемикачів ступенів коробки швидкостей при переключенні розраховується за формулою

$$h = 55 \times \sin 145^\circ = 75 \text{ мм.}$$

де, розмір R (рис.5.1б), являються конструктивним та взятий з креслення згортки коробки швидкостей верстата моделі 514.

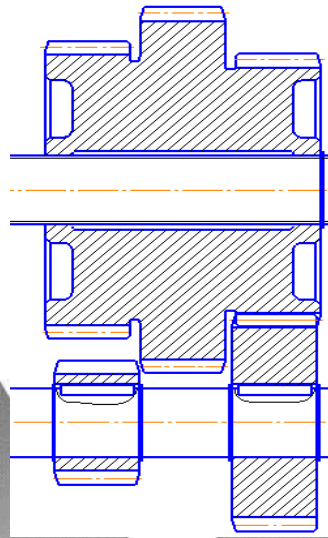


Рисунок 5.7 – Конструктивна схема переміщення та положення блока зубчастих коліс Б2– зачеплення Z40/Z40.

Розрахунок переміщень другого зубчатого блоку та рукоятки.

При включенні третього важеля в перше положення, блок зубчастих коліс зчіплюється з зубчастим колесом Z107/Z13.\

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

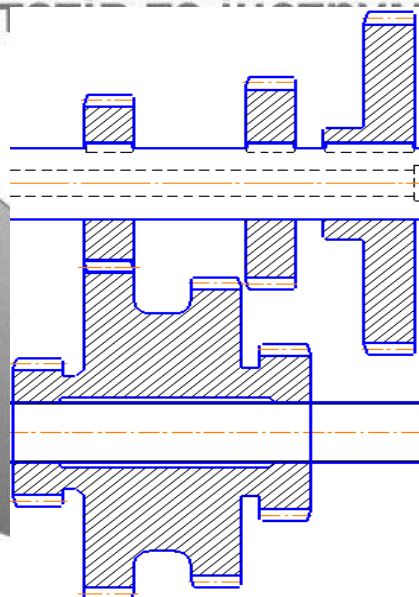


Рисунок 5.8 – Конструктивна схема переміщення та положення блока зубчастих коліс Б3– зачеплення Z107/Z13.

При переміщенні третього важеля проти часової стрілки, блок зубчатих коліс зміщується в ліво та зчіплюється з зубчастим колесом Z13/Z107. Кут повороту рукоятки переключення ступенів коробки швидкостей розраховується за формулою

$$\alpha = \frac{65 \times 360}{3,14 \times 100} = 145^\circ,$$

де, розміри $h_{\text{тб}}$ (рис. 5.2) та d , являються конструктивними та взяті з креслень розгортки та згортки коробки швидкостей токарно–карусельного верстата 1512.

Довжина переміщення рукоятки перемикачів ступенів коробки швидкостей при переключенні розраховується за формулою

$$h = 60 \times \sin 145^\circ = 78 \text{ мм.}$$

де, розмір R (рис.5.16), являються конструктивним та взятий з креслення згортки коробки швидкостей верстата моделі 514.

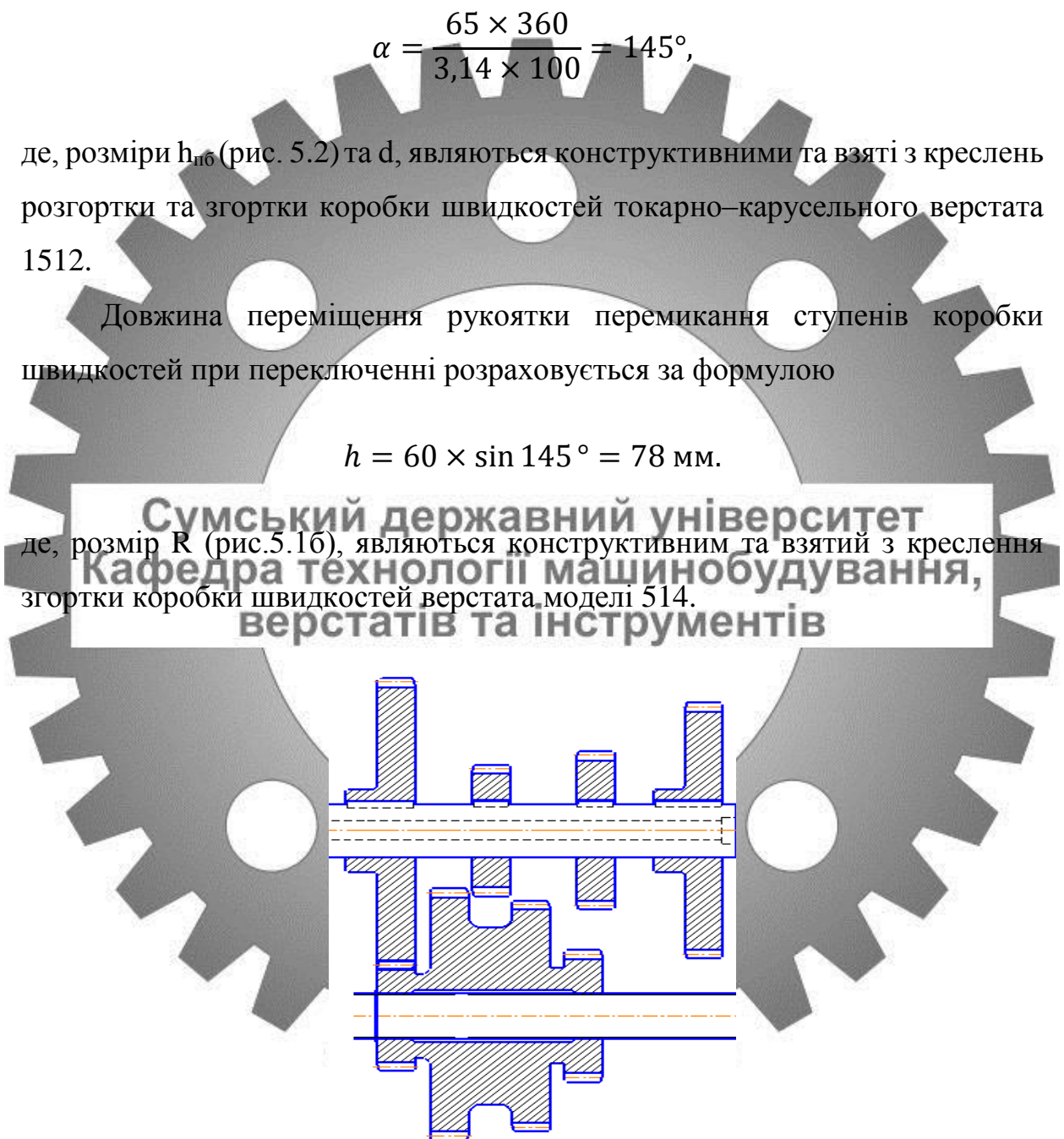


Рисунок 5.9 – Конструктивна схема переміщення та положення блока зубчатих коліс БЗ– зачеплення Z13/Z107.

При переміщенні третього важеля за часовою стрілкою, блок зубчатих коліс зміщується вправо та зчіплюється з зубчастим колесом Z80/Z40. Кут повороту рукоятки переключення ступенів коробки швидкостей розраховується за формулою

$$\alpha = \frac{75 \times 360}{3,14 \times 100} = 155^\circ,$$

де, розміри $h_{\text{тб}}$ (рис. 5.2) та d , являються конструктивними та взяті з креслень розгортки та згортки коробки швидкостей верстата моделі 514.

Довжина переміщення рукоятки перемикачів ступенів коробки швидкостей при переключенні розраховується за формулою

$$h = 60 \times \sin 155^\circ = 79,9 \text{ мм.}$$

де, розмір R (рис.5.1б), являються конструктивним та взятий з креслення згортки коробки швидкостей верстата моделі 514.

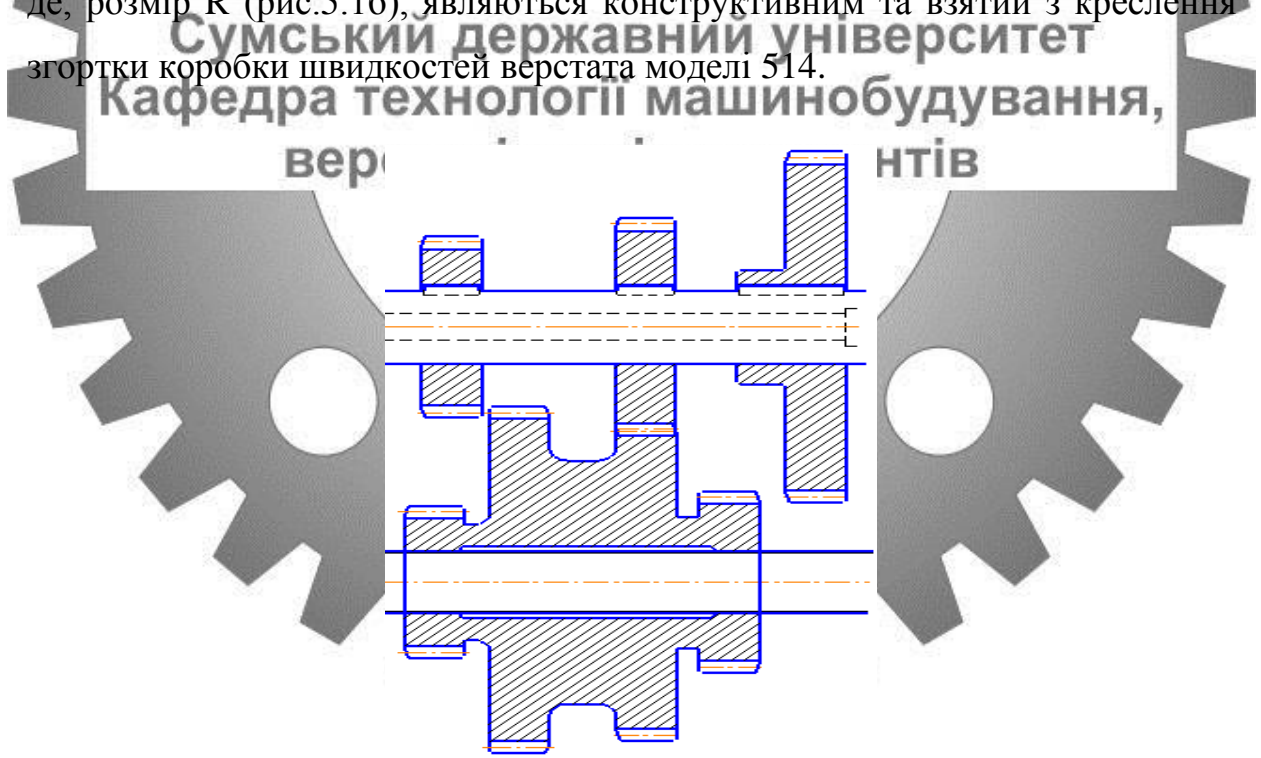


Рисунок 5.10 – Конструктивна схема переміщення та положення блока зубчатих коліс БЗ– зачеплення Z80/Z40.

При переміщенні третього важеля за часовою стрілкою, блок зубчатих коліс зміщується в право та зчіплюється з зубчастим колесом Z40/Z80. Кут повороту рукоятки переключення ступенів коробки швидкостей розраховується за формулою

$$\alpha = \frac{75 \times 360}{3,14 \times 100} = 155^\circ,$$

де, розмір R (рис.5.1б), являються конструктивним та взятий з креслення згортки коробки швидкостей верстата моделі 514.

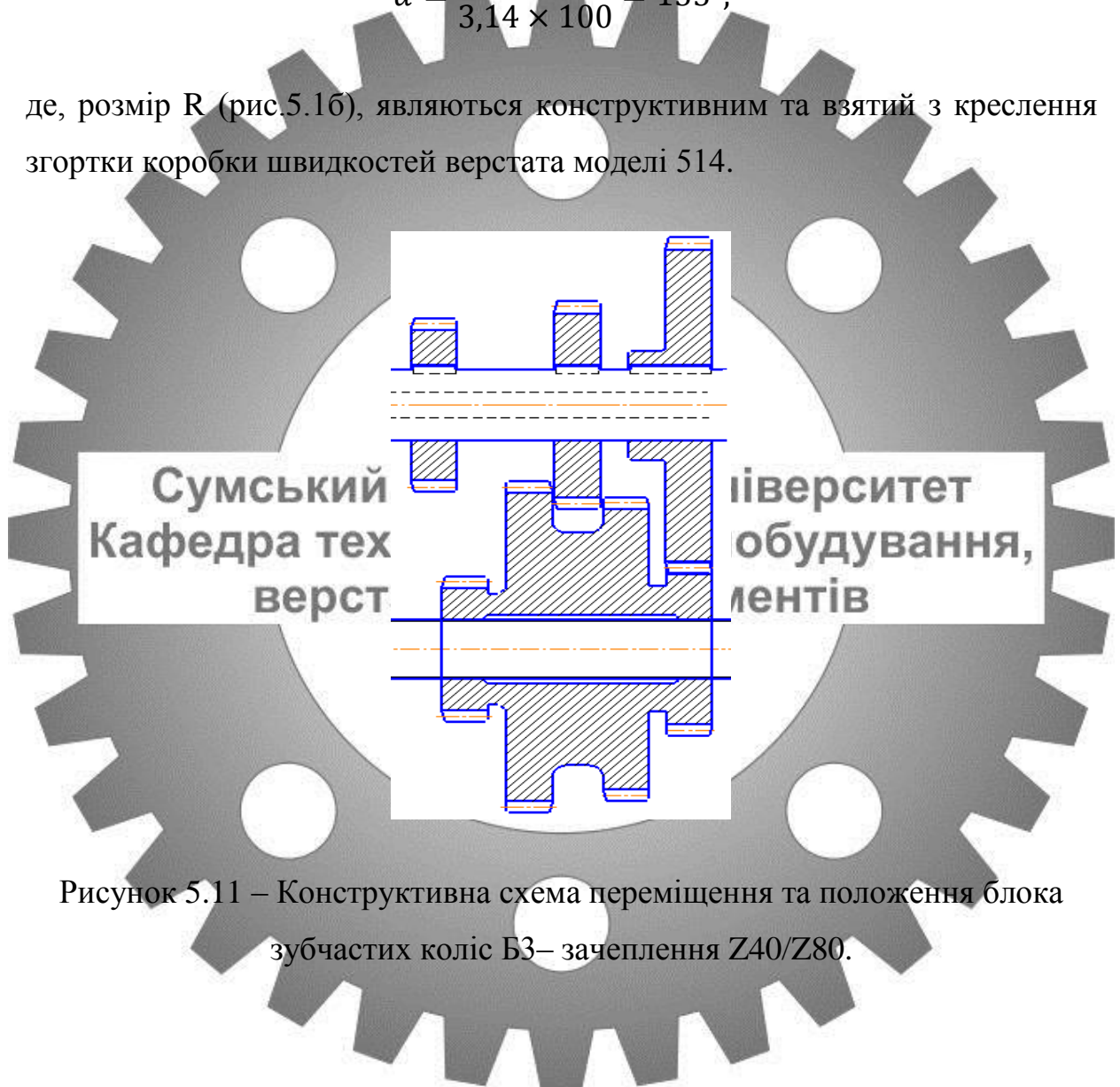


Рисунок 5.11 – Конструктивна схема переміщення та положення блока зубчатих коліс БЗ– зачеплення Z40/Z80.

5.2 Висновок

В даному розділі був проведений підбір і розрахунок механізму переключення та його подрібний аналіз. Побудовані схеми переміщення та положення блоків зубчатих коліс.

РОЗДІЛ 6

ТАБЛИЦЯ ПЕРЕКЛЮЧЕННЯ СТУПЕНІ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ МОДЕРНІЗОВАНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ 514.









































































			$n = 3$				$n = 50$
			$n = 4$				$n = 63$
			$n = 5$				$n = 80$
			$n = 6,3$				$n = 100$
			$n = 8$				$n = 125$
			$n = 10$				$n = 160$
			$n = 12,5$				$n = 200$
			$n = 16$				$n = 250$
			$n = 20$				$n = 315$
			$n = 25$				$n = 400$
			$n = 31,5$				$n = 500$
			$n = 40$				$n = 630$

Рисунок 6.1 – Таблиця переключення ступені коробки швидкостей модернізованого верстата моделі 514.

РОЗДІЛ 7

ДОПОМІЖНИЙ ІНСТРУМЕНТ ВЕРСТАТУ

7.1 Пристосування до сучасних зубодовбальних верстатів

Масляна ванна для обробки зубів великого діаметру на прикладі верстата.

Заготівка занурюється в масляну ванну, а зубчата заточка опускається в ванну і нарізає зуби безпосередньо у ванні, при цьому відбувається мінімальний нагрів металу.

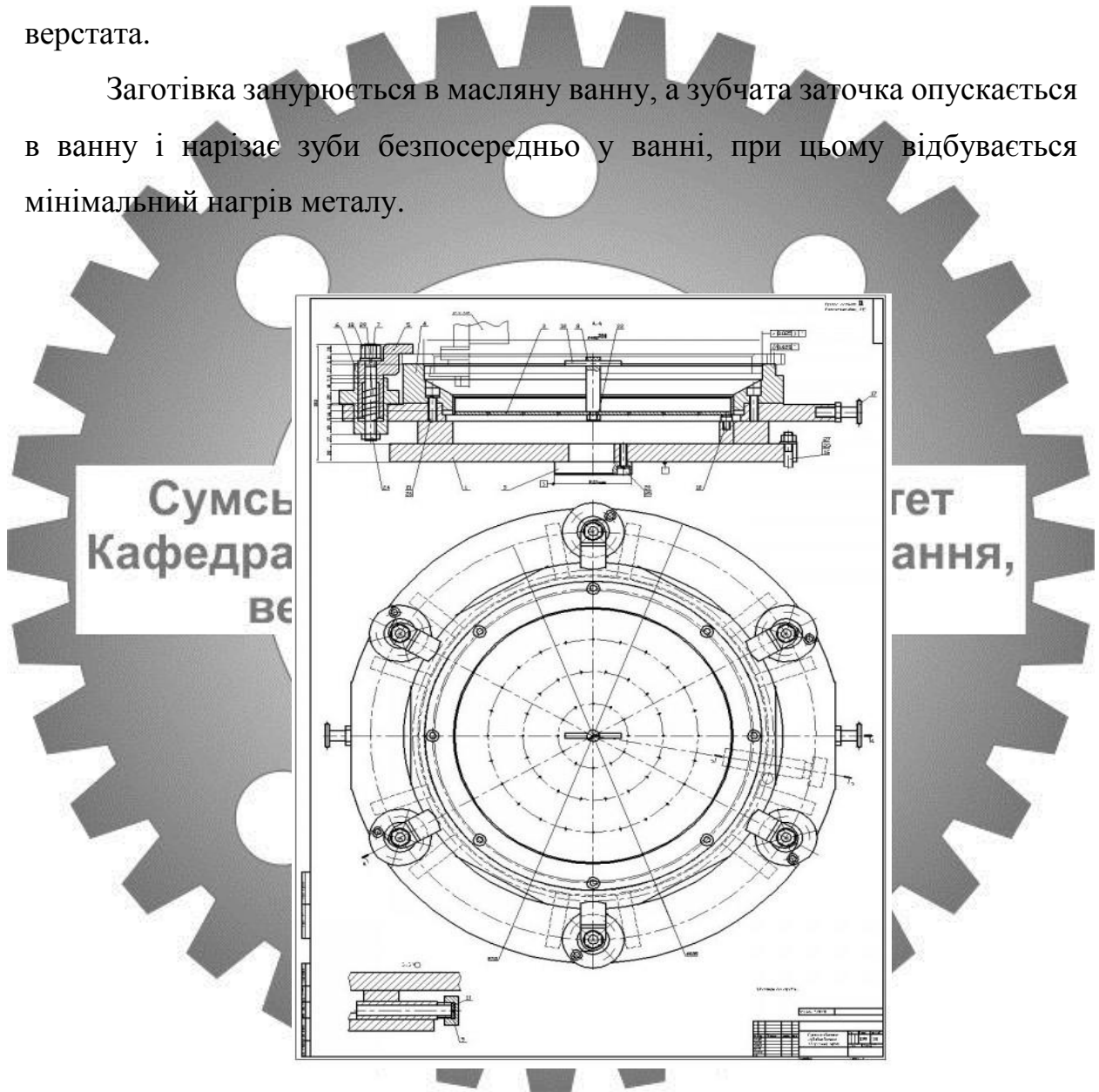


Рисунок 7. 1 – Масляна ванна для обробки зубів великого діаметру на прикладі верстата

Схема пристосування для установки коліс–блоків на зубодовбальних напівавтоматах і автоматах:

На зубодовбальних автоматах і напівавтоматах при обробці коліс-блоків заготовка 1 встановлюється на рухомий центруючий палець 3, який має зазор з отвором заготовки. При тиску верхнього гнучкого центру 2 заготовка фіксується по центровим фаскам (баз) і нижнім торцем врізається в зубчики провідного фланця 4, який має кілька секторів (три або чотири) з дрібними гостровершинності зубчиками

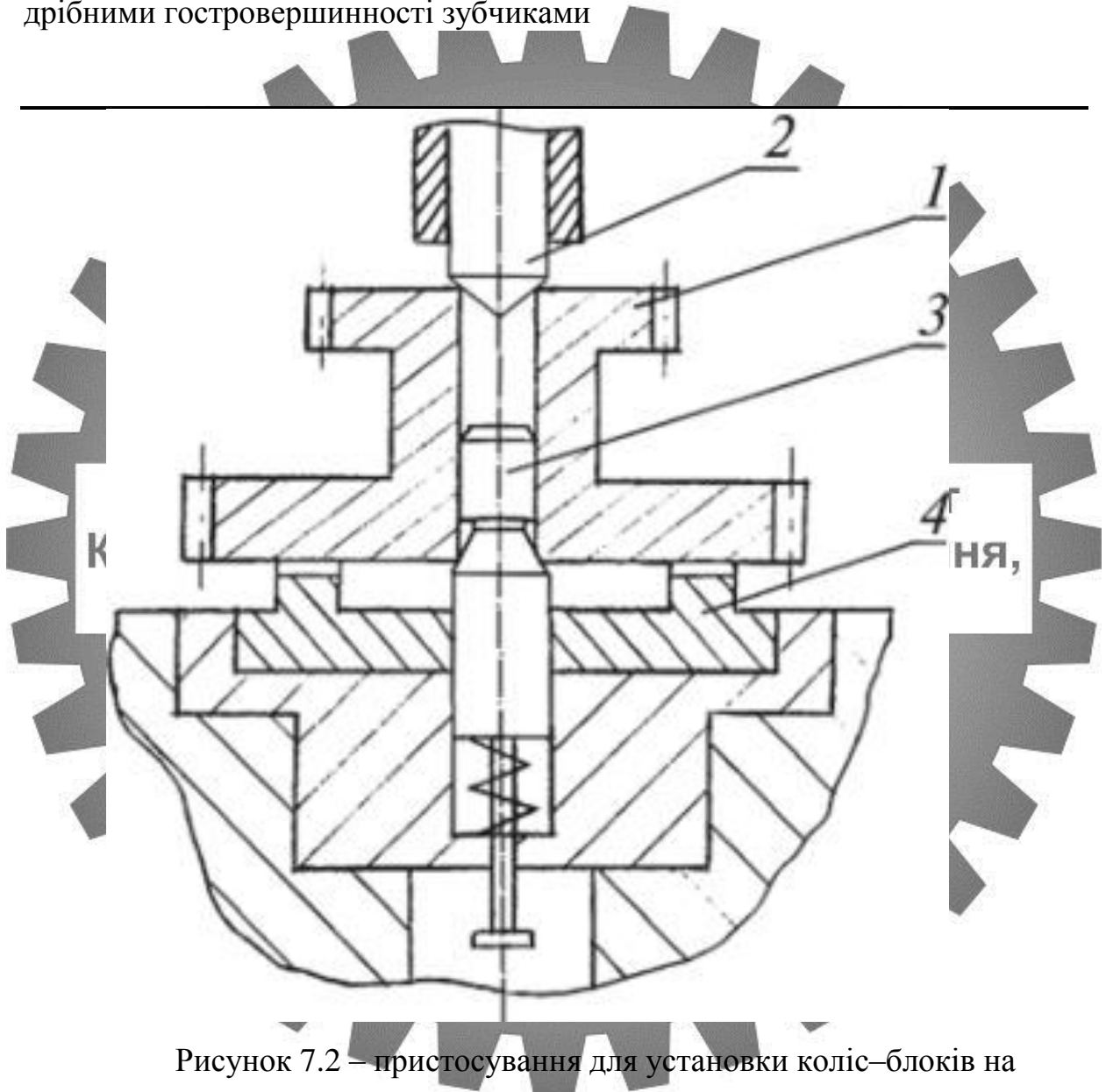


Рисунок 7.2 – пристосування для установки коліс-блоків на зубодовбальних верстатах

Багатокулачковий пристрій зубодовбального верстата

На малюнку представлена схема багатокулачкового пристосування зубодовбального верстата. Заготівля колеса 1 центрується по пальцю 2,

закріплюється кулачками 3 під дією штока 4 приводу гідроциліндра. Після обробки деталь з оправлення стикається на конвеєр за допомогою переміщення пальців 5, піднімають склянку 6 разом з обробленим зубчастим колесом

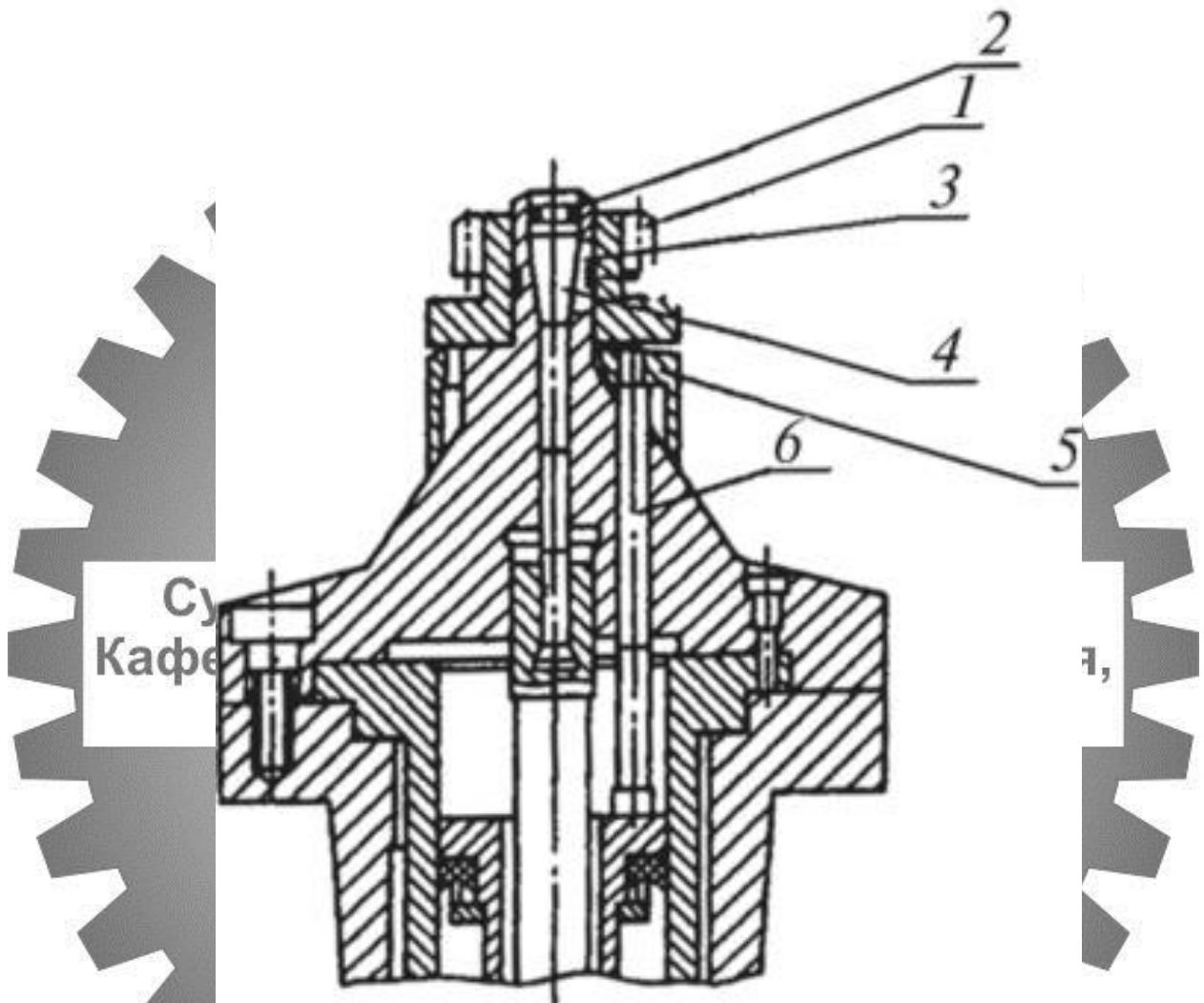


Рисунок 7.3 – Багатокулачковий пристрій зубодовбального верстата

Схема пристосування з дво-кулачковим механізмом

На зубодовбальних верстатах-автоматах часто використовуються розтискні центруючі елементи. В цьому випадку замість рухомого верхнього і плаваючого нижнього центру заготовка вала-шестерні 1 центрується і закріплюється верхнім 2 і нижнім 3 кулачковим механізмом, приведеним у дію тягами 4 і 5 окремих гідроциліндрів (верхнім і нижнім).

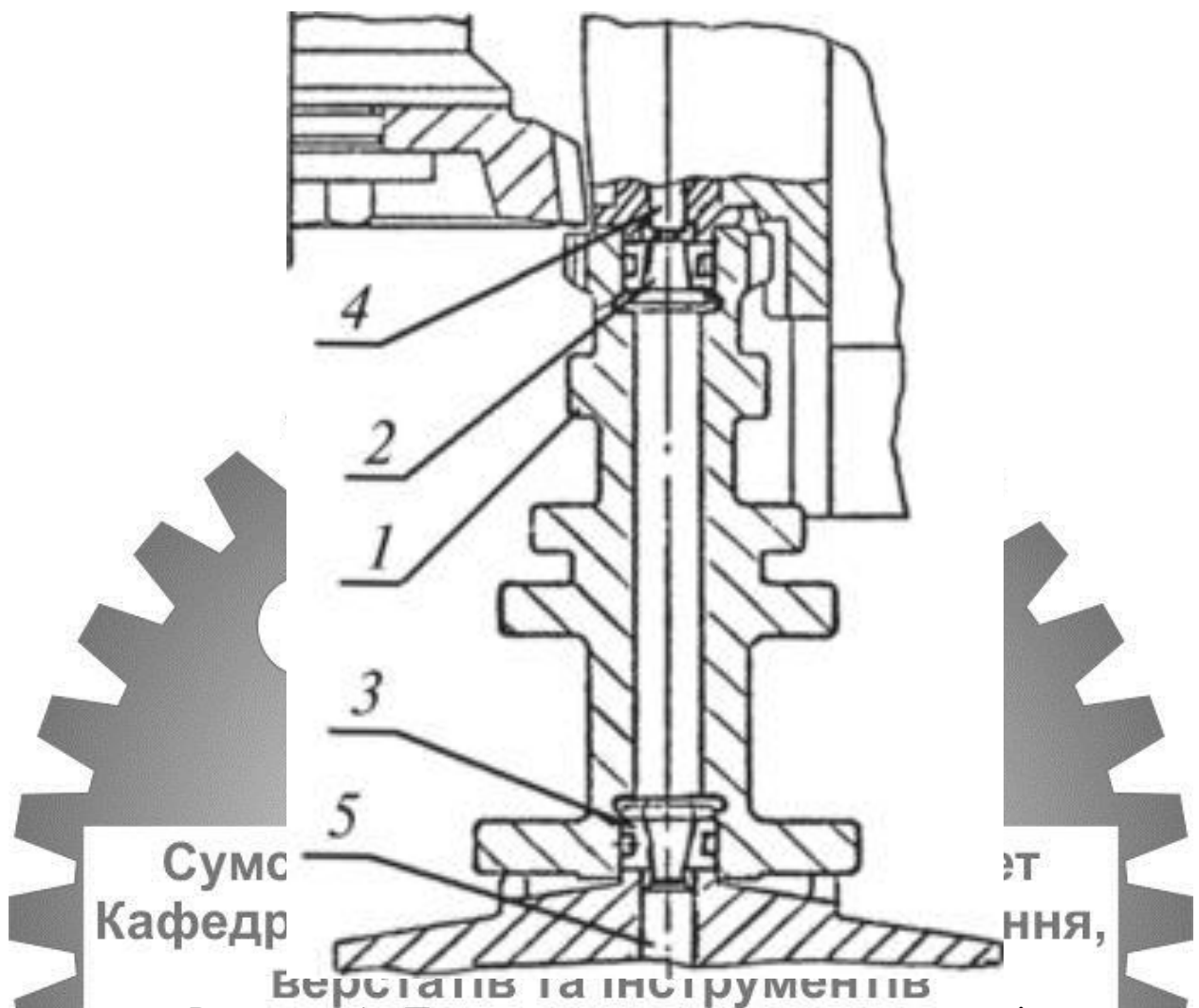


Рисунок 7.4 – Пристосування з дво-кулачковим механізмом

7.2 Пристрої до зубодовбального верстата 514

Схема пристосування з рухомих верхнім жорстким центром і приводним кулачковим нижнім центром

Заготовки валів-шестерень / базують по центровим отворам за допомогою рухомого верхнього центру 2 і плаваючого нижнього центру 3. Привід заготовки здійснюється за її нижню шийку кулачками 4, розташованими на конусному кільці 5. При переміщенні вниз штока гідрочиліндра кулачки стискаються і закріплюють нижню шийку заготовки, забезпечуючи її обертання в центрах 2 і 3.

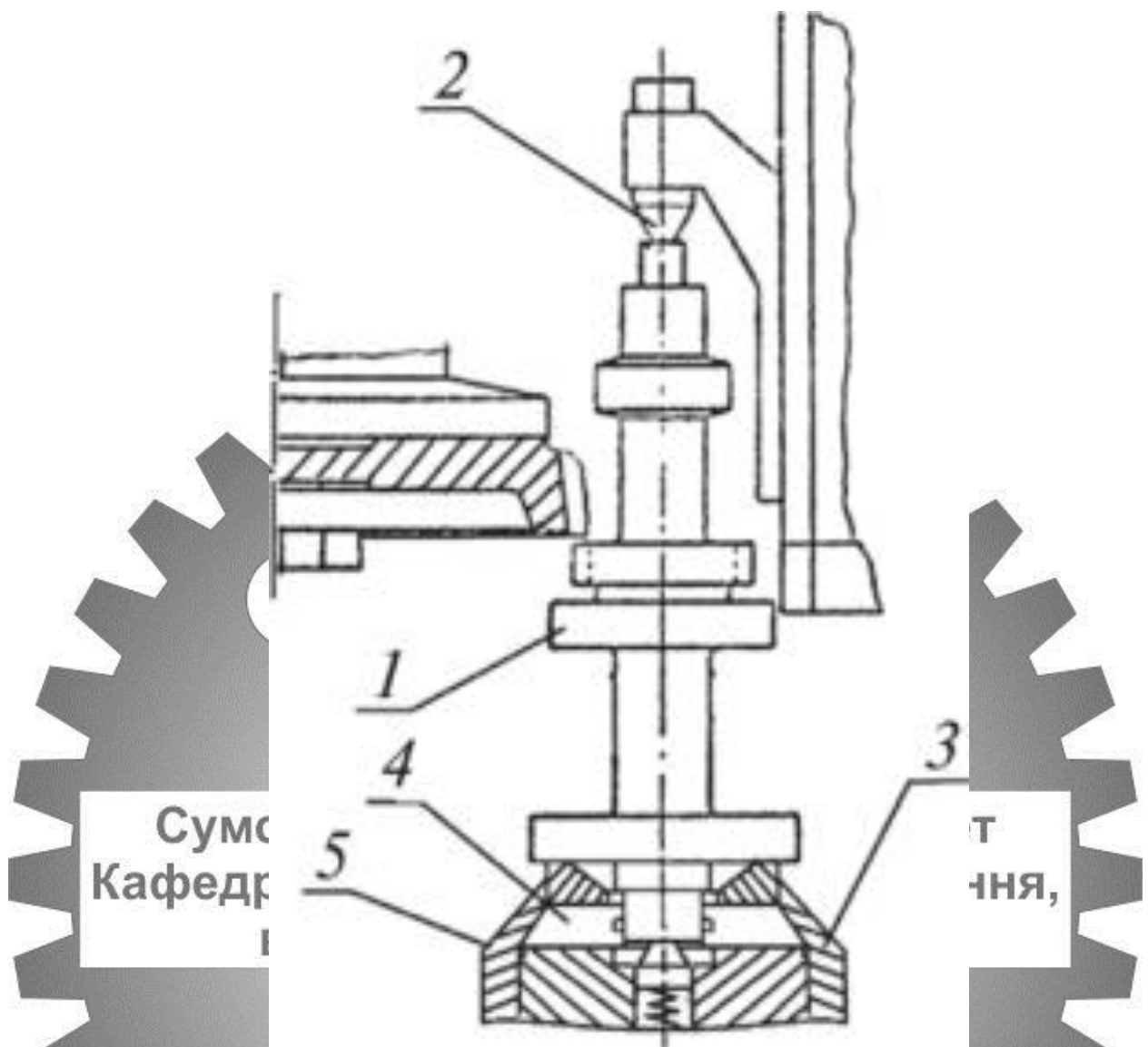


Рисунок 7.5 – Пристосування з рухомих верхнім жорстким центром

Схема установки однієї заготовки на безззорну оправку при одночасному фрезеруванні і додання різних вінців коліс

Представлена схема установки заготовки 1 на безззорний оправлення 2 і опору 3. Кулачки оправлення 2 розпрямляються при переміщенні вниз штока 4 гідроциліндра. Обертання здійснюється за допомогою приводу 5. Після закріплення заготовки один вінок обробляється долбяком 6 (через відсутність відстані для виходу фрези), а другий – черв'ячної фрезою 7.

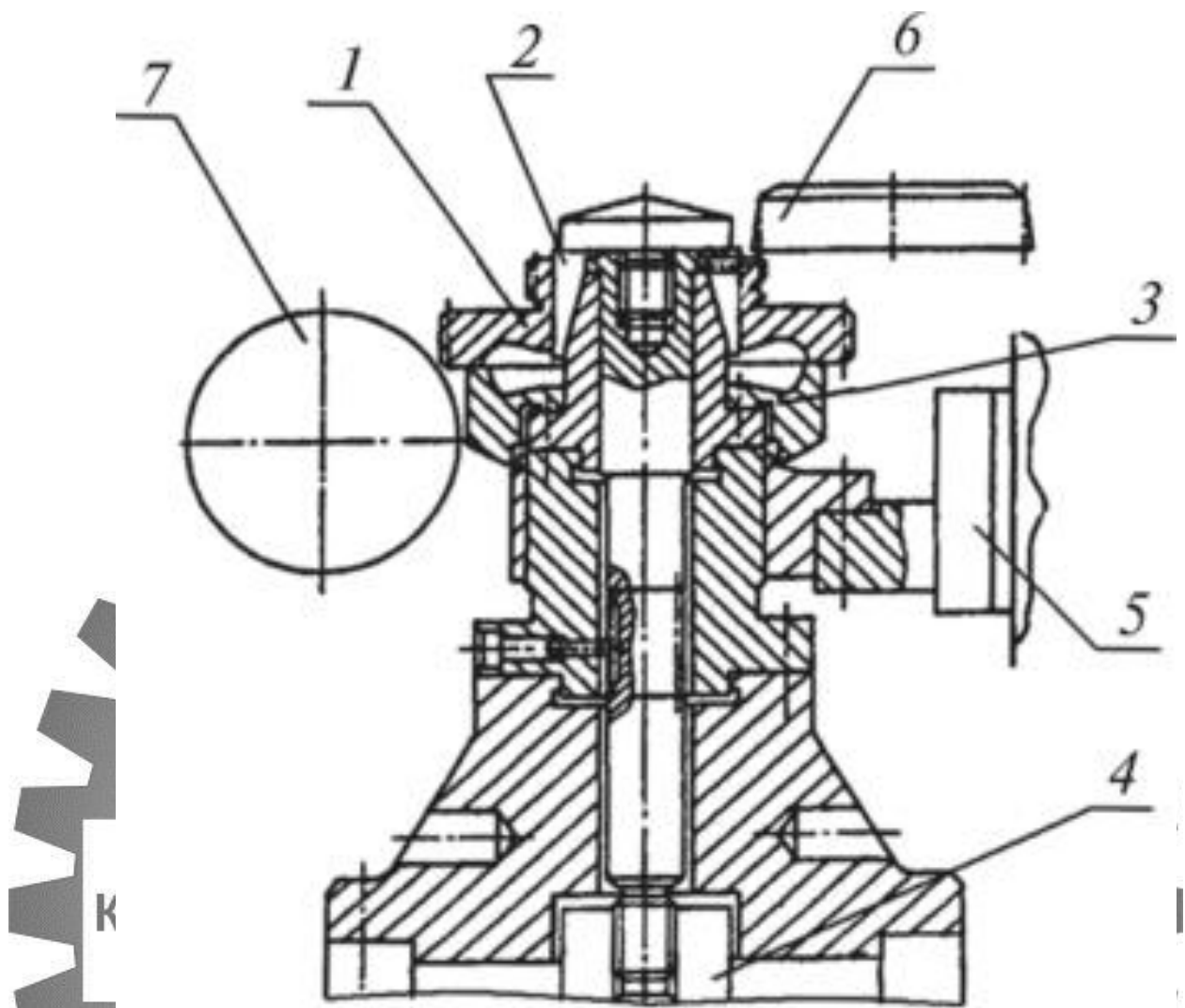


Рисунок 7.6 – Безззорна оправка

Пристосування для обробки деталей на зубодовбальних верстатах.
Затиск здійснюється завдяки гідропластовій оправці.

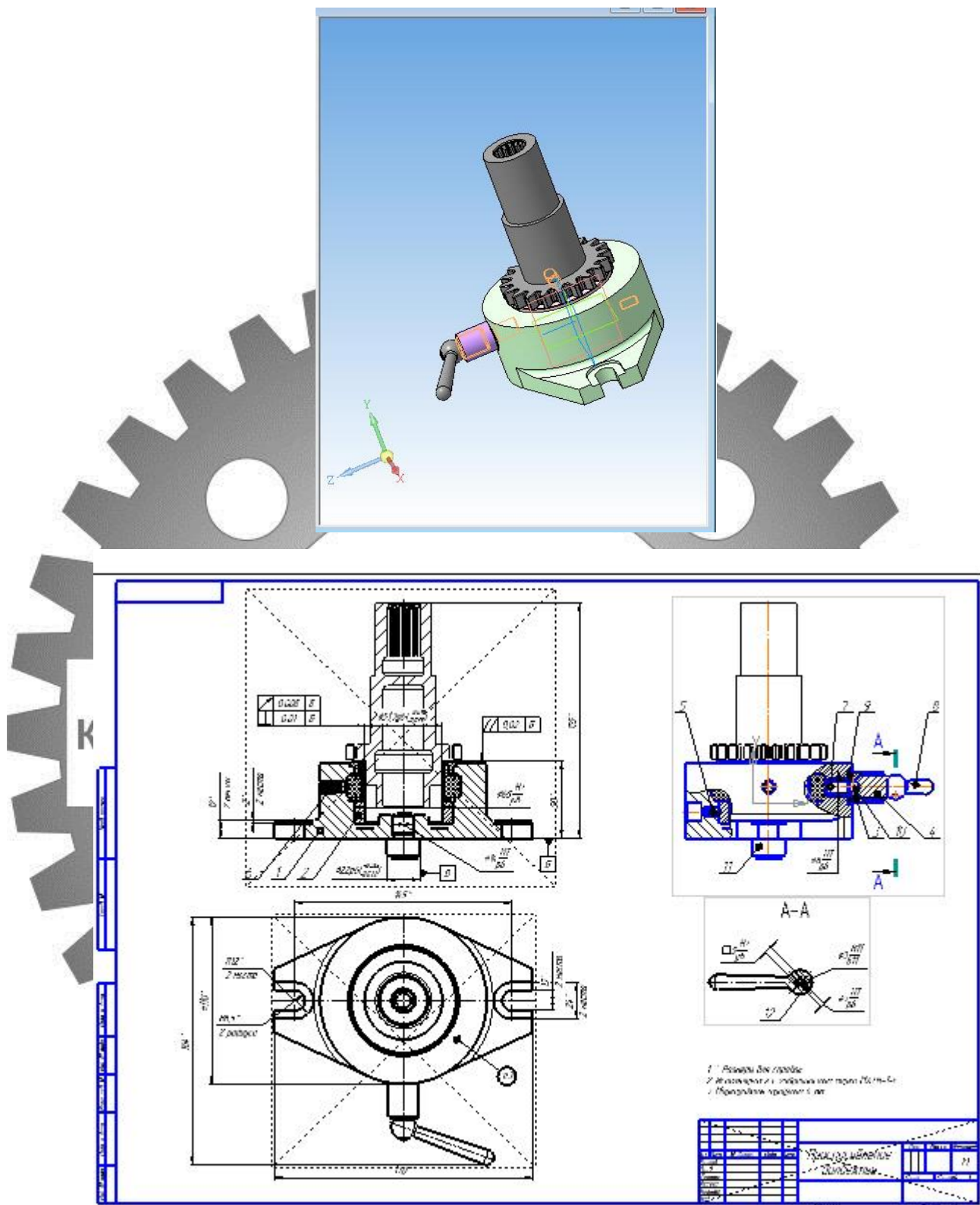


Рисунок 7.7 – Пристосування для обробки деталей з гідропластивою оправкою

7.3. Приклади поєднання допоміжного інструмента з різальним інструментом

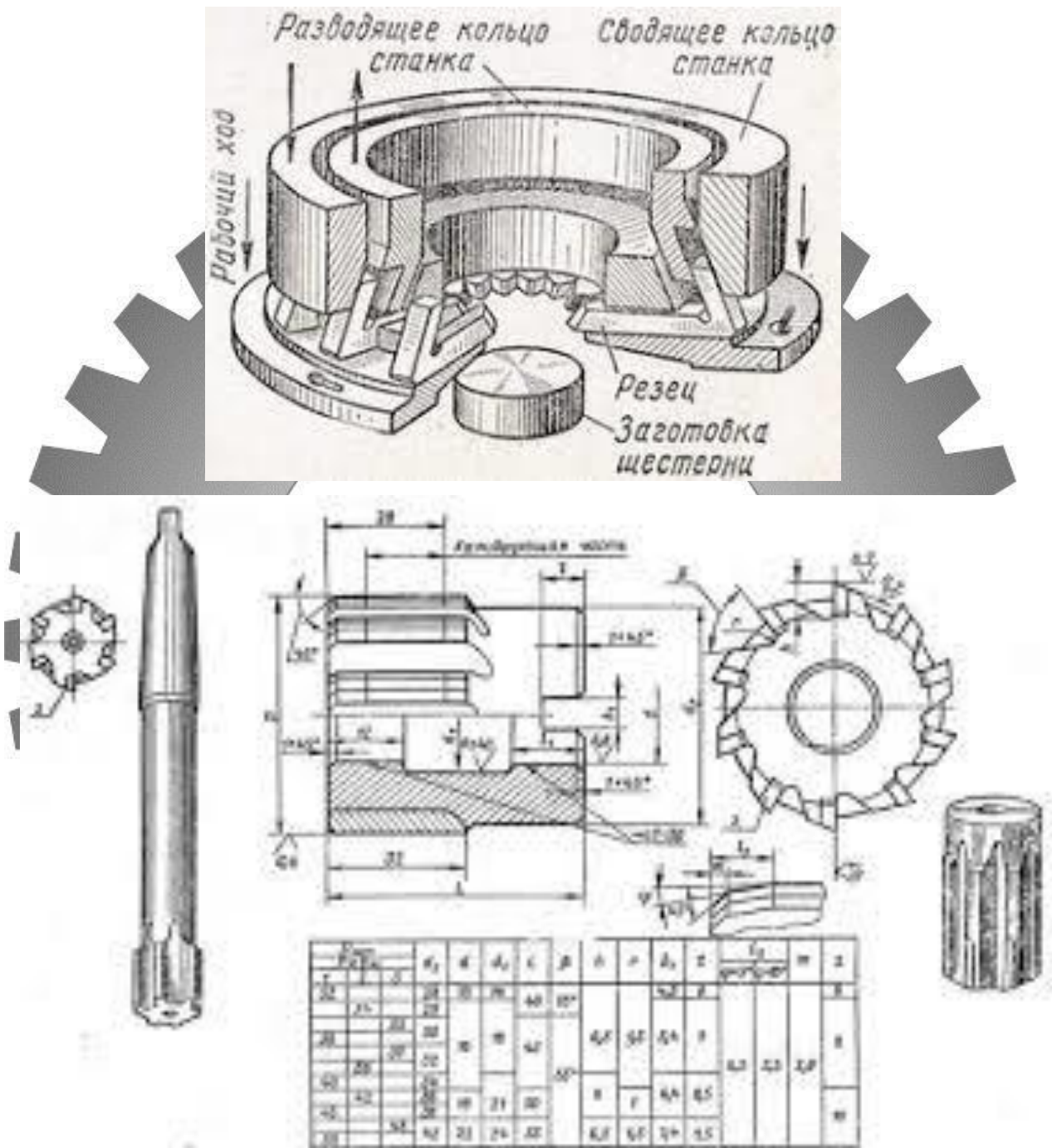


Рисунок 7.8 – Зубодовбальна головка МИЗ

7.4 Висновок

В даному розділі було подрібно описано допоміжні пристрої різних типів для верстату моделі 514, їх різновиди та функції. А також приведені зображення цих пристроїв.

РОЗДІЛ 8

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОСНАЩЕННЯ МОО

8.1 Розрахунок та підбір підшипника

Для надійного закріплення валу автооператора на корпусі станка з можливістю обертання навколо своєї осі, було прийнято рішення використати підшипники кочення.

Дано номінальний діаметр валу на який потрібно підібрати підшипник кочення – $d_H = 50$ мм; клас точності 0, радіальне навантаження $R = 1,8$ кН. Потрібно розрахувати посадки для кілець підшипника з валом і корпусом.

1 Вибираємо розміри підшипника в залежності від діаметра валу $d_H = 50$ мм:

$d = 50$ мм; $D = 65$ мм; $B = 7$ мм; $r = 2,5$ мм. Умовне позначення 1000810.

2 Для вибору поля допуску внутрішнього і зовнішнього кільця підшипника спочатку потрібно розрахувати величину циркуляційного навантаження:

$$P_R = \frac{R}{b} \cdot K_n \cdot F \cdot F_A = (1800 \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1) / 2 = 1620 \text{ (Н/мм)},$$

де $b = 7 - 2 \cdot r = 7 - 2 \cdot 2,5 = 2$ (мм) – робоча ширина посадочного місця;

$K_n = 1,8$ – динамічний коефіцієнт посадки;

$F = 1$ – коефіцієнт враховує ступінь послаблення посадочного натягу у порожнистому валу або корпусі;

$F_A = 1$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження R між рядами роликів в дворядкових конічних роликот підшипниках або між здвоєними шарикот підшипниками при наявності осьового навантаження.

Такий інтенсивності навантаження для внутрішнього кільця підшипника відповідає поле допуску $m6$, для зовнішнього кільця – $P7$.

4 По СТ РЕВ 774–77 знаходимо відхилення середніх діаметрів кілець:

- для зовнішнього кільця D_m :
- верхнє $es = 0$;
- нижнє $ei = -15$ мкм;
- для внутрішнього d_m :
- верхнє $ES = 0$;
- нижнє $EI = -15$ мкм.

5 По СТ РЕВ 144–75 (ГОСТ 25347–82) знаходимо граничні відхилення:

- для поля допуску P7:
- $ES = -24$ мкм;
- $EI = -59$ мкм;

– для поля допуску m6:

- $es = +30$ мкм;
- $ei = +11$ мкм.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

6 Розраховуємо параметри кільця підшипника №1000810:

для зовнішнього кільця: $\varnothing 65 \frac{P7}{10} \begin{pmatrix} -0.024 \\ -0.059 \\ 0 \\ -0.015 \end{pmatrix}$

$$N_{\min} = -ES + ei = -59 - (-15) = 38 \text{ (мкм)};$$

$$N_{\max} = es - EI = 0 + 23 = 23 \text{ (мкм)}$$

для внутрішнього кільця: $\varnothing 50 \frac{L0}{is6} \begin{pmatrix} 0 \\ -0.015 \\ 0.009 \\ -0.009 \end{pmatrix}$

$$S_{\max} = ES - ei = 0 - (-9) = 9 \text{ (мкм)};$$

$$N_{\min} = es - EI = 13 + 15 = 28 \text{ (мкм)}.$$

8.2 Розрахунок пасової передачі

Для проекту пристрою зміни інструменту довелося використати пасову передачу для передачі моменту від крокового двигуна до валу автооператора. Задля більшої надійності був вибраний зубчастий пас.

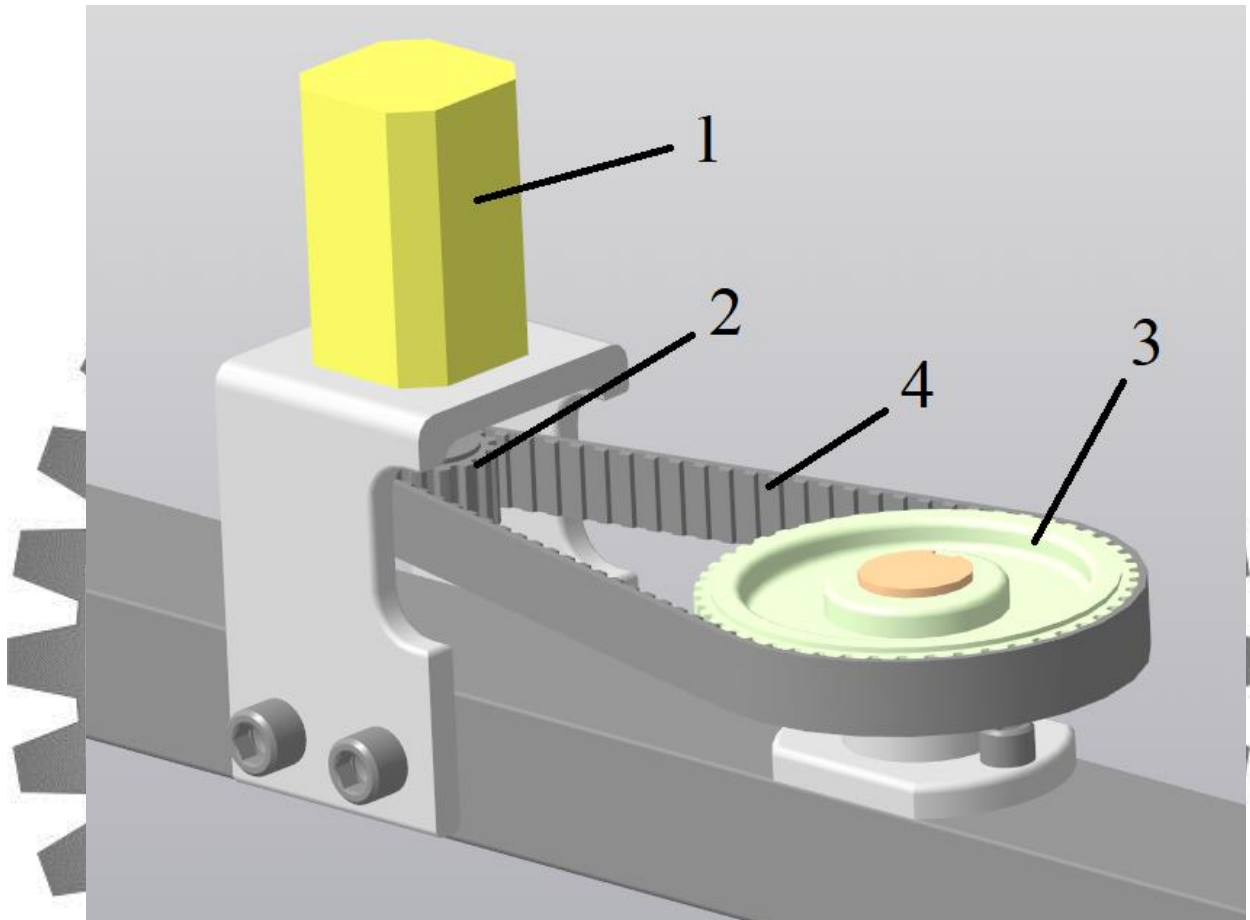


Рисунок 8.1 – Зображення пасової передачі використаної в проекті (1 – кроковий двигун; 2 – малий шків; 3 – великий шків; 4 – пас)

Метою розрахунку пасових передач є вибір та визначення геометричних розмірів пасів та шківів при попередньо обраних типах і матеріалах їх елементів.

Основними критеріями розрахунку плоских і клинопасових передач є їх тягова здатність, при забезпеченні надійності зчеплення паса з ободом шківа, та довговічності паса.

Проектний розрахунок плоскопасових передач зводиться до визначення ширини b вибраного типу паса і його товщини δ . Вихідними даними для розрахунку задають потужність N_1 , кутову швидкість ω , передавальне число u , термін служби (довговічність) L_h , а також умови і режими роботи передачі.

Геометричні характеристики

Міжосьова відстань пасової передачі визначається переважно конструкцією приводу машини і рекомендується в таких межах:

– для плоскопасових передач приймається у межах:

$$(D_1 + D_2) \leq a \leq 2,5(D_1 + D_2), \quad (8.1)$$

– для клинопасових обирається з діапазону:

$$0,6(D_1 + D_2) \leq a \leq 1,5(D_1 + D_2), \quad (8.2)$$

де D_1 і D_2 – діаметри шківів.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Розрахункова довжина паса:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (8.3)$$

Кут охоплення пасом меншого шківа:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{a}. \quad (8.4)$$

Для плоскопасової передачі рекомендується $\alpha \geq 150^\circ$, а для клинопасової $\alpha \geq 120^\circ$

Кінематичні характеристики

Передавальне число пасової передачі:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \epsilon)}, \quad (8.5)$$

де ϵ — коефіцієнт пружного проковзування, що характеризує відносну втрату швидкості

$$\epsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1}, \quad (8.6)$$

де V_1, V_2 — колові швидкості ведучого і веденого шківів.

Силві характеристики

Для забезпечення тертя між пасом і шківом пас після встановлення на шківі попередньо натягують з силою F_0 . Чим більша F_0 , тим вища тягова спроможність передачі.

При появі робочого навантаження проходить перерозподіл натягнень віток паса: ведуча натягується додатково до сили F_1 , а натягнення веденої вітки зменшується до F_2 :

$$F_1 = F_0 + 0,5F_1, \quad (8.7)$$

$$F_2 = F_0 - 0,5F_1, \quad (8.8)$$

де F_1 — колова сила:

$$F_1 = \frac{2M_1}{D_1}, \quad (8.9)$$

де M_1 — крутний момент.

Сили, що діють на вали та їх опори:

$$F = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right). \quad (8.10)$$

Розрахунок проведено з допомогою таблиці в програмі Excel, в яку було перенесено всі формули для розрахунків, що значно спростило процес обчислення.

1	Коефіцієнт корисної дії передачі	КПД=	0,921	–
2	Передаточное число передачі (попередньо)	u' =	3,000	–
3	Частота обертання вала малого шківa	n_1 =	980	об/мин
4	Номінальна потужність привода	P_1 =	1,000	КВт
5	Обертний момент на валу малого шківa	T_1 =	9,744	н*м
6	Коефіцієнт динамічності нагрузки і режиму роботи	C_p =	1,0	–
7	Розрахункова потужність привода	P =	1,000	КВт
8	Типорозмір січення ремня	C(B)		
9	Розрахунковий діаметр малого шківa	d_1 =	63	мм
10	Лінійна швидкість пасу	v =	3,2	м/с
11	Розрахунковий діаметр великого шківa (попередньо)	d_2' =	192	мм
12	Розрахунковий діаметр великого шківa	d_2 =	190	мм
13	Передаточное число передачі	u =	3,016	–
14	Відхилення передаточного числа від попереднього	δ =	0,53	%
15	Частота обертання вала великого шківa	n_2 =	325	об/мин
16	Потужність на валу великого шківa	P_2 =	0,921	КВт
17	Обертний момент на валу великого шківa	T_2 =	27,074	н*м
18	Мінімальне міжцентрове расстояние передачі	a_{\min} =	177	мм
19	Максимальне міжцентрове расстояние передачі	a_{\max} =	506	мм
20	Міжцентрове расстояние передачі (попередньо)	a' =	294	мм
21	Розрахункова довжина пасу (попередньо)	L_p' =	999	мм
22	Розрахункова довжина пасу	L_p =	1000	мм
23	Міжцентрове расстояние передачі	a =	294	мм
24	Кут обхвата ремнем малого шківa	A =	155	градусы
25	Номінальна потужність, передавана одним ремнем	P_0 =	9,990	КВт
26	Коефіцієнт кута обхвата	C_A =	0,982	–
27	Коефіцієнт довжини пасу	C_L =	0,920	–
28	Коефіцієнт числа пасів в передачі	C_K =	0,760	–
29	Розрахункове число ремнів в приводі	K' =	0,146	шт
30	Число ремнів в приводі	K =	1	шт

8.3 Вибір та розрахунок на міцність муфти

Для передачі крутного моменту від крокового двигуна до валу магазину з інструментами сконструйованого пристрою для автоматичної зміни інструменту було прийнято рішення використати муфту із зірочкою.



Рисунок 8.10 – Муфта з зірочкою

На роботу муфти істотний вплив роблять величина, інтенсивність і характер динамічних навантажень (ударів, вібрацій), обумовлених характером приводиться в рух машини. Тому вибір і розрахунки муфти ведуть не за номінальним значенням крутного моменту $T_{ном}$, а по розрахунковому T_p .

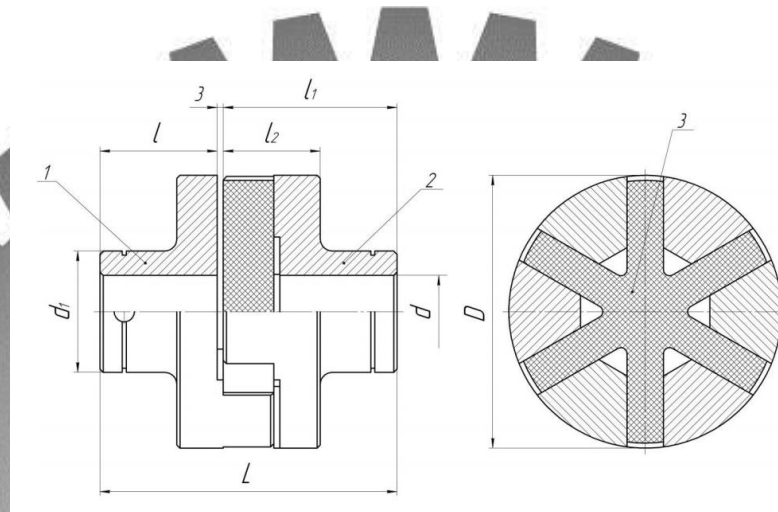
$$T_p = T_{ном} \cdot K_{пер}, \quad (8.11)$$

де $T_{ном}$ – номінальний момент передається муфтою;

$K_{пер}$ – коефіцієнт перевантаження для приводу від електродвигуна.

Муфту вибирають таким чином, щоб момент муфти T був більше розрахункового T_r ($T > T_r$).

Також необхідно, щоб діаметр отвору в маточині напівмуфти d (Табл. 1.3) був меншим за діаметр вала d в на який одягається муфта



СумСРисунок 8.11 – Муфта пружна з зірочкою. ИТЕТ
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Таблиця 8.2– Розміри і параметри муфти пружної із зіркою

Момент $T, \text{Нм}$	Отверстие		Габаритные размеры		d_1	l_1	l_2	Смещение осей валов, не более	
	d	l	L	D				ради- альное	угло- вое
31,5	16; 18; 19	28	77	71	30	46	28	0,2	$1^\circ 30'$
	20; 22	36	93		34	54			
63	20; 22; 24	36	100	85	36	61	40	0,2	$1^\circ 30'$
	25; 28	42	112		42	67			
125	25; 28	42	112	105	45	67	40	0,3	$1^\circ 30'$
	30; 32	58	144		45; 48	83			
	35; 36				52; 55				

Вибираємо момент 31,5 Нм, а також строку $d=20$ мм

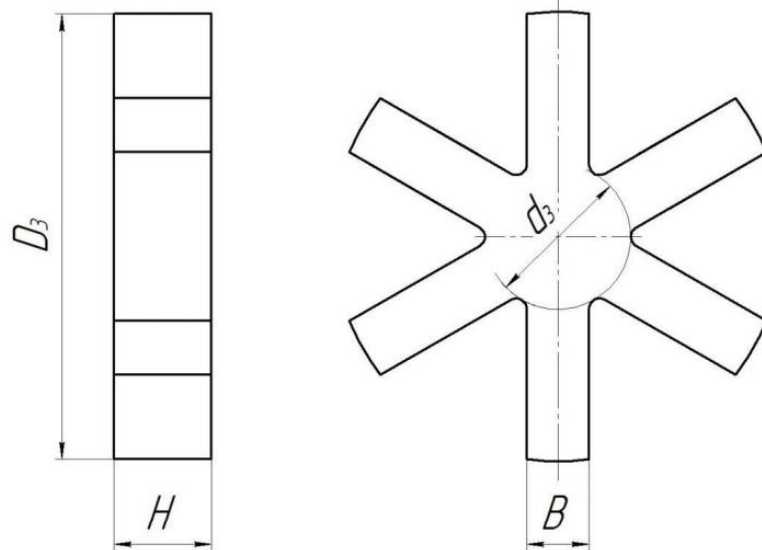


Рисунок 8.12 – Зірочка пружної муфти

Таблиця 8.3 – Розміри зірочки пружної муфти

Момент T, Нм	D ₃	d ₃	B	H
31,5	67	30	12,5	15
63	80	36	14,5	22
125	100	45	16,5	22
250	130	56	18,6	25
400	160	67	20,5	30

Перевірочний розрахунок муфти із зірчкою

Працездатність муфти оцінюється міцністю гумової зірочки на зминання

Центра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

$$\sigma_{см} = \frac{8000 \cdot T_p}{(D_3^2 - d_3^2) \cdot H \cdot z} \leq [\sigma]_{см}, \quad (8.12)$$

де z – число кулачків однієї напівмуфти;

$[\sigma]_{см}$ – допустимі напруження смятия, $[\sigma]_{см} = (3..5) \text{ МПа}$.

D₃, d₃, H – геометрические размеры звездочки, табл.1.3.

$$\sigma_{см} = \frac{8000 \times 27}{(67^2 - 30^2) \times 15 \times 5} < 3$$

При роботі муфти в умовах радіального зміщення валів виникає додаткова радіальне навантаження. Усереднене значення цих навантаження становить

$$F_M = (0,1..0,3)F_M^l, \quad (8.13)$$

де F_M – зусилля на середньому діаметрі пружною зірочки

$$F_M^l = \frac{2000 T_p}{0,5(D_3 + d_3)}. \quad (8.14)$$

$$F_M = \frac{2000 \times 31,5}{0,5(67 + 30)} = 1299$$

8.5 Висновок

В даному розділі було проведено розрахунок муфти, пасової передачі, а також проведено підбір підшипників для нашого верстату.

**Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів**

РОЗДІЛ 9

ФУНКЦІОНАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ВЕРСТАТУ

9.1 Конструкція механізму затискання розтискання інструмента

Однією із важливих елементів верстатів є пристрій для затискання і розтискання інструментів, таким і являється двох кулачний патрон з автоматизованими функціями, що дозволяє значно зменшити час налаштування верстатів. А також максимально автоматизувати верстат

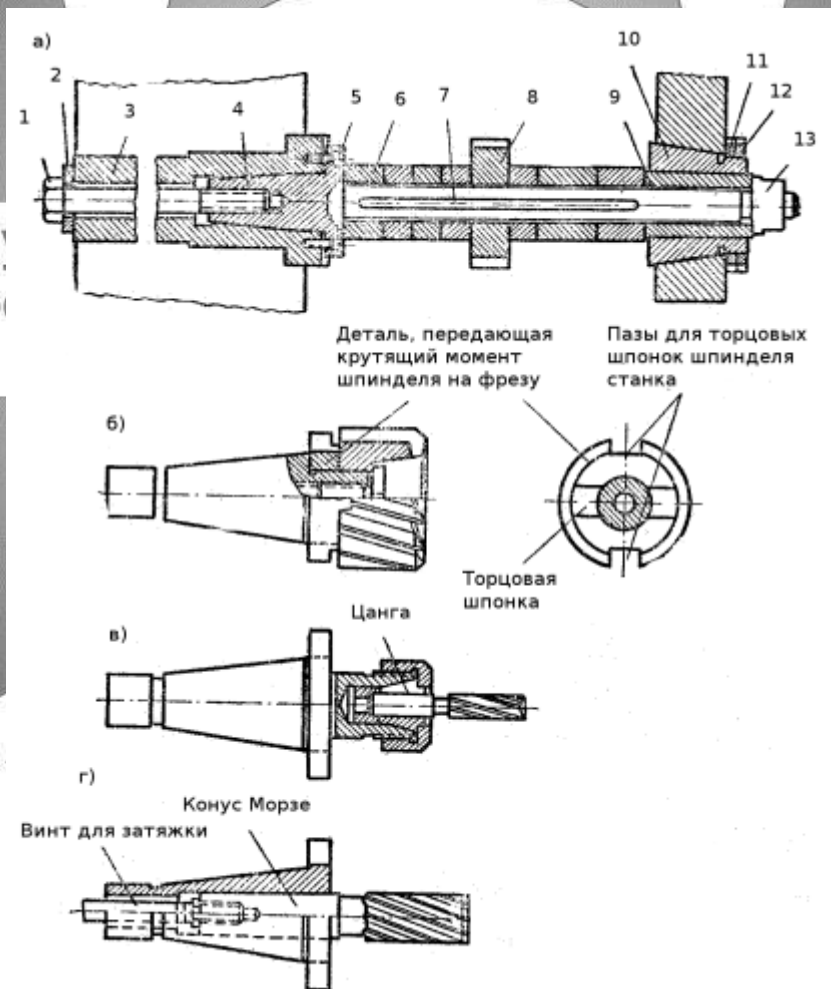


Рисунок 9.1 – Цанги для закріплення інструмента

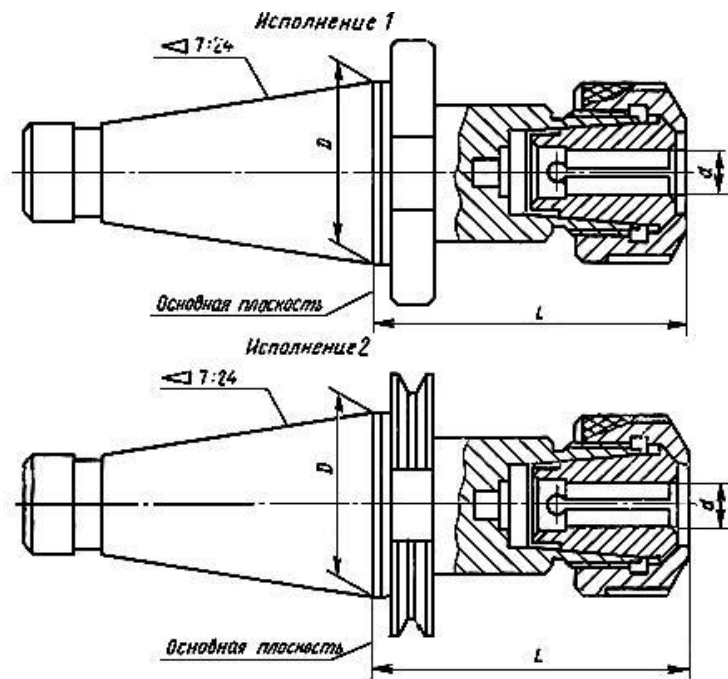


Рисунок 9.2 – Цанги для закріплення інструмента

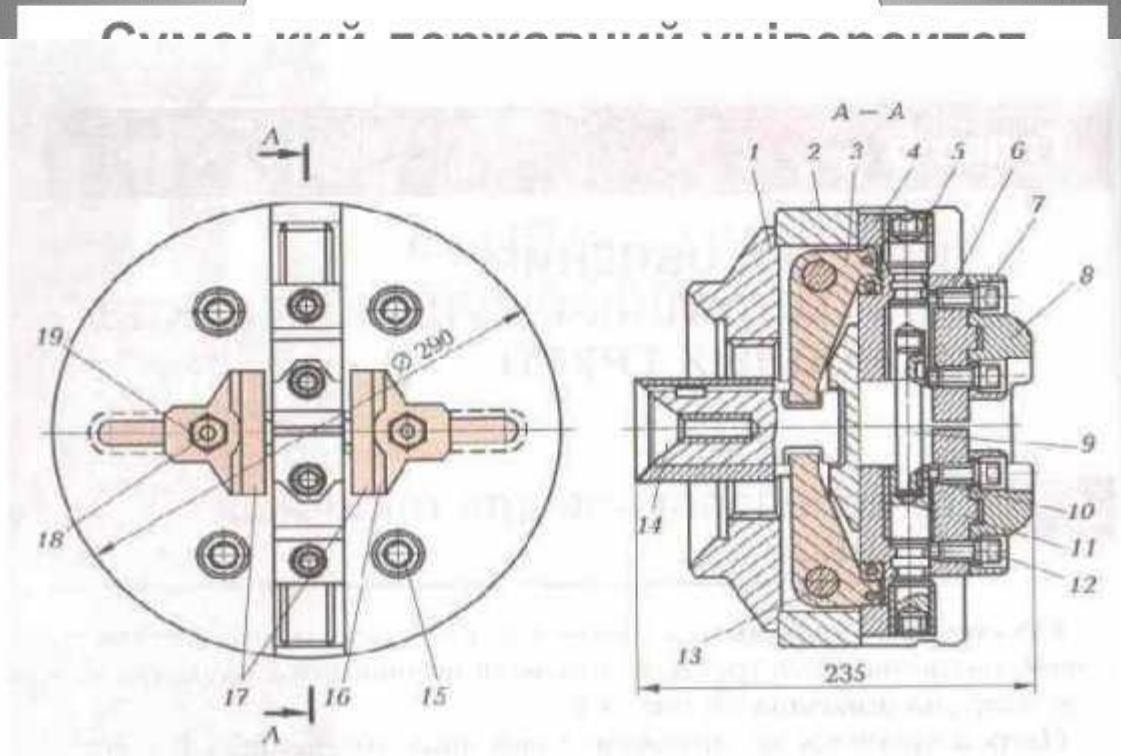


Рисунок 9.3 – Конструкція автоматизованого двухкулачкового патрона:

- 1- планшайба; 2 – корпус; 3 – рычаг; 4, 14, 16 – повзун; 5 – регулюючий гвинт; 6, 11 – основа; 7, 12, 15, 18 – гвинти; 8 – заміняючий кулачок; 9 – стержень; 10 – шпонка; 13 – вісь; 17 – упори; 19 – гайка.

9.2 Механізм змащення шпинделя

Система подачі мастила на механізм шпинделя.

Мастило подається з масляної ванни за допомогою шестеренчатого насосу на контактування веденою та ведучої шестерні черв'яка обертового механізму шпинделя. В дію шестеренчастий насос приводить цепна передача, яка виходить з ведучої шестерні черв'яка.

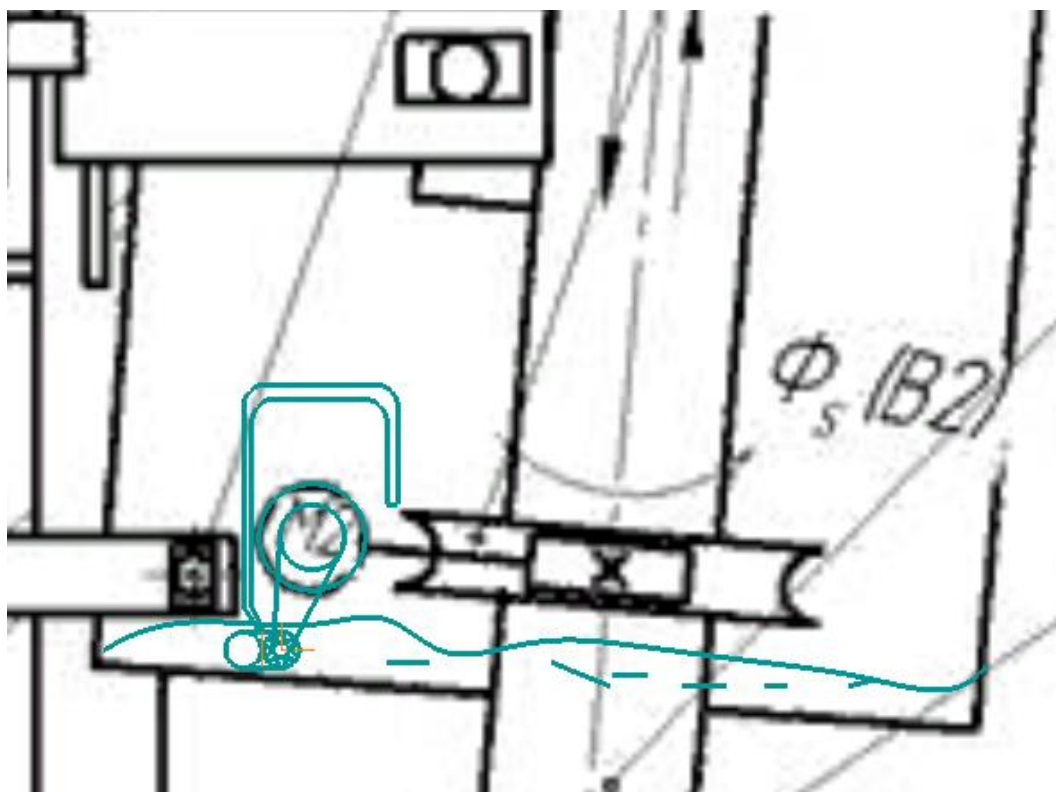


Рисунок 9.4 – Механізм змащення шпинделя



9.3 Шпиндельний вузол

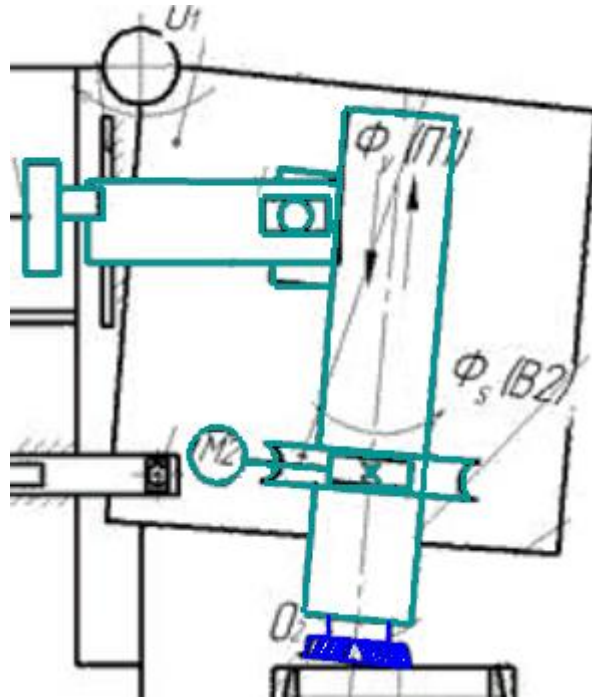


Рисунок 9.5 – Шпиндельний вузол зубодовбального верстата 514

Розрахунок червячної передачі в шпинделі

Червячні передачі застосовують у випадках, коли геометричні осі ведучого і веденого валів перехрещуються (зазвичай під прямим кутом). За формою черв'яка розрізняють передачі з циліндричними і з глобоїдною (увігнутими) черв'яками. Перші, в свою чергу, поділяються на передачі з архімедовим, конволютними і евольвентними черв'яками. Тут розглянуті тільки передачі з архімедовим черв'яками (в осьовому перерізі профіль витка трапецеїдальний; в торцевому перетині витки окреслені архімедовою спіраллю). Червячні передачі виконують у вигляді редукторів, рідше відкритими.

Передавальне відношення червячної передачі:, де Z_2 – число зубів червячного колеса; Z_1 – число витків (заходів) червяка.

За ГОСТ 2144 – 76 (передачі черв'ячні циліндричні) передбачено два ряди передавальних чисел u в межах 8–80, здійснюваних при $Z_1 = 1, 2$ або 4 (черв'яки з $Z_1 = 3$ в ГОСТ не включені) і $Z_2 = 30 – 80$:

1–й ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80;

2–й ряд: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71.

Перший ряд слід віддавати перевагу другому. Відхилення фактичного u від стандартного допускається не більше 4%.

Зі збільшенням числа витків Z_1 зростає кут підйому витка черв'яка і підвищується ККД передачі. Застосування однозахідних черв'яків без крайньої необхідності не рекомендується. Рекомендують призначати: $Z_1 = 4$ при $u = 8–15$, $Z_1 = 2$ при $u = 15–30$ і $Z_1 = 1$ при $u > 30$.

У ряді випадків доцільно провести паралельно два розрахунки передачі при різних числах зубів колеса і заходів черв'яка і потім вже, виходячи з отриманих габаритів і ККД передачі, вибрати оптимальний варіант. Наприклад, при $u = 16$ слід провести розрахунки, приймаючи $Z_1 = 2$, $Z_2 = 32$ і $Z_1 = 4$, $Z_2 = 64$ (в навчальних проектах можна допустити $Z_1 = 3$ і $Z_2 = 48$).

Для черв'яків застосовують ті ж марки сталей, що і для зубчастих коліс. Термообробка черв'яка залежить від переданої їм потужності. Поліпшення з твердістю застосовують для передач малої потужності (до 1 кВт) і порівняно малої тривалості роботи. Для передач більшої потужності при тривалій їх роботі з метою підвищення ККД застосовують загартування до, шліфування та полірування витків черв'яка.

Матеріали для черв'ячних коліс умовно зведемо в наступні три групи (табл.1).

Олов'яні бронзи, що застосовуються при швидкості ковзання черв'яка по колесу m / c .

Так як вибір матеріалу для колеса пов'язаний зі швидкістю ковзання, визначають попередньо очікувану швидкість ковзання

$$V_s \approx 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_2}$$

Таблиця 9.1

Група матеріала	Марка бронзи, чугуна	Способ отливки	σ_T	σ_B	$\sigma_{ВН}$	V_s , м/с
			Н/мм ²			
1	БрО10Н1Ф1	Центробежный	165	285	—	>5
	БрО10Ф1	В кокиль	195	245	—	>5
	БрО10Ф1	В песок	132	215	—	>5
2	БрА9ЖЗЛ	Центробежный	200	500	—	2...5
	БрА9ЖЗЛ	В кокиль	195	490	—	2...5
	БрА9ЖЗЛ	В песок	195	392	—	2...5
3	СЧ15	В песок	—	—	280	<2

Визначення допустимих напружень

Контактні напруги для матеріалів:

N – загальне число циклів зміни напруг

$$N = 60n_2L_h$$

(9.1)

Сумський державний університет

де L_h – час роботи передачі, ч.

Якщо за розрахунком, приймають $N \geq 25 \cdot 10^7$ приймають $N = 25 \cdot 10^7$.

Коефіцієнт довговічності $K_{HL} = (10^7/N)^{0,125}$.

Коефіцієнт C_v враховує інтенсивність зношування зубів. Його приймають в залежності від швидкості ковзання V_s (м / с):

V_s	5	6	7	≥ 8
C_v	0,95	0,88	0,83	0,8

або за формулою

$$C_v = 1,66 \cdot V_s^{-0,352}$$

(9.2)

$[\sigma]_{H0}$ – допустиме напруження при числі циклів зміни напруг, що дорівнює 10^7 :

$$[\sigma]_{H0} = (0,75 \dots 0,9)\sigma_B.$$

Коефіцієнт 0,75 – для черв'яків при $HВ \leq 350$ – для черв'яків при $HRC \geq 45$, σ_B приймають за таблицею 1.

Допустимі контактні напруги

$$[\sigma]_H = K_{HL} C_v [\sigma]_{H0}$$

Коефіцієнт довговічності $K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N}$

$[\sigma]_{F0}$ – вихідне напруга, що допускається вигину.

$$[\sigma]_{H0} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B;$$

Допустиме напруження згину

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0}$$

Основні параметри передачі

Нижче розглянуті передачі без зміщення з архімедовим черв'яком, що має кут профілю в осьовому перерізі. Основні параметри передач дані в табл. 9.2.

Таблиця 9.2. Основні параметри черв'ячних передач

a_w , мм, 1-й ряд	m мм	q	$Z_2:Z_1 = u$	a_w , мм, 1-й ряд	m мм	q	$Z_2:Z_1 = u$
40	2	8	32:4 32:2 32:1	40	1,6	10	40:4 40:2 40:1
50	2,5	8	32:4 32:2 32:1	50	2	10	40:4 40:2 40:1
63	3,15	8	32:4 32:2 32:1	63			
80	4	8	32:4 32:2 32:1	80			
100	5	8	32:4 32:2 32:1	100	4	10	40:4 40:2 40:1
125	5	10	40:4 40:2 40:1	125	4	12,5	50:4 50:2 50:1
140*	5	16	40:4 40:2 40:1	140*	5	10	46:4 46:2 46:1
160	8	8	32:4 32:2 32:1	160			
200	10	8	32:4 32:2 32:1	200	8	10	40:4 40:2 40:1
250	12,5	8	32:4 32:2 32:1	250	10	10	40:4 40:2 40:1
	8	12,5	50:4 50:2 50:1				
280*	10	16	40:4 40:2 40:1	280*	10	10	46:4 46:2 46:1
400	20	8	32:4 32:2 32:1	400	16	10	40:4 40:2 40:1
500	20	10	40:4 40:2 40:1	500	16	12,5	50:4 50:2 50:1

Позначення основних розмірів черв'яка наведені на рис. 18. Зв'язок між розрахунковим кроком черв'яка p_1 модулем m і ходом витка черв'яка p_{z1} виражається формулою

$$p_1 = \pi m = p_{z1}/Z_1$$

Застосовувати черв'яки з лівим напрямком нарізки без спеціальних підстав не слід. Дільний діаметр черв'яка, що співпадає в некорегуючих передачах з початковим діаметром беруть кратним осьового модулю черв'яка:

$$d_1 = d_\omega = qm_n,$$

де $q = d_1/m$ – коефіцієнт діаметра черв'яка

Дільний кут підйому витка черв'яка γ пов'язаний з z_1 і q співвідношенням $\text{tg}\gamma = z_1/q$.

Зі збільшенням q збільшується жорсткість черв'яка, але зменшується кут підйому і знижується ККД передачі. Тому доцільно орієнтуватися на мінімальні значення q , однак із забезпеченням достатньої жорсткості.

При великих z_2 зростає відстань між опорами черв'яка. Для забезпечення достатньої жорсткості черв'яка доводиться збільшувати q або m .

Діаметр вершин черв'яка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = m(q + 2)$$

Діаметр западин витків черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = m(q - 2,4)$$

Довжину нарізаної частини черв'яка приймають по конструктивним і технологічним міркувань.

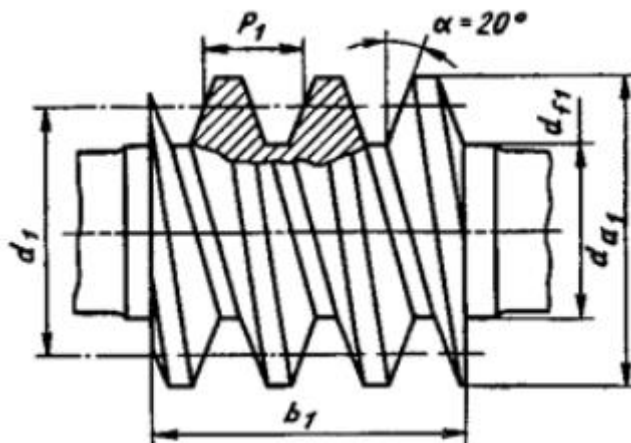


Рисунок 9.6 – Циліндричний архимедів черв'як

9.4 Висновок

В даному розділі було описано конструкцію шпindelного вузла, процес його змащення, підібрані та детально описані механізми затискання розтискання інструменту, а також проведений розрахунок черв'яка.



Висновки

За результатами виконання кваліфікаційної роботи магістра було:

1. Виконано модернізацію привода головного руху верстата 514
2. Розширено технологічні можливості верстату новим оснащенням, а саме розроблено конструкцію механізму зміни заготовки
3. Проведені експериментальні дослідження та аналітичні розрахунки динамічних характеристик модернізованої моделі верстату.
4. Виконано аналіз умов з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Була проведена модернізація привода головного руху верстата моделі 514, розширені його технологічні можливості.

Проведено аналіз умов з охорони праці при роботі з даним верстатом.

Після модернізації даний верстат може бути використаний для нарізання прямих та косих зубів в циліндричних колесах з більшою швидкістю за рахунок модернізації коробки швидкостей та створення маніпулятора.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Бушуев В. В. Практика конструирования машин : справочник / В. В. Бушуев. – Москва. : Машиностроение, 2006. – 448 с.

2. Проников, А. С. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Т. 1. Проектирование станков / Проников А. С. и др. – Москва: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1994. – 356 с.

3. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков / В. Э. Пуш. – Москва. : Машиностроение, 1977. – 390 с.

4. Кузьмин А. В. и др. Расчеты деталей машин : справ. пос. / А. В. Кузьмин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – Минск : Высш. шк., 1986. – 400 с.

5. Кочергин А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование : учеб. пос. / А. И. Кочергин. – Минск : Вышэйшая школа, 1991. – 382 с.

6. Дальский А. М. Справочник технолога – машиностроителя : и др. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 944 с. : ил.

7. Орликов М. Л. Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование : учеб. пос. / М. Л. Орликов. – К. : Вища школа, 1987. – 152 с.

8. Станок 1341. Руководство по эксплуатации.

9. Методичні вказівки до виконання розрахунково–графічної роботи « Кінематичний розрахунок привода металорізальних верстатів » /Укладач М.М.Коротун. – Суми: Вид – во СумДУ, 2009. – 23 с.

10. Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи з теми «Проектування та розрахунки привода верстатів» / укладачі: М. М. Коротун, О. В. Івченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 35 с.

11. Металлорежущие станки / Под ред. В.Э.Пуша.– М.: Машиностроение, 1986.– 486 с. с ил.

12. Колев Н.С. Металлорежущие станки, Л.В. Красниченко Н.С. Никулин и др. – Москва.: Машиностроение, 1980. – 500 с. с ил.

13. Методичні вказівки до виконання розрахунково–графічної роботи «Кінематичний розрахунок привода металорізальних верстатів» /Укладач М.М.Коротун. – Суми: Вид – во СумДУ, 2009. – 23 с.

14. Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи з теми «Проектування та розрахунки привода верстатів»/укладачі: М. М. Коротун, О. В. Івченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 35

15. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование. – Минск. : Высшая школа, 1991– 186 с. с ил.

16. Рабинович А.Н., Смилявский В.М., Милевский Э.Б. Коробки скоростей металлорежущих станков. – Львов: Изд-во Львовского университета, 1968.

17. Свирщевский Ю.И., Макейчик Н.Н. Расчет и конструирование коробок скоростей и подач.– Минск : Высшая школа, 1976. – 592 с. с ил.

18. Гарзيمانов Г.А. Проектирование металлорежущих станков.– М.:Машиностроение,1972.–312 с.

19. Методические указания к выполнению контрольной работы №2 «Кинематический расчет привода главного движения станка».– Харьков, ХПИ, 1982. – 20 с.

20. Справочник технолога – машиностроителя : в 2 т. / под ред. А. М. Дальского и др. – 5–е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 944 с. : ил.

21. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 3–е, испр. и перераб. Решетов Д. Н. М.: Машиностроение, 1975. – 656 с.

ДОДАТОК Б ОХОРОНА ПРАЦІ

Аналіз шкідливих та небезпечних факторів при роботі на зубообробному верстаті

Розглянемо умови праці при роботі на зубообробному верстаті. Відповідно до ГОСТ 12.0.003–74 ССБТ «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» [26, с.3] усі виробничі фактори діляться на небезпечні і шкідливі. Небезпечний виробничий фактор – фактор, дія якого може привести до травми або іншого різкого раптового погіршення здоров'я. Шкідливий виробничий фактор – фактор, дія якого може привести до зниження працездатності, захворювання або професійного захворювання. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори підрозділяються на 4 групи: фізичні, хімічні, біологічні і психофізіологічні.

До небезпечних фізичних факторів при роботі на зубообробному верстаті відносяться: – частини верстатів, виробів і заготовки, що рухаються і врізаються; – різальний інструмент (долб'як), – стружка і осколки інструментів; – нагріті поверхні обладнання, інструменту, заготовок; – висока напруга в силовій електричній мережі і статична електрика; – можливість виникнення пожеж.

Шкідливими фізичними факторами є: – висока вологість і швидкість руху повітря робочої зони, підвищена або знижена температура; – нетоксичний пил; – підвищені рівні шуму і вібрації; – нераціональне освітлення зони обробки. До шкідливих хімічних факторів відносяться: шкідливі пари і гази, аерозолі МОР. До біологічних факторів відносяться мікроорганізми, що знаходяться у відпрацьованій МОР. До психофізіологічних факторів процесів обробки матеріалів різанням відносяться: – фізичні перевантаження при установці, закріпленні і знятті

великогабаритних виробів; – перенапруження зору; – статичні навантаження; – монотонність праці. Розглянемо перераховані фактори детальніше.

Небезпечні виробничі фактори. При роботі на зубообробних верстатах травми верстатників можуть бути нанесені долбяком, стружкою, деталлю, що обробляється і пристроями для її закріплення. У випадках порушення правил експлуатації верстатів, перевищення режимів різання, а також за відсутності пристроїв, що захищають, можливі поранення верстатників долбяками, що вриваються в деталь.

Нещасні випадки можуть статися при закріпленні деталі або знятті її з верстата, коли руки робітника знаходяться поблизу незахищеного інструменту. Неправильно підібрані або несправні пристрої для кріплення заготовок, особливо зі зниженою жорсткістю, також представляють небезпеку для верстатників під час дотику до долбяка. Через недостатню силу закріплення можливий вирив заготовок і травмування працюючих. Велику небезпеку для верстатників і працюючих поруч представляє відлітаюча стружка. Вона розлітається на значні відстані від верстата, має високу температуру(400–600°C) і велику кінетичну енергію, тому може бути причиною травмування очей і опіків шкірного покриву працюючих.

Основний потік стружки, що утворюється можна уловлювати за допомогою простих стружкозбірників. Випадки механічного травмування при роботі на зубообробних верстатах розподіляються таким чином:

- травмування пальців або кисті рук внаслідок захоплення інструментом, що вривається – 70%;
- травмування очей відлітаючою стружкою – 15%;
- травмування рук або ніг при наладці верстата, установці і знятті оброблюваної деталі, кріпленні і знятті інструменту – 8%;
- травмування тіла працюючого деталлю, що вирвалася з кріплення при обробці, – 3%;

- травмування пальців рук при прибиранні стружки – 3%;
- інші випадки травмування – 1%.

Основними напрямками забезпечення безпечних умов праці при роботі на зубообробному верстаті є:

- забезпечення відповідності чистоти повітря вимогам ГОСТ 12.1.005–88 ССБТ «Общие санитарно–гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» [27, с.5];

- забезпечення відповідності параметрів мікроклімату вимогам ГОСТ 12.1.005–88 ССБТ «Общие санитарно–гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» [28] и ДСН 3.3.6.042–99 «Державні санітарні норми мікроклімату» [29, с.6];

- забезпечення відповідності освітлення робочої зони вимогам ДБН В.2.5–28–2006 «Природне та штучне освітлення» [30, с.2];

- забезпечення відповідності рівня шуму на робочому місці вимогам ГОСТ 12.1.003–89 ССБТ «Шум. Общие требования безопасности» [31] и ДСН 3.3.6.037–99 «Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку» [32];

- забезпечення відповідності рівня вібрації на робочому місці вимогам ГОСТ 12.1.012–90 ССБТ «Вибрационная безопасность. Общие требования» [33, с.3] и ДСН 3.3.6.039–99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації»; [34]

- забезпечення електробезпеки у відповідності з вимогами ГОСТ 12.1.019–79 ССБТ «Электробезопасность. Общие требования» [35, с.4];

- забезпечення пожежної безпеки у відповідності з вимогами ГОСТ 12.1.004–91 ССБТ «Пожарная безопасность. Общие требования» [35, с.4];

- забезпечення безпеки обладнання у відповідності з вимогами ГОСТ 12.2.003–91 ССБТ «Оборудование производственное. Общие требования безопасности» [36]; ГОСТ 12.2.009–80 ССБТ «Станки

металлообробляючі. Общие требования безопасности» [37]; НПАОП 0.00–1.30–01 «Правила безопасної роботи з інструментом та пристроями»

– забезпечення безпеки процесів у відповідності з вимогами ГОСТ 12.3.002–75 ССБТ «Процессы производственные. Общие требования безопасности»; [38]; ГОСТ 12.3.025–80 ССБТ «Обработка металлов резанием. Требования безопасности»; [39]; НПАОП 0.00–1.48–91 «Правила охорони праці при холодній обробці металів» [40], НПАОП 28.0–1.01–90 «Галузеві правила з техніки безпеки і виробничої санітарії при холодній обробці металів на металорізальних верстатах» [41], НПАОП 28.0–1.02–83 «Правила з техніки безпеки і виробничої санітарії при холодній обробці металів» [42], НПАОП 28.5–1.34–90 «Правила безпеки при обробці металів різанням» [43];

– забезпечення організації робочого місця у відповідності з вимогами ГОСТ 12.2.049–80 ССБТ «Оборудование производственное. Общие эргономические требования», [44] ГОСТ 12.2.061–81 ССБТ «Оборудование производственное. Общие требования безопасности к рабочим местам» и ГОСТ 12.2.033–78 ССБТ «Общие эргономические требования. Рабочее место при выполнении работ стоя». [45]

Не менш небезпечним фактором є наявність високої напруги і пов'язана з цим можливість поразки електричним струмом. Причиною поразки електричним струмом може бути: – випадковий дотик до струмоведучих частин, що знаходяться під напругою; – дотик до неструмоведучих частин електроустановок, що випадково опинились під напругою внаслідок ушкодження ізоляції, або іншої несправності; – попадання під напругу під час проведення ремонтних робіт на відключеному електроустаткуванні через помилкове його включення; – замикання дроту на землю і виникнення крокової напруги на поверхні землі або основи, на якій знаходиться людина.

Дія на людей електричного струму, електричної дуги і електромагнітних полів проявляється в термічній, електролітичній,

механічній і біологічній дії. Електротравми підрозділяють на місцеві, загальні і змішані. До 55 % всіх нещасних випадків від електричного струму в промисловості доводиться на змішані травми. Виникненню пожежі сприяє наявність на об'єкті горючої речовини, окисника і джерела займання. Джерелами запалення можуть бути електричні іскри, дуги і перегріті поверхні. При роботі зубообробного верстата можливе перегрівання електродвигунів, поява іскріння, плавлення ізоляції струмоведучих кабелів. Усе це може стати причиною виникнення пожежу. Шкідливі виробничі фактори величини параметрів мікроклімату (температури, швидкості руху і вологості) повітря робочої зони змінюються в широкому інтервалі. Це часто призводить до створення несприятливих умов.

В параметри, що характеризують мікроклімат входять:

- температура повітря;
- швидкість руху повітря;
- відносна вологість повітря;
- результуюча температура приміщення;

Оптимальні і допустимі параметри мікроклімату для 2-ї категорії слід приймати для відповідного періоду року в межах значень параметрів, наведених нижче:

Таблиця 1.1

Період року	Категорія приміщення	Температура повітря °С		Результуюча температура °С		Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м / с	
		Оптим	Допуст.	Оптим	Допуст.	Оптим	Допуст.	Оптим	Допуст.
Холодний	2	19–21	18–23	18–20	17–22	45–30	60	0,2	0,3
Теплий	2	23–25	18–28	22–24	19,27	65–30	65	0,15	0,25

При забезпеченні показників мікроклімату в різних точках обслуговуваної зони допускається:

– перепад температури повітря не більше 2°C для оптимальних показників і 3°C – для допустимих;

– перепад результуючої температури приміщення по висоті обслуговується зони – не більше 2°C ;

– зміна швидкості руху повітря – не більше $0,07\text{ м / с}$ для оптимальних показників і $0,1\text{ м / с}$ – для допустимих;

– зміна відносної вологості повітря – не більше 7% для оптимальних показників і 15% – для допустимих.

Чистота повітря

Чистота повітря в приміщеннях житлових і громадських будівель забезпечується згідно чинним нормативно-технічним документам ГОСТ EN 13779–2007 необхідним рівнем вентиляції (величиною повітрообміну в приміщеннях), що забезпечує допустимі значення вмісту вуглекислого газу в приміщенні. При скороченні повітрообміну забезпечується зниження енерговитрат системою вентиляції, а також підвищення енергоефективності систем вентиляції.

Природне освітлення

Для природного освітлення ДБН В.2.5–28:2006 встановлює нормативне значення коефіцієнта природної освітленості (КПО). Для приміщень промислових підприємств нормативні значення КПО встановлені в залежності від розряду зорової роботи, який визначається найменшим розміром об'єкта розрізнення в мм, та системи освітлення (бокове, верхнє чи комбіноване).

Встановлено вісім розрядів зорової роботи: I, II, ..., VIII (таблиця 1 ДБН В.2.5–28–2006) [13]. КПО для розрядів I, II, III в разі використання лише природного освітлення не нормується. У виробничих приміщеннях із зоровою роботою I – III розрядів слід використовувати суміщене освітлення. Для приміщень житлових, громадських і адміністративно побутових споруд значення норм КПО встановлені в залежності від характеристики зорової роботи, яка визначається найменшим або еквівалентним розміром об'єкта

розрізнення в мм, розряду зорової роботи (А,Б,...З), підрозряду зорової роботи, який визначається відносною тривалістю зорової роботи в напрямку зору на робочу поверхню, %, а також системи освітлення (таблиця 2 ДБН В.2.5–28–2006). При системі бокового освітлення нормуються мінімальні значення КПО, при системах верхнього та комбінованого природного освітлення нормуються середні значення КПО.

Штучне освітлення

Для освітлення приміщень слід використовувати, як правило, найбільш економічні розрядні лампи. Використання ламп розжарювання для загального освітлення допускається тільки у випадках неможливості або техніко–економічної недоцільності використання розрядних ламп. Для місцевого освітлення, крім розрядних джерел світла, рекомендується використовувати лампи розжарювання, в тому числі галогенні. Вибір джерел світла за кольоровими характеристиками слід провадити за додатком Е. Застосування ксенонових ламп у приміщеннях не дозволяється.

Норми освітленості, наведені в (таблиці І ДБН В.2.5–28–2006), слід підвищувати на один ступінь шкали освітленості в таких випадках:

а) при роботах І – VI розрядів, якщо зорова робота виконується більше половини робочого дня;

б) при підвищеній небезпеці травматизму, якщо освітленість від системи загального освітлення складає 150 лк і менше (робота на дискових пилках, гільйотинних ножицях тощо);

в) при спеціальних підвищених санітарних вимогах (наприклад, на підприємстві харчової та хіміко–фармацевтичної промисловості), якщо освітленість від системи загального освітлення 500 лк і менше;

г) при роботі або виробничому навчанні підлітків, якщо освітленість від системи загального освітлення 300 лк і менше;

д) за відсутності в приміщенні природного світла і постійному перебуванню працюючих, якщо освітленість від системи загального освітлення 750 лк і менше;

є) при спостереженні за деталями, що обертаються зі швидкістю, яка дорівнює або більша 500 об/хв, або об'єктами, що рухаються зі швидкістю, яка дорівнює або більша 1,5 м/хв;

ж) при постійному пошуку об'єктів розрізнення на поверхні розміром 0,1 м² і більше.

Освітленість робочої поверхні, створена світильниками загального освітлення в системі комбінованого, повинна складати не менше 10 % нормованої для комбінованого освітлення при таких джерелах світла, які застосовуються для місцевого освітлення. При цьому освітленість повинна бути не менше 200 лк при розрядних лампах, не менше 75 лк – при лампах розжарювання. Створювати освітленість від загального освітлення в системі комбінованого більше 500 лк при розрядних лампах і більше 150 лк при лампах розжарювання допускається тільки за наявності об'єктів. У приміщеннях без природного світла освітленість робочої поверхні, утворена світильниками загального освітлення в системі комбінованого, слід підвищувати на один ступінь.

Відношення максимальної освітленості до мінімальної не повинно перевищувати для робіт I – III розрядів при люмінесцентних лампах 1,3, при інших джерелах світла – 1,5, для робіт розрядів IV – VII – 1,5 і 2,0 відповідно.

Нерівномірність освітленості допускається підвищувати до 3,0 в тих випадках, коли за умов технології світильники загального освітлення можуть встановлюватися тільки на площадках, колонах або стінах приміщення.

У кабінетах освітленість проходів та ділянок, де робота не виконується, повинна складати не більше 25 % від нормованої освітленості, але не менше 75 лк при розрядних лампах і не менше 30 лк при лампах розжарювання.

Показник осліпленості від світильників загального освітлення (незалежно від системи освітлення) не повинен перевищувати значень, вказаних у таблиці.

Показник осліпленості не обмежується для приміщень, довжина котрих не перевищує подвійної висот підвішування світильників над підлогою, а також для приміщень з тимчасовим перебуванням людей і для площадок, призначених для проходу або обслуговування устаткування.

Для місцевого освітлення робочих місць слід використовувати світильники з непросвічуючими відбивачами. Світильники повинні розташовуватися так, щоб їх елементи, які світяться, не влучали в поле зору працюючих на освітленому робочому місці і на інших робочих місцях.

Місцеве освітлення робочих місць, як правило, повинно бути обладнане регуляторами освітлення.

Місцеве освітлення зорових робіт з тривимірними об'єктами розрізнення слід виконувати:

– при дифузійному відбиванні фону – світильником, у якого відношення найбільшого лінійного розміру поверхні, яка світиться, до висоти її розташування над робочою поверхнею складає не більше 0,4 при направленні оптичної осі в центр робочої поверхні під кутом не менше 30° до вертикалі:

– при наведено-розсіяному і змішаному відбиванні фону – світильником, у якого відношення найменшого лінійного розміру поверхні, яка світиться, до висоти її розташування над робочою поверхнею складає не менше 0,5, а її яскравість – від 2500 до 4000 кд/м².

Тривала дія на людину несприятливих метеорологічних умов різко погіршує самопочуття, знижує продуктивність праці і часто призводить до різних захворювань. Шум знижує продуктивність праці, особливо при виконанні точних робіт, маскує небезпеку від механізмів, що рухаються, ускладнює розбірливість мови, призводить до професійної приглухуватості, а при великих рівнях шуму може привести до механічного ушкодження органів слуху. Спектри шуму більшості металорізальних верстатів мають середній і високочастотний характер. Загальний рівень звукового тиску зубодовбального верстата знаходиться в межах від 90 до 100 дБ.

Нормування шуму здійснюється згідно з ГОСТом 12.1.003–83* ССБТ.

Робочі місця	Рівні звукового тиску, дБ в октавних смугах із середньгеометричними частотами, Гц								Рівень звуку, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1. Творча діяльність, керівна робота з підвищеними вимогами, наукова діяльність, конструювання та проектування, програмування, викладання та навчання, лікарська діяльність; робочі місця у приміщеннях - дирекції, проектно-конструкторських бюро, розрахувачів, програмістів обчислювальних машин у лабораторіях для теоретичних робіт та обробки даних, прийому хворих у медпунктах	71	61	54	49	45	42	40	38	50
2. Висококваліфікована робота, що вимагає зосередження, адміністративно-керівна діяльність, вимірвальні та аналітичні роботи у лабораторії; робочі місця в приміщеннях цехового керівного апарату, контор, лабораторій	79	70	63	58	55	52	50	49	60
3. Робота, що виконується за вказівками та акустичними сигналами, робота, що потребує постійного слухового контролю, операторська робота за точним графіком з інструкцією, диспетчерська робота; робочі місця у приміщеннях диспетчерської служби, кабінетах та приміщеннях спостереження та дистанційного керування з мовним зв'язком по телефону, друкарських бюро, на дільницях точного складання, на телефонних та телеграфних станціях, у приміщеннях майстрів, у залах обробки інформації на обчислювальних машинах без дисплея та у приміщеннях операторів-акустиків	83	74	68	63	60	57	55	54	65
4. Робота, що вимагає зосередження, робота з підвищеними вимогами до процесів спостереження та дистанційного керування виробничими циклами; робочі місця за пультами у кабінах нагляду та дистанційного керування без мовного зв'язку по телефону; у приміщеннях лабораторій з шумним устаткуванням, шумними агрегатами обчислювальних машин	91	83	77	73	70	68	66	64	75
5. Виконання всіх видів робіт (крім перелічених у пп. 1 - 4 та аналогічних їм) на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях та території підприємств	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Рисунок 1.1. Рівні допустимого шуму на робочих місцях

Вібрація це механічні коливання пружних тіл або коливальні рухи механічних систем. Для людини вібрація є видом механічного впливу, якій має негативні наслідки для організму. Відповідно до ГОСТ 31192.2–2005, потрібно враховувати допустимі норми вібрації утворені різними факторами.

Причиною появи вібрації є неврівноважені сили та ударні процеси в діючих механізмах. Створення високопродуктивних потужних машин і швидкісних транспортних засобів при одночасному зниженні їх матеріалоємності неминуче призводить до збільшення інтенсивності і

розширення спектру вібраційних та віброакустичних полів. Цьому сприяє також широке використання в промисловості і будівництві високоефективних механізмів вібраційної та віброударної дії. Дія вібрації може приводити до трансформування внутрішньої структури і поверхневих шарів матеріалів, зміни умов тертя і зносу на контактних поверхнях деталей машин, нагрівання конструкцій. Через вібрацію збільшуються динамічні навантаження в елементах конструкцій, стиках і сполученнях, знижується несуча здатність деталей, ініціюються тріщини, виникає руйнування обладнання. Усе це приводить до зниження строку служби устаткування, зростання імовірності аварійних ситуацій і зростання економічних витрат.

Дія вібрації визначається інтенсивністю коливань, їх спектральним складом, тривалістю впливу та напрямком дії.

За способом передачі на тіло людини розрізняють загальну та локальну (місцеву) вібрацію. Загальна вібрація та, що викликає коливання всього організму, а місцева (локальна) – втягує в коливальні рухи лише окремі частини тіла (руки, ноги).

Локальна вібрація, що діє на руки людини, утворюється багатьма ручними машинами та механізованим інструментом, при керуванні засобами транспорту та машинами, при будівельних та монтажних роботах.

При обробці різного виду металів, що сильно порошать, і неметалевих матеріалів важливу роль грає знепилення робочої зони, а при обробці з поливом або розпиленням МОР – попередження забруднення робочої зони аерозолями МОР. Аерозолі нафтових масел, що входять до складу МОР, можуть викликати роздратування слизових оболонок верхніх дихальних шляхів, сприяти зниженню імунобіологічної реактивності. У робочих верстатників може виникати ряд захворювань шкіри (дерматози) від дії мастильних і охолоджувальних масел і емульсій, сполук хрому, нікелю, кобальту, пластичних мас, скловолокнистих пластиків та ін.

Найбільш поширені алергічні дерматити і екзема. Мастильно–охолоджувальні речовини можуть шкодити організму при частому

попаданні масла на відкриті ділянки шкіри, при тривалій роботі в одязі, просоченому маслом, при вдиханні масляного туману. Систематичний контакт з маслом може викликати гострі і хронічні захворювання шкіри, зокрема захворювання відоме під назвою масляних вугрів.

Психофізіологічні фактори найчастіше виникають при невиконанні ергономічних вимог. У робітників–верстатників в результаті тривалого стояння розвивається виражене розширення вен на ногах, ускладнене запальними або трофічними розладами. До виникнення цих захворювань призводять систематичні тривалі статичні напруги м'язів, однотипні рухи, що виконуються в швидкому темпі, тиск на нервові стовпи і їх мікротравматизація. Проведений аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів дозволяє обґрунтувати вибір заходів і засобів по їх недопущенню.

Відповідно до ГОСТ 12.1.004.–91 пожежна безпека об'єкта повинна забезпечуватися системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту і системою організаційно–технічних заходів.

При визначенні видів і кількості первинних засобів пожежогашіння слід враховувати фізико–хімічні та пожежонебезпечні властивості горючих речовин, їх взаємодію з вогнегасними речовинами, а також площа виробничих приміщень, відкритих майданчиків та установок.

Комплектування технологічного устаткування вогнегасниками здійснюється згідно з вимогами технічних умов (паспортів) на це устаткування.

Вибір типу і розрахунок необхідної кількості вогнегасників на об'єкті (в приміщенні) здійснюється відповідно до Додатків 1 і 2 до Постанови Уряду України 25 квітня 2012 р N 390 в залежності від вогнегасної здатності вогнегасника, граничної площі приміщення, а також класу пожежі.

Для гашіння пожеж різних класів порошкові вогнегасники повинні мати відповідні заряди:

Для пожеж класу А – порошок АВСЕ

Для пожеж класів В, С, Е – порошок ВСЕ або АВСЕ

Для пожеж класу D – порошок D

Віднесення приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою певної категорії здійснюється відповідно до таких нормативними актами:

Закон від 22 липня 2008 року № 123–ФЗ «Технічний регламент про вимоги пожежної безпеки».

Звід правил СП 12.13130.2009 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою».

Норми пожежної безпеки НПБ 105–03 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою».

У замкнених приміщеннях об'ємом не більше 50 куб. метрів для гасіння пожеж замість переносних вогнегасників (або додатково до них) можуть бути використані вогнегасники самоспрацьовуючі порошкові.

Вибір вогнегасника (пересувний чи ручний) обумовлений розмірами можливих осередків пожежі. При значних розмірах можливих вогнищ пожежі необхідно використовувати пересувні вогнегасники.

При виборі вогнегасника з відповідним температурним межею використання враховуються кліматичні умови експлуатації будівель і споруд. Якщо можливі комбіновані осередки пожежі, то перевагу при виборі вогнегасника віддається більш універсальному по області застосування.

У громадських будівлях і виробництвах на кожному поверсі розміщується не менше 2 ручних вогнегасників.

Приміщення категорії Д по вибухопожежній і пожежній небезпеці не оснащується вогнегасниками в тому випадку, якщо площа цього приміщення не перевищує 100 кв. метрів.

При наявності декількох приміщень однієї категорії пожежної небезпеки, сумарна площа яких не перевищує граничну площу, яка захищається, розміщення в цих приміщеннях вогнегасників здійснюється в наступному порядку. Відстань від можливого осередку пожежі до місця розміщення вогнегасника не повинна перевищувати:

20 метрів – для громадських будівель і споруд

30 метрів – для приміщень категорій А, Б і В за вибухопожежною та пожежною небезпекою

40 метрів – для приміщень категорії Г з вибухопожежною та пожежною небезпеки

70 метрів – для приміщень категорії Д по вибухопожежній і пожежній небезпеки

Вогнегасники, відправлені з підприємства на перезарядження, замінюються відповідною кількістю заряджених вогнегасників.

При захисті приміщень з обчислювальною технікою, телефонних станцій, музеїв, архівів і т.д. слід враховувати специфіку взаємодії вогнегасних речовин з устаткуванням, яке захищається, виробами і матеріалами. Зазначені приміщення слід обладнати хладоноговим або вуглекислотними вогнегасниками.

Приміщення, обладнані автоматичними стаціонарними установками пожежогасіння, забезпечуються вогнегасниками на 50 відсотків від розрахункової кількості вогнегасників.

Кожен вогнегасник, встановлений на об'єкті, повинен мати паспорт і порядковий номер.

Запускаючий або запірно-пусковий пристрій вогнегасника має бути опломбований одноразовою пломбою. Опломбування вогнегасника здійснюється заводом-виробником при виробництві вогнегасника або спеціалізованими організаціями при регламентному технічному обслуговуванні або перезарядки вогнегасника.

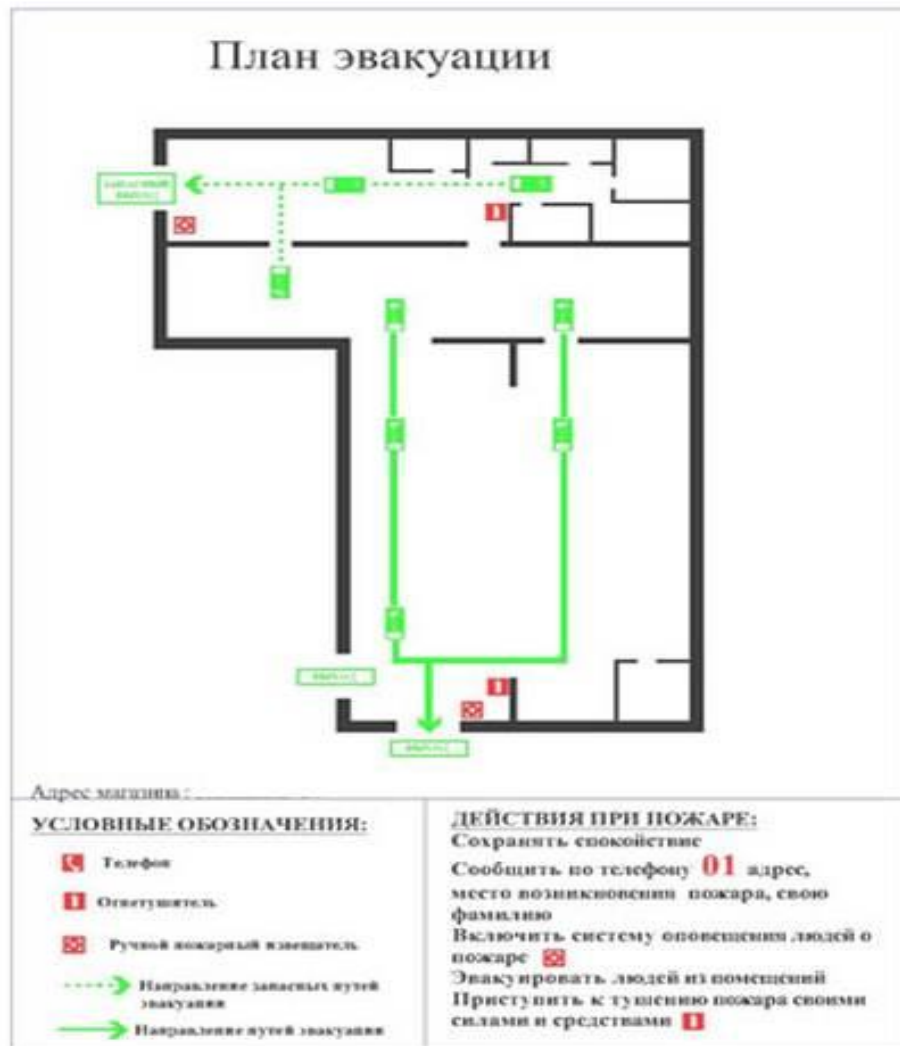


Рисунок 1.2 План евакуації з приміщення при пожежі

Аналіз допустимого шуму при роботі за зубообробним верстатом

В якості нормованих шумових характеристик верстатів при приймальних і періодичних випробуваннях встановлюють:

октавні рівні звукової потужності L_p , коректований рівень звукової потужності L_{pA} , октавні рівні звукового тиску L на робочому місці оператора і рівень звуку B_a на робочому місці оператора – при роботі верстатів під навантаженням.

Нормованими шумовими характеристиками при прийнятно-здавальних випробуваннях і випробуваннях настановної серії є

коректований рівень звукової потужності L_{PA} – при роботі верстатів на холостому ході і під навантаженням;

Рівень звуку a на робочому місці оператора – при роботі верстатів під навантаженням.

Нормованими шумовими характеристиками автоматичних ліній є:

октавні рівні звукового тиску L_x і рівні звуку L_{A1} – при роботі автоматичних ліній на холостому ході і під навантаженням.

Для верстатів і автоматичних ліній, що створюють в процесі експлуатації непостійний шум, при всіх видах випробувань під навантаженням допускається в якості нормованої шумовий характеристики використовувати еквівалентний рівень звуку $L_{AЕКВ}$ на робочому місці оператора.

Таблиця 1.2

Потужність двигуна, кВт	Рівні звукової потужності L_p , дБ, в октавних полосах зі середньо-геометричними частотами, Гц								
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
2	82	82	82	82	79	77	75	73	
2 до	89	89	89	89	86	84	82	80	
» 12,5	95	95	95	95	92	90	88	86	
2,5 »	100	100	100	100	97	95	93	91	
2 » 64	108	108	108	105	102	100	98	96	
4	111	111	111	108	105	103	101	99	

Оскільки за умовами на верстаті 514 стоїть двигун з потужністю 2.8кВт то ми керуємось даними з таблиці що відповідають значенням при данним двигуна від 2 до 4кВт

При перевищенні даних значень, можна запевнити що верстат працює не належним чином і не відповідає вимогам стандарту, а отже може наносити шкоду працівникам на данному обладнанні.

Визначення рівня шуму верстата під навантаженням визначається за формулою $L_{pAM} = L'_{pAM} - K_{1A} - K_{3A}$

Де L'_{pAM} – рівень звуку на робочому місці при працюючому верстаті

K_{1A} – поправка на фоновий шум

K_{3A} – локальний показник акустичних умов для досліджуваного робочого місця, значення якого може визначатися за формулою:

$$K_{3A} = 10 \lg \left[1 + 4 \left(\frac{2\pi a^2}{A} \right) \right], \quad (1.1)$$

де a – відстань від місця вимірювання до найближчого основного джерела шуму випробуваного верстата, m (якщо основне джерело шуму не може бути визначений однозначно, то значення a вибирають як відстань від місця вимірювання до найближчої частини випробуваного верстата. Якщо оператор пересувається по траєкторії, то a вибирають як найкоротша відстань між будь-якою частиною траєкторії і випробуваним верстатом)

A – еквівалентна площа звукопоглинання

Якщо K_{3A} – отриманий розрахунковим шляхом, перевищує 2,5 дБ, то значення 2,5 дБ використовують для оцінки впливу навколишнього середовища на досліджуваному робочому місці. Якщо октавні рівні звукового тиску на робочому місці отримані без урахування значень K_{3A} це повинно бути зазначено в протоколі.

За даними цих розрахунків можна з впевненістю сказати в яких межах робота за даним верстатом є комфортною для здоров'я людини, а коли шкодить.

Методи і засоби захисту від шуму

Класифікація засобів і методів захисту від шуму визначена ГОСТ 12.1.029–80. По відношенню до захищається засоби і методи захисту поділяються на:

- засоби і методи колективного захисту;
- засоби індивідуального захисту.

Колективні засоби в залежності від способу реалізації підрозділяються на 3 групи: архітектурно–планувальні; організаційно–технічні; акустичні.

Архітектурно–планувальні методи захисту включають:

- раціональні акустичні вирішення планувань будівель та генеральних планів об'єктів;
- раціональне розміщення технологічного устаткування, машин і механізмів;

- раціональне розміщення робочих місць;
- раціональне акустичне планування зон і режиму руху транспортних засобів і транспортних потоків;
- створення шумозахисних зон в різних місцях знаходження людини.

Технічні поділяються на 2 групи:

- 1) Зниження в джерелі виникнення
- 2) Зниження на шляху поширення

Організаційні: обмеження транспортних потоків, раціональне розташування підприємств, раціональне розташування робочих місць.

До організаційно–технічних методів захисту відносять:

- застосування малошумних технологічних процесів (зміна технології виробництва, способу обробки і транспортування матеріалу і ін.);
- оснащення шумних машин засобами дистанційного керування і автоматичного контролю;

- застосування малошумних машин, зміна конструктивних елементів машин, їх складальних одиниць;
- вдосконалення технології і обслуговування машин;
- використання раціональних режимів праці та відпочинку працівників на галасливих підприємствах.

Для зменшення шуму необхідно своєчасно проводити ремонт обладнання, замінювати ударні процеси на ненаголошені зворотно–поступальні переміщення деталей на обертальні, ширше застосовувати примусове змазування поверхонь тертя, застосовувати балансування обертових частин. Значне зниження шуму досягається при заміні підшипників кочення на підшипники ковзання, зубчастих і ланцюгових передач – кліноременним і гідравлічними, металевих деталей – деталями з пластмас.

Засоби індивідуального захисту людини від шуму в залежності від конструктивного виконання поділяються на:

- протишумні навушники, що закривають вушну раковину зовні;
- протишумні вкладиші, що перекривають зовнішній слуховий прохід або прилеглі до нього;
- протишумні шоломи і каски.

Найбільш ефективним і простим із всього вищеперерахованого можна виділити навушники. Зазвичай на виробництвах по обробці металевих виробів використовують навушники моделі TOPEX (82S122) .

Захисні навушники TOPEX призначені для захисту від помірного шуму. Високий комфорт забезпечує дуже м'яка обробка. Завдяки регульованій притискної пружини, а також спеціальним профілізації, навушники ідеально сидять на голові і не тиснуть. CE–маркування – це

гарантія безпеки, що підтверджує, що виріб відповідає всім вимогам європейських директив.

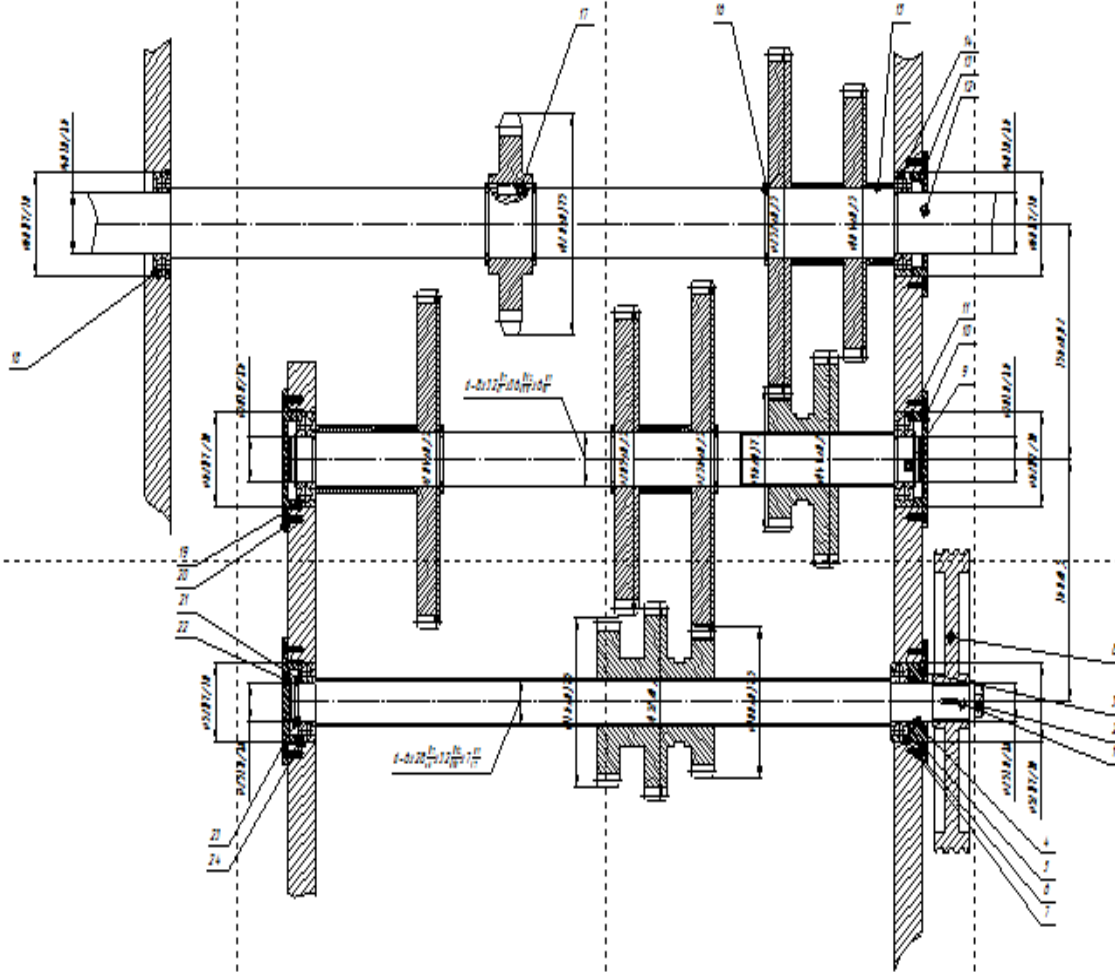
Навушники щільно облягають вушну раковину і утримуються на голові дугоподібної пружиною. Найбільш ефективні при високих частотах. Знижують рівень звукового тиску від 7 дБ на частоті 125 Гц до 38 дБ на частоті 8000 Гц. Вага навушників зовсім незначна, тому їх перебування на голові навіть не помічається. Якщо границя навантаження на органи слуху перевищує максимальні норми використання навушників, відбувається комбінування декількох методів по захисту від шуму, зазвичай це індивідуальні методи.

Обладнання відносно не дороге, тому створюється дуже якісним і довговічним, щоб забезпечувати комфортну роботу на виробництві максимально довго.

При роботі за зубообробним верстатом моделі 514 таке обладнання, що відповідає ГОСТ 12.1.003–83 «Шум. Общие требования безопасности», ДСН 3.3.6.037–99, є обов'язковим для збереження здоров'я працівника у належному стані. Оскільки робота за верстатом проводиться у закритому приміщенні, то робота без захисного спорядження такого типу є недопустимим.

ДОДАТОК В

РОЗГОРТКА



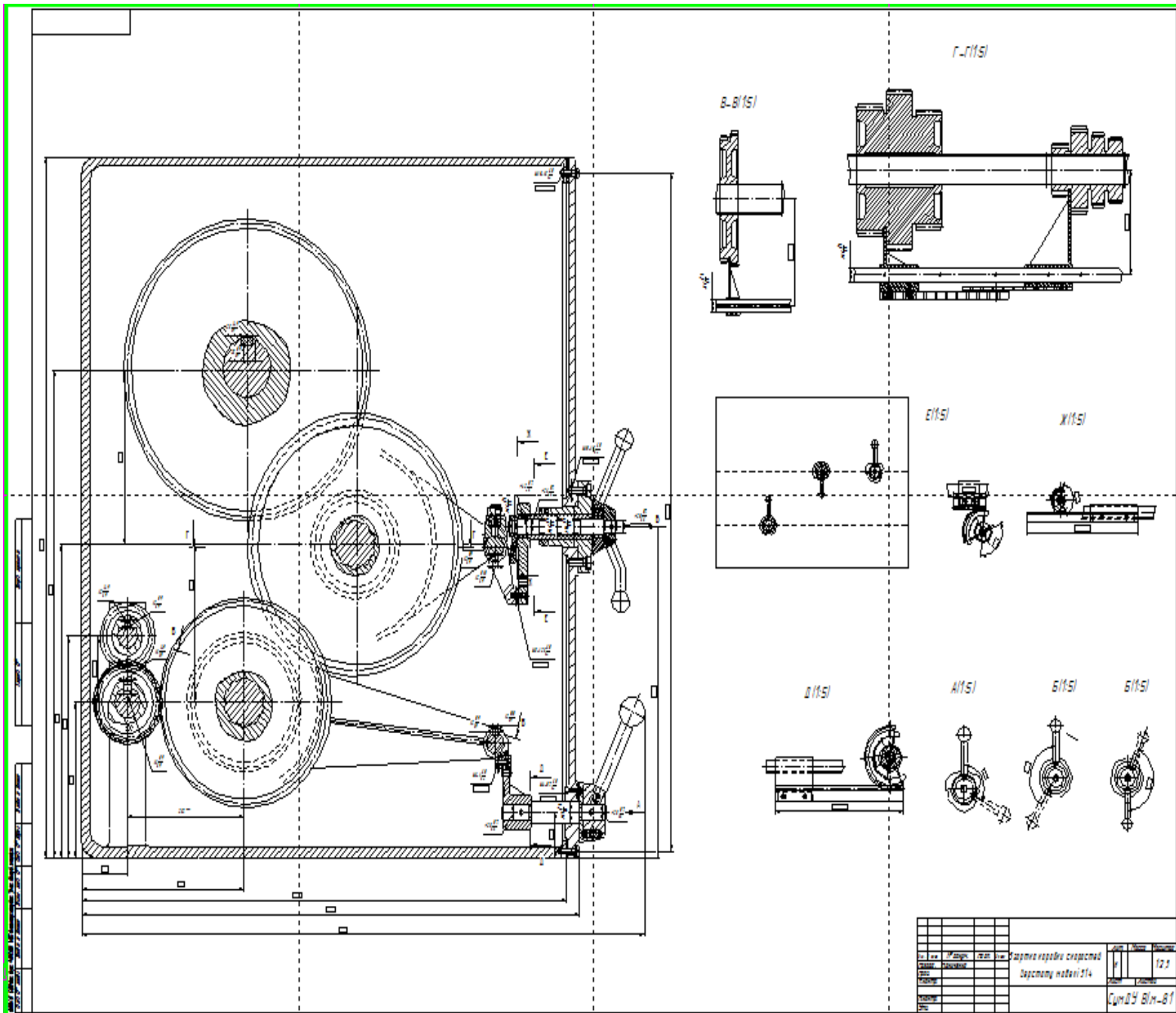
- 1 - Шпindel на колелото, материал - стоманен, $\sigma_{\text{т}} = 100 \text{ Н/мм}^2$
- 2 - Шпindel на поддържащото колелото, материал - стоманен, $\sigma_{\text{т}} = 100 \text{ Н/мм}^2$
- 3 - Деталите са изработени и изпитани в лабораторията

№	Име	Дата	Степ.	Състав
1	Разработка			1/1
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				
20				
21				
22				
23				
24				
25				
26				
27				
28				
29				
30				
31				
32				
33				
34				
35				
36				
37				
38				
39				
40				
41				
42				
43				
44				
45				
46				
47				
48				
49				
50				
51				
52				
53				
54				
55				
56				
57				
58				
59				
60				
61				
62				
63				
64				
65				
66				
67				
68				
69				
70				
71				
72				
73				
74				
75				
76				
77				
78				
79				
80				
81				
82				
83				
84				
85				
86				
87				
88				
89				
90				
91				
92				
93				
94				
95				
96				
97				
98				
99				
100				



ДОДАТОК Г

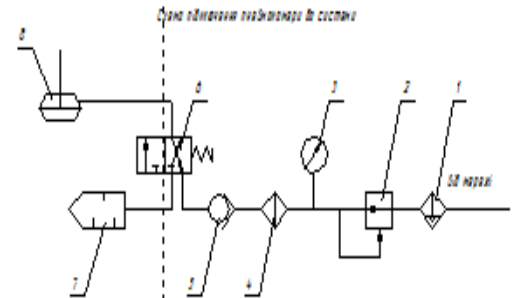
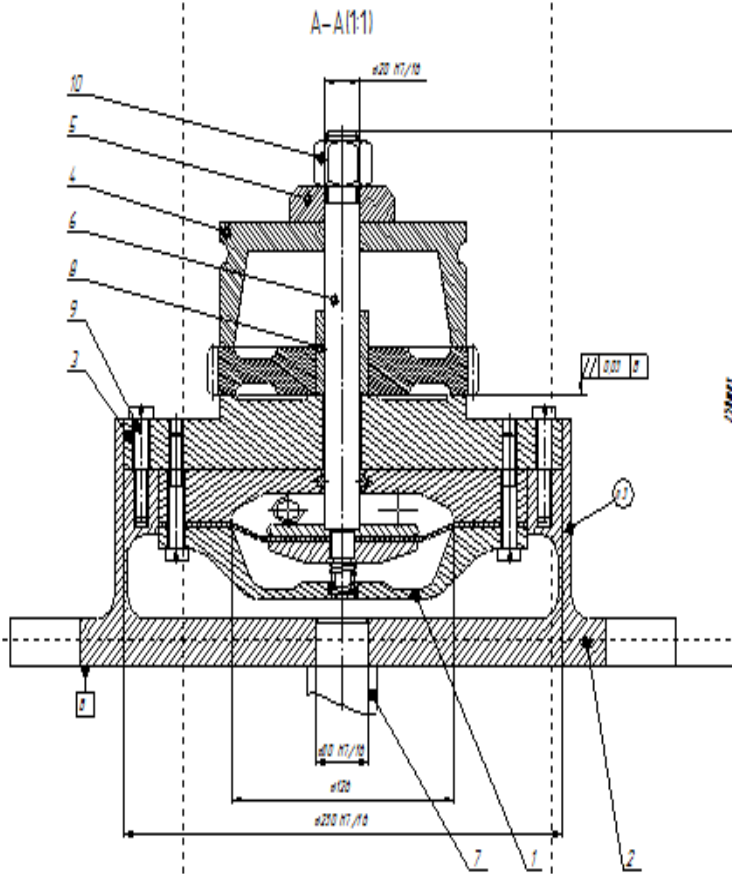
ЗГОРТКА



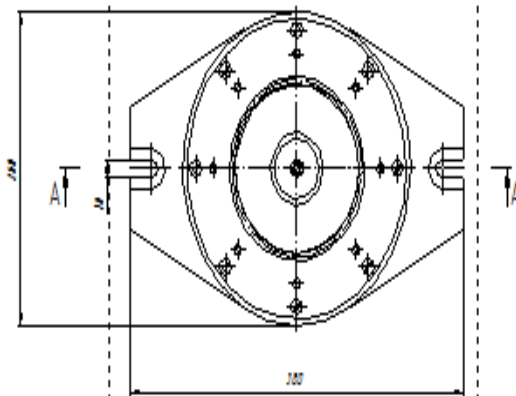
№	кв.	№ докум.	Дата	Лист	№ докум.	Итого
1				1	123	
				Директор предприятия		
				Инженер		
				Суров В.М.-81		



ДОДАТОК Д МАНПУЛЯТОР



- 1 - Насос-гидроцилиндр
- 2 - Клапан
- 3 - Клапан
- 4 - Цилиндр
- 5 - Манометр
- 6 - Клапан
- 7 - Манометр
- 8 - Подшипник
- 9 - Манометр



Техническое описание
Гидроцилиндр в системе 0-4 MPa
Сила на штоке 24 000 Н
3 X 8 шток на 30 мм

Техническое описание
1. Диаметр гидравлического цилиндра 2 MPa на проточке 200-5
2. Подшипник гидравлического цилиндра ЦИАН-202 ГОСТ 110-78
3. Манометр 01 1000101-04-0000 датчик системы шток 3-40
ГОСТ 24 000-80

№	Имя	Дата	Лист	Всего
1	Иванов	10.10.2023	1	12
2	Петров	10.10.2023	1	12
3	Сидоров	10.10.2023	1	12
4	Смирнов	10.10.2023	1	12
5	Иванов	10.10.2023	1	12



**Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів**

