

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

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему:

Модернізація приводу головного руху токарного автомата  
з метою розширення технологічних можливостей

Виконав: студент VI курсу, групи МВм-61  
спеціальності \_\_\_\_\_

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

\_\_\_\_\_ Кильба Т. С.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник \_\_\_\_\_ Крупа В. В.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль \_\_\_\_\_ Кобельник В. Р.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

В.о. завідувача  
кафедри \_\_\_\_\_ Крупа В.В.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Тернопіль 2023

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

Факультет інженерії машин, споруд та технологій  
(повна назва факультету)  
Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин  
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ  
В.о. завідувача кафедри  
Крупа В.В.  
(підпис) (прізвище та ініціали)  
« » 2023 р.

**ЗАВДАННЯ  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр  
(назва освітнього ступеня)  
за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування  
(шифр і назва спеціальності)  
студенту Кильбі Тарасу Сергійовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Модернізація приводу головного руху токарного автомата з метою розширення технологічних можливостей

Керівник роботи Крупа Володимир Васильович, к.т.н, доцент  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «16» листопада 2023 року № 4/7-1063

2. Термін подання студентом завершеної роботи до 24.12.2023

3. Вихідні дані до роботи: Паспорт токарного автомата -прототипа, кресленики коробки швидкостей токарних автоматів, бази даних патентів та наукових публікацій з вибраної тематики, довідники різальних інструментів

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

1. Аналітичний розділ: аналіз верстата-прототипа, аналіз верстатів аналогічного призначення; аналіз типів двигунів та приводів головного руху; аналіз публікацій з вибраної тематики. 2. Проектний розділ: кінематичний розрахунок приводу; силовий розрахунок приводу; уточнені розрахунки окремих елементів приводу; конструювання та опис приводу 3. Дослідний розділ: розрахунок інерційних характеристик елементів приводу; розрахунок динамічних характеристик приводу головного руху, встановлення власних частот та амплітуд коливань в залежності від включених передач 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)  
1.Тема, мета, завдання – 1 арк.; 2. Кінематична схема верстата – 1 арк.ф.А1. 3. Складальний кресленик коробки швидкостей– 1 арк.ф.А1; 4. Аналіз технічних характеристик верстатів-прототипів- 1 арк. 4. Розрахункові схеми елементів – 1 арк. 5. Динамічні розрахункові схеми – 4 арк. 6. Загальні висновки – 1 арк.

## 6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 20.11.2023

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	<b>АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ</b>	30.11.2023	
	Аналіз базової моделі верстата	17.11.2023	
	Аналіз вертатів аналогічного призначення;	20.11.2023	
	Аналіз типів двигунів та приводів головного руху;	30.11.2023	
	Аналіз публікацій з вибраної тематики	28.11.2023	
	Аналіз необхідних граничних режимів обробки	25.11.2023	
2	<b>ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ</b>	10.12.2023	
	Вибір типу та структури приводу, привідного двигуна та побудова діаграми потужності	01.12.2023	
	Силовий розрахунок приводу	02.12.2023	
	Уточнені розрахунки окремих елементів приводу;	05.12.2023	
	Конструювання та опис приводу	07.12.2023	
3	<b>ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ</b>	20.12.2023	
	Динамічний розрахунок приводу		
	Дослідження динамічних характеристик приводу при понижуючій передачі коробки	12.11.2023	
	Дослідження динамічних характеристик приводу при підвищуючій передачі коробки	16.12.2023	
4	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	15.12.22	
5	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки	20.12.22	
6	Оформлення графічної частини	22.12.22	
7	Оформлення роботи в цілому	24.12.22	

Студент

(підпис)

*Тарас КИЛЬБА*

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

(підпис)

*Володимир КРУПА*

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

## АНОТАЦІЯ

Кильба Тарас Сергійович. Кваліфікаційна робота на тему «Модернізація приводу головного руху токарного автомата з метою розширення технологічних можливостей». Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2023р.

У роботі проведено аналіз верстата-прототипа та верстатів аналогічного призначення, Проведено аналіз дослідження з вибраної тематики, на основі якого виявлено сучасні тенденції, а також напрями підвищення ефективності роботи обладнання за модернізації його приводів.

У другому розділі здійснено модернізацію приводу головного руху. При модернізації змінено структуру приводу, проведено підбір двигуна, та розрахунки зубчасто-пасової передачі. Виконано конструювання коробки швидкостей з двома передачами ат переключенням з допомогою електромагнітної муфти. Проведено відповідні силові та кінематичні розрахунки.

У третьому розділі здійснено розрахунок динамічних характеристик елементів приводу, зокрема зосереджених мас, моментів інерції всіх елементів, , визначено власні першу та другу частоти, а також амплітуду коливань валів при різних варіантах передачі руху.

**Ключові слова:** коробка швидкостей, токарний верста-автомат, частота обертання, частота коливань, форма коливань, деформація, амплітуда.

## ANNOTATION

In the work, an analysis of the prototype machine tool and machine tools of similar purpose was carried out, an analysis of research on the selected topic was carried out, on the basis of which modern trends were revealed, as well as directions for increasing the efficiency of the equipment by modernizing its drives.

In the second section, the main motion drive was modernized. During the modernization, the structure of the drive was changed, the selection of the engine was carried out, and the calculations of the gear and belt transmission were carried out. The construction of a gearbox with two gears and switching with the help of an electromagnetic clutch was completed. Appropriate force and kinematic calculations were carried out.

In the third section, the dynamic characteristics of the drive elements are calculated, in particular the concentrated masses, the moments of inertia of all elements, and the first and second natural frequencies are determined, as well as the amplitude of shaft oscillations in different versions of motion transmission.

**Key words:** gearbox, automatic lathe, rotation frequency, frequency of oscillations, form of oscillations, deformation, amplitude.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП.....</b>	<b>8</b>
<b>1.АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ .....</b>	<b>10</b>
1.1. Аналіз базової моделі верстату.....	10
1.2. Аналіз технічних характеристик верстатів аналогічного призначення (даного типорозміру). .....	12
1.3. Аналіз типів електродвигунів для приводів головного руху металорізальних верстатів.....	16
1.4. Аналіз граничних режимів обробки.....	18
1.5. Аналіз публікацій та пошук оптимального напрямку модернізації.....	22
1.6. Висновки по розділу, постановка мети та задач роботи.....	23
<b>2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ .....</b>	<b>25</b>
2.1. Кінематичний розрахунок приводу головного руху .....	25
2.1.1. Розробка структурно-кінематичної схеми ПГР .....	25
2.1.2. Структура приводу головного руху .....	25
2.1.3. Вибір електродвигуна приводу головного руху .....	26
2.1.4 Розрахунок діапазонів регулювання швидкості. ....	27
2.1.5. Визначення передаточних відношень зубчастих коліс....	29
2.1.6. Побудова графіків частот обертання шпинделя і діаграми потужності.....	31
2.2. Силовий розрахунок приводу головного руху.....	33
2.2.1. Визначення крутних моментів на валах .....	33
2.2.2 Розрахунок модуля передач та конструктивних параметрів зубчастих коліс .....	35
2.2.3. Розрахунок діаметрів зубчастих коліс .....	36
2.2.4. Розрахунок діаметрів валів .....	37
2.3. Розрахунок зубчастої пасової передачі.....	38
2.4. Уточнений розрахунок вала.....	41
2.4.1. Розрахунок силових навантажень .....	41

2.4.2. Визначення реакцій в опорах.....	42
2.4.3. Розрахунок згинних моментів валах .....	43
2.4.5. Розрахунок вала на жорсткість .....	44
2.5. Конструювання та опис роботи приводу головного руху ...	45
Висновки по розділу .....	46
<b>3. ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ .....</b>	<b>47</b>
3.1. Динамічний розрахунок приводу .....	47
3.1.1. Розрахунок моментів інерції деталей приводу. ....	47
3.1.2. Розрахунок податливостей пружних елементів системи..	47
3.2. Дослідження динамічних характеристик приводу при понижуючій передачі коробки.....	51
3.2.1. Спрощення багатомасової системи при включеній понижуючій передачі.....	51
3.2.2.Визначення власних частот і побудова форм коливань.....	58
3.3.Дослідження динамічних характеристик приводу при підвищуючій передачі коробки.....	60
3.3.1.Спрощення багатомасової системи при при підвищуючій передачі коробки .....	60
3.3.2.Визначення власних частот і побудова форм коливань.....	68
Висновки по розділу .....	71
<b>4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....</b>	<b>72</b>
 <b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....</b>	<b>80</b>
<b>ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....</b>	<b>81</b>
<b>Додатки.....</b>	<b>87</b>

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Розвиток машинобудування та науки про різання металів вимагає постійних удосконалень металообробного обладнання. Виникає необхідність забезпечувати вищу продуктивність праці, для того, щоб бути конкурентоспроможним. Темпи розвитку науки набагато вищі, ніж темпи розвитку промисловості. Не завжди промислове підприємство має можливість замінювати парк обладнання. В більшості випадків вони здійснюють його модернізацію, щоб збільшити продуктивність.

Одним і найчастіших видів модернізації є збільшення максимальної частоти обертання, Це вимагає заміни (повної або часткової) приводу головного руху. Проте підвищення частот обертання завжди буде впливати на динамічні характеристики приводу. Тому задача в такому випадку повинна розв'язуватися комплексно. Мінімальною задачею в цьому випадку є перевірка власних частот обертання та форм коливань в нових умовах і пересвідчитись, чи не виникне резонанс.

Тому модернізація приводу головного руху токарного автомата з дослідженням динамічних характеристик його елементів є актуальною проблемою сучасних машинобудівних підприємств і є актуальною задачею.

**Мета роботи** – розробити конструкцію приводу головного руху токарного автомата та дослідити динамічні характеристики його елементів.

### **Основні завдання:**

1. Провести кінематичний розрахунок та запропонувати оптимальну кінематичну схему
2. Провести силовий розрахунок елементів приводу
3. Запропонувати конструкції елементів приводу.
4. Провести розрахунки динамічних параметрів елементів приводу головного руху токарного автомата.

**Об'єкт дослідження:** елементи приводу головного руху токарного автомата.



**Предмет дослідження** – розмірні параметри а також силові та динамічні характеристики елементів приводу головного руху токарного автомата.

**Методи дослідження:** В основі роботи покладено проведення розрахунків традиційними методами, з використанням типових залежностей для силових та динамічних розрахунків.

**Наукова новизна:** набули подальшого розвитку дослідження силових параметрів та динамічних характеристик елементів конструкції токарних автоматів.

**Практична цінність:** Запропонована конструкція приводу головного руху токарного автомата з підвищеними частотами обертання шпинделя.

**Публікації.** Основні результати наукової роботи відображені у 1 тезах доповідей на конференції.

## 1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

### 1.1. Аналіз базової моделі верстату.

Токарні автомати моделей 1Д118, 1Д118П призначені для обробки каліброваного прутка круглого, шестигранного і квадратного перерізу: круглого до 18; шестигранного до 15; квадратного до 12мм. [1]

Токарні автомати застосовуються в серійному і великосерійному виробництвах при виготовленні деталей складної конфігурації або штучних заготовок [2].

Токарний автомат, обладнаний багатопозиційної поворотною револьверною головкою, на якій розміщені інструменти для обробки зовнішніх і внутрішніх поверхонь, обточування, розточування, свердління, зенкування, розвертування, нарізання різі мітчиками і плашками, проточку канавок, а з додатковими пристроями на ньому можна здійснювати фрезерування пазів, різей, нарізання різей різцем, прошивку і фрезерування багатогранників, свердління глибоких отворів, обробку деталей шістьма інструментами з револьверного супорта, а також обробляти штучні заготовки, використовуючи при цьому магазин і бункерне завантаження [2].

Токарний автомат працює в автоматичному режимі. «Програмою» є набір кулачків і кінцевих упорів, що здійснюють в потрібні моменти зупинку, вибір напрямку, зміну інструмента й інші дії [2].

Основною особливістю верстатів 1Д118 є наявність револьверного супорта, що несе багатопозиційна револьверну головку, на якій закріплюють інструменти. Крім револьверного супорта верстати мають поперечні і вертикальні супорти, на яких закріплюють інструменти для обробки зовнішніх поверхонь.

Дані конструктивні особливості наших токарних автоматів дозволяють здійснювати обробку деталей різними різальними інструментами, що вводяться в дію послідовно, причому застосування спеціальної технологічної оснастки підвищує продуктивність за рахунок паралельної обробки поверхонь декількома інструментами.

***Технічні характеристики верстата:***

1. Найбільший діаметр оброблюваного прутка	18 мм.
2. Найменший діаметр оброблюваного прутка	10 мм
3. Межі частот обертання шпинделя	лівого обертання 250-4000 правого обертання 80-1250
4. Діаметр револьверної головки	100 мм.
5. Найбільший хід револьверного супорта	60 мм.
6. Найбільша довжина подачі прутка за одне включення	70 мм.
7. Найбільша довжина оброблюваного прутка не більше	3000 мм.
8. Кількість поперечних супортів	3
9. Найбільший хід переднього та заднього поперечних супортів від кулачка, мм	32 мм
10. Найбільший хід вертикального супорту від кулачка, мм	26
11. Кількість отворів для кріплення інструменту, шт.:	6
12. Діаметр отвору в шпинделі, мм	26
13. Потужність електродвигуна головного руху, кВт	2,2
14. Габаритні розміри, мм	1640x740x1410
15. Маса, кг	1100

Шпиндельна бабка призначена для затиску і обертання оброблюваного матеріалу. В корпусі шпиндельної бабки змонтований шпиндель на опорах кочення. В передній опорі шпинделя встановлені два радіально-упорних підшипника кочення 2-го класу точності 22-241131, а на іншій опорі два радіально-упорних підшипника 23-236103 [1].

В склад шпindelної бабки входить механізм подачі прутка, який складається із труби з подаючою цангою і салазок, зв'язаних двоохплечим важелем з кулачковим барабаном. Подаюча труба розташована всередині шпindelя, а лівим кінцем опирається на підшипник, що закріплений в салазках. Величина ходу салазок, а відповідно і величини подачі прутка, регулюється зміною величини плеча важеля при допомозі гвинта муфти – вліво, яка своєю конічною розточкою діє на кулачки. Кулачки переміщують затискну втулку вправо, яка конічною поверхнею затискає нерухому цангу, забезпечуючи затиск оброблюваного прутка [1].

Переміщення муфти відбувається за допомогою двоохпечого важеля, зв'язаного з кулачковим барабаном станини. Розтиск відбувається при переміщенні муфти вправо. Зведення подаючої цанги, розтиск затискної цанги, подача матеріалу і його затиск відбувається за один оберт допоміжного вала, а відповідно вала, на якому розміщені кулачкові барабани, при включенні однооборотної муфти допоміжного вала. Сила затиску регулюється відповідним положенням муфти на шпindelі. Для забезпечення стабільного зусилля затиску при коливанні розміру оброблюваних прутків передбачений пружинний компенсатор [1].

Підтримуюче пристосування складається з труби, яка опирається на дві стійки. Всередині труби розміщена пружина змінного перерізу, що забезпечує зниження рівня шуму при роботі автомата за рахунок того, що прутки, який обертається, не доторкається безпосередньо до труби по всій довжині.

## **1.2. Аналіз технічних характеристик верстатів аналогічного призначення (даного типорозміру).**

Сучасні металорізальні верстати - це різноманітні і досконалі робочі машини, що використовують механічні, електричні, електронні та гідравлічні методи здійснення рухів та управління робочим циклом, вирішальні складні технологічні завдання. Виходячи з цього для вибору напрямку наступних

досліджень необхідно провести порівняльну характеристику з іншими моделями пруткових токарних автоматів даного типорозміру [2].

Таблиця 1.1. технічні характеристики деяких моделей пруткових токарних автоматів.

№ п/п	Характеристика	Модель верстату				
		1B116	Manurhin K'MX 416	NOM URA NN- 16J	GOO DWA Y SD- 16	Traub TNL 18P
1	Максимальний діаметр оброблюваного прутка, мм	16	16	16	16	18
2	Максимальна довжина проточки, мм	60	130	200	175	200
3	Число позицій стаціонарного різцетримача	6(8)	2*4	6	6	6+6
4	Частота обертання шпинделя, об/хв	100- 6300	200- 12000	300- 10000	200- 10000	200- 8000
5	Потужність приводу головного руху, кВт	3,6	5,5	3,7	3,7	4,4
6	Система управління	Розпо- дільчі кулачки и	ЧПК Fanuc	ЧПК Meldas M65SL	ЧПК Fanuc 0i-TD	ЧПК Mitsu bishi TX8 F
7	Габаритні розміри, мм					
	- Довжина	3830	1790	1795	2065	2385
	- Ширина	935	1330	880	1355	1590
	- Висота	1540	1835	1705	1830	1625
8	Маса, кг	1510	2500	2000	2000	2800

**Manurhin K'MX 413.** Прутковий токарний автомат з ЧПК швейцарського типу. Токарний верстат з модульною компоновкою інструментальних супортів, що мають незалежні напрямні. Шпиндель з функцією захоплення і подачі прутка в зону різання. Характеризується високою точністю позиціонування. Має герметично закриту робочу зону. Широкий асортимент стандартних і опціональних аксесуарів для розширення технічних можливостей. [3]



Рис. 1.1. Зовнішній вигляд верстата Manurhin K'MX 413.

**NOMURA NN-16J.** Прутковий токарний автомат серії NN-J є обладнанням нового покоління, розробленим з урахуванням європейських вимог, що пред'являються до прецизійного металорізального обладнання, і характеризуються високим ступенем точності і продуктивністю. Оснащений системою без тримача направляючої втулки, яка використовується для зменшення залишку прутка, а також інструментальною системою протишпинделя моделей «RB», що забезпечує повноцінне дооброблення деталі після перехоплення [4].



Рис. 1.2. Зовнішній вигляд верстата NOMURA NN-16J.

**GOODWAY SD-16.** Прутковий токарний автомат Goodway серій SD та SW. Відмінні риси автоматів поздовжнього точіння з ЧПК серії SD - висока продуктивність, мінімальні габаритні розміри, при цьому легка налагодження і управління. Автомати з ЧПК серії SW призначені для роботи з прутковою заготовкою діаметром до 42 мм, мають більшу кількість інструментальних позицій і осьовий приводний інструмент.



Рис. 1.3. Зовнішній вигляд верстата **GOODWAY SD-16.**

**Traub TNL 18P.** Прутковий токарний автомат TRAUB TNL16P. До основних особливостей верстата слід віднести: можливість одночасної роботи до 3-х інструментів, легке переналагодження для роботи з направляючою втулкою і без неї, проста побудова робочої зони з великими ходами по осях, поворот револьверних головок як керованих осей ЧПК, дуже великий запас приводних і

неприводних інструментів завдяки використанню подвійних і потрійних державок, 3-осьове перехоплення деталі протишпинделем, компактна конструкція і мінімальна займана площа.[6]



Рис. 1.4. Зовнішній вигляд верстата TRAUB TNL 16P.

### 1.3. Аналіз типів електродвигунів для приводів головного руху металорізальних верстатів

Класифікація різних видів електродвигунів, що застосовуються в металорізальних верстатах, наведена на рис. 2.1. [7]

Двигуни класифікуються наступним чином [7]:

- По виду струму ( постійний, змінний, імпульсний);
- По способу формування збудження (електромагнітне, від постійних магнітів);
- По конструкції ротора (циліндричний, дисковий, пустотілий).





Рис. 2.1. Види електродвигунів, що застосовуються в металорізальних верстатах

*Двигуни постійного струму* [7] використовуються в прецизійних приводах, що вимагають плавного регулювання частоти обертання в широкому діапазоні. Властивості двигуна постійного струму, так само як і генераторів, визначаються способом збудження і схемою включення обмоток збудження. За способом збудження можна розділити двигуни постійного струму на двигуни з електромагнітним і магнітоелектричним збудженням [7].

Двигуни постійного струму з електромагнітним збудженням забезпечують регулювання швидкості обертання, як при зміні напруги живлення якірної обмотки, так і при зміні струму обмотки збудження.

Можливість регулювання швидкості двигуна з постійністю потужності (2-а зона) дає можливість використання в приводі головного руху. Електричні машини постійного струму оборотні, тобто, можлива їх робота в якості двигунів або генераторів.

*Асинхронний двигун* [2,7] має нерухому частину - статор, і обертову частину ротор. У статорі розміщена обмотка, що створює обертове магнітне поле. У пазах ротора з короткозамкненою обмоткою розміщені алюмінієві або мідні стрижні. Особливості асинхронного двигуна [2, 7]:

-Відсутність щітково-колекторного вузла (у трифазних електродвигунів з короткозамкненим ротором);

-Проста конструкція ротора (литий) забезпечують ряд переваг АД в порівнянні з двигунами постійного струму;

-Регулювання частоти і величини напруги живильного обмотки статора, забезпечує отримання характеристик АД аналогічних характеристик двигуна постійного струму з електромагнітним збудженням.

*Крокові двигуни* [2, 7], використовувани у допоміжних приводах верстата, мають широкий діапазон кутових переміщень за один крок. Можливе використання напівкрокового режиму або режиму з більш дрібним дробленням кроку (мікрокроковий режим), при цьому на обмотки подаються дробові

значення напруг, найчастіше формуються за допомогою ШІМ – модуляції [2, 7].

*Синхронні двигуни* знаходять застосування для приводу машин постійної швидкості (насоси, компресори, вентилятори, а також з використанням в металорізальних верстатах) [2, 7].

На відміну від асинхронного двигуна частота обертання синхронного двигуна постійна при різних навантаженнях. У статорі синхронного електродвигуна розміщується обмотка, що підключається до мережі трифазного струму і утворює обертове магнітне поле. [2, 7] Ротор двигуна складається з сердечника з обмоткою збудження. Обмотка збудження через контактні кільця підключається до джерела постійного струму. Струм обмотки збудження створює магнітне поле, що намагнічує ротор.

#### 1.4. Аналіз граничних режимів обробки

Проведемо аналіз потрібних режимів різання з урахуванням сучасних інструментальних матеріалів з урахуванням каталогів [8]. Рекомендовані режими різання для сталей, а також кольорових металів подані в таблиці 1

Таблиця 2.1. Граничні режими обробки для токарного автомата.

Матеріал	Точіння			Відрізка		
	Швидкість різання $V_c$ , мм/хв	Глибина різання $t$ , мм	Подача $S$ , мм/об	Швидкість різання $V_c$ , мм/хв	Глибина різання $t$ , мм	Подача $S$ , мм/об
Легкооброблювана сталь	120-200	0,05-1,0	0,02-0,15	80-150	0,50-1,50	0,02-0,08
		1,0-4,0	0,05-0,25		1,50-3,50	0,03-0,15
Сталь $\sigma_B < 600$ Н/мм <sup>2</sup>	80-160	0,05-1,0	0,02-0,15	70-120	0,50-1,50	0,02-0,06
		1,0-4,0	0,05-0,25		1,50-3,50	0,03-0,12

Сталь $\sigma_B < 800 \text{ Н/мм}^2$	60-120	0,05-1,0 1,0-4,0	0,02-0,10 0,05-0,20	60-100	0,50-1,50 1,50-3,50	0,02-0,05 0,03-0,10
Сталь $\sigma_B > 800 \text{ Н/мм}^2$	50-100	0,05-1,0 1,0-3,0	0,02-0,08 0,05-0,15	40-80	0,50-1,50 1,50-3,50	0,02-0,04 0,03-0,08
Нержавіюча сталь	60-120	0,05-1,0 1,0-3,0	0,02-0,08 0,05-0,15	60-100	0,50-1,50 1,50-3,50	0,02-0,04 0,03-0,08
Алюмінієві сплави	200-1000	0,05-1,0 1,0-4,0	0,02-0,20 0,05-0,40	180-400	0,50-1,50 1,50-3,50	0,02-0,10 0,03-0,20
Титан	30-70	0,05-1,0 1,0-4,0	0,02-0,08 0,05-0,15	30-50	0,50-1,50 1,50-3,50	0,02-0,03 0,03-0,06
Мідь, латунь, бронза	100-500	0,05-1,0 1,0-4,0	0,02-0,20 0,05-0,35	100-300	0,50-1,50 1,50-3,50	0,02-0,10 0,03-0,20
Свердління (матеріал свердла Р6М5)	Максимальний діаметр оброблюваного отвору $D_{\max}$			Швидкість різання, $V_c$ м/хв		
	15			20		

Режими різання містять такі елементи як: глибина різання  $t(\text{мм})$ , подача  $s(\text{мм/об})$  та швидкість різання  $V(\text{м/хв})$ . Режими обробки визначають: якість обробленої поверхні, точність обробки, собівартість і продуктивність обробки, та ін [9]. Факторами, що впливають на режими обробки є [10-12]:

- Матеріал, жорсткість і міцність оброблюваної деталі.
- Вид ріжучого інструменту, його матеріал, стійкість і міцність.
- Спосіб закріплення заготовки на верстаті.
- Потужність двигуна головного приводу верстата.

Параметри оброблюваної заготовки приймаються згідно конструкційних розмірів базової моделі верстату.

Максимальний діаметр оброблюваного прутка  $D_{\max}=18 \text{ мм}$ .

Мінімальний діаметр оброблюваного прутка  $D_{\min}=12 \text{ мм}$ .

Визначаємо граничні режими роботи верстата, щоб визначити діапазон регулювання. Для визначення максимального числа обертів приймаємо обробку при максимальній швидкості, що відповідає чистовому точінню заготовки з мінімальним діаметром [11].

$$\begin{aligned}
 D_{min} &= 10 \text{ мм} \\
 t &= 0.05 \text{ мм} \\
 S &= 0.02 \text{ мм/об} \\
 V_{max} &= 400 \text{ м/хв} \\
 n &= \frac{1000V}{\pi D} \quad (1.1) \\
 n_{max} &= \frac{1000 \cdot 450}{3.14 \cdot 12} = 11942 \text{ об/хв}
 \end{aligned}$$

Для визначення мінімального числа обертів приймаємо обробку при мінімальній швидкості, що відповідає чорновому точінню заготовки з максимальним діаметром .

$$\begin{aligned}
 D_{max} &= 18 \text{ мм} \\
 t &= 4 \text{ мм} \\
 S &= 0.4 \text{ мм/об} \\
 V_{min} &= 30 \text{ м/хв} \\
 n &= \frac{1000V}{\pi D} \\
 n_{min} &= \frac{1000 \cdot 30}{3.14 \cdot 18} = 530 \text{ об/хв}
 \end{aligned}$$

Необхідна мінімальна частота для свердління

$$\begin{aligned}
 D_{max} &= 15 \text{ мм} \\
 V_{min} &= 20 \text{ м/хв} \\
 n &= \frac{1000V}{\pi D} \\
 n_{min} &= \frac{1000 \cdot 20}{3.14 \cdot 18} = 424 \text{ об/хв}
 \end{aligned}$$

Максимальна сила різання визначається в залежності від максимальної глибини різання і максимальної подачі [11].

Для конструкційної сталі  $\sigma_B=750$  МПа

$$P_z = 10C_p t^x S^y V^n K_p \quad (1.2)$$

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 4^1 \cdot 0.4^{0.75} \cdot 120^{-0.15} \cdot 0,85 = 2221 \text{ H}$$

- Для жароміцної сталі [11]

$$P_z = 10C_p t^x S^y V^n K_p$$

$$P_z = 10 \cdot 204 \cdot 4^1 \cdot 0.4^{0.75} \cdot 80^0 \cdot 0,85 = 1896 \text{ H}$$

- Для мідних сплавів НВ 120 [11]

$$P_z = 10C_p t^x S^y V^n K_p$$

$$P_z = 10 \cdot 55 \cdot 4^1 \cdot 0.4^{0.66} \cdot 200^0 \cdot 1,7 = 1186 \text{ H}$$

- Для алюмінію

$$P_z = 10C_p t^x S^y V^n K_p$$

$$P_z = 10 \cdot 40 \cdot 4^1 \cdot 0.4^{0.75} \cdot 500^0 \cdot 1,0 = 587 \text{ H}$$

- Для сірого чавуна НВ 190

$$P_z = 10C_p t^x S^y V^n K_p$$

$$P_z = 10 \cdot 92 \cdot 4^1 \cdot 0.4^{0.85} \cdot 80^0 \cdot 1,0 = 1632 \text{ H}$$

- Для ковкого чавуна НВ 190

$$P_z = 10C_p t^x S^y V^n K_p$$

$$P_z = 10 \cdot 81 \cdot 4^1 \cdot 0.4^{0.75} \cdot 100^0 = 1618 \text{ H}$$

Знаходимо максимальні потужності різання для кожного виду матеріалу оброблюваної заготовки.

Максимальна потужність різання розраховується за формулою [11,12]:

$$N = \frac{P_z V}{1020 \cdot 60} \quad (1.3)$$

- Для конструкційної сталі  $\sigma_B=750$  МПа

$$N_1 = \frac{2221 \cdot 120}{1020 \cdot 60} = 4,15 \text{ кВт}$$

- Для жароміцної сталі НВ

$$N_2 = \frac{1896 \cdot 80}{1020 \cdot 60} = 2,48 \text{ кВт}$$

- Для мідних сплавів НВ 120

$$N_5 = \frac{1186 \cdot 180}{1020 \cdot 60} = 3,48 \text{ кВт}$$

- Для алюмінію

$$N_6 = \frac{587 \cdot 400}{1020 \cdot 60} = 3,836 \text{ кВт}$$

- Для сірого чавуна НВ 190

$$N_3 = \frac{1632 \cdot 80}{1020 \cdot 60} = 2,07 \text{ кВт}$$

- Для ковкого чавуна НВ 290

$$N_4 = \frac{1618 \cdot 100}{1020 \cdot 60} = 2,59 \text{ кВт}$$

Отримані потужності різання показують, що при максимальних навантаженнях (при граничних режимах обробки) на привід верстата максимальна потужність затрачається для обробки конструкційних сталей, тому в подальшому розрахунки будемо проводити по них.

### **1.5. Аналіз публікацій та пошук оптимального напрямку модернізації**

Модернізації приводі верстатів присвячена велика кількість робіт. Існує 2 головні напрями модернізації: підвищення точності обробки та підвищення максимальних частот обертання шпинделя .

Першому напрямку присвячена, наприклад праця [13] в якій розроблено системи автоматичного контролю з використанням датчиків для контролювання та регулювання процесу обробки. У [14] завдання вирішується шляхом заміни опор та дослідження навантаження на вали коробки швидкостей. В роботі [15] напрямом модернізації є розширення можливостей верстату за рахунок удосконалення системи ЧПК. У [16] для удосконалення конструкції застосовано метод параметричного моделювання, а у [17] – комбіновані методи.

В праці [18] застосовано особливий підхід до модернізації приводу головного руху токарно-карусельного верстата, з застосуванням цівкового

редуктора. В [19] досліджено станину токарного верстата методами топологічної оптимізації та вплив її прогину на точність обробки. В працях [20-21] застосовано системний підхід [22] до вирішення задачі підвищення точності обробки на токарних верстатах.

Наприклад у деяких роботах подано модернізацію приводів головного руху фрезерних верстатів. Наприклад у [23] проведено модернізацію шляхом встановлення додаткового прямого приводу що забезпечував би підвищення частот обертання шпинделя. У [24] встановлено додатковий двигун з частотним регулюванням та розширеними можливостями, що забезпечило розширення діапазону регулювання та встановлення довільної частоти обертання шпинделя. Праця [25] присвячена дослідженню динамічних характеристик модернізованого шпиндельного вузла. Аналогічно у праці [26,27] додатково досліджено режими при багатолезовому фрезеруванні шпонкових пазів. У [28] – проведено дослідження процесу фрезерування спеціальною підвищеною продуктивності.

Велика кількість праць присвячена і іншим верстатам. Наприклад у [29-31] модернізовано та досліджено привід головного руху свердлильного верстата. Досліджено його жорсткісні та швидкісні характеристики. У [32] проведено модернізацію зубодовбального верстата шляхом збільшення довжини ходу довбняка. У [33] – проведено аналіз та подано приводи для верстатів з паралельною кінематикою.

У деяких роботах досліджено перехідні процеси в електроприводах для оснащення приводів головного руху [34], а також проаналізовано вплив стохастичності процесів різання на силові характеристики [35, 36], що вносить корективи у конструювання приводів.

## **1.6. Висновки по розділу, постановка мети та задач роботи**

Внаслідок проведеного аналізу можна зробити наступні висновки:

1. Аналіз базової моделі верстата та верстатів-аналогів показав, що швидкісні характеристики приводу головного руху верстатів-аналогів значно вищі, ніж базової моделі.

2. У приводах головного руху токарних верстатів доцільно застосовувати двигуни з розширеним діапазоном регулювання.

3. Для забезпечення процесу різання з максимальною продуктивністю сучасними інструментальними матеріалами необхідно забезпечити на верстаті діапазон часто обертання шпинделя 425-12000 об/хв.

4. Максимальна потужність необхідна для різання – 4 кВт

**Мета роботи** – розробити конструкцію приводу головного руху токарного автомата та дослідити динамічні характеристики його елементів.

**Основні завдання:**

1. Провести кінематичний розрахунок та запропонувати оптимальну кінематичну схему

2. Провести силовий розрахунок елементів приводу

3. Запропонувати конструкції елементів приводу.

4. Провести розрахунки динамічних параметрів елементів приводу головного руху токарного автомата.



## 2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

### 2.1. Кінематичний розрахунок приводу головного руху

#### 2.1.1. Розробка структурно-кінематичної схеми ПГР

Структурно-кінематичну хему розробляємо з урахуванням рекомендацій [37-40] на базі вертата-прототипа, з урахуванням планованої модернізації (рис. 2.1.).

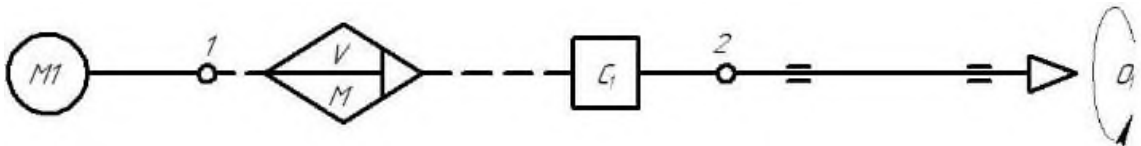


Рис. 2.1. Структурно-кінематична схема приводу головного руху

Зовнішній кінематичний зв'язок:

$M_1-1-i_v-C_1-2$

Внутрішній кінематичний зв'язок:

Шпindelь, опори.

#### 2.1.2. Структура приводу головного руху

Структуру приводу вибираємо в залежності від компоновки базової моделі вертата [40]. Замінюємо коробку швидкостей на коробку з однією перебірною групою. Пасову передачу на зубчасту-пасову. Для зміни частоти обертання шпинделя використаємо в переборній групі електромагнітну муфту. Попередня кінематична схема приводу показана на рис. 2.2. В якості двигуна вибираємо двигун постійного струму з розширеним діапазоном регулюванням [7, 39]

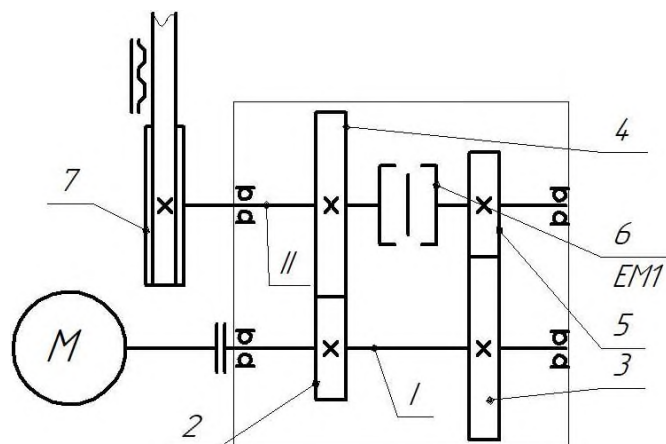


Рис. 2.2. Попередня кінематична схема приводу головного руху

### 2.1.3. Вибір електродвигуна приводу головного руху

Виберемо електродвигун постійного струму серії 4ПФ тому, що вони широко регульовані, із повністю шихтованим статором, компенсаційною обмоткою, з приєднаним тахогенератором ТП80-20-0,5 постійного струму і датчиками теплового захисту [39]. Дані електродвигуни допускають регулювання частоти обертання напругою якоря в діапазоні від 0 до 460 В при постійному моменті, при цьому допускається стоянка з моментом, рівним половині номінального.

Електродвигуни 4ПФ112 - 180 допускають регулювання частоти обертання до максимальної ослабленням поля при номінальній напрузі на якорі при постійній потужності. Стійка робота електродвигунів в сталих і перехідних режимах забезпечується системою управління.

Вибір двигуна для приводу головного руху визначається за формулою [40]:

$$N_{Д} = \frac{N_{різ\ max}}{\eta} \quad (2.1)$$

де  $N_{різ\ max}$  – максимальна сила різання;

$\eta$  – загальний ККД приводу:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^3 \cdot \eta_3 \quad (2.2)$$

$\eta_1$  – ККД коробки передач;  $\eta_1 = 0,98$  [38]

$\eta_2$  – коефіцієнт, що враховує втрати підшипників кочення,  $\eta_2 = 0,99$  [38]

$\eta_3$  – ККД зубчасто-пасової передачі,  $\eta_3 = 0,96$  [38]

$$\eta = 0,98 \cdot 0,99^3 \cdot 0,96 = 0,913$$

$$N_{Д} = \frac{4,15}{0,89} = 4,66 \text{ кВт}$$

Вибираємо електродвигун постійного струму, модель 4ПФ111М, потужність  $4,75 \text{ кВт}$ , максимальна частота обертів  $n_{\partial\ max} = 5000 \text{ об/хв}$ , мінімальна частота обертів  $n_{\partial\ min} = 400 \text{ об/хв.}$ , номінальна частота обертів шпинделя  $n_{\partial\ n} = 925 \text{ об/хв.}$

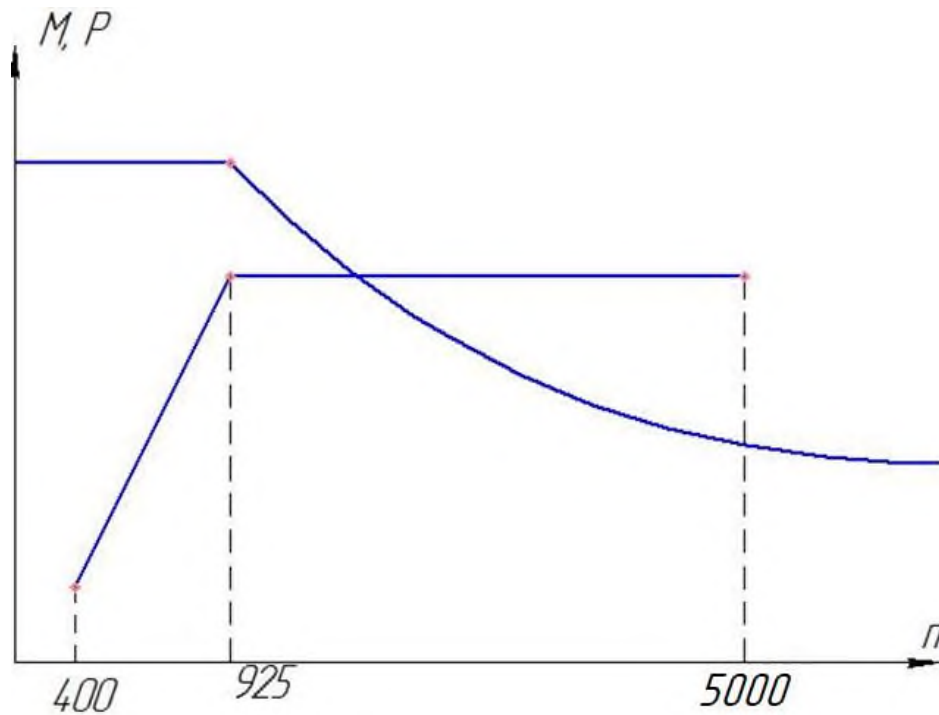


Рис. 2.3. Діаграма потужності і моменту для двигуна 4ПФ112М

Граничні частоти обертання шпинделя  $n_{max} = 12000$  об/хв ,  $n_{min} = 400$  об/хв, електродвигуна  $n_{d max} = 5000$  об/хв ,  $n_{d min} = 400$  об/хв.. Проводиться двохзонне регулювання двигуна, його номінальна частота обертання  $n_{d n} = 925$  об/хв.. Передаточне відношення пасової передачі  $i_p = 1$ .

#### 2.1.4 Розрахунок діапазонів регулювання швидкості.

Розрахунок діапазонів регулювання проводимо згідно методики [40]

Визначаємо діапазони регулювання

- діапазон регулювання приводу визначається за формулою [40]:

$$R = n_{max} / n_{min} \quad (2.3)$$

$$R = n_{max} / n_{min} = 12000 / 400 = 30$$

- діапазон регулювання двигуна визначається за формулою [40]:

$$R_d = n_{d max} / n_{d min} \quad (2.4)$$

$$R_d = n_{d max} / n_{d min} = \frac{5000}{400} = 12,5$$

- діапазон регулювання двигуна при постійній потужності визначається за формулою:

$$R_{дР} = n_{д max} / n_{дн} \quad (2.5)$$

$$R_{дР} = n_{д max} / n_{дн} = \frac{5000}{925} = 5,41$$

- діапазон регулювання двигуна при постійному моменті визначається за формулою:

$$R_{дМ} = R_{д} / R_{дР} \quad (2.6)$$

$$R_{дМ} = R_{д} / R_{дР} = \frac{12,5}{5,41} = 2,31$$

- діапазон регулювання шпинделя при постійній потужності визначається за формулою:

$$R_p = R / R_{дМ} \quad (2.7)$$

$$R_p = R / R_{дМ} = \frac{30}{2,31} = 12,98$$

Для забезпечення безступінчастого регулювання частоти обертання шпинделя при постійній потужності знаменник ряду передавальних відносин передач коробки швидкостей  $\varphi_1$ , приймаємо рівним  $R_{дР}$ ,  $\varphi_1 = 5,41$ . Необхідне число ступенів коробки швидкостей (число піддіапазонів регулювання частоти обертання шпинделя) визначається за формулою [39]:

$$z = \frac{\lg R_p}{\lg \varphi_1} \quad (2.8)$$

$$z = \frac{\lg R_p}{\lg \varphi_1} = \frac{\lg(12,98)}{\lg(5,41)} = \frac{1,11}{0,733} = 1,514$$

Приймаємо  $z = 2$ . Тоді діапазон регулювання коробки швидкостей буде визначатися за формулою [39]:

$$R_M = \varphi_1^{z-1} \quad (2.9)$$

$$R_M = 5,41^{2-1} = 5,41$$

- діапазон регулювання електричного регулювання приводу визначається за формулою [39]:

$$R_E = R/R_m \quad (2.10)$$

$$R_E = R/R_M = \frac{30}{5,41} = 5,55$$

Будуємо структурну сітку коробки прийнявши в якості основної першу групу

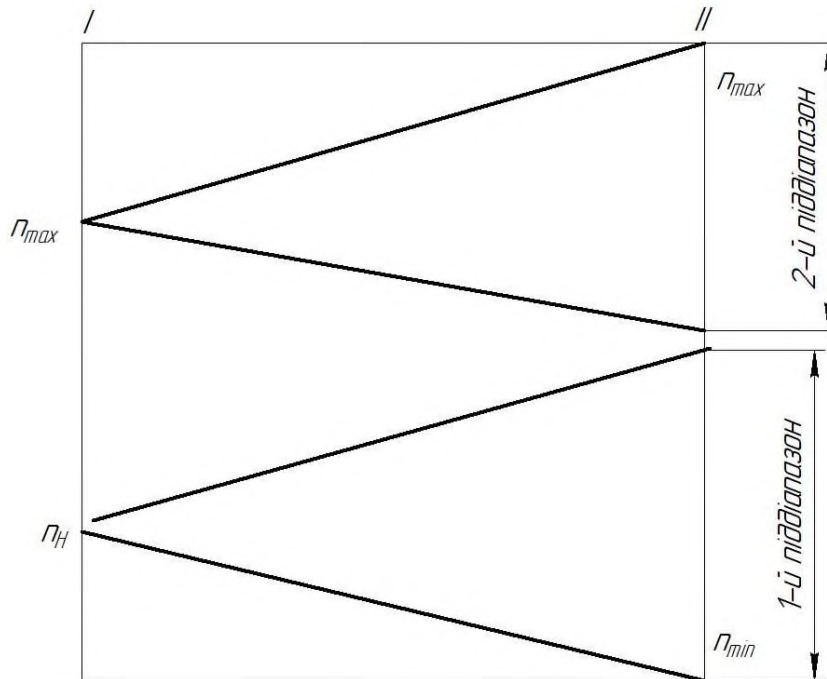


Рис 2.3. Структурна сітка коробки швидкостей

Визначаємо мінімальні частоти обертання шпинделя для кожного з піддіапазонів регулювання:

$$n_{1 \min} = 400 \text{ об/хв.},$$

$$n_{2 \min} = n_{1 \min} \cdot \varphi_1 = 400 \cdot 5,41 = 2165,2 \text{ об/хв.}$$

При постійній потужності діапазон регулювання шпинделя визначається за формулою:

$$R_p = R_{дм} * R_M \quad (2.11)$$

$$R_p = 2.31 * 5,41 = 12,5$$

### 2.1.5. Визначення передаточних відношень зубчастих коліс.

Маючи конкретні значення передаточних відношень, для кожної незалежної групи можна визначити числа зубів окремих пар зубчастих коліс, що входять в неї. При цьому приймається модуль всіх зубчастих коліс однаковим, а

міжосьову відстань незмінною. Виходячи з цієї умови, можна записати для першої групи [40]

$$U_1 = \frac{n_{д min}}{n_{д ном}} \quad (2.12)$$

$$U_1 = \frac{400}{925} = 0.412$$

$$U_2 = \frac{n_{max}}{n_{д max}} \quad (2.13)$$

$$U_2 = \frac{12000}{5000} = 2.4$$

$$U_{п.п.} = 1$$

Приймаємо  $z_{min} = 20$

$$z_1 = 20$$

$$z_2 = \frac{z_1}{U_1} \quad (2.14)$$

$$z_2 = \frac{20}{0.412} = 48.54$$

Приймаємо  $z_2 = 49$

$$\sum Z = z_1 + z_2 = 20 + 49 = 69$$

$$z_4 = \frac{\sum Z \cdot U_2}{1 + U_2} \quad (2.15)$$

$$z_4 = \frac{69 \cdot 2.4}{1 + 2.4} = 48,71$$

Приймаємо  $z_4 = 49$

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{z_3}{z_4} \Rightarrow z_3 = \frac{z_1 \cdot z_4}{z_2}$$

$$z_3 = \frac{20 \cdot 49}{49} = 20$$

Знаходимо реальні передаточні відношення і порівнюємо їх з теоретичними.

Похибка повинна складати не більше 5% [34-36]:

$$U_1 = \frac{49}{20} = \frac{1}{0.408}$$

$$\varepsilon = \frac{|0.408 - 0.412|}{0.412} = 0.0097 < 0.05$$

$$U_2 = \frac{20}{49} = \frac{1}{2.45}$$

$$\varepsilon = \frac{|2.45 - 2.4|}{2.4} = 0.0208 < 0.05$$

Всі дані заносимо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1. Дані розрахунку передаточних відношень і кількості зубів

U	Основна група	
	$U_1 = \frac{1}{0.408}$	$U_2 = \frac{1}{2.45}$
$\frac{z_i}{z_{i+1}}$	$\frac{20}{49}$	$\frac{49}{20}$
$\sum z$	69	

### 2.1.6. Побудова графіків частот обертання шпинделя і діаграми потужності

Будуємо графік частот обертання шпинделя і діаграми потужності для всіх піддіапазонів регулювання.

1-й діапазон:

$$n_{min1} = n_{ном} \cdot \frac{20}{49} = 925 \cdot \frac{20}{49} = 377 \text{ об/хв}$$

$$n_{max1} = n_{max} \cdot \frac{20}{49} = 5000 \cdot \frac{20}{49} = 2041 \text{ об/хв}$$

2-й діапазон:

$$n_{max2} = n_{max} \cdot \frac{49}{20} = 5000 \cdot \frac{49}{20} = 12250 \text{ об/хв}$$

$$n_{min2} = n_{ном} \cdot \frac{49}{20} = 925 \cdot \frac{49}{20} = 2266 \text{ об/хв}$$

Отримаємо графік частот обертання (рис. 2.4)

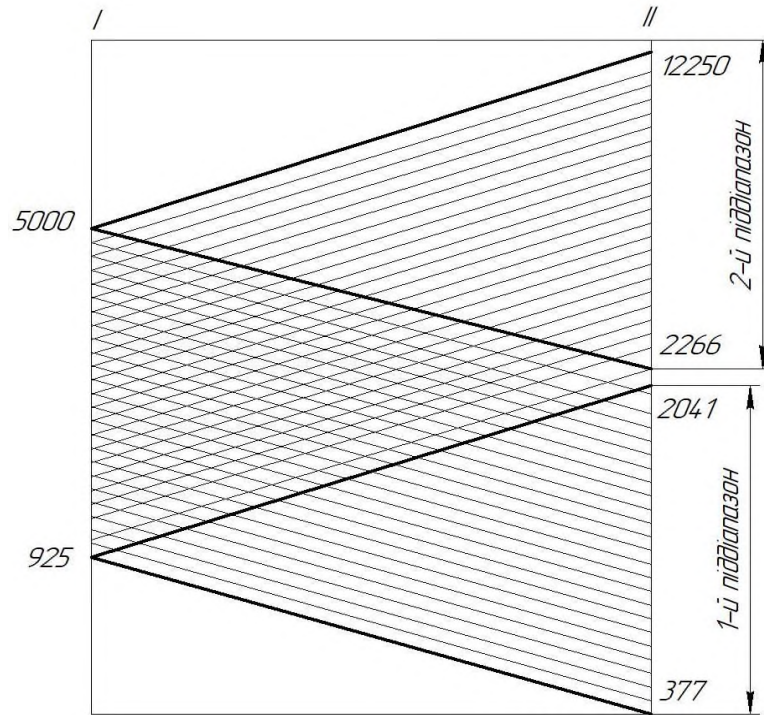


Рис. 2.4. Графік частот обертання шпинделя.

На основі отриманих результатів будемо оптимальну кінематичну схему приводу головного руху:

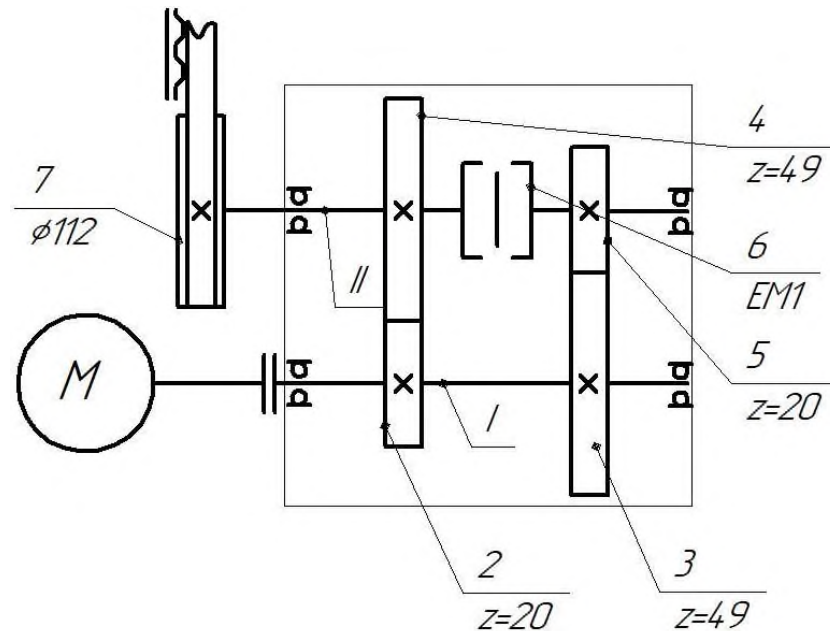


Рис. 2.5. Кінематична схема приводу головного руху

На основі отриманих даних будемо діаграму потужності двигуна (рис. 2.6.)



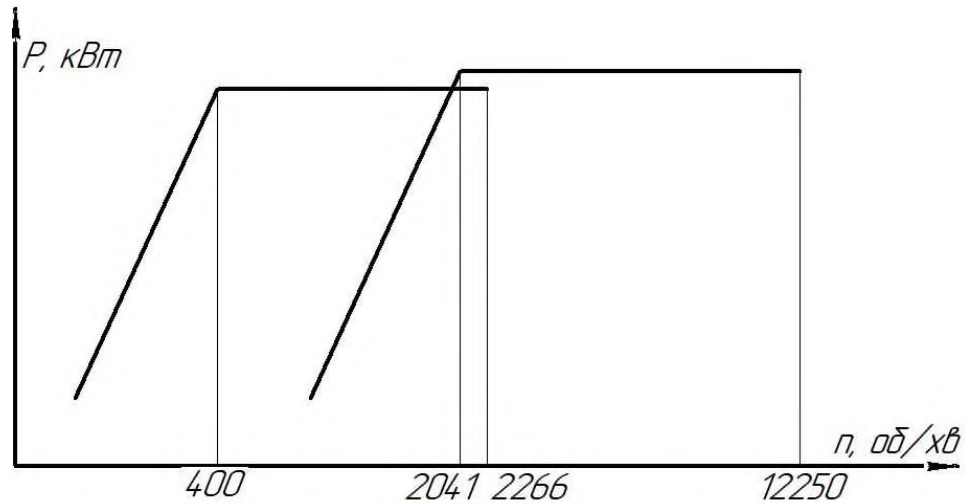


Рис. 2.6. Діаграма потужності.

Як бачимо з діаграми потужності, частоти перекриваються. Отже верстат може працювати ні всіх частотах обертання на повній потужності.

## 2.2. Силовий розрахунок приводу головного руху

### 2.2.1. Визначення крутних моментів на валах

Визначення оптимальних крутних моментів та швидкостей на валах кінематичного ланцюга приводу

Визначення крутних моментів на валах кінематичного ланцюга приводу проводиться за формулою [40]:

$$T_{\text{пр}} = 9550 \frac{N_{\text{дв}} \cdot \eta}{n_{\text{розр.}}} \quad (2.16)$$

де  $\eta$  – ККД механізму від електродвигуна до розглядуваного валу [38]:

$$\eta = \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{пш}}^3 \cdot \eta_{\text{з}} \cdot \eta_{\text{пп}} \quad (2.17)$$

$$\eta_1 = 0,97 \text{ – ККД муфти [38]}$$

$$\eta_2 = \eta_1 \cdot \eta_{\text{ми}} = 0,97 \cdot 0,99 = 0,9603 [38]$$

$$\eta_3 = \eta_1 \cdot \eta_{\text{ми}}^2 = 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,96 = 0,912 [38]$$

$$\eta_4 = \eta_1 \cdot \eta_{\text{ми}}^2 \cdot \eta_{\text{з}}^2 = 0,97 \cdot 0,99^3 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,885 [38]$$

$n_{\text{розр.}}$  – частота обертання заданого валу, об/хв;

Найбільший момент на валу двигуна становить:

$$T_{\text{дв}} = 9550 \frac{4,75 \cdot 0,97}{925} = 47,63 \text{ Нм}$$

Найбільший момент на вхідному валі коробки передач становить:

$$T_{\text{пр.1}} = 9550 \frac{4,75 \cdot 0,9603}{925} = 47,09 \text{ Нм}$$

Найбільший момент на другому валі коробки передач становить:

$$T_{\text{пр.2}} = 9550 \frac{4,75 \cdot 0,912}{400} = 103,42 \text{ Нм}$$

Найбільший момент на шпинделі становить:

$$T_{\text{шп}} = 9550 \frac{4,75 \cdot 0,885}{400} = 100,36 \text{ Нм}$$

Отримані значення моментів зводимо у таблицю 2.2..

Таблиця 2.2. Значення моментів на валах

Вали Момент	Вал двигуна	I	II	Шпиндель
T, Нм	47,63	47,09	103,42	100,36

Кутові швидкості на валах кінематичного ланцюга визначаються за формулою [40]:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (2.18)$$

Де  $n$  – частота обертання відповідного валу, об/хв;

Кутова швидкість вхідного валу коробки швидкостей становить:

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 925}{30} = 96,82 \frac{1}{\text{с}}$$

Кутова швидкість другого валу коробки швидкостей становить:

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 400}{30} = 41,87 \frac{1}{\text{с}}$$

Найбільша кутова швидкість на шпинделі становить:

$$\omega_3 = \frac{3,14 \cdot 12250}{30} = 1282,17 \frac{1}{\text{с}}$$

## 2.2.2 Розрахунок модуля передач та конструктивних параметрів зубчастих коліс

Розрахунок проводимо по вітці, яка знаходиться на 1/4-1/3 від нижньої вітки на графіку чисел обертів. Для розрахунку використаємо типову методику [40]

Крутний момент на вихідному валу коробки  $T=103,42$  Нм

Допустимі контактні напруження  $[\sigma] = 370$  МПа

Число зубів шестерні  $Z_1=20$

Число зубів колеса  $Z_2=49$

Кількість обертів вала  $n=2400$  об/хв

Визначаємо модуль передачі з умови міцності на згин [38]:

$$m = 12.6 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{об} \cdot K_u}{y \cdot Z_k \cdot \psi_m \cdot [\sigma]_u}} \quad (2.19)$$

Приймаємо :

$$K_u = 1,1; \quad y=0,284; \quad \psi_m = 6$$

Тоді:

$$m = 12.6 \cdot \sqrt[3]{\frac{103,42 \cdot 1.1}{0.284 \cdot 69 \cdot 6 \cdot 370}} = 2,734$$

Згідно стандартного 1 ряду модулів зубчастих коліс приймаємо модуль передачі рівний  $m=3$ .

Визначаємо міжосьові відстань з умови поверхневої міцності[38] :

$$A_{розр} = 10(U + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{332}{U \cdot [\sigma]_{пов}}\right)^2 \frac{T_{об}}{\psi_l}} \quad (2.20)$$

$$\text{Де } [\sigma]_{пов} = \sigma_{к.д.} \cdot K_{к.реж}$$

$$\sigma_{к.д.} = 900 \text{ МПа}$$

$$K_{к.реж} = 1,2 \cdot \sqrt[6]{\frac{K_N \cdot N_0 \cdot P}{60 \cdot T_p \cdot n}} \quad (2.21)$$

$$K_{к.реж} = 1.2 \cdot \sqrt[6]{\frac{1.7 \cdot 4750 \cdot 1.1}{60 \cdot 174,9 \cdot 2400}} \approx 1.339$$

$$[\sigma]_{\text{пов}} = 900 \cdot 1.339 = 1205,1 \text{ МПа}$$

Знаходимо міжосьову відстань  $A_{\text{розр}}$

$$A_{\text{розр}} = 10(2,45 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{332}{2,45 \cdot 1205,1}\right)^2 \frac{29}{0,15}} = 76,61 \text{ мм}$$

Визначаємо міжосьову відстань, одержаної з модуля передачі:

$$A = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (2.22)$$

$$A = \frac{3 \cdot (20 + 49)}{2} = 103,5 \text{ мм}$$

Оскільки одержана величина  $A$  більше  $A_{\text{розр}}$ , то вибране значення модуля забезпечує працездатність передачі по згину і контактні міцності. Модулі всіх інших передач в коробці передач з технологічних міркувань приймемо такими ж. Міжосьові відстані між іншими валами так ж [39].

### 2.2.3. Розрахунок діаметрів зубчастих коліс

Розміри зубчастих коліс визначаємо відповідно до [38]

Ділильні діаметри зубчастих коліс визначаються:

$$d_1 = m \cdot z_1 \quad (2.23)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 \quad (2.24)$$

$$d_1 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм}$$

$$d_2 = 3 \cdot 49 = 147 \text{ мм}$$

*Розрахунок параметрів зубчастої передачі.*

Розміри елементів зубців:

- висота ніжки зуба:  $h_f = 1.25m = 1.25 \cdot 3 = 3.75 \text{ мм}$
- висота зуба:  $h = 2.25m = 2.25 \cdot 3 = 6.75 \text{ мм}$
- радіальний зазор:  $c = 0.25m = 0.25 \cdot 3 = 0.75 \text{ мм}$
- кут профілю зубців:  $\alpha = 20^\circ$

Розміри вінців зубчастих коліс:

- діаметр вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 60 + 2 \cdot 3 = 66 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 147 + 2 \cdot 3 = 153 \text{ мм}$$

- діаметр впадин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m = 60 - 2.5 \cdot 3 = 52.5 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m = 147 - 2.5 \cdot 3 = 139.5 \text{ мм}$$

#### 2.2.4. Розрахунок діаметрів валів

Розрахунок діаметрів валів проводимо по формулі[38]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2 \cdot [\tau]}} \quad (2.25)$$

Виходячи з рекомендацій мінімальні діаметри будемо визначати із умови міцності на кручення із зниженими крутними напруженнями. Діаметр вала з умови міцності на кручення попередньо визначимо з перерізів вала під зубчастими колесами . Оскільки в цих перерізах одночасно діють крутний і згинальний моменти, то діаметри цих перерізів знайдемо за заниженим допустимим напруженням  $[\tau] = 25 \text{ МПа}$  [2].

Значення моментів беремо із таблиці 2.2.

Розрахунковий діаметр першого вала.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{47,09 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 25}} = 21,11 \text{ мм}$$

Розрахунковий діаметр другого вала.

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{103,42 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 25}} = 27,45 \text{ мм}$$

Розрахунковий діаметр вала шпинделя.

$$d_{\text{шп}} = \sqrt[3]{\frac{100,36 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 25}} = 27,17 \text{ мм}$$

#### 2.3. Розрахунок зубчастої пасової передачі

В якості матеріалу шківів приймемо алюмінієвий сплав АЛ-2, а для зубчастого паса – еластичну маслостійку гуму з армованими сталевими

тросиками. Згідно з діючими галузевими стандартами [20] параметри пасової передачі приймаємо наступні:

$$\text{- модуль зубців } t = \frac{P}{\pi};$$

де  $P$  – крок зубців паса;

Згідно [38] приймаємо модуль зубчастих коліс  $t=7$  мм.

Крок зубців паса  $P=7 \cdot 3,14=21,98$  мм

- висота вершин зубців  $h=0,6 \cdot 7=4,2$  мм;

- найменша товщина зубців  $s=t=7$  мм;

- кут профілю зубців  $2\beta = 40^\circ$ ;

- товщина паса у впадинах  $H=m+1=7+1=8$  мм;

Мінімальні числа зубців меншого шківа  $z_1=20 \dots 26$ , при  $m=(7 \dots 10)$  мм.

Приймаємо  $z_1=25$ .

Передаточне відношення передачі:  $u=1$

Визначаємо кількість зубців шківа, який розміщений на шпинделі [38]:

$$z_2 = \frac{z_1}{u} = \frac{25}{1} = 25$$

Приймаємо  $z_2=25$  зубів.

Визначаємо діаметри ділільних кіл шківів за формулою [38]:

$$d = mz \tag{2.26}$$

Підставивши значення в (3.21) отримаємо:

$$d_1 = d_2 = 7 \cdot 25 = 175 \text{ мм}$$

Знаходимо зовнішні діаметри шківів для зубчастих пасів:

$$d_{a1} = d_{a2} = d_1 - 2\Delta = 175 - 2 \cdot 1,3 = 172,4 \text{ мм}$$

де  $\Delta=1,3$  мм при діаметрі тросика 0,8 мм.

Приймаємо між пасом та шківом наступні зазори: бічний  $f=0,3t=0,3 \cdot 7=2,1$  мм та радіальний  $e=0,3t=0,3 \cdot 7=2,1$  мм.

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a = (0,5 \dots 2,0) \cdot (d_1 + d_2) = (0,5 \dots 2,0) \cdot (175 + 175) = 175 \dots 700 \text{ мм}$$

Враховуючи конструктивні особливості шпindelьної бабки приймаємо міжосьову відстань  $a=680$  мм.

Довжину паса  $l'$  визначаємо за формулою [39]:

$$l' = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4a} \quad (2.27)$$

Підставивши значення отримаємо:

$$\begin{aligned} l' &= 2 \cdot 680 + \frac{3.14(175 + 175)}{2} + \frac{(175 - 175)^2}{2 \cdot 680} = 1360 + 549,5 + 0 \\ &= 1909,5 \text{ мм} \end{aligned}$$

Обчислюємо потрібну кількість зубів паса за формулою [39]:

$$z_n = \frac{l'}{\pi m} = \frac{1909,5}{3,14 * 7} = 86,87$$

Округлюємо кількість зубців паса до найближчого нормалізованого значення. Приймаємо  $z_n=87$ .

Знаходимо дійсну довжину паса:

$$l = \pi m z_n = 3,14 * 7 * 87 = 1912 \text{ мм}$$

Визначаємо реальну міжосьову відстань за формулою [20]:

$$a = \frac{[2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}]}{8} \quad (2.28)$$

Підставивши значення одержимо:

$$\begin{aligned} a &= \frac{[2 * 1912 - 3.14 * (175 + 175) + \sqrt{[2 * 1912 - 3.14(175 + 175)]^2 - 8(175 - 175)^2}]}{8} \\ &= 681,25 \text{ мм} \end{aligned}$$

Знаходимо число зубців паса, що знаходяться в зачепленні з шківками:

$$z_{n1} = z_1 * \frac{\alpha_1}{360^\circ} = \frac{25 * 180^\circ}{360^\circ} = 12,5 > 6$$

$$\text{де } \alpha_1 = 180 - \frac{180}{\pi} \left( \frac{d_2 - d_1}{a} \right) = 180 - \frac{180}{3.14} \left( \frac{175 - 175}{681,25} \right) = 180^\circ$$

Умова мінімуму кількості зубів, що перебувають в зачепленні виконується.

Визначаємо ширину паса за формулою [39]:

$$b \geq \frac{2 \cdot T_1}{d_1 \cdot [q]} \quad (2.29)$$

де  $T_1=100,36$  Нм – максимальний крутний момент на шпинделі;

$$[q] = q_0 \cdot C_p = 30 \cdot 0,95 = 28,5 \text{ [20, ст. 250, 251]}$$

Підставивши отримані значення в (3.9) визначимо теоретичну ширину паса:

$$b \geq \frac{2T_1}{(d_1 \cdot [q])} = \frac{2 \cdot 100,36 \cdot 10^3}{175 \cdot 28,5} = 40,24 \text{ мм}$$

Згідно із нормалізованими значеннями ширин пасів, приймаємо ширину паса 50 мм.

Попередній натяг у зубчастій пасовій передачі потрібен тільки для усунення зазорів у зачепленні та правильного набігання на шківи [39]:

$$F_0 = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_g \quad (2.30)$$

де  $F_g$  - додатковий натяг паса від дії відцентрових сил обчислюється за формулою [39]:

$$F_g = \rho \cdot A \cdot V^2 \quad (2.31)$$

де  $\rho$  – густина паса  $\rho=1150$  кг/м<sup>3</sup> [39];

$A$  – площа найменшого січення  $A = \delta \cdot b = 6 \cdot 50 = 300$  мм<sup>2</sup>;

$V$  – максимальна колова швидкість

$$V = \frac{\pi \cdot n \cdot d}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 12500 \cdot 175}{60000} = 114,5 \text{ м/с}$$

$$F_g = 1150 \cdot 300 \cdot 10^{-6} \cdot 114,5 = 39,5 \text{ Н}$$

Сила попереднього натягу паса дорівнює:

$$F_0 = (1,1 \dots 1,3) \cdot 39,5 = 43,45 \dots 51,35 \text{ Н}$$

Прийmemo  $F_0=50$  Н

Навантаження, що передається на вали зубчастої пасової передачі обчислимо за формулою [39]:

$$R = (1,0 \dots 1,2) F_t = (2,0 \dots 2,4) T_1 / d_1 \quad (2.32)$$

де  $T_1$  – крутний момент на вхідному валу:

$T_1=103,5$  Нм – при чорновій обробці;



$d_1$  – діаметр ділильного кола ведучого шківа.

$$R = (2.0 \dots 2.4) * \frac{103,5}{175 * 10^{-3}} = 1182 \dots 1419 \text{ Н} - \text{ для чорнової обробки};$$

Прийmemo для подальших розрахунків  $R=1400 \text{ Н}$

## 2.4. Уточнений розрахунок вала

### 2.4.1. Розрахунок силових навантажень

Розрахунок проводиться для другого валу коробки швидкостей.

Розрахунок ведеться по варіанту при якому передається найбільший крутний момент [38].

Вал виготовляють із сталі 45. Для даної сталі згідно ГОСТ 1050-74 приймають:  $\sigma_s=610 \text{ МПа}$  ;  $\sigma_m=360 \text{ МПа}$  [41].

Спочатку проводять розрахунок на статична міцність, на сумісну дію згину та кручення. Крутний момент, що передає вал, рівний:  $T=103,42 \text{ Нм}$ .

Колову силу, що діє в зубчастому зачепленні визначають за формулою [38]:

$$F_t = \frac{2T}{d} \quad (2.33)$$

де  $d$  – діаметр ділильного кола, м.

Колова сила  $F_{t2}$  для першого зачеплення становить:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 103,42}{0.147} = 1407,1 \text{ Н}$$

Для другого зачеплення становить:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 103,42}{0.06} = 3447,3 \text{ Н}$$

Радіальну силу, що діє в зубчастому зачепленні визначають за формулою:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (2.34)$$

де  $\alpha$  – кут зачеплення у передачі;  $\alpha=20^\circ$ .

Отже:

$$F_{r1} = 1407,1 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 512,14 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = 3447,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1254,7 \text{ Н}$$

### 2.4.2. Визначення реакцій в опорах

Розрахунки валів та визначення сил реакцій в опорах скористаємось типовими методиками [42]. Для визначення реакцій в опорах, скориставшись рис. 2.7. складають рівняння рівноваги

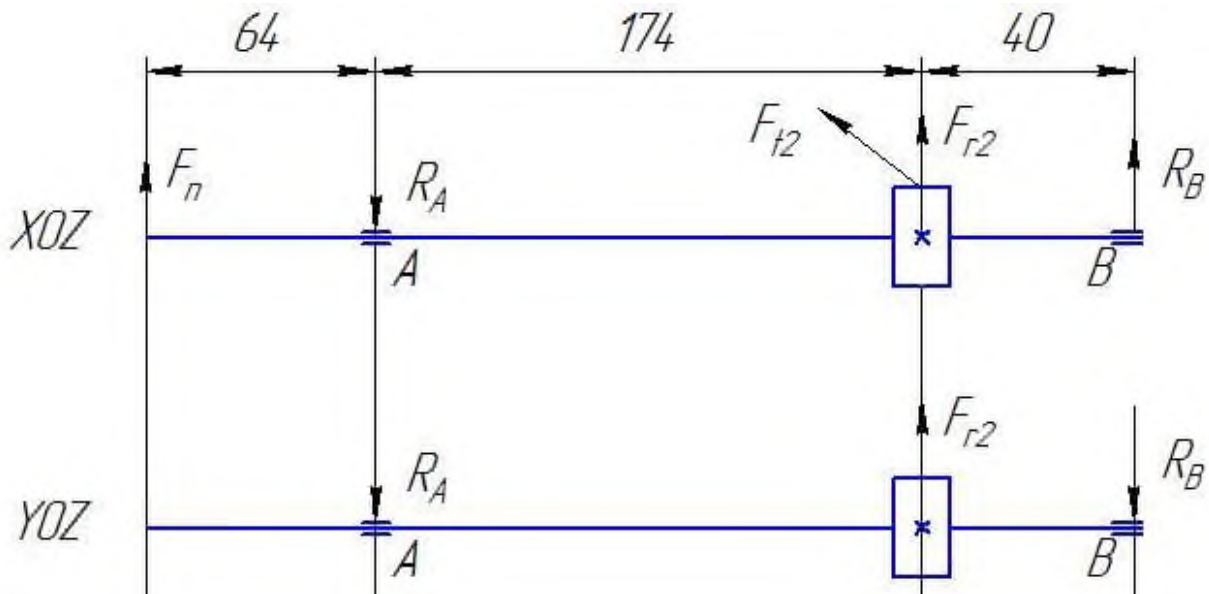


Рис. 2.7. Схема для визначення реакції в опорах

А) у вертикаль площині.

Опорні реакції:

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_n \cdot a + F_{r2} \cdot c + R_B \cdot (b + c) = 0 \quad (2.35)$$

$$R_B = \frac{50 \cdot 64 - 1254,7 \cdot 40}{214} = -167,5 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_n \cdot (a + b + c) - F_{r2} \cdot b + R_A \cdot (b + c) = 0 \quad (2.36)$$

$$R_A = \frac{50 \cdot 278 + 2066 \cdot 174}{214} = 1832 \text{ Н}$$

$$\sum Y = 0$$

Б) в горизонтальній площині.

Опорні реакції:

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{t2} * b - R_b * (b + c) = 0 \quad (2.37)$$

$$R_b = \frac{6360 \cdot 174}{214} = 5171 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_{t2} \cdot c + R_b \cdot (b + c) = 0 \quad (2.38)$$

$$R_b = \frac{6360 \cdot 40}{214} = 1189 \text{ Н}$$

$$\sum Y = 0$$

$$-R_a + F_{t1} - R_b = 0 \quad (2.39)$$

$$-1189 + 6360 - 5171 = 0$$

### 2.4.3. Розрахунок згинних моментів валах

Згинальні моменти у вертикальній площині становлять:

$$M'_1 = R'_a \cdot a = 1832 \cdot 0.064 = 123 \text{ Нм}$$

$$M'_2 = R'_b \cdot c = 167,5 \cdot 0.04 = 13 \text{ Нм}$$

Згинні моменти у горизонтальній площині становлять:

$$M''_1 = R''_a \cdot a = 5171 \cdot 0.064 = 331 \text{ Нм}$$

$$M''_2 = R''_b \cdot c = 1189 \cdot 0.04 = 47,5 \text{ Нм}$$

Повний згинний момент, що виникає у перерізі I-I становить:

$$M_{w1} = \sqrt{(123)^2 + (13)^2} = 123,7 \text{ Нм}$$

$$M_{w2} = \sqrt{331^2 + 47,5^2} = 334,4 \text{ Нм}$$

Для подальших розрахунків приймаємо згинний момент  $M=334,4 \text{ Нм}$ .

Приведений момент, що виникає на валу визначають за формулою [40]:

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M^2 + T^2} \quad (2.40)$$

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{334,4^2 + 191^2} = 385,1 \text{ Нм}$$

Діаметр вала в небезпечному перерізі визначають за формулою [40]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{\text{екв}}}{[\sigma_{3\Gamma}]}} \quad (2.41)$$

Де  $[\sigma_{3\Gamma}] = 85 \text{ МПа}$  – допустимі напруження згину для сталі 45. Отже:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 385,1 \cdot 10^3}{85}} = 35,65 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр вала 36 мм.

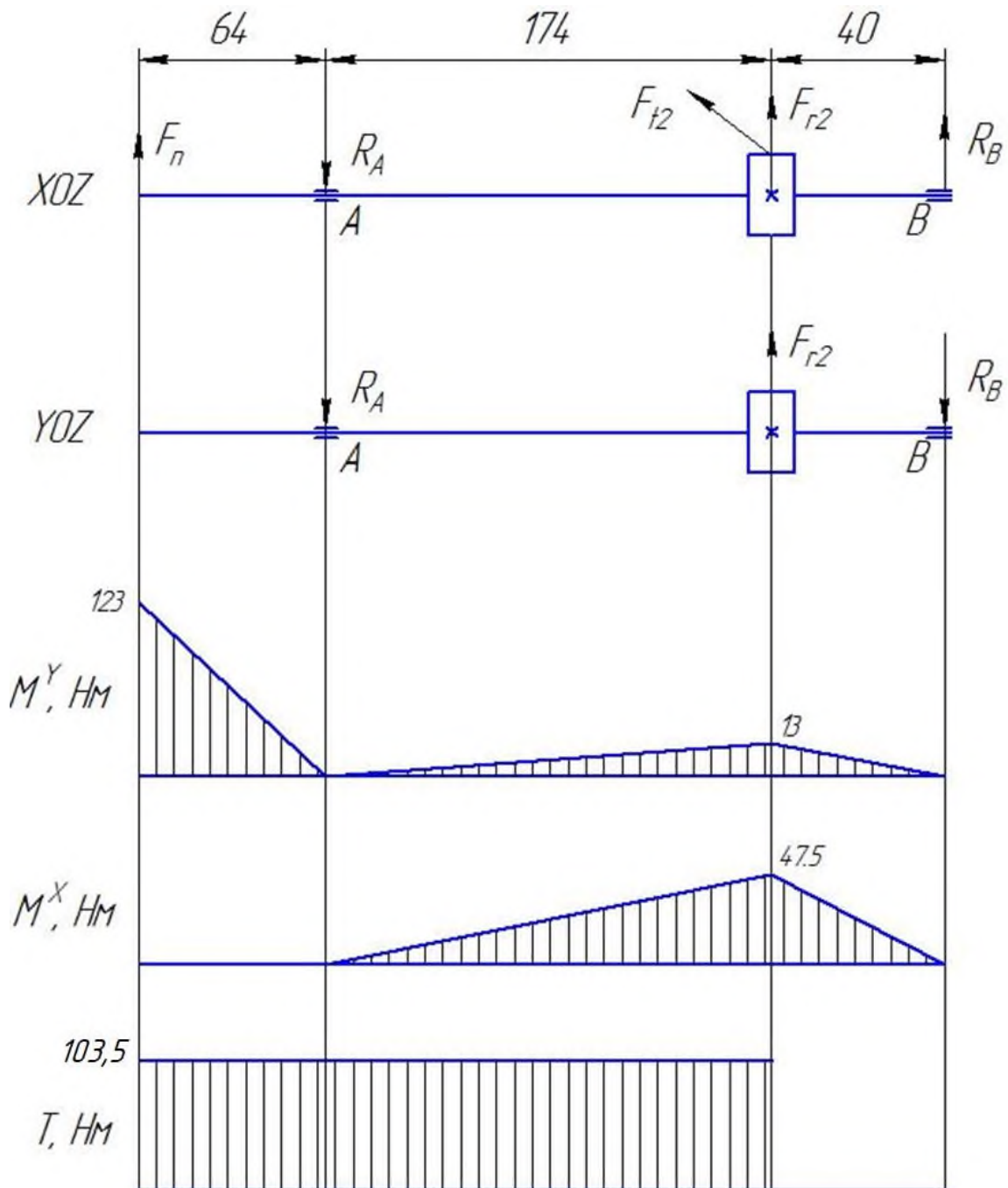


Рис 2.8. Епюра розрахунку валу

#### 2.4.4. Розрахунок вала на жорсткість

Розрахунок вала на жорсткість проводять за формулою [42]:  $y \leq [y]$

Де  $y$  – прогин вала в даному положенні, мм;

$[y]$  – допустимі значення прогину, мм.  $[y]=0,002l$ ,

Де  $l$  – відстань між опорами, мм.

В даному випадку  $l=214$  мм. Отже  $[y]=0,428$  мм

Величину прогину валу визначають по середині міжопорної віддалі.

Прогин становить [42]:

$$y = \frac{F_{r1} \cdot (a+b)^2 \cdot c^2}{3 \cdot E \cdot J \cdot l} \quad (2.42)$$

Де  $E=2,1 \cdot 10^5$  МПа – модуль пружності матеріалу

$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$  – осьовий момент інерції перерізу вала, мм<sup>4</sup>

$$J = \frac{3,14 \cdot 36^4}{64} = 39740 \text{ мм}^4$$

Отже,

$$y = \frac{867,5 \cdot (40 + 174)^2 \cdot 64^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 39740 \cdot 214} = 0,0072 \text{ мм}$$

$y=0,0072 < [y]=0,428$  мм. Отже умова виконується.

Для валу підбираємо згідно ГОСТ1139-98 шліцеве з'єднання.

$z \cdot d \cdot D = 6 \cdot 28 \cdot 34$ ;  $b=6$  [38]

## 2.5. Конструювання та опис роботи приводу головного руху

Привод головного руху складається з електродвигуна, муфти, коробки швидкостей та зубчасто-пасової передачі. Конструкція коробки швидкостей подана у графічній частині. Коробка змонтована у корпусі. Складається із вхідного вала-шестерні, на якому встановлена через шпонкове з'єднання знімна шестерня. Обидві шестерні знаходяться в контакті з зубчастими колесами, що розміщені на валу 2. Зубчасті колеса з'єднані з валом через електромагнітну муфту. Муфта забезпечує переключання крутного моменту на одне або інше зубчасте колесо. На тому ж валу ззовні корпусу встановлене через шпонкове з'єднання ведучий шків зубчасто-пасової передачі. Інший шків зубчасто-пасової передачі встановлений на шпинделі верстата.

Крутний момент від двигуна через муфту передається на перший вал. Обертання першого вала спричиняє обертання одночасно обох шестерень, які на ньому знаходяться, та відповідно, передачу крутного моменту на шестерні другого вала. Шестерні другого вала не передають крутний момент на другий вал, а з'єднані з ним через електромагнітну муфту. Муфта може включатися або в один або в інший бік. Включивши муфту вправо забезпечуємо передачу моменту 49/20 та відповідно збільшення частот обертання. Включивши вліво-навпаки. Переключення відбувається натисканням кнопки або в автоматичному режимі. Далі крутний момент передається на ведучий шків зубчасто-пасової передачі із другого вала через шпонку і на шпindel.

### **Висновки по розділу**

1. Розроблено структуру модернізованого приводу головного руху верстата застосуванням двигуна з регулюванням частоти обертання, коробки швидкостей та зубчасто-пасової передачі.
2. На основі проведеного кінематичного розрахунку розроблено кінематичну схему приводу, що забезпечує частоти обертання шпинделя 400-12500 об/хв при постійній потужності двигуна.
3. На основі силового розрахунку встановлено розмірні параметри всіх елементів приводу головного руху

### 3. ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

#### 3.1. Динамічний розрахунок приводу

##### 3.1.1. Розрахунок моментів інерції деталей приводу.

Для визначення моментів інерції вала, його умовно розділяють на ділянки постійного діаметра, та визначають по формулі [43]:

$$I = \frac{1}{32} \pi \rho d^4 l \quad \text{кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.1)$$

Де:  $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$  – густина сталі;

$d$  – діаметр ділянки вала;

$l$  – діаметр ділянки вала;

$I_p = 0,07 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  – момент інерції ротора електродвигуна згідно каталогу;

$I_m = 0,0002 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  – момент інерції муфти згідно каталогу;

$$I_{z20} = \frac{1}{32} 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,06^4 \cdot 0,03 = 0,003 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_{z49} = \frac{1}{32} 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,147^4 \cdot 0,03 = 0,110 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_{шк1} = I_{шк2} = \frac{1}{32} 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,112^4 \cdot 0,072 = 0,088 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_{шп} = \frac{1}{32} 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,03^4 \cdot 0,58 = 0,0028 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_1 = \frac{1}{32} 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,028^4 \cdot 0,068 = 0,002 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_2 = \frac{1}{32} 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,028^4 \cdot 0,045 = 0,00215 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_3 = \frac{1}{32} 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,032^4 \cdot 0,048 = 0,003 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_{бл} = \frac{1}{32} 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,058^4 \cdot 0,045 = 0,025 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

##### 3.1.2. Розрахунок податливостей пружних елементів системи.

Кутова (крутильна) податливість - це кут закручування даної ділянки під дією одиничного крутного моменту. Розрахунок крутильній піддатливості

приводів верстатів має специфіку, обумовлену наявністю великої кількості валиків, що мають малу згинну жорсткість, шліцевих і шпонкових з'єднань, зубчастих, ремінних і ланцюгових передач, муфт, підшипників кочення і ковзання. Нижче показано, що в балансі крутильній податливості коробок швидкостей верстатів податливість валів на кручення складає 15-30%, а згинної деформації вала і контактні деформації шпонкових і шліцевих з'єднань відіграють найбільшу роль. Це відноситься і до аналогічних по конструкції коробок швидкостей автомобілів і деяких інших машин. [44]

При складанні розрахункової схеми приймаються таке припущення: Система розглядається як лінійна. Хоча через велику роль контактних деформацій і пружних муфт з нелінійної характеристикою в загальному балансі податливість  $e$  зменшується (за експериментальними даними), але це не впливає на точність визначення власних частот, якщо прийняти за розрахункове значення податливості її величину при середньому за період коливань моменті [43].

Податливість валів на кручення  $e_k$  визначається за формулами [44]:

- Крутильна податливість з'єднання вал - ступиця :

$$e_k = \frac{32}{\pi G} \cdot \frac{l}{D^4} \quad 1/\text{Н} \cdot \text{м} \quad (3.2)$$

Де:  $G$  – вага ділянки вала;

$d$  – діаметр ділянки вала;

$l$  – діаметр ділянки вала;

- Вал з шпонковою канавкою:

$$e_{ш} = \frac{32}{\pi G} \cdot \frac{l}{D_1^4} \quad 1/\text{Н} \cdot \text{м} \quad (3.3)$$

$$D_1 = D - 0,5h \quad (3.4)$$

- Шліцевий вал:

$$e_{шл} = \frac{32}{\pi G} \cdot \frac{l}{d^4} \quad 1/\text{Н} \cdot \text{м} \quad (3.5)$$

- Податливість муфт з гумовими пружними елементами:



$$e_m = \frac{0,16}{K_{\text{дин}} \sqrt{H^3} d_{\text{max}}^3} \quad 1/H \cdot \text{м} \quad (3.6)$$

$d_{\text{max}}$  - максимальний для даного номеру муфти діаметр з'єднувальних валів;

$H$  – твердість гуми за Шором;

- Еквівалентна крутильна податливість [44]:

$$e_{\text{зг.е.}} = \frac{a_i}{M_{K_i}} \quad 1/H * \text{м} \quad (3.7)$$

- Податливість зубчастої передачі:

$$e_{\text{з.п.}} = k \frac{1}{b \cdot R^2 \cdot \cos^2 \alpha} \quad 1/H \cdot \text{м} \quad (3.8)$$

$k$  – пружна деформація пари зубів при дії одиничного нормального напруження;

$b$  – робоча ширина колеса;

$R$  – радіус зубчатого колеса.

- Податливість пасової передачі:

$$e_{\text{п.п.}} = \frac{l_{\text{еф}}}{a * R^2 * F * E} \quad 1/H * \text{м} \quad (3.9)$$

$R$  – радіус шківів на валу до якого приводиться податливість;

$l_{\text{еф}}$  – ефективна довжина паса між шківів;

$F$  – площа поперечного січення паса;

$E$  - модуль пружності паса;

$a$  – коефіцієнт, що враховує дію попереднього натягу.

$$e_{\text{к1}} = 11,2 \quad 1/H * \text{м}$$

$$e_{\text{к2}} = 14,1 \quad 1/H * \text{м}$$

$$e_{\text{к3}} = 2,6 \quad 1/H * \text{м}$$

$$e_{\text{к4}} = 23,3 \quad 1/H * \text{м}$$

$$e_{\text{к5}} = 4,0 \quad 1/H * \text{м}$$

$$e_{\text{к6}} = 9,2 \quad 1/H * \text{м}$$

$$e_{\text{к7}} = 2,6 \quad 1/H * \text{м}$$

$$e_{\text{к8}} = 1,1 \quad 1/H * \text{м}$$

$$\begin{aligned}
 e_{ш1} &= 3,3 \text{ 1/Н * м} \\
 e_{ш2} &= 5,5 \text{ 1/Н * м} \\
 e_{ш3} &= 3,1 \text{ 1/Н * м} \\
 e_{ш4} &= 24,7 \text{ 1/Н * м} \\
 e_{ш5} &= 4,4 \text{ 1/Н * м} \\
 e_{ш6} &= 2,0 \text{ 1/Н * м} \\
 e_{ш7} &= 1,1 \text{ 1/Н * м} \\
 e_{ш8} &= 0,3 \text{ 1/Н * м} \\
 e_{зг.е.1} &= 8,1 \text{ 1/Н * м} \\
 e_{зг.е.2} &= 17,6 \text{ 1/Н * м} \\
 e_{з.п.1} &= 20,1 \text{ 1/Н * м} \\
 e_{з.п.2} &= 15,4 \text{ 1/Н * м} \\
 e_{п.п.} &= 3,9 \text{ 1/Н * м}
 \end{aligned}$$

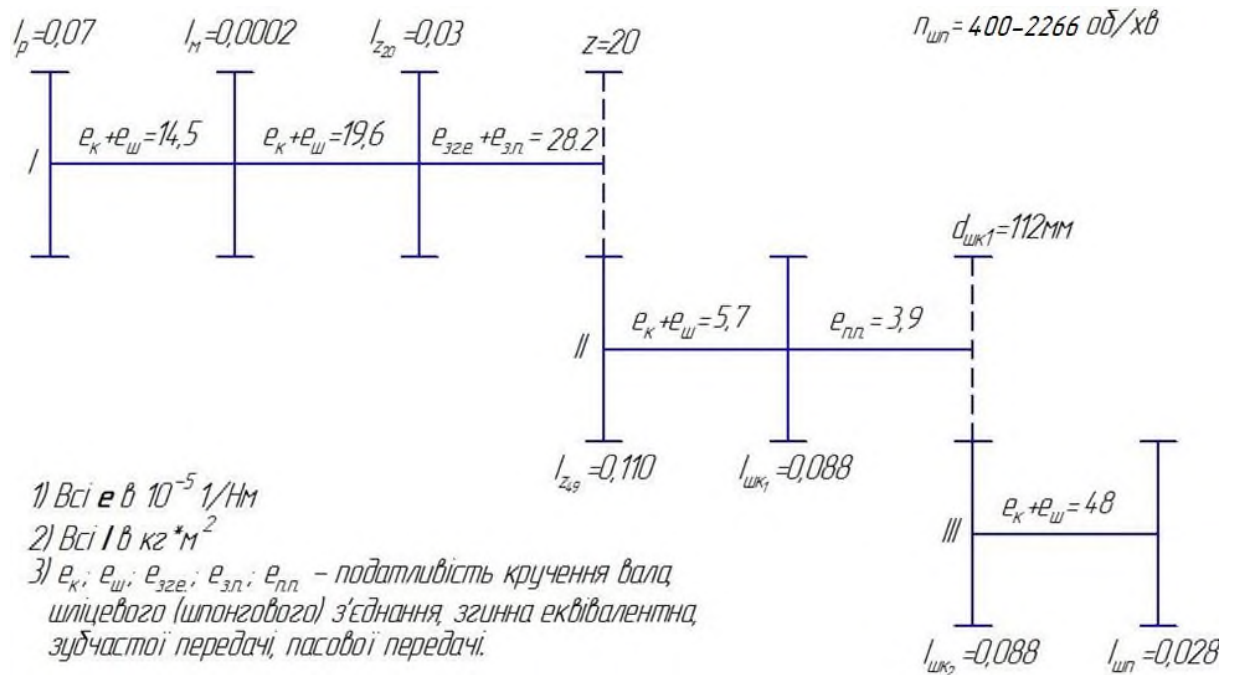


Рис.3.1. Динамічна розрахункова схема приводу головного руху верстата при  $n_{шп} = 400-2266 \text{ об/хв}$ .

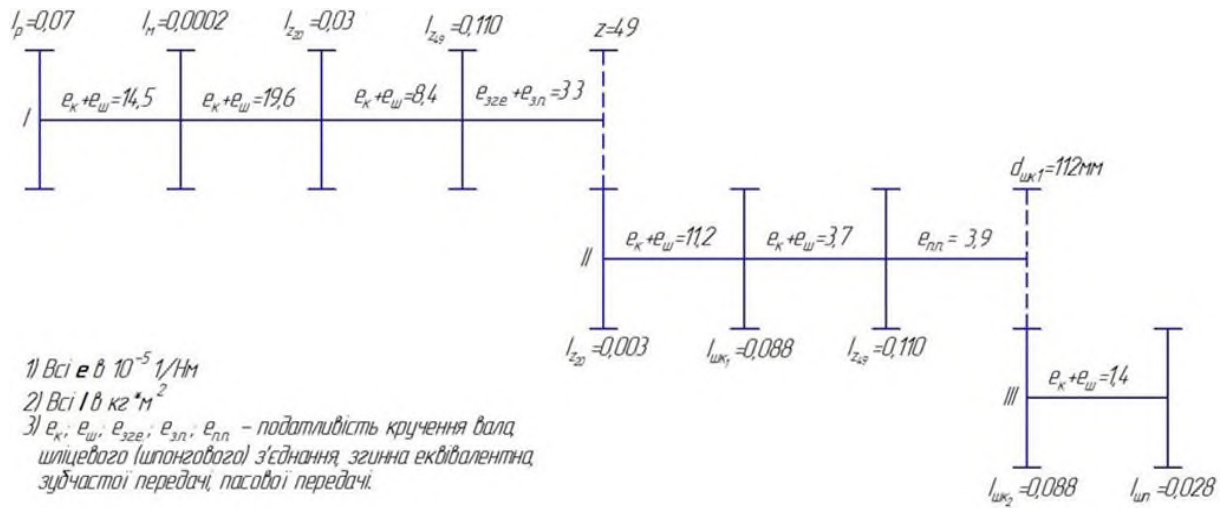


Рис.3.2. Динамічна розрахункова схема приводу головного руху верстата при  $n_{шп} = 2041 - 12250$  об/хв.

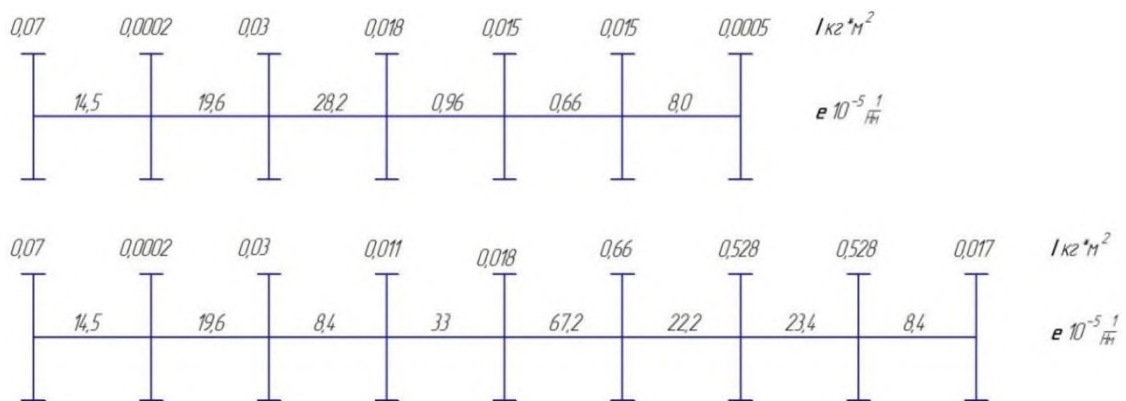


Рис. 3.3. Зведена динамічна розрахункова схема приводу головного руху верстата.

## 3.2. Дослідження динамічних характеристик приводу при понижуючій передачі коробки

### 3.2.1. Спрощення багатомасової системи при включенні понижуючій передачі

Багатомасову систему систему розбиваємо на типові (парціальні) одномасові і двохмасові системи [43-45].

Для парціальної двохмасової системи,

$$e = e_k \quad (3.10)$$

$$I = \frac{I_k \cdot I_{k+1}}{I_k + I_{k+1}} \quad (3.11)$$

Для парціальної одномасової системи,

$$I = I_k \quad (3.12)$$

$$e = \frac{e_{k-1} \cdot e_k}{e_{k-1} + e_k} \quad (3.13)$$

Власна частота коливань для парціальної системи

$$p = \sqrt{\frac{1}{I \cdot e}} \quad (3.14)$$

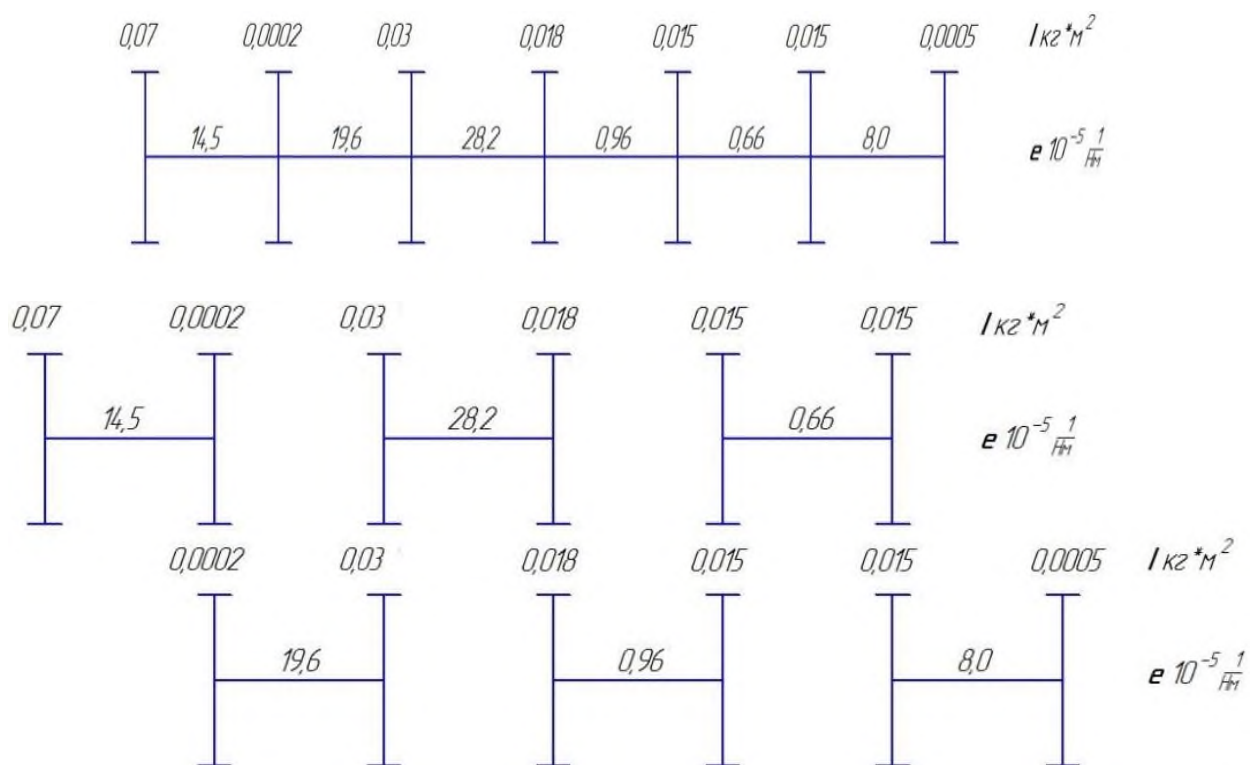


Рис. 3.4. Спрощена багатомасова система

Розрахунки виконані у пакеті MathCAD [46]

Таблиця 3.1. Результати спрощення системи.

$I$	0,0002	0,0002	0,01125	0,008	0,0075	0,00048	
$I_{Ck}$	0,0029	0,0039	0,317	0,0077	0,005	0,00384	$\cdot 10^{-5}$
$p$	5872	5064	562	3604	4472	5103	

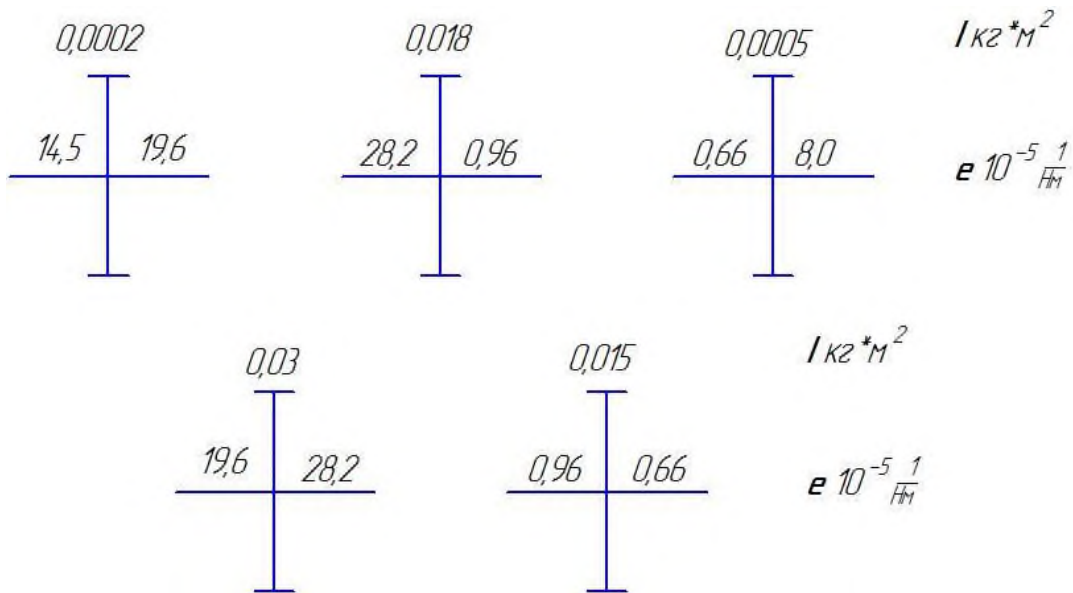


Рис.3.5. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.2. Результати спрощення системи.

$e$	8,33	11,56	0,93	0,39	0,61	$*10^{-5}$
$I_K * e$	0,0016	0,3468	0,017	0,00585	0,00915	$*10^{-5}$
$p$	7905	537	2425	4134	3306	

Заміняємо двомасову систему з  $p=5064$  на одномасову.

$$e_k = \frac{19,6 \cdot 0,03}{0,0002 + 0,03} * 10^{-5} = 1,95 * 10^{-5} \text{ 1/H * м}$$

$$e_{k+1} = \frac{19,6 \cdot 0,0002}{0,0002 + 0,03} * 10^{-5} = 0,13 * 10^{-5} \text{ 1/H * м}$$

$$I_{k+1} = 0,0002 + 0,03 = 0,0302 \text{ кг * м}^2$$

Заміняємо одномасову систему з  $p=3306$  на двомасову.

$$I_k = \frac{0,0005 \cdot 8}{0,66 + 8} = 0,00046 \text{ кг * м}^2$$

$$I_{k+1} = \frac{0,0005 + 0,66}{0,66 + 8} = 0,000038 \text{ кг * м}^2$$

$$e_k = (0,66 + 8) \cdot 10^{-5} = 8,66 \cdot 10^{-5} \quad 1/\text{H} * \text{м}$$

Тоді лінійна система буде мати вигляд.

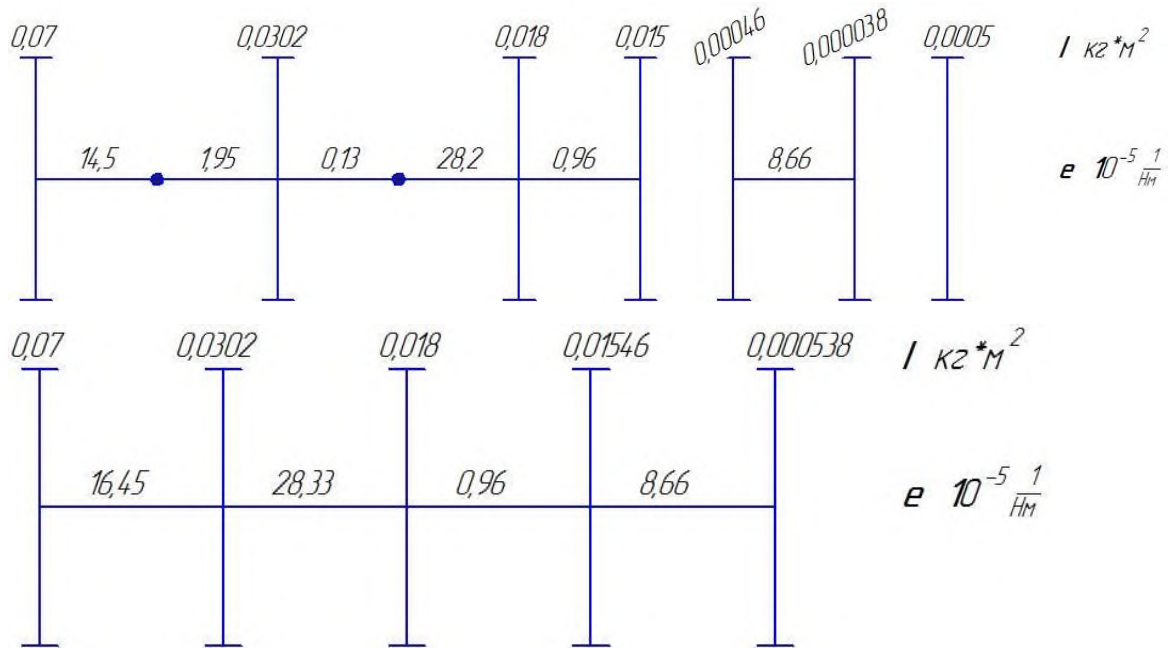


Рис.3.6. Лінійна динамічна розрахункова схема.

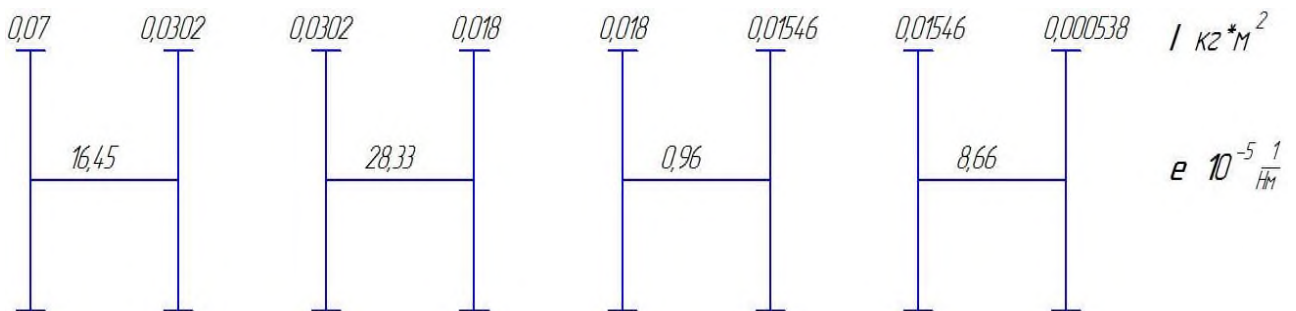


Рис.3.7. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.3. Результати спрощення системи.

$I$	0,02	0,0113	0,0083	0,00056	
$I_{Ck}$	0,347	0,32	0,008	0,0048	$* 10^{-5}$
$p$	536	559	3535	4564	

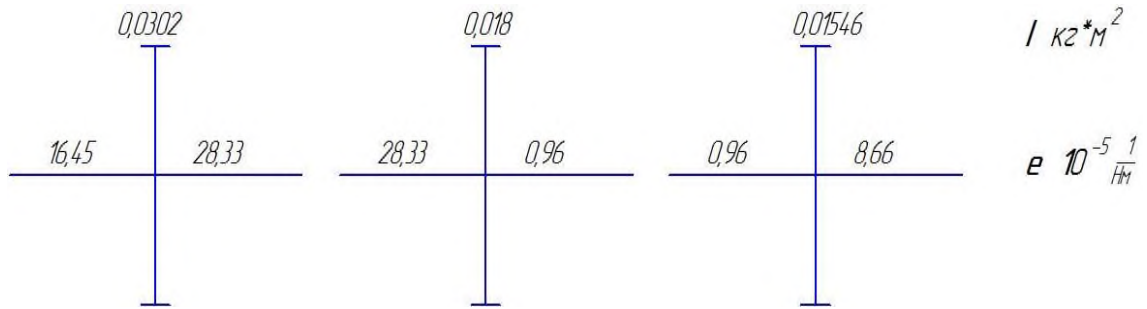


Рис.3.8. Розбита динамічна розрахункова схема

Таблиця 3.4. Результати спрощення системи.

$e$	10,4	0,93	0,86	$*10^{-5}$
$I_k * e$	0,314	0,017	0,013	$*10^{-5}$
$p$	564	2425	2773,5	

Заміняємо одномасову систему з  $p=2773,5$  на двомасову.

$$I_k = \frac{0,01546 * 8,66}{0,96 + 8,66} = 0,014 \text{ кг} * \text{м}^2$$

$$I_{k+1} = \frac{0,01546 + 8,66}{0,96 + 8,66} = 0,00154 \text{ кг} * \text{м}^2$$

$$e_k = (0,96 + 8,66) * 10^{-5} = 9,62 * 10^{-5} \text{ 1/Н} * \text{м}$$

Тоді лінійна система буде мати вигляд.

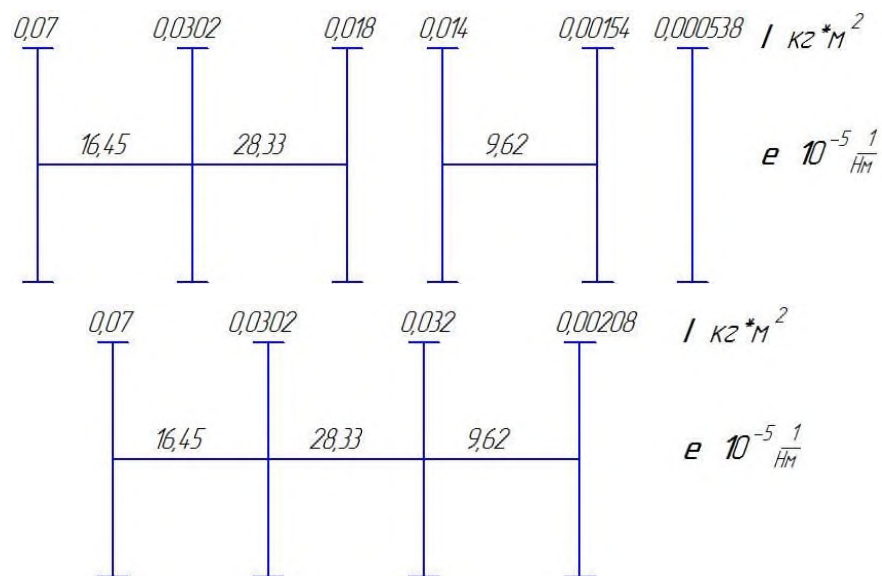


Рис.3.9. Лінійна динамічна розрахункова схема.

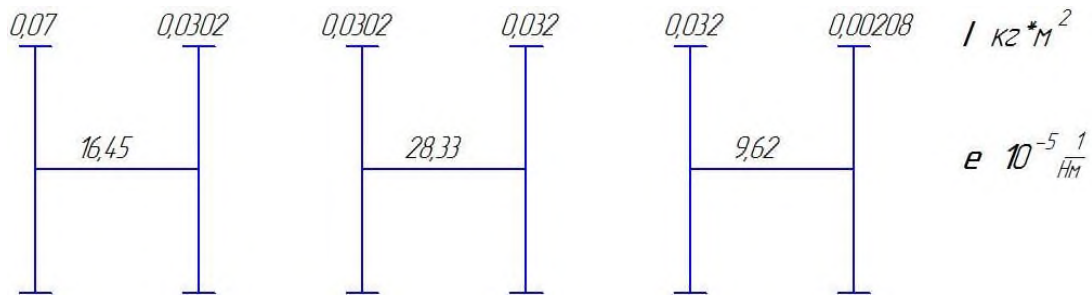


Рис.3.0 Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.5. Результати спрощення системи.

$I$	0,02	0,016	0,002	
$I_{Cк}$	0,347	0,453	0,019	$*10^{-5}$
$p$	536	470	2294	

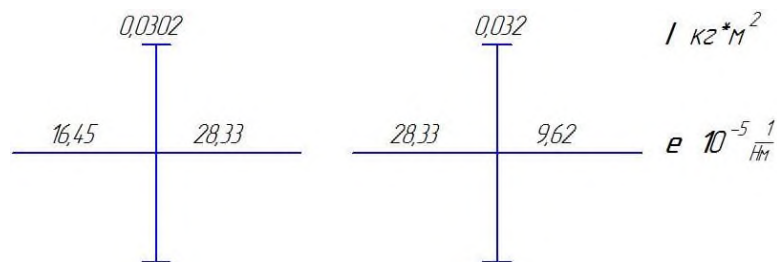


Рис.3.11. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 4.5. Результати спрощення системи.

$e$	10,4	7,18	$*10^{-5}$
$I_K * e$	0,314	0,23	$*10^{-5}$
$p$	564	659	

Заміняємо двомасову систему з  $p=470$  на одномасову.

$$e_K = \frac{28,33 * 0,0302}{0,0302 + 0,032} * 10^{-5} = 13,75 * 10^{-5} \text{ 1/Н * м}$$

$$e_{K+1} = \frac{9,32 * 0,0302}{0,0302 + 0,032} * 10^{-5} = 14,75 * 10^{-5} \text{ 1/Н * м}$$

$$I_{K+1} = 0,0302 + 0,032 = 0,0622 \text{ кг * м}^2$$



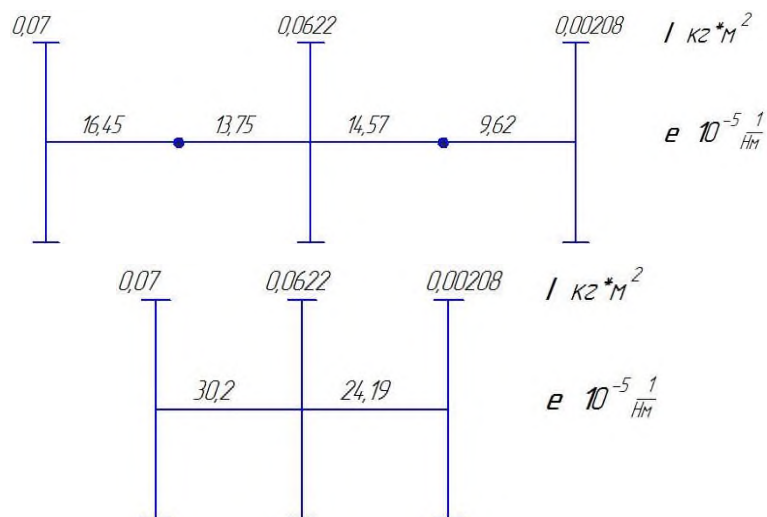


Рис.3.12. Лінійна динамічна розрахункова схема.

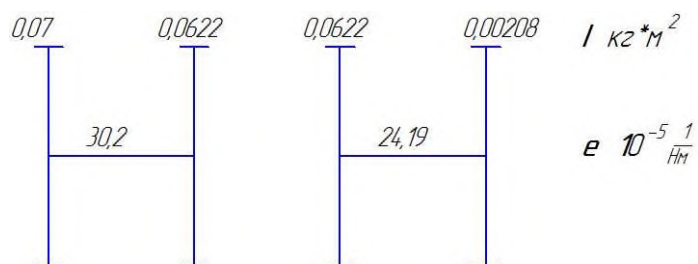


Рис.3.13. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.7. Результати спрощення системи.

$I$	0,033	0,022	
$I_{Cк}$	0,995	0,537	$*10^{-5}$
$p$	317	431	

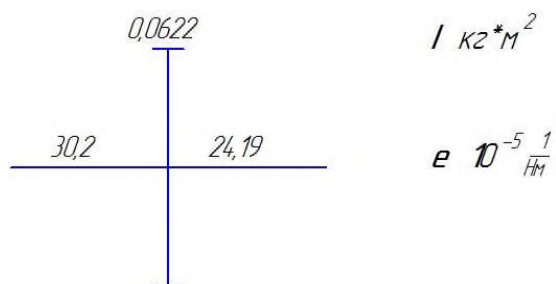


Рис.3.14. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.8. Результати спрощення системи.

$e$	13,43	$*10^{-5}$
$I_K * e$	0,835	$*10^{-5}$
$p$	346	

Оскільки  $2,5 w_{max} = 2,5 * 165 = 412,5$  майже так саме як,  $p$  то для визначення власних частот і форм коливань розглянемо трьохмасову систему.

### 3.2.2. Визначення власних частот і побудова форм коливань.

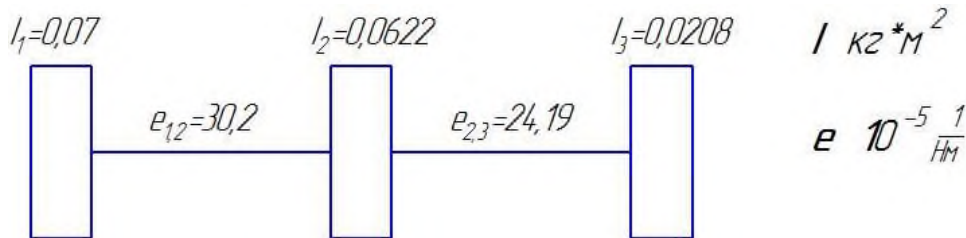


Рис.3.15. Трьохмасова динамічна розрахункова схема приводу.

Власні частоти отримуються з розв'язку рівняння:

$$w_0^2 \{ I_1 I_2 I_3 w_0^4 - [(I_1 I_2 + I_1 I_3) K_{2,3} + (I_2 I_3 + I_1 I_3) K_{1,2}] w_0^2 + K_{1,2} K_{2,3} (I_1 + I_2 + I_3) \} = 0 \quad (3.15)$$

Де  $K_{1,2}$ ;  $K_{2,3}$  – крутильні жорсткості.

$$K_{1,2} = \frac{1}{e_{1,2}} \quad (3.16)$$

$$K_{2,3} = \frac{1}{e_{2,3}} \quad (3.17)$$

$$K_{1,2} = \frac{1}{30,2 * 10^{-5}} = 3311,26$$

$$K_{2,3} = \frac{1}{24,19 * 10^{-5}} = 4133,94$$

Підставивши значення отримаємо:  $w_0^2 \{ 0,07 * 0,0622 * 0,0208 w_0^4 - [(0,07 * 0,0622 + 0,07 * 0,0208) 4133,94 + (0,0622 * 0,0208 + 0,07 *$

$$0,0208)3311,26]w_0^2 + 3311,26 * 4133,94(0,07 + 0,0622 + 0,0208)\} = 0$$

Рівняння дорівнює нулю, коли  $w_0 = 0$  або коли

$$9,05 * 10^{-5}w_0^4 - 33,1w_0^2 + 2094348 = 0$$

Приймаємо  $w_0^2 = z$ , тоді

$$9,05 * 10^{-5}z^2 - 33,1z + 2094348 = 0$$

$$D = (-33,1)^2 - 4 * 9,05 * 10^{-5} * 2094348 = 337,6$$

$$z_{1,2} = \frac{33,1 \pm \sqrt{337,6}}{2 * 9,05 * 10^{-5}}$$

$$z_1 = 284530$$

$$z_2 = 81215,5$$

Тоді,

$$w_{01} = \sqrt{81215,5} = 285 \frac{1}{c}$$

$$w_{02} = \sqrt{284530} = 533 \frac{1}{c}$$

Визначаємо відносні амплітуди коливань для  $w_{01}$

$$\frac{A_2}{A_1} = a_2 = 1 - c_{12}I_1w_{01}^2 \quad (3.18)$$

$$\frac{A_3}{A_1} = \frac{1 - c_{12}I_1w_{01}^2}{1 - c_{23}I_3w_{01}^2} \quad (3.19)$$

$$\frac{A_2}{A_1} = a_2 = 1 - 30,2 * 10^{-5} * 0,07 * 285^2 = -0,717$$

$$\frac{A_3}{A_1} = \frac{1 - 0,000302 * 0,07 * 285^2}{1 - 0,0002419 * 0,0208 * 285^2} = 1,2$$

Визначаємо відносні амплітуди коливань для  $w_{02}$

$$\frac{A_2}{A_1} = a_2 = 1 - 30,2 * 10^{-5} * 0,07 * 533^2 = -0,5$$

$$\frac{A_3}{A_1} = \frac{1 - 0,000302 * 0,07 * 533^2}{1 - 0,0002419 * 0,0208 * 533^2} = -1,16$$

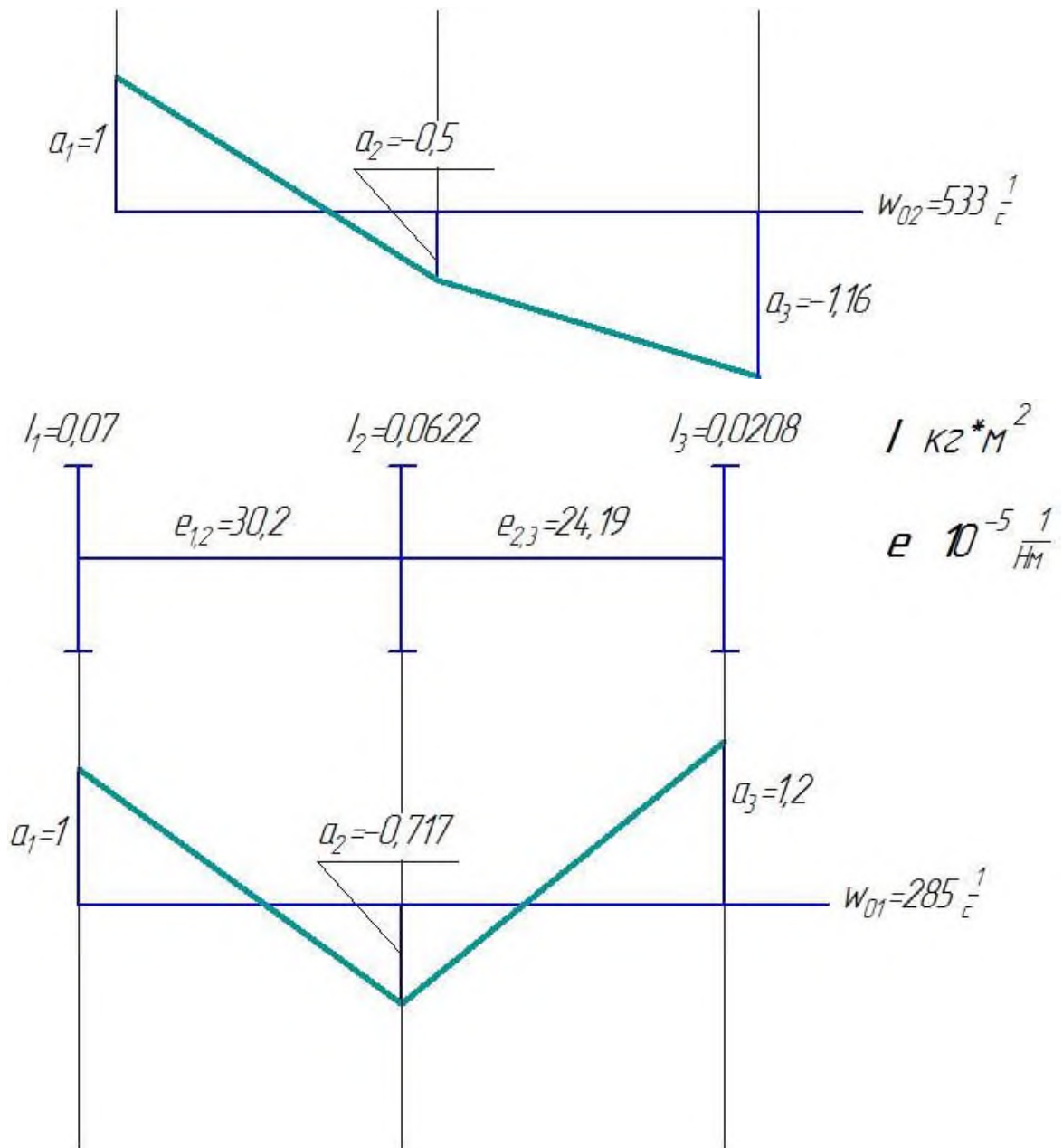


Рис.3.16. Форми коливань приводу при включенні першої зубчастої пари.

### 3.3. Дослідження динамічних характеристик приводу при підвищуючій передачі коробки

#### 3.3.1. Спрощення багатомасової системи при підвищуючій передачі коробки

Аналогічні розрахунки проведемо і для іншого зачеплення 49/20, для якого мінімальна частота 2041 об/хв

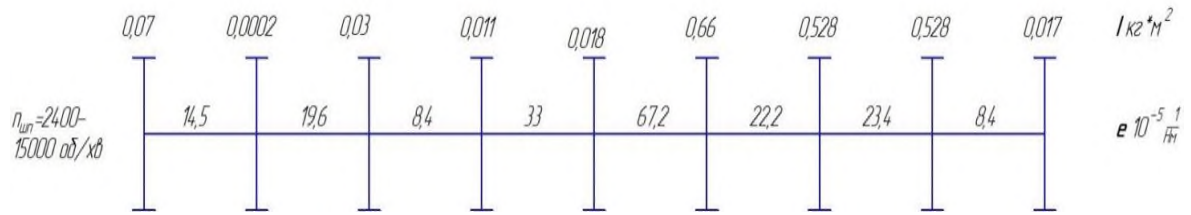


Рис.3.17. Лінійна динамічна розрахункова схема.

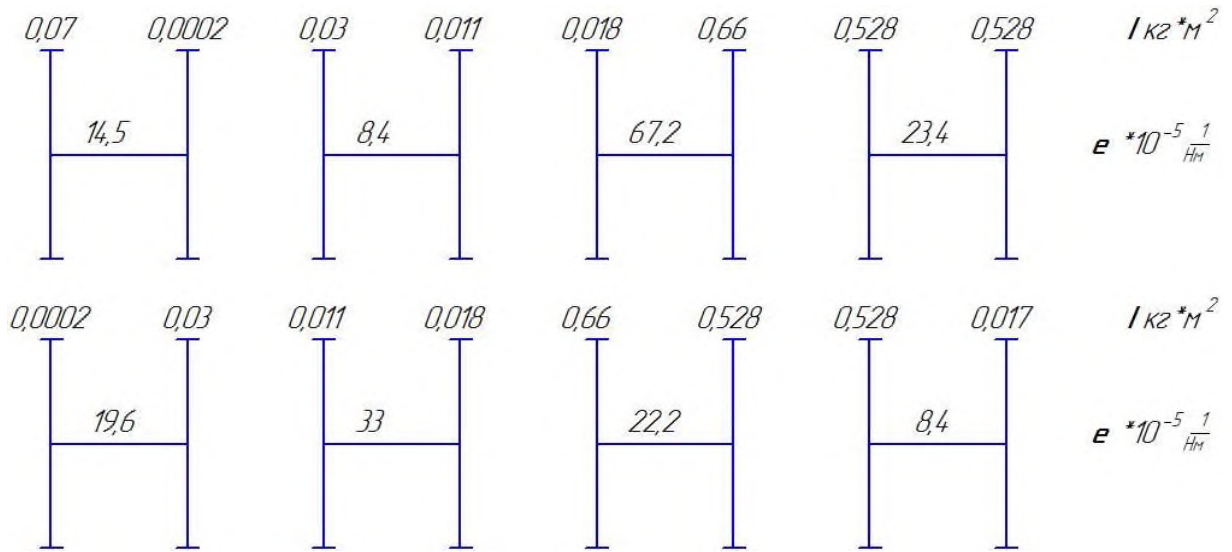


Рис.3.18. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.9. Результати спрощення системи.

$I$	0,0002	0,0002	0,008	0,0068	0,01	0,29	0,264	0,0165	
$I_{Cк}$	0,0029	0,0039	0,067	0,234	0,672	6,43	6,178	0,14	$*10^{-5}$
$p$	5872	5064	1222	653	386	124	127	2672	

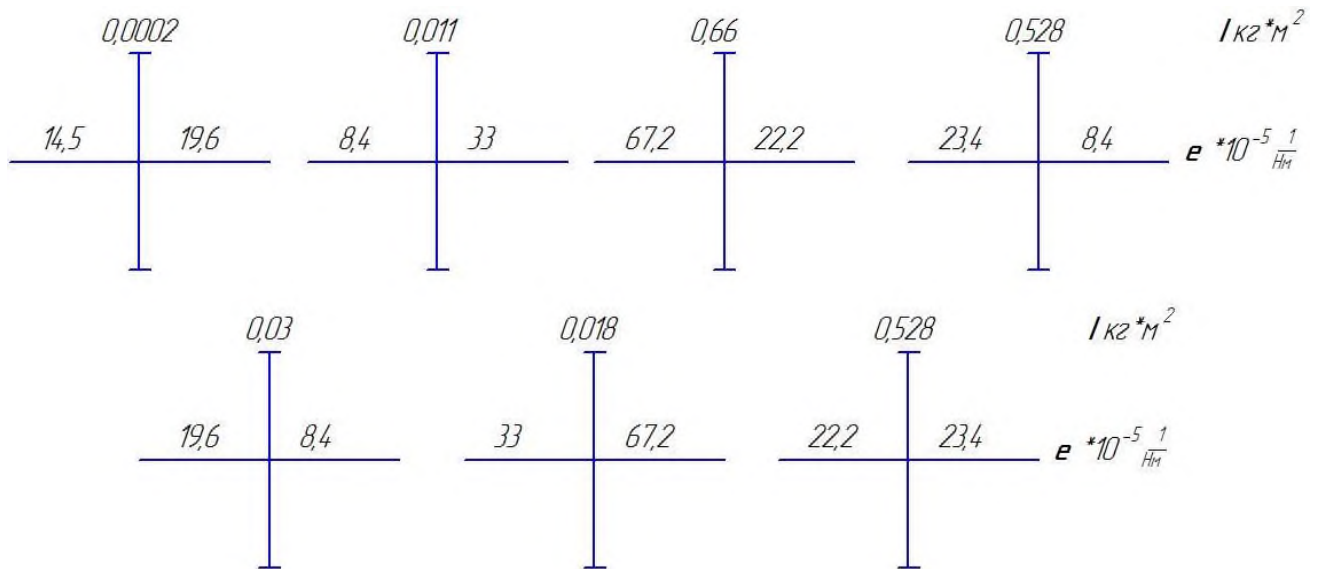


Рис.3.19. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.10. Результати спрощення системи.

$e$	8,33	5,88	6,7	22,1	16,7	11,4	6,18	$*10^{-5}$
$I_k * e$	0,0017	0,176	0,07	0,4	11	6	3,26	$*10^{-5}$
$p$	7670	753	1195	500	96	130	176	

Заміняємо двомасову систему з  $p=5064$  на одномасову.

$$e_k = \frac{19,6 * 0,03}{0,0002 + 0,03} * 10^{-5} = 1,95 * 10^{-5} \text{ 1/Н * м}$$

$$e_{k+1} = \frac{19,6 * 0,0002}{0,0002 + 0,03} * 10^{-5} = 0,13 * 10^{-5} \text{ 1/Н * м}$$

$$I_{k+1} = 0,0002 + 0,03 = 0,0302 \text{ кг * м}^2$$

Заміняємо одномасову систему з  $p=176$  на двомасову.

$$I_k = \frac{0,528 * 8,4}{23,4 + 8,4} = 0,14 \text{ кг * м}^2$$

$$I_{k+1} = \frac{0,528 * 23,4}{23,4 + 8,4} = 0,38 \text{ кг * м}^2$$

$$e_k = (23,4 + 8,4) * 10^{-5} = 31,8 * 10^{-5} \text{ 1/Н * м}$$

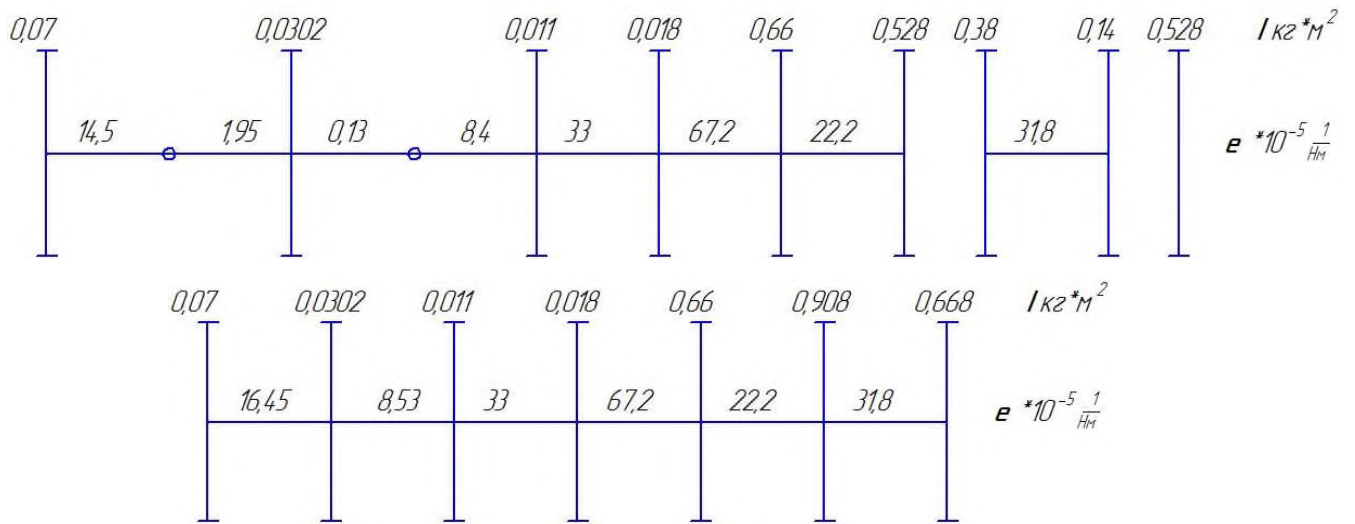


Рис.3.21. Лінійна динамічна розрахункова схема.

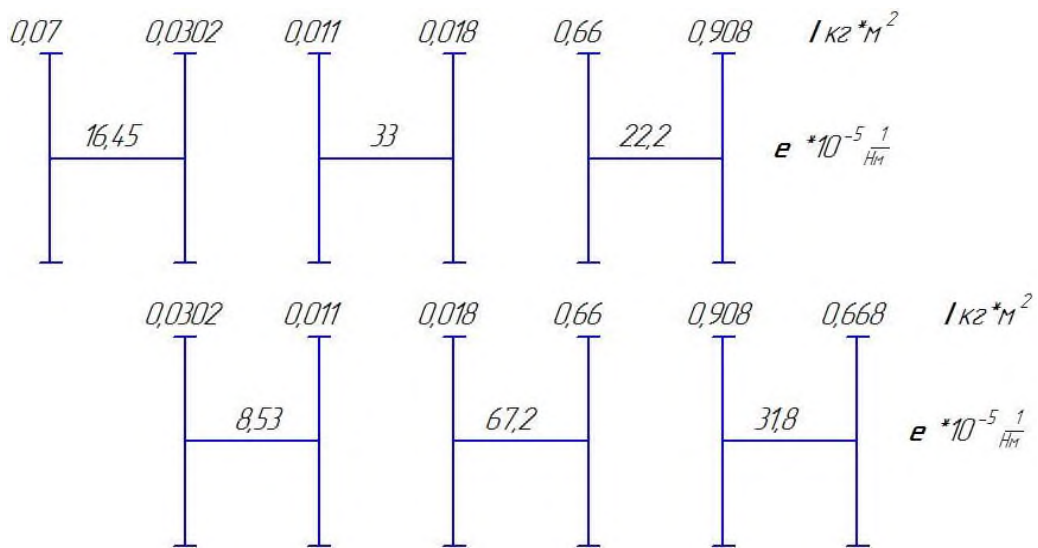


Рис.3.22. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.11. Результати спрощення системи.

$I$	0,021	0,008	0,0068	0,017	0,4	0,385	
$I_{ск}$	0,35	0,068	0,225	1,17	8,88	12,2	$* 10^{-5}$
$p$	534	1213	667	292	106	91	

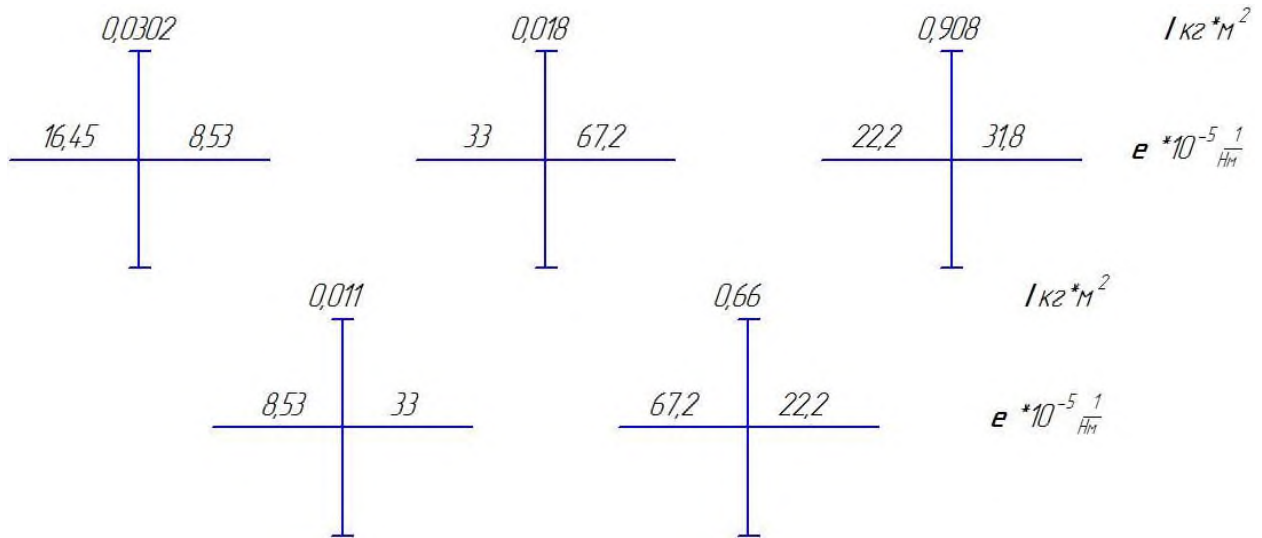


Рис.3.23. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.12. Результати спрощення системи.

$e$	5,61	6,78	22,13	16,7	13,12	$*10^{-5}$
$I_k * e$	0,17	0,075	0,4	11	11,9	$*10^{-5}$
$p$	767	1154	500	96	92	

Заміняємо двомасову систему з  $p=1213$  на одномасову.

$$e_k = \frac{8,53 * 0,011}{0,011 + 0,0302} * 10^{-5} = 2,28 * 10^{-5} \text{ 1/Н * м}$$

$$e_{k+1} = \frac{8,53 * 0,0302}{0,0302 + 0,011} * 10^{-5} = 6,25 * 10^{-5} \text{ 1/Н * м}$$

$$I_{k+1} = 0,0302 + 0,011 = 0,0412 \text{ кг * м}^2$$

Заміняємо одномасову систему з  $p=96$  на двомасову.

$$I_k = \frac{0,66 * 22,2}{67,2 + 22,2} = 0,16 \text{ кг * м}^2$$

$$I_{k+1} = \frac{0,66 * 67,2}{67,2 + 22,2} = 0,5 \text{ кг * м}^2$$

$$e_k = (67,2 + 22,2) * 10^{-5} = 89,4 * 10^{-5} \text{ 1/Н * м}$$



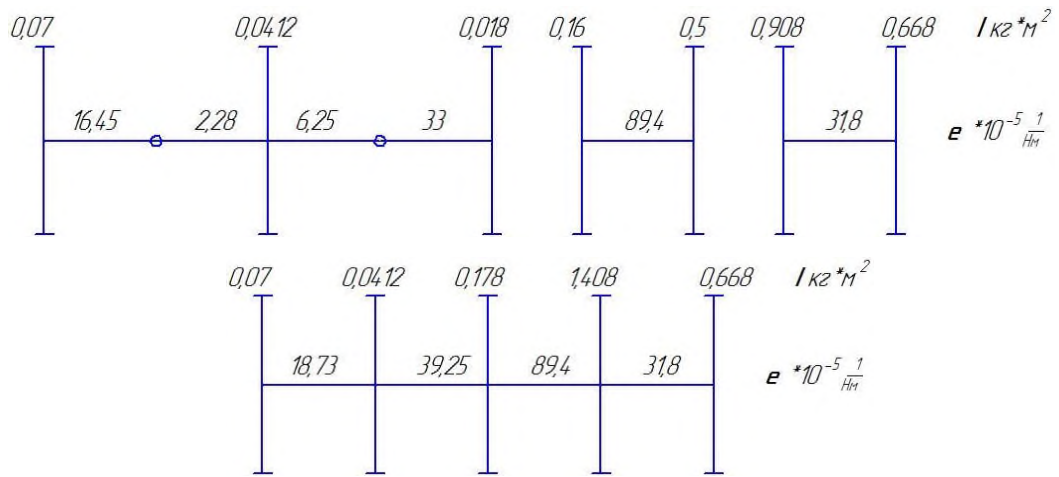


Рис.3.24. Лінійна динамічна розрахункова схема.

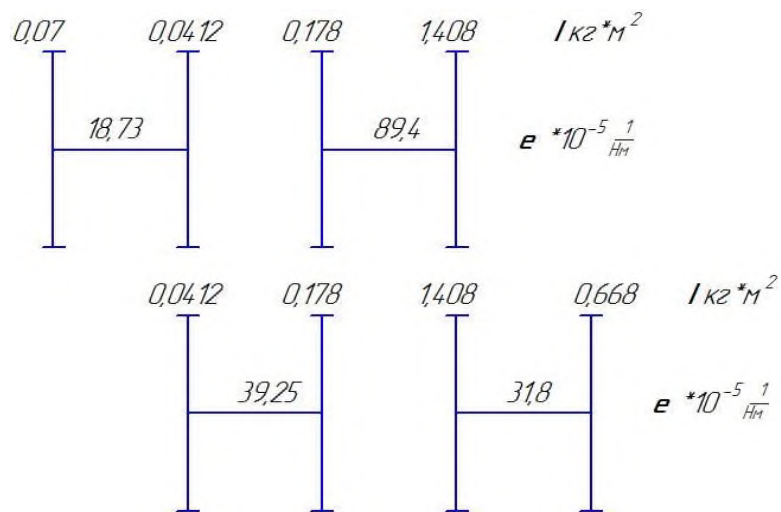


Рис.3.25. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.13. Результати спрощення системи.

$I$	0,026	0,033	0,16	0,45	
$I_{Cк}$	0,49	1,31	14,12	14,4	$*10^{-5}$
$p$	451	276	84	83	

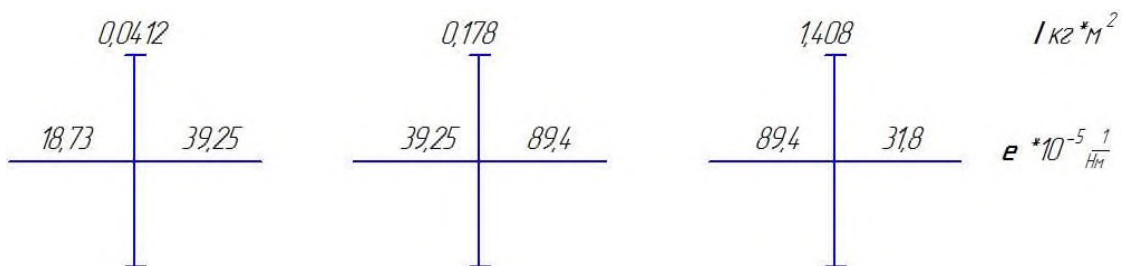


Рис.3.26. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.14. Результати спрощення системи.

$e$	12,68	27,27	23,45	$*10^{-5}$
$I_K * e$	0,52	4,86	32,8	$*10^{-5}$
$p$	436	143	56	

Заміняємо двомасову систему з  $p=276$  на одномасову.

$$e_K = \frac{39,25 * 0,178}{0,0412 + 0,178} * 10^{-5} = 31,87 * 10^{-5} \text{ 1/Н * м}$$

$$e_{K+1} = \frac{39,25 * 0,0412}{0,0412 + 0,178} * 10^{-5} = 7,38 * 10^{-5} \text{ 1/Н * м}$$

$$I_{K+1} = 0,0412 + 0,178 = 0,2192 \text{ кг * м}^2$$

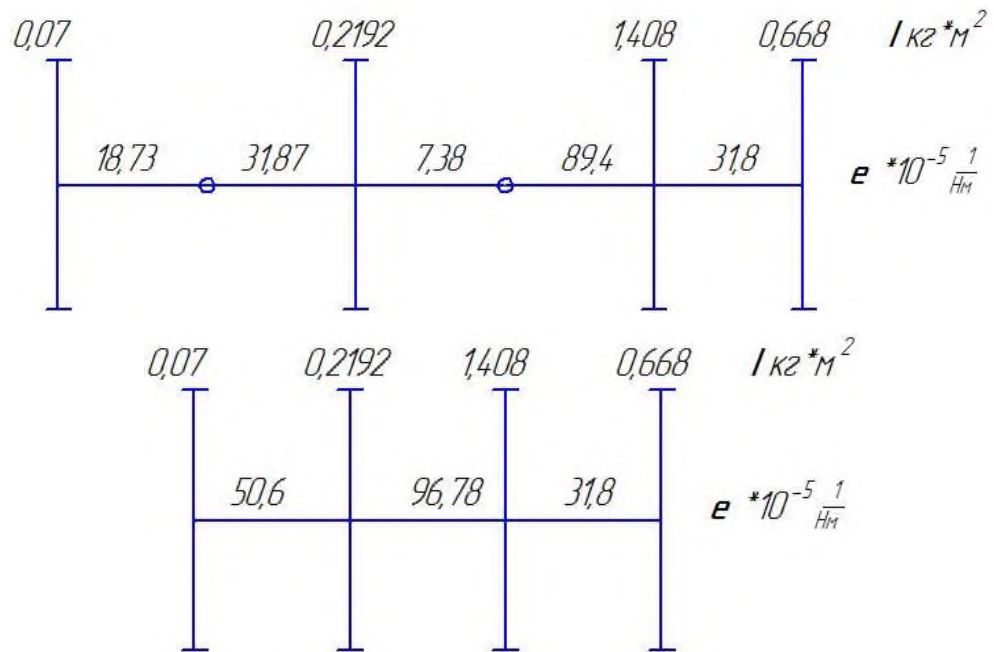


Рис.3.27. Лінійна динамічна розрахункова схема.

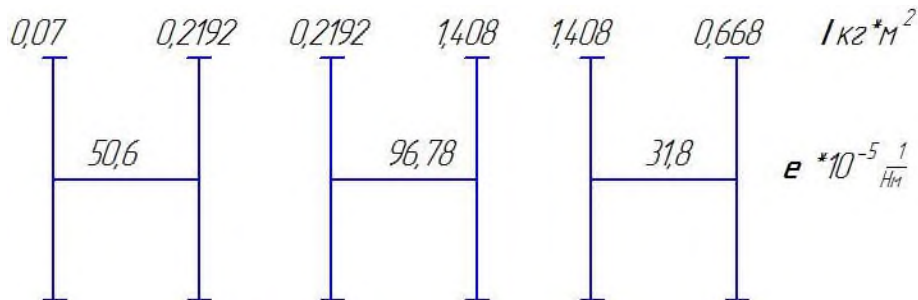


Рис.3.28. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.15. Результати спрощення системи.

$I$	0,053	0,19	0,43	
$I_{Cк}$	2,68	18,36	13,87	$*10^{-5}$
$p$	193	74	85	

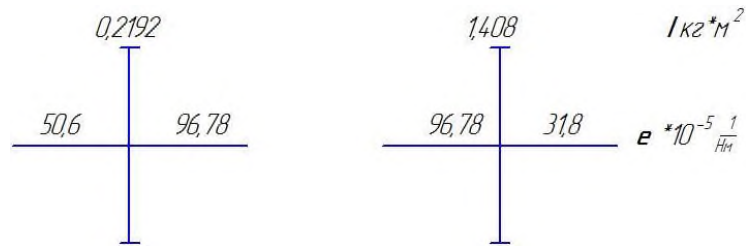


Рис.3.29. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.16. Результати спрощення системи.

$e$	34,64	23,94	$*10^{-5}$
$I_k * e$	7,6	33,5	$*10^{-5}$
$p$	115	55	

Заміняємо одномасову систему з  $p=115$  на двомасову.

$$I_k = \frac{0,2192 * 96,78}{50,6 + 96,78} = 0,144 \text{ кг} * \text{м}^2$$

$$I_{k+1} = \frac{0,2192 * 50,6}{50,6 + 96,78} = 0,075 \text{ кг} * \text{м}^2$$

$$e_k = (50,6 + 96,78) * 10^{-5} = 147,38 * 10^{-5} \text{ 1/Н} * \text{м}$$

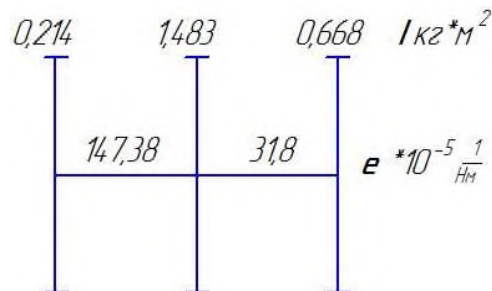


Рис.3.30. Лінійна динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.17. Результати спрощення системи.

$I$	0,19	0,46	
$I_{Cк}$	27,56	14,65	$*10^{-5}$
$p$	61	83	

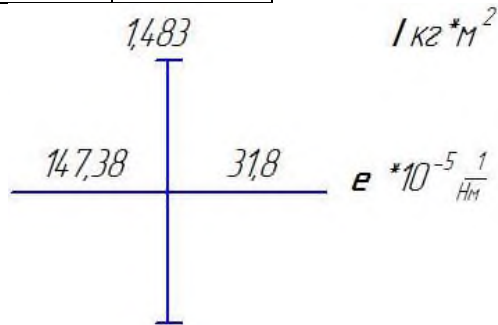


Рис.3.31. Розбита динамічна розрахункова схема.

Таблиця 3.18. Результати спрощення системи.

$e$	26,16	$*10^{-5}$
$I_k * e$	39,8	$*10^{-5}$
$p$	50	

Оскільки  $2,5 w_{max} = 2,5 * 165 = 412,5$  набагато більше,  $p$  то для визначення власних частот і форм коливань розглянемо тримасову систему.

### 3.3.2. Визначення власних частот і побудова форм коливань.

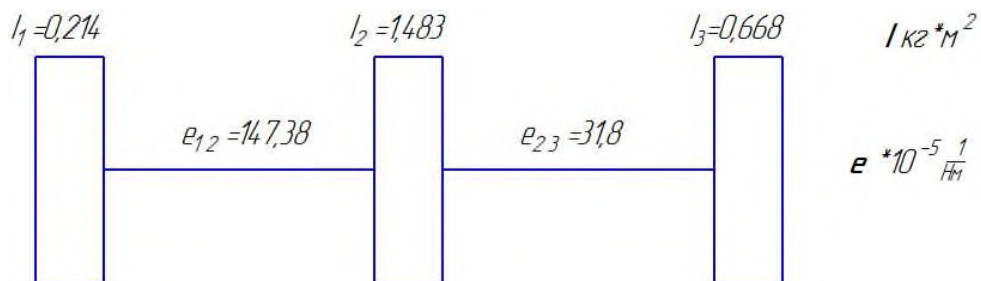


Рис.3.32. Тримасова динамічна розрахункова схема приводу.

Власні частоти отримуються розв'язку рівняння:

$$K_{1,2} = \frac{1}{147,38 * 10^{-5}} = 678,52$$

$$K_{2,3} = \frac{1}{31,8 * 10^{-5}} = 3144,65$$

Підставивши значення у рівняння (3.12) отримаємо:

$$\begin{aligned} & w_o^2 \{ 0,214 * 1,483 * 0,668 w_o^4 \\ & - [(0,214 * 1,483 + 0,214 * 0,668) 3144,65 \\ & + (1,483 * 0,668 + 0,214 * 0,668) 678,52] w_o^2 + 678,52 \\ & * 3144,65 (0,214 + 1,483 + 0,668) \} \\ & = 0 \end{aligned}$$

Рівняння дорівнює нулю, коли  $w_o = 0$  або коли

$$0,21 w_o^4 - 2215 w_o^2 + 5046220 = 0$$

Приймаємо  $w_o^2 = z$ , тоді

$$0,21 z^2 - 2215 z + 5046220 = 0$$

$$D = (-2215)^2 - 4 * 0,21 * 5046220 = 667400,2$$

$$z_{1,2} = \frac{2215 \pm \sqrt{667400,2}}{2 * 0,21}$$

$$z_1 = 7219$$

$$z_2 = 3328,6$$

Тоді,

$$w_{o1} = \sqrt{3328,6} = 57,7 \frac{1}{c}$$

$$w_{o2} = \sqrt{7219} = 85 \frac{1}{c}$$

Визначаємо відносні амплітуди коливань для  $w_{o1}$

$$\frac{A_2}{A_1} = a_2 = 1 - 147,38 * 10^{-5} * 0,214 * 57,7^2 = -0,05$$

$$\frac{A_3}{A_1} = \frac{1 - 0,0014738 * 0,214 * 57,7^2}{1 - 0,000318 * 0,668 * 57,7^2} = 0,167$$

Визначаємо відносні амплітуди коливань для  $w_{o2}$

$$\frac{A_2}{A_1} = a_2 = 1 - 147,38 * 10^{-5} * 0,214 * 85^2 = -1,28$$

$$\frac{A_3}{A_1} = \frac{1 - 0,0014738 * 0,214 * 85^2}{1 - 0,000318 * 0,668 * 85^2} = 2,41$$

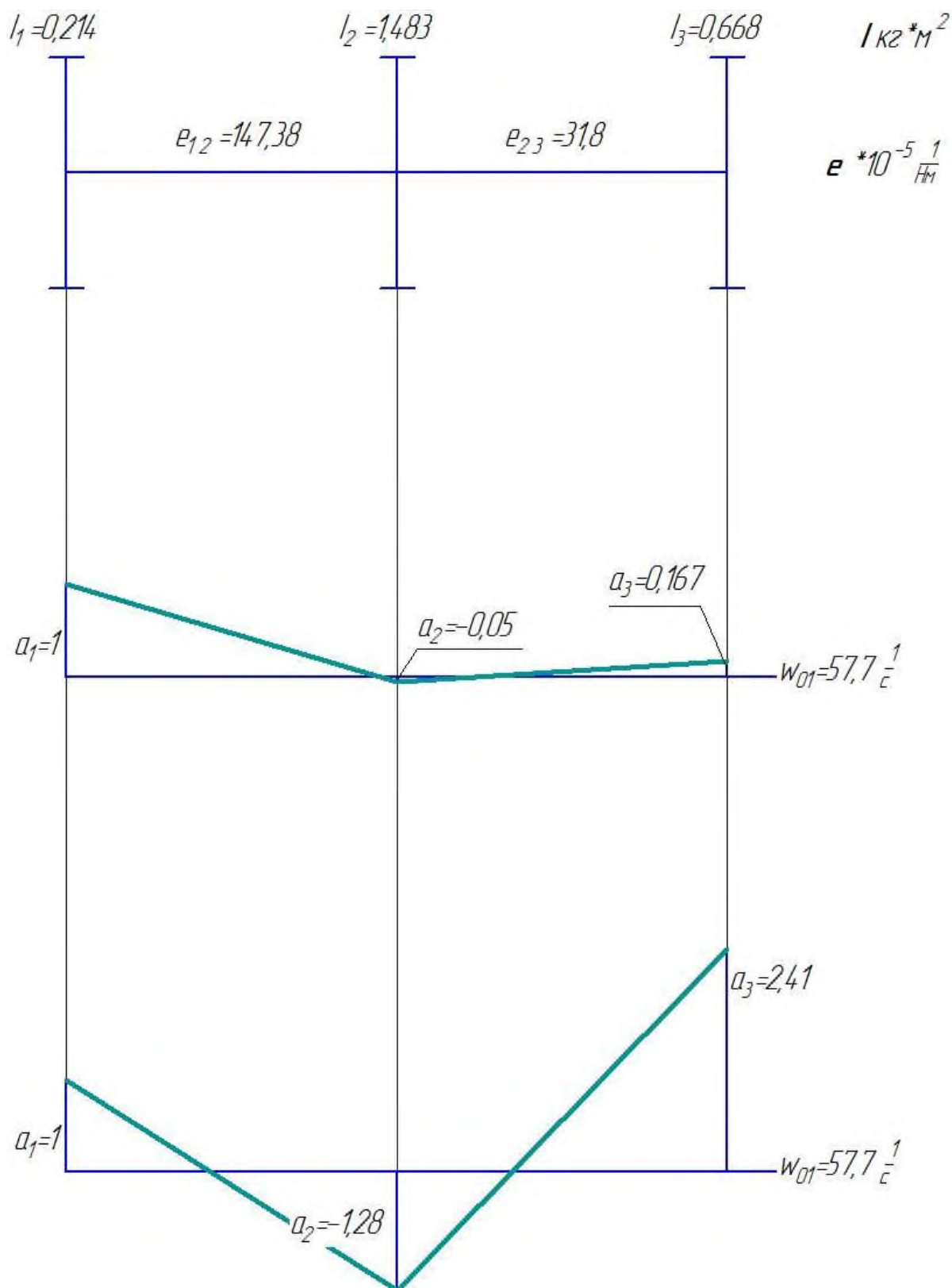


Рис.3.33. Форми коливань при включенні другої зубчастої пари.

## **Висновки по розділу**

1. Проведено розрахунки інерційних характеристик модернізованого приводу головного руху.
2. Здійснено розрахунки динамічних характеристик коробки швидкостей при різних варіантах передачі крутного моменту.
3. Власні частоти коливань валів не накладаються з частотами їх обертання, резонанс неможливий.

## **4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **4.1. Охорона праці**

#### **4.1.1. Характеристика небезпечних і шкідливих виробничих факторів**

Технологічний процес з використанням верстата, здійснюється в умовах механічного цеху з залізобетонним підлогою. У цеху є водяне опалення, цехова магістраль стисненого повітря, освітлювальні та вентиляційні установки.

У процесі трудової діяльності оператор здійснює процес обробки деталі за допомогою ЧПК. При цьому він здійснює введення, налагодження та коригування програми, управляє електро-і гідроагрегатами, вмикає і вимикає верстат, здійснює контроль за ходом технологічної операції. Налагодження і переналагодження верстата здійснюється наладчиком.

В процесі експлуатації верстата на робочий діє ряд джерел небезпечних і шкідливих факторів. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються за своєю природою дії на групи (по ГОСТ 12.0.003-74):

1. Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори, такі як:
  - рухомі частини верстата, що вилітає стружка і гострі кромки деталі;
  - підвищена запиленість і загазованість повітря робочої зони;
  - підвищена температура поверхні заготовки і інструмента;
  - підвищений рівень шуму на робочому місці;
  - підвищений рівень вібрації;
  - небезпечний рівень напруги в електричному ланцюзі;
  - недостатня освітленість робочої зони;
2. Хімічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори.
3. Біологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори.
4. Психофізіологічні небезпечні і шкідливі фактори:
  - фізичні перевантаження (установка заготовок на верстат і зняття готових деталей з верстата);



- нервово-психічні перевантаження, викликані монотонністю праці;

Оцінка механічно небезпечних факторів.

До небезпечних механічних факторів належать рухомі елементи конструкції верстата (різцетримач, піноль), супорт з встановленим в ньому різальним інструментом, що вилітають в процесі різання стружка і осколки ріжучогозального інструменту.

Основними небезпечними механічними факторами, що виникають в процесі токарної обробки деталі, є:

- стружка «сталевий в'юн», що має гострі краї і підвищену температуру;
- шпиндель з патроном і закріпленої заготовкою;
- гострі кромки заготовки, лезо різця;
- рухомі елементи конструкції верстата, що вимагають огороження (шків і пасові передачі, ходовий гвинт і вал, що розподіляють рух в супорті);
- падаюча заготовка.

Для безпечної експлуатації верстата і захисту обслуговуючого персоналу передбачені захисні пристрої, призначені для огороження рухомих механізмів, виключаючи можливість допуску до них. Зона різання має захисний пристрій, що включає в себе щиток з оглядовим вікном з міцного скла, що захищає людину від вильоту стружки бризок МОР і масел.

Вузли і механізми верстата, що представляють небезпеку, пофарбовані в різні кольори, регламентовані ГОСТ 15548-70.

Оцінка безпеки при виділеннях газів і парів.

Найбільш інтенсивними джерелами виділення шкідливих домішок є технологічні операції.

Значення гранично допустимих концентрацій шкідливих домішок в повітрі робочої зони наводяться в ГОСТ 12.1.005-88 «Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги» і СНиП 2.04.05-86 «Опалення, вентиляція і кондиціонування».

Процес охолодження зони різання за допомогою подачі МОР є джерелом

виділення в повітря аерозолів і парів води. МОР є також джерелом мікроорганізмів, що представляють біологічну небезпеку.

За технологічними і гігієнічними міркувань в якості МОР приймається емульсія «Аквол-2», що представляє собою 3% водний розчин емульсолів, що складається з мінерального масла ПАР, мила. Протизадирні і протизносні прокладки, що містять сірку і соду, фосфор і хлор, не використовуються, що ліквідує токсичність МОР.

Подача СОЖ в зону різання здійснюється за допомогою сопла гідродинамічним способом. Така подача зменшує виділення аерозолів МОР. З практичних і довідковими даними інтенсивність виділення аерозолів емульсолів для даної групи і потужності верстатів не перевищує 100 мг / год. Таким чином, нормалізація повітря робочої зони може забезпечуватися загальнообмінною вентиляцією.

Процес обробки металу пов'язаний з виділенням пилу. Нетоксична пил зазвичай надає подразнюючу дію на слизові оболонки людини, а при попаданні в легені-специфічні захворювання. Для усунення цього небезпечного фактора використовується витяжна вентиляція.

#### **4.1.2. Оцінка психофізіологічних та ергономічних факторів на виробничий процес**

Психофізіологічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори згідно ССБТ поділяються: фізичні перевантаження (статичні, динамічні) і нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, перенапруження зорових аналізаторів, монотонія, емоційні перевантаження).

Верстат з ЧПК обслуговують оператор і наладчик. Наладку і переналагодження здійснює наладчик, а підналагодження, оперативну роботу і контроль за роботою - оператор.

Функції оператора при експлуатації верстата зводяться до установки, закріплення і вивірки пристосування та інструменту на верстаті, встановлення програмоносія і заготовок, заміні інструменту, зняттю деталей і спостереження

за ходом роботи верстата.

Робота оператора пов'язана з робочою позою стоячи, непостійною ходьбою і супроводжується тимчасовим незначним фізичним напруженням і енерговитратами в межах 121 - 150 ккал / год (140 - 150 Вт). Відповідно до ГОСТ 12.1.005 - 88 вона відноситься до легкої фізичної роботи. Основні вимоги до робочого місця при виконанні роботи стоячи наведені в ГОСТ 12.2.033-78 "ССБТ. Робоче місце при виконанні роботи стоячи. Загальні ергономічні вимоги.

При роботі оператора відсутні статичні навантаження, пов'язані з утриманням вантажів. У зв'язку з роботою в позі стоячи і недостатньою ходьбою на оператора діє гіподинамія і підвищене навантаження на ноги. Для профілактики передбачені виробнича гімнастика, зміна робочої пози в процесі роботи, загальні заходи щодо зниження стомлюваності і монотонності праці.

За напруженістю праці робота оператора характеризується підвищеною відповідальністю за технологічний процес і підвищеним нервово-емоційним навантаженням при установці, закріпленню, вивірці пристосувань і установці програмоносія. Режим праці верстатника фізіологічно обґрунтований. Робота здійснюється в дві зміни. Нічна зміна виключається. Тривалість робочого дня становить 8 годин. Крім обідньої перерви тривалістю одна година в першій і в другій половині дня передбачаються дванадцятихвилинні перерви на відпочинок і фізіологічні потреби.

## **4.2. Безпека у надзвичайних ситуаціях**

### **4.2.1. Характеристика хімічно-небезпечних об'єктів**

Хімічно небезпечними об'єктами (ХНО) називають підприємства народного господарства, які виробляють, зберігають та використовують у виробничому циклі небезпечні хімічні речовини (НХР).

До хімічно небезпечних об'єктів відносяться: підприємства хімічної та нафтопереробної промисловості; підприємства харчової, м'ясо-молочної промисловості, холодокомбінати, продовольчі бази, що мають холодильні

установки, у яких як холодоагент використовується аміак; водоочисні та інші очисні спорудження, де використовується в якості дезінфікуючої речовини хлор; залізничні станції, які мають колії відстою рухомого складу зі СДОР; залізничні станції вивантаження і навантаження СДОР; склади і бази з запасами отрутохімікатів, речовин для дезінфекції, дезинсекції і дератизації.

В процесі розвитку аварії на ХНО формується осередок хімічного зараження (ОХЗ), у межах якого може опинитися саме підприємство і прилягаюча до нього територія. Відповідно до цього виділяють 4 ступеня небезпеки хімічних об'єктів: I ступінь – у зону можливого зараження потрапляють більше 75 000 людей; II ступінь – у зоні впливу НХР знаходяться 40 000...75 000 осіб; III ступінь – уражених менше 40 000 людей; IV ступінь – зона можливого хімічного зараження не виходить за межі об'єкта.

Наслідки аварій на ХНО визначаються як ступенем небезпеки підприємств, так і токсичністю і небезпекою самих хімічних речовин. Згідно показникам токсичності і небезпеки хімічні речовини поділяють на 4 класи: 1-й – надзвичайно небезпечні (середня смертельна концентрація – LC50 менше 0,5 г/м<sup>3</sup>);

2-й – високо шкідливі (LC50 коливатиметься від 0,5 до 5 г/м<sup>3</sup>); 3-й – помірно шкідливі (LC50 – від 5 до 50 г/м<sup>3</sup>); 4-й – мало шкідливі (LC50 – більше 50 г/м<sup>3</sup>).

#### **4.2.2. Уражаючі фактори, що утворюються при аваріях на хімічно небезпечних підприємствах**

Наслідки аварій на ХНО визначаються як ступенем небезпеки підприємств, так і токсичністю і небезпекою самих хімічних речовин.

По характеру впливу на організм НХР (чи СДОР – сильнодіючі отруйні речовини) поділяються на наступні групи: I. Речовини задушливої дії: II. Речовини загально отруйної дії (синильна кислота, ціаніди, чадний газ ). III. Речовини задушливої і загально отруйної дії: IV. Нейротропні отрути (фосфорорганічні з'єднання, сірковуглець, тетраетилсвинець). V. Речовини

нейротропної і задушливої дії (аміак, гідразин). VI. Метаболічні отрути (дихлоретан, оксид етилена). VII. Речовини, що псувають обмін речовин (діоксин, бензофурани).

Крім того, всі НХР поділяються на швидкодіючі і повільно діючі. При ураженні першими картина отруєння розвивається швидко, а при отруєнні повільно діючими до прояви симптомів ураження проходить кілька годин, має місце так званий латентний період.

Стійкість і здатність заражати поверхні землі та різних об'єктів залежить від температури кипіння отруйної речовини. До нестійких відносяться НХР із температурою кипіння нижче 1300С, а до стійких – отруйні речовини з температурою кипіння вище 1300С. Нестійкі НХР заражають місцевість на одиниці чи десятки хвилин. Стійкі – зберігають уражаючі властивості, на термін від декількох годин до декількох місяців.

На зараженій території небезпечні хімічні речовини можуть знаходитися у рідкому, твердому, краплиннорідкому, пароподібному, аерозольному і газоподібному стані.

При викиді в атмосферу паро і газоподібних хімічних сполук формується первинна заражена хмара, що поширюватиметься в атмосфері. Гази з високим показником щільності (вище 1) будуть стелитися вздовж землі, «затікати» у низини, а гази із щільністю менше 1 – швидко розсіюватися у верхніх шарах атмосфери. Характер зараження місцевості залежить від багатьох факторів: способу викиду хімічних речовин в атмосферу (розливі, вибуху, пожежі); від агрегатного стану агентів, що заражають, (твердому, рідкому, газоподібному); від швидкості випаровування хімічних речовин з поверхні землі і інших.

У кінцевому результаті, зона хімічного зараження включає дві території. До першої відноситься район, що опинився у безпосередньому впливі хімічної речовини, до другої належить місцевість, над якою поширюється заражена хмара.

Зазначені і багато інших факторів, що характеризують зону хімічного зараження, необхідно враховувати при плануванні аварійно-рятувальних робіт з ліквідації наслідків аварій на хімічно небезпечних об'єктах.

#### **4.2.3. Особливості проведення рятувальних робіт при аваріях на хімічно небезпечних підприємствах.**

Загальні вимоги до організації і проведення аварійно-рятувальних робіт при аваріях на хімічно небезпечних об'єктах установлює Державний стандарт. Зокрема, відповідно до вищенаведеного стандарту: аварійно-рятувальні роботи повинні починатися негайно після ухвалення рішення на проведення невідкладних робіт і проводитися з використанням засобів індивідуального захисту органів дихання і шкіри, що відповідають характеру хімічної обстановки; попередньо проводиться розвідка аварійного об'єкту і зони зараження, масштабів і границь зони зараження, уточнення стану аварійного об'єкта, визначення типу НС.

В зоні зараження ведуться пошуково-рятувальні роботи. Пошук потерпілих проводиться шляхом суцільного візуального обстеження території, будинків, споруджень, цехів, транспортних засобів і інших місць, де могли знаходитися люди в момент аварії, а також шляхом опитування очевидців і за допомогою спеціальних приладів у випадку руйнувань і завалів.

Рятувальні роботи в зоні зараження проводяться з обов'язковим використанням засобів індивідуального захисту шкіри й органів дихання.

При порятунку потерпілих на ХНО враховується характер, ступінь ураження, місце перебування потерпілого. При цьому здійснюються наступні заходи: деблокування потерпілих, що знаходяться під завалами зруйнованих будинків і технологічних систем, а також в ушкоджених блокованих приміщеннях; екстрене припинення впливу НХР на організм уражених шляхом застосування засобів індивідуального захисту й евакуації із зони зараження; надання першої медичної допомоги потерпілим; евакуація уражених у медичні

пункти та в установи для надання лікарської допомоги і подальшого лікування. Перша медична допомога повинна надаватися на місці ураження.

Одним з найважливіших заходів є локалізація надзвичайної ситуації і осередку ураження. Локалізацію, чи зниження до мінімального рівня впливу виниклих при аварії на ХНО уражаючих факторів в залежності від типу НС, наявності необхідних технічних засобів і нейтралізуючих речовин здійснюють такими способами: припиненням викидів НХР способами, що відповідають характеру аварії; постановкою рідинних завіс (водяних чи нейтралізуючих розчинів) у напрямку руху хмари зараженого повітря; створенням висхідних теплових потоків у напрямку руху хмари НХР; розсіюванням і зсувом хмари зараженого повітря газоповітряним потоком; обмеженням площі виливу та інтенсивності випару токсичної речовини; збором (відкачкою) НХР у резервні ємності; охолодження проливу рідини твердою вуглекислотою чи нейтралізуючими речовинами; засипанням проливу сипучими речовинами; загущенням проливу спеціальними рецептурами з наступними нейтралізацією і вивозом; випалюванням токсичної рідини.

В залежності від типу НС локалізація і знешкодження хмар і проливів НХР може здійснюватися комбінуванням наведених способів.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі проведеного кінематичного розрахунку запропоновано оптимальну кінематичну схему приводу головного руху токарного автомата з розширювальною коробкою швидкостей та пасовою передачею, що забезпечує діапазон регулювання від 400 до 12500 об/хв при постійній потужності двигуна.

2. На основі проведеного розрахунку крутних моментів на валах та силах в зачепленнях підбрано оптимальні розмірні параметри валів, зубчатих коліс, шківів зубчасто-пасової передачі тощо з умов міцності, жорсткості та інших умов роботи

3. Запропоновано конструкцію коробки швидкостей, що містить дві зубчасті передачі, розміщені на двох валах, переключення між яким відбувається з допомогою електромагнітної муфти

4. Здійснено розрахунки динамічних характеристик коробки швидкостей при різних варіантах передачі крутного моменту. Власні частоти коливань валів не накладаються з частотами їх обертання, резонанс неможливий.



## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Токарно-револьверні верстати 1Д112, 1Д 118. Інструкція з технічного обслуговування та ремонту. 55с.
2. Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: підручник; за ред. Сіліна Р.І. Львів: Бескид Біт, 2008. 448 с.
3. CNC Swiss type lathe Manurhin K'MX 413. URL: <https://www.manurhin-kmx.com/en/manurhin-kmx-413-lathe/>
4. NN – 16UB 7, NN – 25YB — токарні автомати поздовжнього точіння (Nomura). URL: <https://soldream.com.ua/nomura-avtomat.html>
5. Gibas - GOODWAY SD-16. URL: [https://www.gibas.ro/details\\_all\\_s.php?page=1&cond=new&brand=Goodway&categ0=mw&categ1=turning&categ2=swiss%20type&id=331&language=en](https://www.gibas.ro/details_all_s.php?page=1&cond=new&brand=Goodway&categ0=mw&categ1=turning&categ2=swiss%20type&id=331&language=en)
6. Токарний верстат з ЧПК Traub TNL 18P. URL: <https://industry-pilot.com/ua/tokarnye-stanki-chpu-bu-traub-tnl-18p/p154225>
7. Бурек Я., Стоцько З. Приводи машин: Навчальний посібник. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018. 152 с.
8. Каталог TAEGUTEC: Металорізальний інструмент та інструментальне оснащення. TAEGUTEC, 2017. – 1627с.
9. Грицай І. Є. Теорія різання. Лезове та абразивне оброблення металів: Навчальний посібник. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. 232 с.
10. Мазур М.П. Основи теорії різання матеріалів : підручник [для вищ. навч. закладів] / М.П. Мазур, Ю.М. Внуков, В.Л. Доброскок, В.О. Залога, Ю.К. Новосьолов, Ф.Я. Якубов ; під заг. ред. М.П. Мазура 2-е вид. перероб. і доп. Львів : Новий світ-2000, 2011. 422 с.
11. Буц Б.Д., Приходько В.Є., Ткачов Ю.В. Розрахунок режимів різання металів: Навч. посіб. – Д.: РВВ ДНУ, 2005. – 76 с
12. Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. Інструментальні матеріали, режими різання і технічне нормування механічної обробки: навчальний

посібник. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. 240 с.

13. Ремезюк В. О. Удосконалення конструкції токарного верстату з ЧПК із використанням засобів активного контролю вузлів : дипломна робота магістра за спеціальністю "133 — галузеве машинобудування" / В. О. Ремезюк. — Тернопіль : ТНТУ, 2020. — 84 с.

14. Демків Т.М. Дослідження динамічних характеристик процесу взаємодії корпусу шпиндельної бабки зі станиною токарного верстату на основі 3D моделей: автореферат дипломної роботи магістра за спеціальністю „133 — галузеве машинобудування“/ Т.М.Демків — Тернопіль: ТНТУ, 2018. — 205 с.

15. Калініченко, В. Є. Вдосконалення конструкції та оснащення системою управління токарного верстату : дипломна робота бакалавра за спеціальністю "133 — галузеве машинобудування. КПІ, 2021. 95с.

16. Піщур, І. І. (2018). Дослідження якості обробки деталей на спеціальних токарних верстатах-автоматах: дипломна робота магістра за спеціальністю "133 — галузеве машинобудування" / В. О. Ремезюк. — Тернопіль : ТНТУ, 2020. — 112 с.

17. Модернізація токарного верстата з ЧПК моделі 16К20Ф3С32 [Текст] / В.А. Толбатов, О.А. Добророднов, А.В. Толбатов [та ін.] // Інформатика, математика, автоматика : матеріали та програма науково-технічної конференції, м. Суми, 18-22 квітня 2016 р. / Відп. за вип. С.І. Проценко. - Суми : СумДУ, 2016. - С. 158.

18. Лось І.Г. Розробка та дослідження планетарно-цівкового редуктора приводу головного руху токарно-карусельного верстата: кваліфікаційна робота магістра за спеціальністю „133 — галузеве машинобудування“ / І.Г.Лось. — Тернопіль: ТНТУ, 2020. — 113 с.

19. Modeling of a lathe bed using the method of topological optimization / Andriy Nahalyuk, Volodymyr Krupa // Scientific Journal of TNTU. — Tern.: TNTU, 2023. — Vol 111. — No 3. — P. 67–75.

20. Луців І.В. Комп'ютерне моделювання складових самоналагоджувального комплексного оснащення для токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М.Буховець // Вісник національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2012. - Випуск 746. - С. 28-31.

21. Волошин В.Н., Луців І.В., Буховець В.М., Мельничук П.П. Комплексне технологічне оснащення адаптивного типу для токарної обробки кільцевих деталей / Наукове видання ДЕРЖАВНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА», 2020 - №1 (85) с. 9 – 14.

22. Крупа В.В. Теорія технічних систем: особливості побудови створення та розвитку: навчальний посібник / Володимир Крупа. – Тернопіль : Осадца Ю.В., 2023. – 308 с.

23. Кривий П.Д. Обґрунтування параметрів шпиндельного вузла горизонтально-фрезерного верстату з інтегрованим приводом головного руху / Кривий П.Д., Крупа В.В., Михалчич Г.Ю. Збірник тез доповідей VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 16-17 листопада 2017 року. — Т. : ТНТУ, 2017. — Том I. — С. 115.

24. Герасим'юк В.М. Обґрунтування конструкції елементів приводу головного руху вертикально-фрезерного верстату: дипломна робота магістра за спеціальністю „133 — галузеве машинобудування“/ В.М. Герасим'юк. — Тернопіль: ТНТУ, 2018. — 136 с.

25. Крупа В. В. Дослідження динамічних характеристик шпиндельного вузла вертикально-фрезерного верстата засобами SolidWorks Simulation / В. В. Крупа, І. Д. Шапаренко // XI Міжнародна науково-практична конференція молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 7-8 грудня 2022 року. — Т. : ТНТУ, 2022. — С. 17–18.

26. Крупа В.В. Дослідження динамічних характеристик шпindelного вузла із прутковою заготовкою / Крупа В.В., Торчило О.Р.// Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 17–18 листоп. 2016.). Тернопіль : ТНТУ, 2016. –Т. 1. - С. 240.

27. Домший В.М. Дослідження режимних характеристик багатолезового фрезерування з розробкою приводу головного руху шпонково-фрезерного верстату : дипломна робота магістра за спеціальністю „8.05050301 — металорізальні верстати та системи“/ В. М. Домший ; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. — Тернопіль: ТНТУ, 2015 — 208 с.

28. Кривий П.Д. Підвищення продуктивності процесу і якості плоскої поверхні сформованої комбінаційним торцевим фрезеруванням / Кривий П.Д., Кобельник В.Р., Крупа В.В., Мимрик Н.П.// Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – № 3 (47).

29. Кривий П. Д. Характер зміни подачі при виході інструменту із тіла заготовки в процесі свердління наскрізних отворів / П. Д. Кривий, В. Р. Кобельник, М.І. Кузьмін // Вісник ТНТУ : Науковий журнал. – Тернопіль : ТНТУ, 2012. – № 4 (68). – С. 114–127.

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

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

32. Паніченко, Ю.С. Модернізація приводу головного руху зубодовбального верстата [Текст]: робота на здобуття кваліфікаційного

рівня магістр; спец.: 133 – галузеве машинобудування / Ю.С. Паніченко; наук. керівник С.С. Ємельяненко. – Суми: СумДУ, 2019. – 104 с.

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

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

35. Technological heredity and accuracy of the cross section shapes of the hydro-cylinder cylindrical surfaces / [Petro D. Kryvyi, Volodymyr O. Dzyra, Nadiia M. Tymoshenko, Volodymyr V. Krupa] // Canadian journal science, education and culture. – 2014. – №2 (6). – p. 301-309.

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

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

38. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підруч.- 2-е вид. перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

39. Стадник В. А. Вибір електродвигуна, кінематичний та силовий розрахунок механічного приводу. Розрахунок і конструювання передач гнучкою в'яззю / В. А. Стадник. – Київ, 2012. – 57 с.

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

41. Бодрова Л.Г. Технологія конструкційних матеріалів та матеріалознавство, розділ Матеріалознавство: Навчальний посібник / Л.Г. Бодрова, Г.М. Крамар, Я.О. Ковальчук, І.В. Коваль – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2023. – 157 с.

42. Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи / Т. А. Довбуш , Н. І. Хомик, А. В. Бабій, Г. Б. Цьонь, А. Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 220 с.

43. Ловейкін В.С. Ромасевич Ю.О. Динаміка машин.– Київ. ЦП «КОМПРИНТ». 2013. 227 с.

44. Бабій А.В., Довбуш Т.А., Бабій М.В., Ткаченко О.І., Сташків М.Я. Динаміка машин. Навчальний посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Магістр». Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2023. 246 с.

45. Крупа В.В., Кильба Т.С. Аналіз динамічних характеристик елементів модернізованого приводу головного руху токарного верстата-автомата / Матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів «АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ» – Тернопіль, 6-7 грудня 2023 року: тези допов. ФОП Паляниця В. А., 2023. – С. 89

46. Шанайда В.В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках/ Шанайда В.В. – Тернопіль: Видавництво ТДТУ, 2001. – 163 с.

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

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