

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: Дослідження динамічних характеристики шпindelного вузла  
вертикально-фрезерного верстату

Виконав: студент VI курсу, групи МВм-61

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Шапаренко І.Д.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

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

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

Завідувач кафедри Кобельник В. Р.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Тернопіль  
2022

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
Кобельник В.Р.  
(прізвище та ініціали)  
«      » 20\_\_ р.  
(підпис)

**ЗАВДАННЯ**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

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

1. Тема роботи: Дослідження динамічних характеристики шпиндельного вузла  
вертикально-фрезерного верстат2

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

Затверджені наказом в.о. ректора від «14» листопада 2022 року № 4/7-908

2. Термін подання студентом завершеної роботи до 20.12.2022

3. Вихідні дані до роботи: Паспорт вертикально-фрезерного верстата-прототипа, кресленники  
шпиндельних вузлів фрезерних верстатів, бази даних патентів та наукових публікацій з вибранаї  
тематики

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

1. Аналітичний розділ: аналіз верстата-прототипа, аналіз компоновок шпиндельних вузлів  
фрезерних верстатів, патентний пошук шпиндельних вузлів аналіз публікацій з вибраної  
тематики. 2. Модернізація приводу головного руху верстата, розрахунки елементів приводу,  
розрахунки динамічних характеристик шпиндельного вузла. 3. Методика проведення  
експериментальних досліджень (з використанням SolidWorks Simulation), статичний аналіз  
шпиндельного вузла, дослідження власних частот та форм коливань 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  
кресленник шпиндельного вузла– 1 арк.; 4. Аналіз конструвальних схем шпиндельних вузлів – 1  
арк; 5. Патентний пошук конструкцій шпиндельних вузлів – 1-2 арк; 6. CAD модель  
шпиндельного вузла – 1Арк;7. Розрахунок радіальної жорсткості та динамічних характеристик -  
2-3арк; 8. Статичний та частотний аналіз шпиндельного вузла – 2-3 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., асистент каф. ВІ		
	Клепчик В.М., ст. викл. каф. ОХ		
Нормоконтроль	Кобельник В.Р., доцент каф ВІ		

7. Дата видачі завдання

15.11.2022

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	<b>АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ</b> Аналіз базової моделі верстата	30.11.2022 17.11.2022	
	Аналіз компоновальних схем шпиндельних вузлів та патентний пошук	20.11.2022	
	Аналіз публікацій з вибраної тематики дослідження	30.11.2022	
	Аналіз необхідних граничних режимів різання	28.11.2022	
2	<b>ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ</b> Вибір типу та структури приводу, привідного двигуна та побудова діаграми потужності	10.12.2022	
	Розрахунок зубчастої пасової передачі	01.12.2022	
	Конструювання шпиндельного вузла	02.12.2022	
	Розрахунок радіальної жорсткості шпиндельного вузла	05.12.2022	
	Розрахунок динамічних характеристик шпиндельного вузла	07.12.2022	
	Розрахунок динамічних характеристик шпиндельного вузла	10.12.2022	
3	<b>НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ</b> Методика проведення досліджень	15.12.2022	
	Розробка САД-моделі шпиндельного вузла	25.11.2022	
	Статичний аналіз шпиндельного вузла засобами SolidWorks Simulation	12.12.2022	
	Частотний аналіз шпиндельного вузла засобами SolidWorks Simulation	15.12.2022	
4	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	15.12.22	
5	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки	17.12.22	
6	Оформлення графічної частини	19.12.22	
7	Оформлення роботи в цілому	20.12.22	

Студент

(підпис)

*Шапаренко І.Д.*

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

*Круна В.В.*

(прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Шапаренко І.Д. «Дослідження динамічних характеристик шпиндельного вузла вертикально-фрезерного верстата». 133 «Галузеве машинобудування»; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2022р.

У роботі проведено аналіз верстата-прототипа, здійснено аналіз конструкторських схем шпиндельних вузлів фрезерних верстатів, а також їх патентний пошук. Проведено аналіз дослідження з вибраної тематики, на основі якого виявлено сучасні тенденції, а також напрями підвищення ефективності роботи обладнання за рахунок покращення динамічних характеристик роботи його виконавчих органів.

У другому розділі здійснено модернізацію приводу головного руху. При модернізації змінено структуру приводу, проведено підбір двигуна, та розрахунки зубчасто-пасової передачі. Виконано конструювання шпиндельного вузла. Проведено розрахунок його радіальної жорсткості при максимальних навантаженнях. Здійснено розрахунок динамічних характеристик шпиндельного вузла, зокрема зосереджених мас, моментів інерції всіх елементів, а також частин самого шпинделя, визначено власні першу та другу частоти, а також амплітуду коливань шпиндельного вузла.

У третьому розділі запропонована методика досліджень, розроблено САД модель шпиндельного вузла. Проведено статичний та частотний аналіз шпиндельного вузла з використанням системи SolidWorks Simulation. Визначено максимальні деформації, а також частоти та форми коливань.

**Ключові слова:** частота коливань, форма коливань, інерційна система, опори шпиндельного вузла, деформація, амплітуда.

## ANNOTATION

Shaparenko Illia «Study of dynamic characteristics of a spindle assembly of a vertical milling machine tool» 133 «Industrial Engineering»; Ternopil Ivan Puluj National Technical University; Ternopil, 2022

In the work, an analysis of the prototype machine was carried out, an analysis of layout schemes of spindle assemblies of milling machines was carried out, as well as their patent search. An analysis of the 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 improving the dynamic characteristics of its executive bodies.

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 design of the spindle assembly is completed. The calculation of its radial stiffness at maximum loads was carried out. The dynamic characteristics of the spindle assembly were calculated, in particular the concentrated masses, the moments of inertia of all elements, as well as parts of the spindle itself, the first and second natural frequencies, as well as the amplitude of oscillations of the spindle assembly were determined.

In the third chapter, the research methodology is proposed, and the CAD model of the spindle assembly is developed. A static and frequency analysis of the spindle assembly was carried out using the SolidWorks Simulation system. The maximum deformations, as well as the frequencies and forms of oscillations, were determined

**Keywords:** frequency of oscillations, form of oscillations, inertial system, supports of the spindle assembly, deformation, amplitude.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b>	7
<b>1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ</b>	10
1.1. Аналіз базової моделі верстата	10
1.2. Аналіз компоувальних схем шпиндельних вузлів	14
1.3. Патентний пошук шпиндельних вузлів	18
1.4. Аналіз публікацій з вибраної тематики дослідження	27
1.5. Аналіз необхідних граничних режимів різання	30
Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження	35
<b>2. ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ</b>	36
2.1. Вибір типу та структури приводу	36
2.2. Вибір привідного двигуна. Побудова діаграми потужності	36
2.3. Розрахунок зубчастої пасової передачі	40
2.4. Конструювання шпиндельного вузла	43
2.5. Розрахунок радіальної жорсткості шпиндельного вузла	44
2.6. Розрахунок динамічних характеристик шпиндельного вузла	50
2.6.1. Розрахункова схема і вихідні дані для розрахунку	50
2.6.2. Приведення мас до кінця шпинделя та середини міжопорної відстані	50
2.6.3. Визначення власних частот та амплітуд коливань шпиндельного вузла	61
2.7. Висновки по розділу	64
<b>3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ</b>	65
3.1. Методика проведення досліджень	65
3.2. Розробка CAD-моделі шпиндельного вузла	65
3.3. Статичний аналіз шпиндельного вузла засобами SolidWorks Simulation	66
3.4. Частотний аналіз шпиндельного вузла засобами SolidWorks Simulation	70

3.5. Висновки по розділу.....	75
<b>4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....</b>	<b>65</b>
4.1. Охорона праці.....	65
Характеристика небезпечних і шкідливих виробничих факторів.....	65
4.2. Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	67
Підвищення стійкості роботи об'єктів верстатобудівної галузі у воєнний час.....	67
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....</b>	<b>72</b>
<b>ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....</b>	<b>73</b>
<b>ДОДАТКИ.....</b>	<b>82</b>





## ВСТУП

**Актуальність теми.** Розвиток машинобудування та науки про різання металів вимагає постійних удосконалень металообробного обладнання. Виникає необхідність забезпечувати все вищу продуктивність праці, для того, щоб бути конкурентоспроможним на ринку виготовлення певних видів продукції. Проте 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 підвищення швидкохідності, тобто збільшення максимально можливих частот обертання шпинделя. Це вимагає заміни (повної або часткової) приводу головного руху. Не завжди є можливість замінити весь шпиндельний вузол, оскільки в більшості випадків тоді потрібно замінювати цілу шпиндельну бабку, а це вже зовсім інша вартість модернізації. Як правило модернізація шпиндельного вузла обмежується заміною підшипників передньої та задньої опор і, можливо міжопорної відстані в деякому діапазоні.

Проте підвищення частот обертання завжди буде впливати на динамічні характеристики приводу. Мінімальною задачею в цьому випадку є перевірка власних частот обертання та форм коливань в нових умовах і пересвідчитись, чи не виникне резонанс. Для вирішення таких задач широко застосовують сучасні САЕ системи, наприклад SolidWorks Simulation. Використання цих систем значно скорочує час на конструювання, а також забезпечує найнижчу ймовірність помилок.

Тому дослідження динамічних характеристик шпиндельного вузда вертикально-фрезерного верстата з модернізацією приводу його головного руху є актуальною проблемою сучасних машинобудівних підприємств і є актуальною задачею

**Метою роботи** є дослідження власних частот та форм коливань модернізованого приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата

**Основні завдання:**

1. Провести модернізацію приводу головного руху, забезпечивши максимальну частоту обертання шпинделя 4800об/хв.
2. Провести розрахунок жорсткості шпиндельного вузла.
3. Провести розрахунок динамічних характеристик шпиндельного вузла.
4. Здійснити статичний аналіз шпиндельного вузла та дослідження його динамічних характеристик засобами SolidWorks Simulation з встановленням його критичних частот та форм коливань.

**Об'єкт дослідження:** вертикально-фрезерний верстат.

**Предмет дослідження:** динамічні характеристики шпиндельного вузла вертикально-фрезерного верстата.

**Методи дослідження:** В основі роботи покладено проведення розрахунків традиційними методами, а також розробка 3-D моделі і її дослідження засобами програмного продукту SolidWorks.

**Наукова новизна:** набули подальшого розвитку дослідження власних частот та форм коливань шпиндельного вузла фрезерних верстатів.

**Практична цінність:** Запропонована конструкція приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата 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 верстата

Вертикально-фрезерний верстат 6520Ф3 [1] – безконсольного типу, призначений для обробки деталей, типу корпус, а також простіших - важелів, дисків, плит, для обробки яких необхідне використання великої кількості інструментів. Верстат забезпечує обробку одночасно по трьох координатах, точніше обробки 2,5D.

На верстаті можна виконувати фрезерування уступів, пазів як прямих так і фасонних, площин, складнопрофільних виїмок, зовнішніх фасонних контурів, а також на ньому можна здійснювати свердління, зенкерування, розвірчування, а також іншу обробку осьовими інструментами. Програма ЧПК забезпечує можливість керування всіма трьома рухами подач, а також перемикання швидкостей в коробці, включає і виключає оберти шпинделя, а також забезпечує заміну інструменту та ін [1]. В таблиці 1.1. наведено деякі його основні технічні характеристики.

**Таблиця 1.1. Технічна характеристика верстата моделі 6520Ф3**

№	Характеристика	Одиниці вимірювання	Значення
1.	Габаритні розміри стола:	мм	250× 630
2.	Габаритні розміри верстата: довжина ширина висота	мм	3050 2150 2185
3.	Максимальне переміщення по осі X	мм	500
4.	Максимальне переміщення по осі Y	мм	250
5.	Переміщення по осі Z	мм	350
6.	Відстань від торця шпинделя до столу	мм	100-450
7.	Кількість швидкостей шпинделя		18

8.	Частота обертання шпинделя	об/хв	31,5-1600
9.	Максимальне навантаження на стіл	кг	950
10.	Подача (безступеневе регулювання), - стола - шпиндельної бабки	мм/хв	5-1500 5-1500
11.	Швидкість швидкого переміщення - стола - шпиндельної бабки	мм/хв	5000 5000
12.	Потужність двигуна приводу головного руху —;	кВт	4
13.	Габаритні розміри верстата: довжина ширина висота	мм	3050 2150 2185
14.	Система ЧПК — контурна		Н33-1
15.	Маса верстата	кг	3700

### *Привід головного руху*

Привід головного руху у верстата типу двигун-коробка швидкостей-шпиндельний вузол. У приводі використаний з асинхронний електродвигун М1 (рис 1.1), рух з якого через клинопасову передачу  $\varnothing 100/\varnothing 180$  передається на коробку швидкостей. У коробці швидкостей розміщені два потрійних блоки і один подвійний блок у шпиндельній бабці. Блок коліс у шпиндельній бабці має два положення. В верхньому положенні в зачепленні перебувають колеса  $z=39$  і  $z=49$ , а у нижньому -  $z=30$  і  $z=60$ . Шпиндельна бабка з'єднана з коробкою швидкостей шліцевим валом IV, який забезпечує її можливість переміщення без втрати можливості передачі крутного моменту. Опори шпинделя знаходяться у висувній гільзі, а колеса  $z=36$  та  $z=60$  мають незалежні опори в корпусі. Гільза з шпинделем має можливість переміщення з допомогою гвинта VIII з гайкою,

що приводиться в рух вручну маховиком Р. Найбільша частота обертів шпинделя 1600об/хв. [21].

Рівняння кінематичного балансу приводу головного руху:

$$1460 \cdot \frac{100}{180} \cdot 0.985 \cdot \left\langle \begin{array}{c} 33/53 \\ 38/48 \\ 29/57 \end{array} \right\rangle \cdot \frac{57}{72} \cdot \left\langle \begin{array}{c} 39/49 \\ 54/34 \\ 25/63 \end{array} \right\rangle \cdot \left\langle \begin{array}{c} 27/54 \\ 46/35 \end{array} \right\rangle \cdot \left\langle \begin{array}{c} 30/60 \\ 54/36 \end{array} \right\rangle = n_{ун}, \text{ об/хв}$$

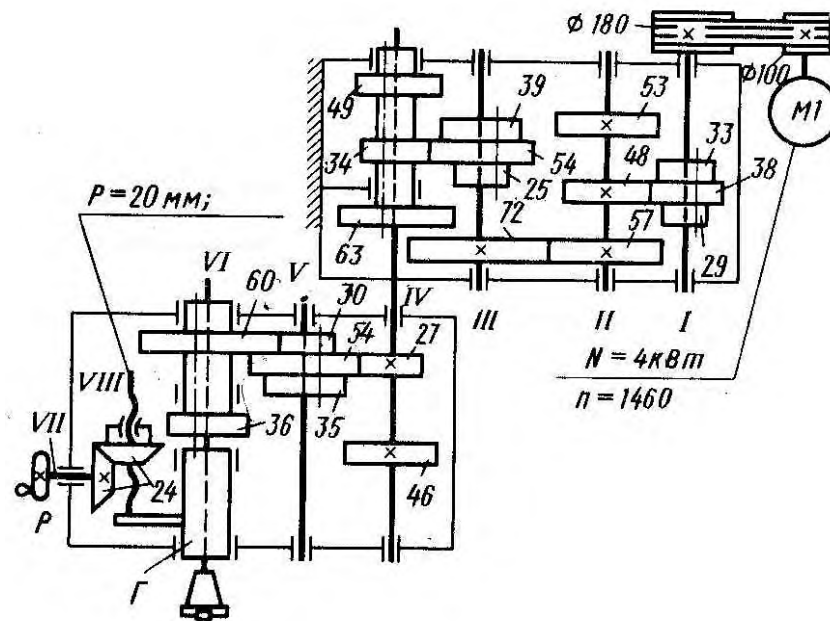


Рисунок 1.1. Привід головного руху верстату 6520Ф3

### **Привід подач**

Привод подач по кожній із координат виконаний з допомогою слідкуючого гідроприводу. Який забезпечує вертикальний рух шпиндельної бабки, салазок, а також стола по двох координатах. Слідкуючий гідропривід (рис. 1.2), керується від крокового двигуна М - 1. З двигуна 1 рух передається на колеса 2 і 3 (одноступінчастий редуктор). А з колеса 3 через муфту обертання передається на спеціальний задаючий гвинт 5 з упорною різью. До упорної різі задаючого гвинта 5 притиснутий один із кінців важіля 6. Другий кінець важіля 6 в свою чергу взаємодіє із слідкуючим золотником 7. Який в свою чергу з'єднаний з гідроциліндром 8. При обертанні гвинта один іщ кінців важіля відхиляється . натискуючи тим самим на зототник 7. Золотник 7 зміщується від середнього

положення з'єднуючи порожнину силового циліндра 8 з насосом, а другу порожнину зі зливним патрубком. Поршень гідроциліндра 8, при цьому, через шток забезпечує переміщення столу 4 верстату. Задаючий гвинт 5, що зв'язаний з столом 4 в свою чергу також рухається, повертаючи в середнє (нейтральне) положення важіль з золотник.

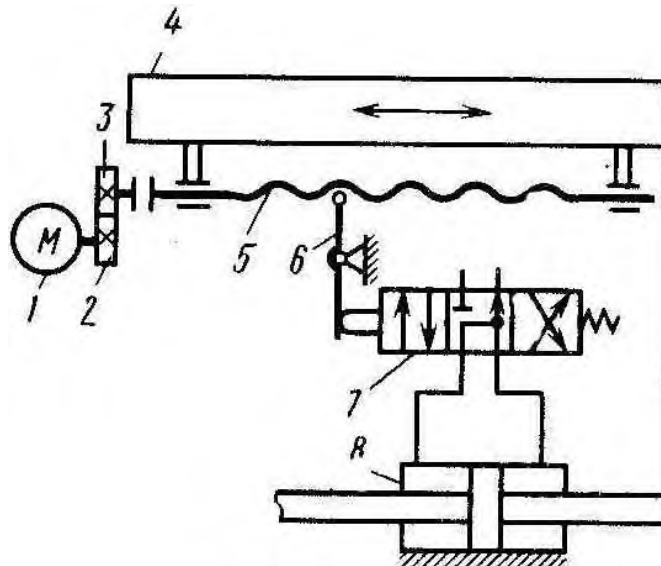


Рисунок 1.2. Слідкуючий привід подач верстату 6520Ф3

### Стійка і станина

Станина і стійка є основними несучими елементами, які призначені для переміщення столу, а також шпиндельної бабки. Вони складаються із наступних частин: стійка, яка встановлена на станині, кулькові гвинтові пари, каретка.

Станина виконана у вигляді чавунної відливки коробчастої форми, яка підсилена внутрішніми ребрами жорсткості - поперечними і повздовжніми.

На верхній стороні станини закріплені напрямні 6 для салазок. Особливістю напрямних є те, що вони виконані загартованими.

Станина з'єднана трубою з резервуаром ЗОР та сама має відсік для збору емульсії. У нижній частині станини виконані чотири різевих отвори, в які встановлюються вантажні болти під час транспортування та завантаження і розвантаження. До верхньої задньої сторони станини кріпиться стійка.

Стійка виконана цільнолитою, з ребрами жорсткості всередині, коробчастої форми ззовні. До перельної сторони стійки прикріплені напрямні для каретки 8.

У бокових і задньої сторони стійки виконані спеціальні вікна, закриті кришками. Всередині стійки встановлені спеціальні трубки, які призначені для підводу масла від насосних станцій керування та змащування до фрезерної головки і приводів подач.

## 1.2. Аналіз компоувальних схем шпиндельних вузлів

**Шпиндельні вузли високої жорсткості.** Найвищою радіальною і осьовою жорсткістю володіють шпиндельні вузли, в передній опорі яких встановлені дворядний циліндричний роликовий підшипник і радіально-упорний кульковий підшипник, а в задній - дворядний циліндричний роликовий підшипник, (рис. 1.3.) [2, 3]. Подібна компоновка застосовується для токарних високопродуктивних верстатів, обробних центрів, прецизійних розточувальних та фрезерних верстатів, шліфувальних верстатів та дозволяє сприймати значне силове навантаження.

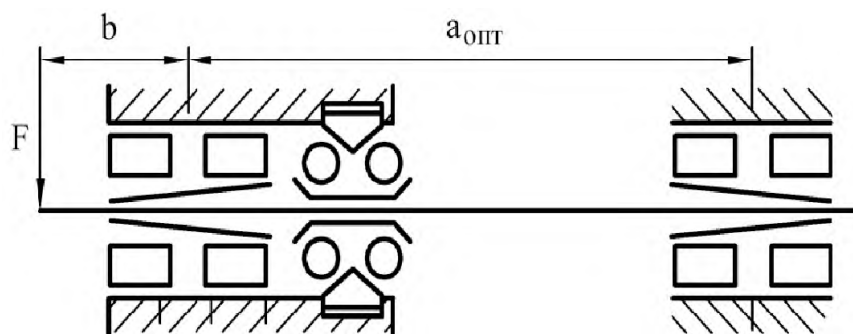


Рис. 1.3. Компоновка шпиндельного вузла високої жорсткості

**Шпиндельні вузли високої жорсткості і швидкохідності.** Перехід від циліндричних роликових підшипників і радіально-упорних кулькових підшипників в передній опорі до комплекту з чотирьох радіально-упорних кулькових підшипників дозволяє підвищити швидкохідність шпиндельного вузла (рис. 1.4) [3-5]. Залежно від характеристик підшипників вона в деяких випадках може бути підвищена до 30% в порівнянні з циліндричними роликовими підшипниками, але при цьому знижується радіальна жорсткість. Осьова жорсткість відповідає жорсткості радіально-упорних кулькових підшипників. У задній опорі, зазвичай, встановлюють однорядний або дворядний циліндричний роликовий підшипник або два радіально-упорних

кулькових підшипника для сприйняття сил від приводу шпинделя. Ця компоновка застосовується в швидкісних важконавантажених багатоцільових обробних центрах, токарних, фрезерних верстатах [3, 5]. Є приклади її використання в шпинделях шліфувальних верстатів, коли потрібна висока осьова жорсткість.

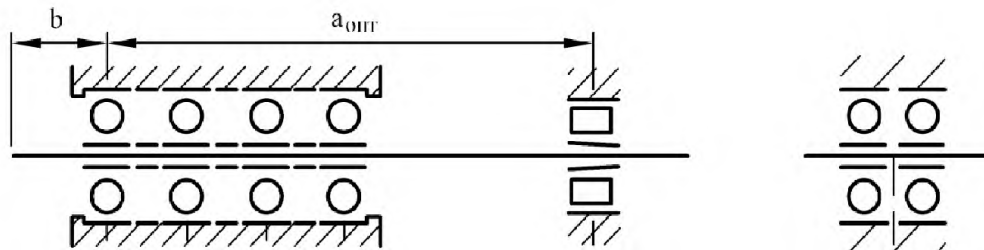


Рис. 1.4. Компоновка шпиндельного вузла високої жорсткості і швидкохідності з чотирма підшипниками в передній опорі

Шпиндельні вузли з чотирма підшипниками в передній опорі складні у виготовленні, оскільки чотири підшипника, що встановлюються часто з простановочними кільцями, вимагають значної довжини посадкової поверхні на шпинделі і в корпусі з підвищеними вимогами до точності [3-5].

Для багатьох схем обробки (точіння, фрезерування, деякі види шліфування, свердління та ін.) осьова складова сил різання спрямована з боку зони різання на шпиндель і не змінює свого напрямку. Осьові сили, що діють у зворотному напрямку (вага шпинделя при вертикальній компоновці, осьова складова сили різання при фрезеруванні і ін.) часто менші або діють рідше. Тому для деяких технологічних задач менш важлива висока двостороння осьова жорсткість шпиндельного вузла, і для підвищення швидкохідності в передній опорі шпинделя встановлюють три радіально-упорних підшипника замість чотирьох (рис. 1.5) [6]. Перші два підшипника сприймають осьові сили, спрямовані з боку зони різання, третій - осьові сили в зворотному напрямку.



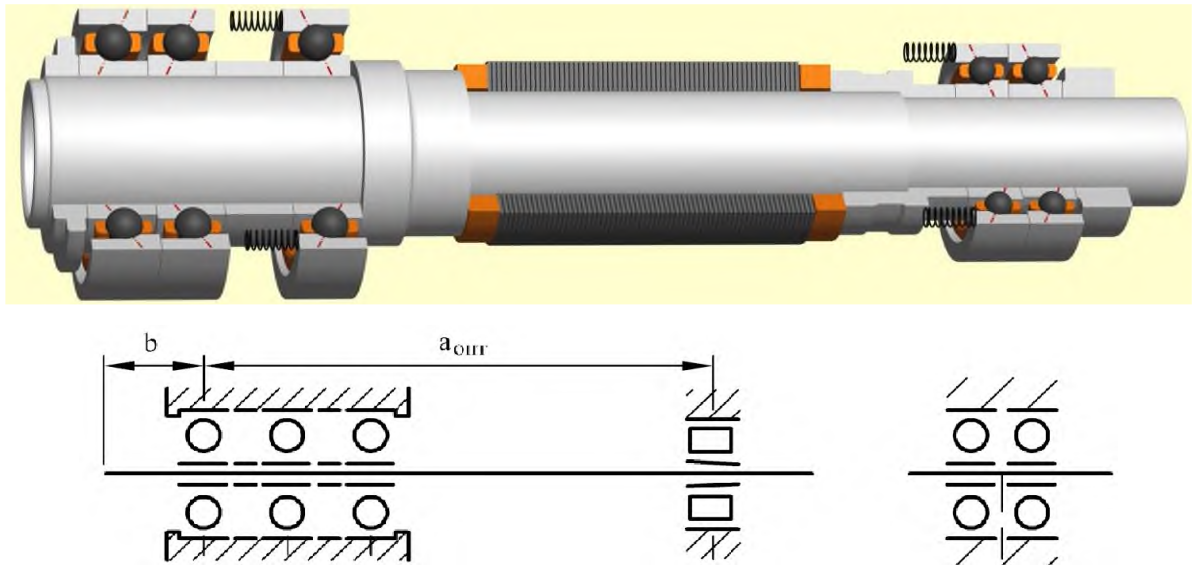
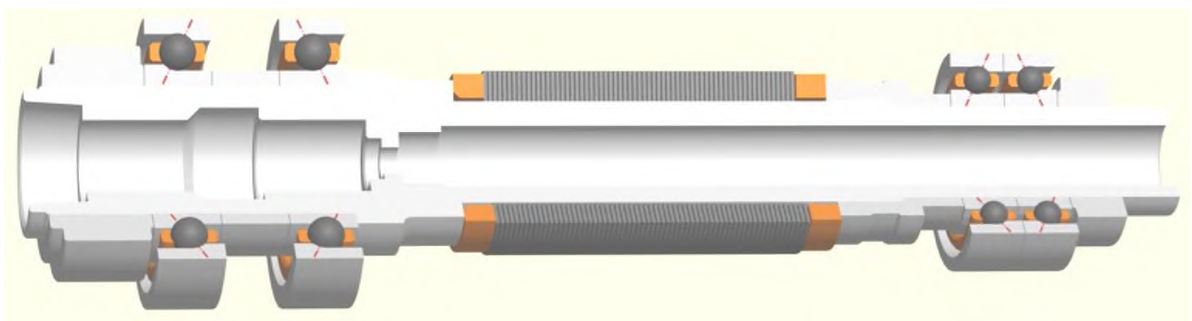


Рис. 1.5. Компоновка шпиндельного вузла з трьома підшипниками в передній опорі

В задній опорі шпиндельних вузлів з трьома радіально-упорними підшипниками для сприйняття радіальних сил від приводу шпинделя застосовують циліндричні роликові підшипники серії NN10, або для забезпечення більш високої швидкохідності - серії N30K. У розвантажених шпиндельних вузлах в задній опорі можуть встановлюватися два радіально-упорних кулькових підшипника.

Шпиндельні вузли з трьома радіально-упорними підшипниками в передній опорі отримали більш широке застосування, ніж з чотирма підшипниками [5, 6]. Вони застосовуються в середньо навантажених обробних центрах, токарних, фрезерних верстатах з ЧПК.

**Швидкохідні шпиндельні вузли.** З метою подальшого підвищення швидкохідності в передній опорі шпиндельного вузла зменшують число радіально-упорних кулькових підшипників до двох, (рис. 1.6).



а)

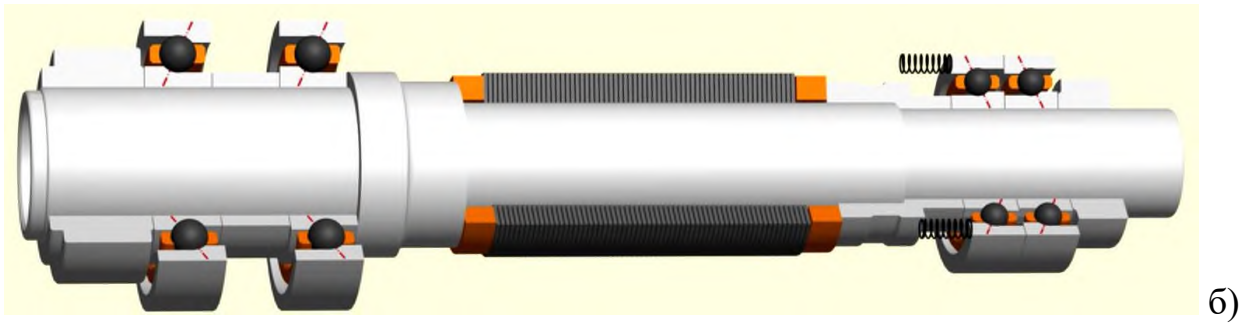


Рис. 1.6. Компоновка шпиндельного вузла з двома підшипниками в передній опорі: а) конфігурація «О»; б) конфігурація «Х»

У задній опорі встановлюють як однорядний циліндричний роликовий підшипник, так і два радіально-упорних кулькових підшипника. Вибір компоновання задньої опори залежить від величини сил від приводу шпинделя, що діють на неї.

Шпиндельні вузли з двома підшипниками в передній опорі застосовуються в високошвидкісних обробних центрах, шліфувальних і розточувальних верстатах при помірних силах різання [6, 7, 8].

Оцінки підвищення швидкохідності при установці двох кулькових підшипників в передній опорі замість трьох неоднозначні [7, 9]. Швидкохідність залежить від схеми установки підшипників: тандем (Т, DT), лицем до лица (Х, DF), спина до спини (О, DB).

**Шпиндельні вузли високої швидкохідності.** Для забезпечення найвищої швидкохідності в кожній опорі шпинделя встановлюють по одному радіально-упорному кульковому підшипнику. В шпиндельних вузлах з високою швидкохідністю важливо зберегти сталість попереднього натягу, що досягається установкою пружин для створення попереднього натягу. Необхідно стежити за тим, щоб не було великих осьових навантажень на шпиндель в напрямку їх дії [3,5].

Високошвидкісні шпиндельні вузли при проектуванні повинні бути оцінені за критичною частою обертання, на яку впливає і жорсткість опор.

### 1.3. Патентний пошук шпиндельних вузлів

Патентний пошук проведемо на базі даних Укрпатенту. Виявлено патенти [10-17] шпиндельний вузлів, які можуть бути застосовані у вертикально-фрезерних верстатах. Подамо короткий опис їх конструктивних особливостей.

Шпиндельний вузол [10] (рис.1.7.) складається з шпинделя 1 на передній 2 та задній 3 опорах. На кінці шпинделя 1 розташований затискний патрон або оправка 4 з закріпленим інструментом 5. Шпиндель 1 розташований в середині пінолю 6, який при переміщеннях вздовж осі шпинделя утримується від провертання шпонкою 7, що ковзає по повздовжньому пазу «а» в корпусі 8.

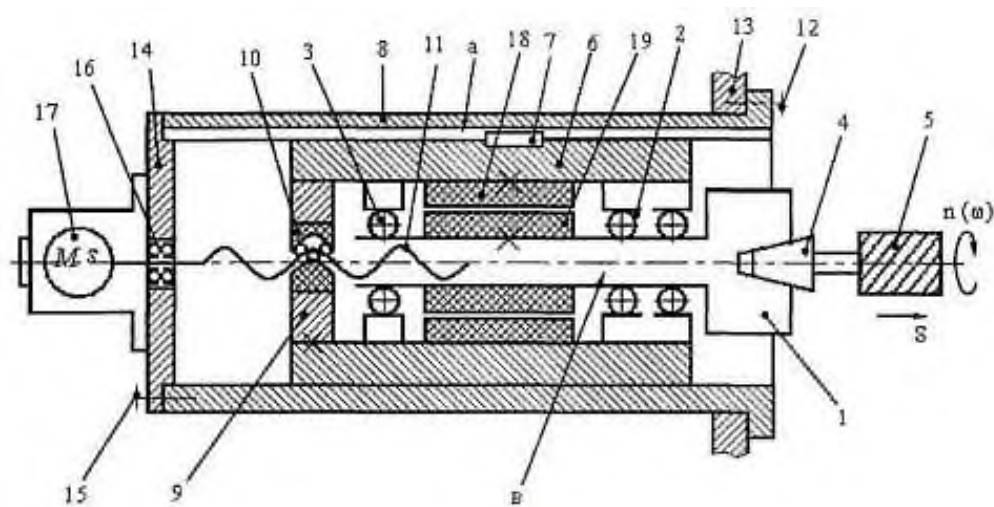


Рис. 1.7. Шпиндельний вузол [10]

Зліва з пінолем 6 жорстко зв'язаний фланець 9, в якому розташована гайка 10, що взаємодіє з гвинтом 11. Вільний кінець гвинта 11 розташований в отворі «в» шпинделя 1, що зменшує осьові габарити шпиндельного вузла. Корпус 8 оснащений фланцем, який за допомогою болтів 12 жорстко зв'язаний з нерухомою частиною 13 верстата. З другого боку корпусу 8 виконаний перехідний фланець 14, який за допомогою болтів 15 жорстко зв'язаний з корпусом 8. В середині перехідного фланця 14 розміщена опора 16 для гвинта 11, до його торця прикріплений привод подачі пінолю, наприклад, у вигляді крокового електродвигуна 17, дискретні оберти якого за допомогою системи ЧПК перетворюються через гвинтову пару 10, 16 в поступальний рух пінолю 6 з подачею  $S$ .

При подачі напруги на обмотку статора 18, виникає магнітне поле, яке взаємодіє із двошаровою активною поверхнею ротора 19 і таким чином змушує шпindel 1 обертатися із необхідною частотою обертання  $n$ . Для забезпечення подачі шпинделя, подається напруга на електродвигун 17, оберти якого за допомогою системи ЧПК перетворюються через гвинтову пару 10, 11 в поступальний рух пінолю 6, забезпечуючи потрібну подачу  $S$ .

Шпиндельний вузол (рис. 1.8) [11] містить шпindel 1, встановлений на опорах 2, в передній частині якого рівномірно по колу розташовані датчики 3 пружної деформації. Датчики 3 ввімкнені в систему автоматичного регулювання. Передня опора 2 виконана гідростатичною та складається із трьох рівномірно розташованих по колу секцій 4, при цьому кожна секція розміщена протилежно відповідному датчику.

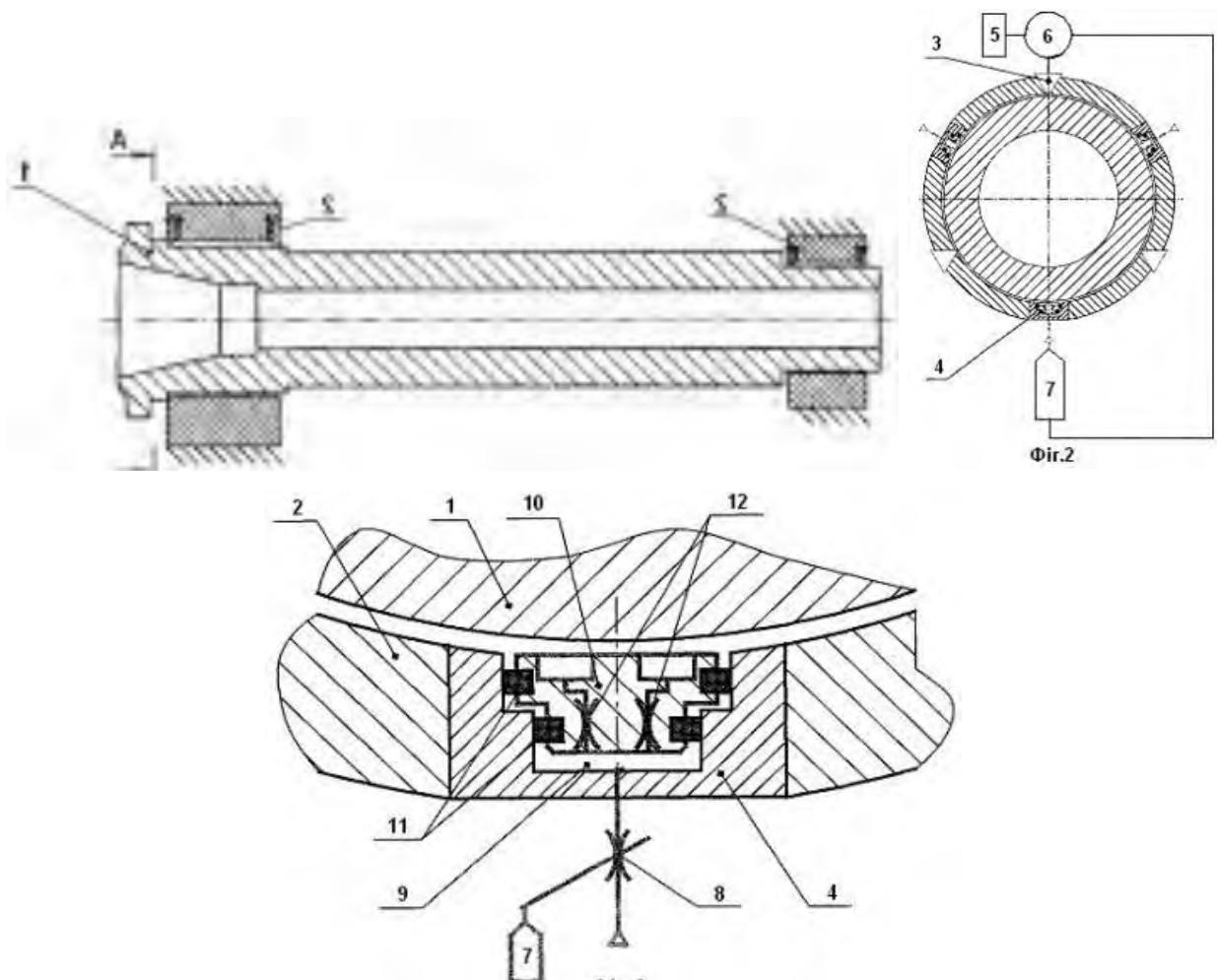


Рис. 1.8. Шпиндельний вузол [11]

В процесі обробки датчик 3 контролює пружну деформацію шпинделя верстата 1, встановленого на гідростатичних підшипниках 2, і через порівнювач 6 з програмним 5 подає сигнал на керуючий пристрій 7. Керуючий пристрій змінює прохідний переріз дроселя. 8 і відповідно тиск в камері 9, розміщеній в секції 4 підшипника і закритій опорою 10 з ущільненнями 11, в результаті чого опора переміститься на величину деформації в протилежному до неї напрямку. В опорі 10 встановленні дроселі 12, котрі регулюють зазор між шпинделем та підшипником.

Шпиндельний вузол (рис. 1.9) [12] складається із шпинделя 1, розташованого на опорах 2 з ексцентриситетом у втулці 3. Втулка 3 на напрямних 4 розташована з ексцентриситетом у втулці 5, що на напрямних 6 обертається у корпусі 7. Обертання втулки 5 на напрямних 6 у корпусі 7 здійснюється за допомогою двигуна малих переміщень 8, розташованому на корпусі 7.

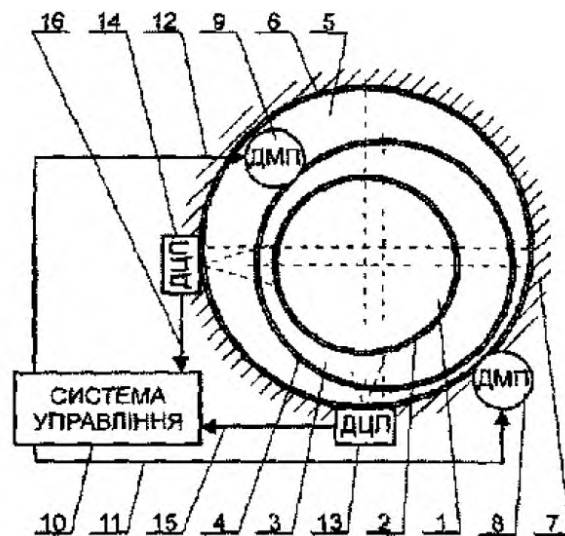


Рис. 1.9. Шпиндельний вузол [12]

Обертання втулки 3 на напрямних 4 у втулці 5 здійснюється за допомогою двигуна малих переміщень 9, розташованому на втулці 5. Управляються двигуни 8 і 9 від системи управління 10 по каналам 11 і 12 відповідно. Положення шпинделя 1 відносно корпусу 7 контролюється взаємно перпендикулярно розташованими на корпусі 7 датчиками положення циліндричної поверхні 13 і 14. Сигнали від датчиків 13 і 14 поступають по відповідним каналам 15 і 16 до

системи управління 10. При виникненні пружних деформацій шпиндельного вузла чи переміщення внаслідок зношення опори датчики 13 і 14 фіксують величину переміщення циліндричної поверхні шпинделя 1 відносно корпусу 7 і надають сигнали по каналах 15 і 16 до системи управління 10. В системі управління дані сигнали порівнюються із заданими, прийнятими за початкове положення шпинделя 1. По різниці між цими сигналами система управління надає управляючі імпульси по каналах 11 і 12 до двигунів малих переміщень 8 і 9 відповідно. Дані двигуни при водять у обертання відповідний кут втулки 3 і 5, внаслідок чого шпиндель 1 займе початкове положення.

Шпиндельний вузол (рис. 1.10) [13] металорізального верстата містить шпиндель 1, вузол передачі обертового руху на шпиндель, який складається із шестірні 2, яка жорстко закріплена на шпинделі 1, і шестірні 3, яка установлена на маточині шестірні 2 з можливістю осьового переміщення і повороту відносно шестірні 2 та можливістю взаємодії з нею за допомогою контактуючих між собою кулачків 4 з нахилом. Кулачки виконані на торцевих поверхнях шестірень 2 і 3. Приводна шестерня 5 закріплена на ведучому валу 6, яка знаходиться у зачепленні із шестірнями 2 та 3, гідроциліндра 7 осьового навантаження на вузол передачі обертового руху з поршнем 8, три додаткові розміщені радіально гідроциліндри 9 з поршнями 10, і надпоршневі порожнини 11 з рідиною, які сполучені каналом 12 з гідроциліндром 7 осьового навантаження.

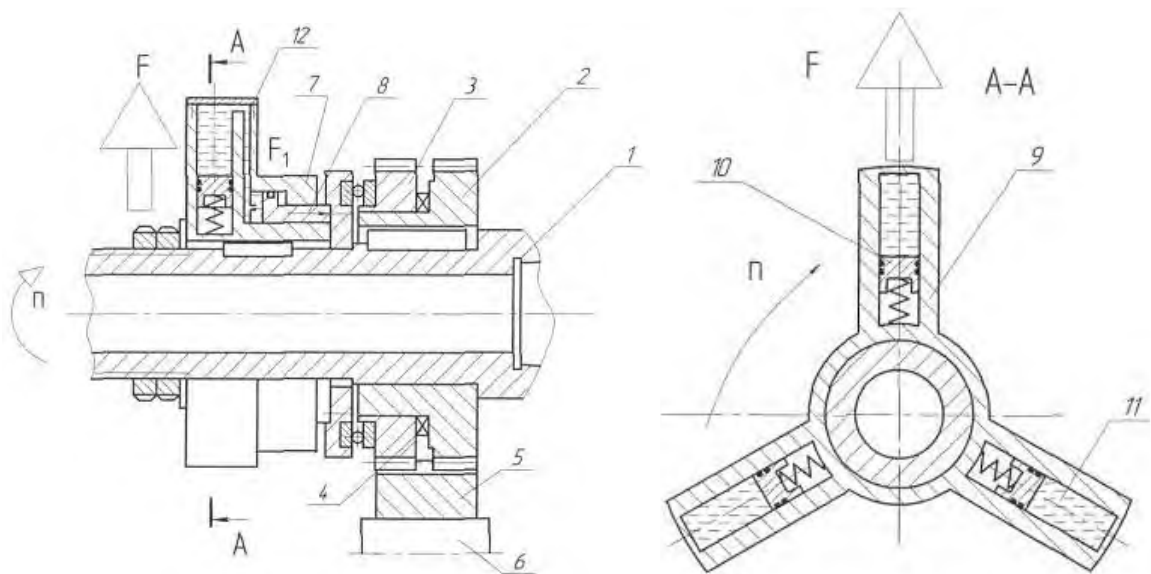


Рис. 1.10. Шпиндельний вузол [13]

При запуску верстата шпindelь 1 шпindelь-ного вузла верстата починає обертатися. Обертання шпindelя здійснюється від привідної шестірни 5 на валу 6 та шестірень 2 і 3. Між шестірнями 2 та 5 є гарантований бічний зазор. На початку обертання шпindelя, при малих частотах обертання  $n$ , відцентрові сили невеликі і гідроциліндр 7 осьового навантаження з поршнем 8 не здійснюють осьове навантаження на вузол передачі обертового руху, тобто між шестірнею 3 і шестірнею 5 також є зазор. При збільшенні частоти обертання шпindelя 1 у закріплених на ньому додаткових гідроциліндрах 9 з поршнями 10 завдяки їх радіальному розміщенню виникають відцентрові сили  $F$ , що створюють тиск у надпоршневих порожнинах 11 з рідиною, які сполучені каналом 12 гідроциліндром 7 осьового навантаження. Під тиском рідини починає рухатись поршень 8 гідроциліндра 7, на-тискає на шестерню 3, яка завдяки кулачкам 4 повертається на незначний кут, який дозволяє вибрати зазор між шестірнями 2, 3 та 5.

Прецизійний шпindelьний вузол (рис. 1.11) [14] складається із корпуса 1, в якому в передній 3 і задній 4, опорах розміщений шпindelь 2. Між підшипниками передньої і задньої опор встановлений демпфер, що складається з додаткової опори 6 і тонкостінної пружної втулки консольного виконання 5, що містить фланець, жорстко зв'язаний з корпусом біля однієї з опор.

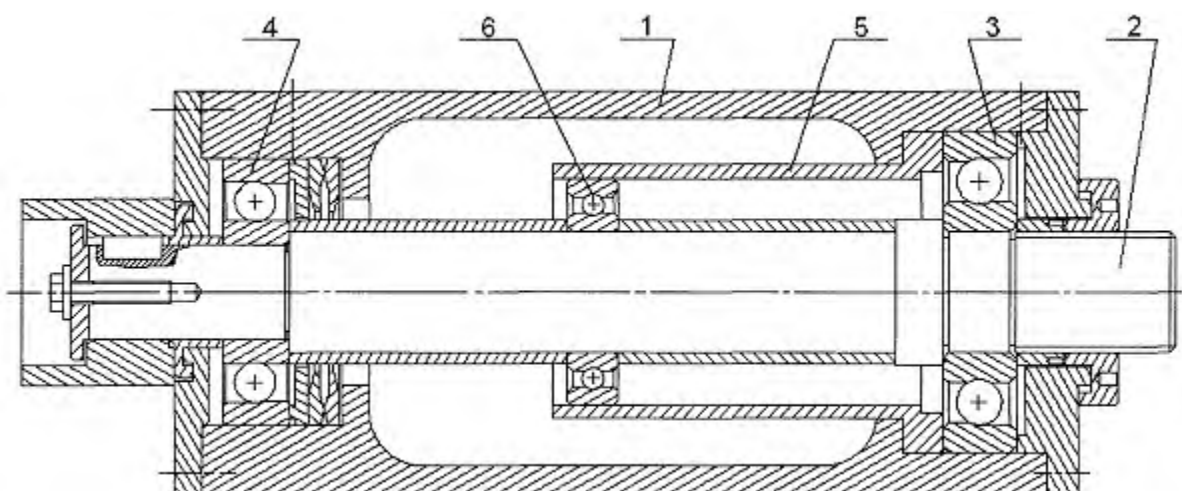


Рис. 1.11. Прецизійний шпindelьний вузол [14]

При збиранні шпindelьного вузла консольний кінець пружної втулки 5 закріплюється на зовнішньому кільці підшипника 6 з попереднім натягом.

При роботі шпindelного вузла, зовнішнє кільце підшипника 6 внаслідок прогину шпindelя 2 викликає деформацію пружного елемента 5. Завдяки демпфуючим властивостям цього елемента здійснюється розсіювання енергії і зменшення рівня вібрацій шпindelя, що приводить до зменшення віброактивності, шуму та підвищенню точності та надійності шпindelного вузла.

Шпindelний вузол металорізального верстата (рис. 1.12) [15] складається зі шпindelя 1, у якому знаходиться піноль 2, з'єднана ходовим гвинтом 3 через упорні підшипники зі штоком стабілізатора швидкості її поступального руху, виконаного у вигляді гідроциліндра 4, розташованого в центральному отворі шпindelя. На ходовому гвинті 3 закріплене гальмо 5 для здійснення холостого поступального руху пінолі 2, а сам гвинт має дві ділянки з протилежними 25 нарізками, з кожною з яких спряжена гайка 6 або 7, що має муфту для періодичного зчеплення зі шпindelем. Одна гайка використовується для здійснення поступального руху шпindelя в одному напрямі (швидкого підведення і робочої подачі), а інша гайка - у протилежному напрямі (швидкого відведення). Порожнини гідроциліндра 4 з'єднані каналами. В одному каналі установлений золотник 8 і дросель 9 для обмеження швидкості холостого ходу, а в іншому - 30 дросель 10 для регулювання швидкості робочої подачі. Вузол оснащений датчиком 11 осевого навантаження гайки 7, що здійснює робочу подачу, порівнювальним 12 і програмним 13 пристроями, а також механізмом керування 14 дроселем 10 робочої подачі.

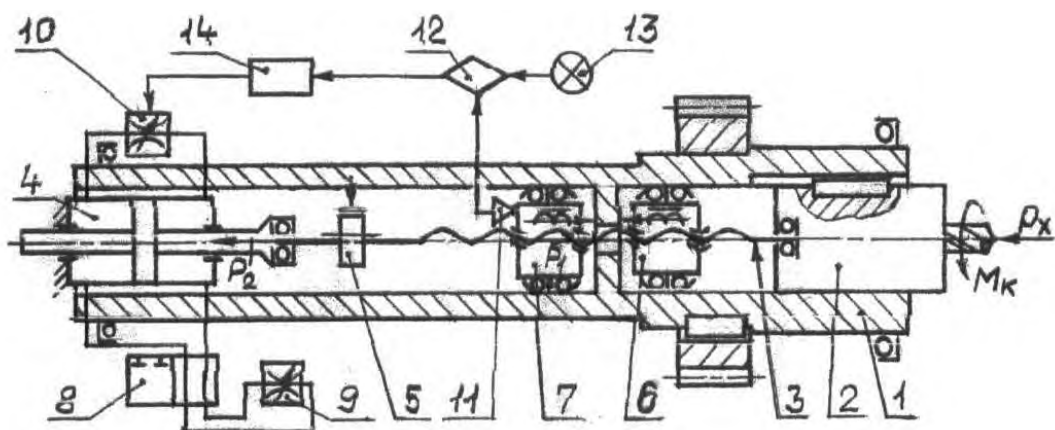


Рис. 1.12. Шпindelний вузол металорізального верстата [15]



Особливістю цього шпindelного вузла є те, що система керування обмежує перевантаження і виключає поломку інструмента.

Відомий також шпindelний вузол (рис. 1.13) [16] верстата складається з шпindelю 1 (рис 6) на опорах 2 у вигляді радіально-упорних шарикопідшипників. На шпindelі розташований ротор 3 головного руху, а в корпусі 4 статор 5, між якими при подачі електричного струму виникає електромагнітне поле. Поза задньою опорою шпindelю 1 на різьбі розташована гайка 6 гвинтової передачі, яка з одного боку зв'язана з ротором 7 електромеханічної системи, а з другого боку через тіло кочення - упорний шарикопідшипник 8 з вхідними плунжерами 9 малого діаметра, розташованими співвісно в нерухомій конусній розподільчій втулці 10, натягнутій на конус шпindelю 1 гайкою 11. В роторі через електромагнітне поле різного напрямку взаємодіє статор 12, розташований за задньою опорою 2 в конусі 4. В передній частині шпindelю 1 розташований цанговий затискний патрон для закріплення ріжучого інструменту 13. Цанговий затискний патрон складається з нерухомої затискної цанги 14, жорстко зв'язаної з шпindelем 1 за допомогою різьби, і рухомої конусної втулки 15, яка по торцю зв'язана з плунжерами 16 більшого діаметра  $D$ . Між плунжерами 9 і 16 знаходиться з рідиною або 15 гідропластом замкнена гідравлічна система, утворена отворами і заглушками на периферії і торці шпindelю 1 і конусної розподільчої втулки 10. Для повернення конусної втулки 15 у вихідне положення при розтиску об'єкта 13 передбачені між упорним диском 18 і конусною втулкою 15.

Зв'язок між плунжерами 9 і 16 можливий як через співвісні отвори в шпindelі 1, так і через центральний отвір вздовж осі шпindelю 1.

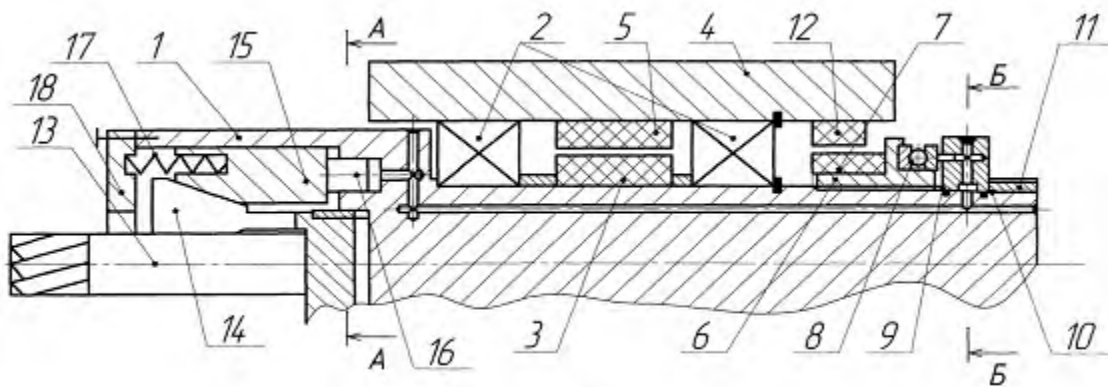


Рис. 1.13. Шпиндельний вузол металорізального верстата [16]

Шпиндельний вузол працює наступним чином.

При подачі струму на обмотку статора 12 виникає електромагнітне поле, яке взаємодіє з обмотками ротора 7, зв'язаного жорстко з гайкою 6. Виникає крутний момент, який обертає ротор 7 з гайкою 6, що переміщується вздовж шпинделя 1 по різьбі. Крутний момент  $M_z$  викликає окружну силу, яка створює осьову силу  $Q$ , що діє через упорний підшипник 8 на співвісно розташовані плунжери 9. В замкненій гідравлічній системі виникає тиск, який передається на вихідні плунжери 16 більшого діаметра  $D$ .

Завдяки цьому виникає вихідна осьова сила. Після затиску струм подається на обмотку статора 5 (рис. 1.13), виникає електромагнітне поле, що взаємодіє з обмоткою ротора 3 і тому змушує шпиндель 1 обертатися з необхідною частотою. Керування шпиндельного вузла з механізмом затиску здійснюється від системи ЧПК

Відомий також шпиндельний вузол верстата (рис. 1.14) [17] що містить шпиндель 1, інструмент 2, гвинт 3, гайки 4 і 5, муфти 6, 7, 8, шестерні 9 і 10, поршень 11, циліндр 12, дроселі 13, 14, розподільчий золотник 15, датчик 16, порівнюючий 17 і задаючий 18 пристрої, виконавчий пристрої 19 і пристосування 20. Шпиндель 1 із інструментом 2 закріплений у корпусі і з'єднаний з гвинтом 3, що має праву і ліву нарізки. З кожною нарізкою гвинта з'єднані гайки 4 і 5, які за допомогою електромагнітних 25 муфт 6 і 7 можуть по черзі з'єднуватись із шестірнею 9. Шестірня 9 знаходиться у зачепленні із

шестірнею 10, яка має зв'язок із приводом. На гвинті 3 установлена гальмівна муфта 8, гвинт 3 через упорні підшипники з'єднаний з поршнем 11, розташованим у циліндрі 12. Порожнини циліндра можуть з'єднуватися через дроселі 13 і 14. Оброблювана деталь закріплюється у пристосуванні 20, інструмент 2 разом із шпинделем 30 здійснює обертання і зворотно-поступальний рух.

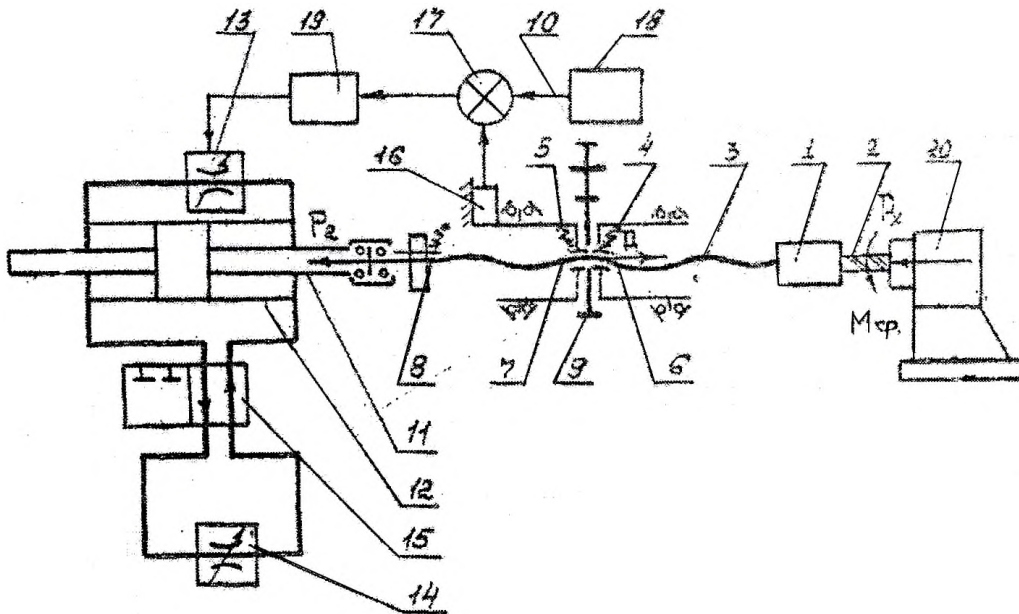


Рис. 1.14. Шпиндельний вузол металорізального верстата [17]

У вихідному положенні, коли інструмент 2 відведений від оброблюваної деталі, включається муфта 7 і гайка 5 з'єднується з приводом обертання. Одночасно гальмівна муфта 8 створює момент навантаження на шпинделі. В результаті осьова сила  $P_1$  у гвинтовій передачі 5-3 здійснює швидке підведення інструмента 2 до деталі. Золотник 15 знаходиться в позиції 35 показаній на схемі і мастило через дросель 14 перетікає із однієї порожнини в другу. Дросель 14 обмежує максимальну швидкість поступального руху. Після підведення інструмента автомата (не показано на схемі) перемикає золотник 15 і вимикає гальмівну муфту 8. Крутний момент робочого навантаження на шпинделі вимикає осьову силу  $P$ , яка здійснює робочу подачу. Величина робочої подачі обмежується дроселем 40 13. Задаючий пристрій 18 налагоджують таким чином,

щоб забезпечити задану швидкість робочої подачі при певному осьовому навантаженні у гвинтовій передачі 3-5. При збільшенні осьового навантаження на інструмент сила гідравлічного ходу у обмежувачі швидкості поступального руху практично не змінюється. Не змінюється крутний момент і навантаження на датчику 16. В результаті залишається незмінним гідравлічний опір дроселя 13. 45 Подальше зростання технологічного навантаження без збільшення крутного моменту викликає зменшення швидкості робочої подачі. Зниження швидкості робочої подачі, як правило, приводить до зменшення складових сили різання і в тому числі сили  $P_z$ . Шпиндельний вузол буде адаптуватися до осьового навантаження.

#### **1.4. Аналіз публікацій з вибраної тематики дослідження**

З вибраної тематики дослідження є настільки велика кількість публікацій, що їх всіх неможливо всі проаналізувати в межах однієї роботи. Тому зосередимося на деяких напрямках досліджень.

Найперше слід виділити роботи по прогнозуванні вібростійкості системи ТОС [18-22]. Як правило в працях такого типу вивчають ймовірні причини виникнення автоколивань при різанні. До таких відносять [18,19]:

- «Падаюча» залежність коефіцієнта тертя на передній поверхні інструменту від швидкості переміщення по її стружці.
- вплив хвилястості на поверхні різання, що залишилися від попереднього проходу інструменту.
- Відставання зміни сили різання від зміни товщини зрізаного шару.
- Різні сили різання при врізанні різця в свіжий метал і при відтисненні ними наклепаного шару металу стружки при вібраціях.
- Зміна робочих кутів інструменту при коливаннях.
- Набір координатних зв'язків переміщення інструментів щодо заготовки.

Дослідження, проведені в [18-22] враховують вплив одного або кількох вищеперерахованих факторів.

У деяких роботах досліджено вплив макрогеометрії заготовки 23 , трансформації зрізуваного шару 24 на процес обробки, впливу подачі на виході інструменту із заготовки на певні елементи процесу різання 25, впливу жорсткості станини та приводів на динамічні процеси 26.

Окремо слід відмітити дослідження [27-31] спрямовані на розробку спеціальних інструментів із нерівномірним по колу розміщенням лез та їх впливу на динамічну стійкість систем ТОС. Зокрема в роботах враховується вплив самого розміщення різців а також їх конструктивних особливостей на процес обробки.

У дослідженнях безпосередньо конструктивних елементів шпиндельних вузлів на динамічну стійкість [32-43] як правило використовується наступна методика досліджень. У динаміці верстата виконується модальний аналіз вузла оправка інструмента-шпиндель, щоб перевірити необхідні швидкості шпинделя, визначити вплив режимів вібрації на точність обробки та оптимізувати конструкцію шпинделя. Здійснюється моделювання та модальний аналіз оправки інструмента-шпиндель з використанням FEA, або математичних моделей. Опори підшипників імітуються рівномірно розподіленими поступальними пружинно-демпферними елементами, а радіальна жорсткість підшипників розраховується на основі контактної теорії Герца. Припускається, що з'єднання в місці з'єднання тримача інструменту та шпинделя є жорстким. Використовують, як правило, два чисельних методи в програмному забезпеченні аналізу кінцевих елементів для моделювання жорсткого з'єднання.

Окремим напрямом дослідження динамічних характеристик процесів різання є аналіз динамічної стійкості самоналагоджувально обробки [43], вплив адаптивного оснащення на динамічні характеристики системи ТОС [44,45] оцінка впливу похибок налаштування та встановлення на динамічні характеристики процесу різання [46-48]. У деяких роботах здійснена розробка комплексного технологічного оснащення для підвищення вібраційної стійкості [47-49], а також різноманітних затискних елементів [50], механізму автоматичної зміни інструменту [51].

Також можна виділити напрям з дослідження впливу перехідних процесів в електроприводі на динамічну стійкість системи ТОС [52, 53].

Частин праць [54,55] присвячена розробці динамічних моделей та дослідження форм коливань мотошпинделів. Розроблено динамічні моделі FEA щоб показати, як основні конструктивні елементи шпиндельного блоку впливають на продуктивність.

Значна кількість публікацій присвячена дослідженню динамічних характеристик підшипників та інших типів опор (гідростатичних чи гідродинамічних) на характеристики шпиндельних вузлів. Наприклад в роботах [56,57] проведено теоретичне дослідження закономірностей зміни власних частот і форм коливань радіально–упорного кулькового підшипника гіперлегкої серії 2-го класу точності. Визначені величини власних частот на одному оберті сепаратора (комплекта кульок) і встановлено подібні характеристики їх зміни змінами величини радіальних і осьової жорсткості підшипника. У роботах [58,59] проведене теоретичне дослідження умов виникнення параметричних коливань прецизійних шпиндельних радіально-упорних кулькових підшипників. На прикладі високошвидкісного підшипника гіперлегкої серії 2-го класу точності встановлено, що виникнення таких коливань можливе лише на критичних частотах обертання при значному розвантаженні підшипника внаслідок дії інерційного навантаження від комплекту кульок. У працях [60-62] розглянуто питання зниження вібраційної шпинделя на основі застосування регульованої конструкції гідростатичного опору. Роботи [63,64] присвячені здійсненню оцінювання ефективності використання регулювання величиною зазору в гідростатичних опорах з пружними елементами корпусу з метою підвищення точності оброблення різанням. Точність оброблення різанням визначалася за відхиленням від круглості оброблених поверхонь партії зразків-виробів. Розроблено методику спектрального та кореляційного аналізу точності оброблення партії зразків-виробів. Встановлені закономірності формування відхилень від круглості оброблених поверхонь, суттєвих гармонік спектра

залежно від процесу регулювання величиною статичного зазору в опорних гідростатичних вузлах шпинделя.

Для виконання досліджень різного спрямування використовують найрізноманітніші методи. Наприклад у роботі [65] застосовано метод нейронних мереж у роботах [66-68] - інформаційні технології моделювання, математичного моделювання [69] slm-методи [70], методи генеративного дизайну [71], які є високоефективними в тому числі і при дослідженнях шпиндельних вузлів металорізальних верстатів. На особливу увагу заслуговують методи синтезу технологічного обладнання [72-81] правильне застосування яких може бути одним рушіїв розробки нових верстатних систем.

### **1.5. Аналіз необхідних граничних режимів різання**

Прийmemo матеріал обробки конструкційну сталь, чавун і алюміній. Відповідно матеріали різальної частини інструменту (торцевої фрези) для сталі – Т15К6, для обробки чавуну ВК6 і алюмінію - Р6М5.

Призначаємо мінімальну і максимальну глибини різання

$t_{min}=0,5$ мм для чистової обробки;  $t_{max} = 4$  для чорнової обробки

Мінімальний і максимальний діаметри фрез (відповідно до паспортних даних):

$D_{min}= 40$ мм – для кінцевої фрези;  $D_{max}= 150$  мм – для торцевої фрези.

Згідно [82, 83] рекомендована подача при обробці торцевою та кінцевою фрезами:

-для чорнового фрезерування

➤ конструкційної сталі  $S_z=0.1$  мм/зуб; чавуну  $S_z=0.2$  мм/зуб; кольорових металів  $S_z=0.3$  мм/зуб

-для чистового фрезерування  $S_z=0.05$  мм/зуб лімітується параметром шорсткості Ra.

Призначаємо ширину різання:

$B_{min}=35$  мм;  $B_{max}=140$  мм;

### **Розрахунок граничних частот обертання шпинделя**

Швидкість різання при фрезеруванні визначається за формулою [82]:

$$V = \frac{C_V \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot s^y \cdot B^u \cdot z^p} \cdot k_V, \text{ м/хв} \quad (1.1)$$

де  $C_V$  – стала;  $D$  – діаметр фрези;  $T$  – період стійкості зуба фрези;  $q$  – показник степені який характеризує вплив діаметра обробки на швидкість;  $m$  – показник степені для стійкості зуба фрези;  $t$  – глибина різання;  $x$  – показник степені, який характеризує вплив глибини різання на швидкість;  $s$  – подача;  $y$  – показник степені який характеризує вплив подачі на швидкість;  $B$  – ширина різання;  $u$  – показник степені який характеризує вплив ширини різання на швидкість;  $z$  – кількість зубів фрези;  $p$  – показник степені який характеризує вплив кількості зубів фрези на швидкість різання;  $k_V$  – коефіцієнт, що враховує фактичні умови обробки:

$$k_V = k_{MV} \cdot k_{ПВ} \cdot k_{ИВ} \quad (1.2)$$

де  $k_{MV}$  – коефіцієнт, що враховує якість оброблюваного матеріалу;  $k_{ПВ}$  – коефіцієнт, що відображає стан поверхні заготовки;  $k_{ИВ}$  – коефіцієнт, що враховує якість матеріалу інструмента.

Всі дані для розрахунку приведені в таблиці:

Таблиця 1.2 - Визначення коефіцієнта  $k_{MV}$

Коефіцієнт	Сталь	Чавун	Алюміній
$k_{MV}$	$k_{MV} = k_{\Gamma} \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B}\right)^{n_V}$	$k_{MV} = \left(\frac{190}{HB}\right)^{n_V}$	0,8
$k_{\Gamma}$	1	-	-
$n_V$	1	1.25	-

Всі дані для розрахунку вибираємо з літератури [82].

Проводимо розрахунок швидкостей різання, використовуючи пакет MathCAD [84, 85].



$$V := \frac{332 \cdot 150^{0.2} \cdot 1.17}{180^{0.32} \cdot 6^{0.1} \cdot 0.1^{0.4} \cdot 140^{0.2} \cdot 10^0}$$

$$V = 156.969$$

Отримані значення швидкості різання занесемо в таблицю:

Таблиця 1.3 – Значення швидкості різання

	$D_{\min}=40\text{мм}$		$D_{\max}=150\text{мм}$	
	$t_{\min}=0,5\text{мм}$	$t_{\max}=4\text{ мм}$	$t_{\min}=0,5\text{ мм}$	$t_{\max}=4\text{мм}$
Сталь 45	298,4	159.6	290,3	163.3
СЧ20	271	105.2	261.1	99.8
Алюміній	61.2	19.9	39.7	14,1

Отже мінімальна швидкість різання  $V=14.1$  м/хв, при чорновій обробці алюмінію, максимальна  $V=298,4$  м/хв. при чистовій обробці конструкційної сталі.

Для цих швидкостей різання визначаємо частоти обертання шпинделя за формулою:

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot V_{\max}}{\pi \cdot D_{\min}} \quad n_{\min} = \frac{1000 \cdot V_{\min}}{\pi \cdot D_{\max}} \quad (1.3)$$

Де  $D$  – діаметр фрези.

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot 14.1}{3.14 \cdot 150} = 29.3 \text{об/хв} \quad n_{\min} = \frac{1000 \cdot 298.4}{3.14 \cdot 20}$$

Діапазон регулювання частоти обертання шпинделя:

$$D_r = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{4762}{29,3} = 162,5.$$

### **Визначення силових характеристик приводу головного руху**

В цьому пункті визначимо кругову силу різання при фрезеруванні, а також потужність різання

Головна складова сили різання– кругова сила визначається за формулою [82]:

$$P_z = \frac{10C_p \cdot t^x \cdot s_z^y \cdot B^u \cdot z}{D^q \cdot n^w} \cdot K_{MP} \quad (1.4)$$

де  $C_p$ – сталий коефіцієнт для сили різання;  $D$  – діаметр обробки (фрези);  $q$ –показник степені який характеризує вплив діаметра обробки на  $P_z$ ;  $t$  – глибина різання;  $x$  – показник степені, який характеризує вплив глибини різання на  $P_z$ ;  $s_z$  – подача на зуб фрези;  $y$  – показник степені який характеризує вплив подачі на  $P_z$ ;  $B$  – ширина різання;  $u$  – показник степені який характеризує вплив ширини різання на  $P_z$ ;  $z$  – кількість зубів фрези;  $p$  - показник степені який характеризує вплив кількості зубів фрези на силу різання;  $n$  – частота обертання шпинделя;  $w$  – показник степеня який характеризує вплив частоти обертання шпинделя на силу різання;  $K_{MP}$  – коефіцієнт, що враховує фактичні умови обробки.

Для розрахунків використаємо пакет MathCAD [84, 85]. Отримані розраховані значення сили різання наведені в таблиці 1.4

Таблиця 1.4 - Розрахункові значення сили  $P_z$ , Н:

	$D_{\min}=40\text{мм}$		$D_{\max}=150\text{мм}$	
	$t_{\min}=0,5\text{мм}$	$t_{\max}=4\text{ мм}$	$t_{\min}=0,5\text{мм}$	$t_{\max}=4\text{мм}$
Сталь 45	105,2	1159	351,1	3932
СЧ20	89,9	2301	201,4	3761
Алюміній	52,7	289,9	84,1	1002

Виходячи з даних в таблиці максимальна кругова сила різання при чорновому фрезеруванні складає 3932 Н, а при чистовому 351,1 Н.

Визначаємо інші складові сил різання відповідно до [82, табл. 42]:

➤ горизонтальна складова  $P_h=0,4 \times P_z$

- для чорнового фрезерування  $P_h=0.4 \times 3932=1572.8\text{ Н}$

- для чистового фрезерування  $P_h=0.4 \times 351,1=140,4\text{ Н}$

➤ вертикальна складова  $P_v=0,85 \times P_z$

- для чорнового фрезерування  $P_v=0.85 \times 3932=3342,2\text{ Н}$

- для чистового фрезерування  $P_h=0.85 \times 351,1=298,4$  Н
- радіальна  $P_y=0,4 \times P_z$
- для чорного фрезерування  $P_y=0.4 \times 3932=1572,8$  Н
- для чистового фрезерування  $P_y=0.4 \times 351,1=140$  Н
- осьова  $P_y=0,5 \times P_z$
- для чорного фрезерування  $P_h=0.5 \times 3932=1971,5$  Н
- для чистового фрезерування  $P_h=0.5 \times 351,1=175$  Н
- складова, по якій розраховують шпиндель на жорсткість:  $P_{yz} =$

$$\sqrt{(P_y)^2 + (P_z)^2}$$

- для чорного фрезерування  $P_{yz} = \sqrt{1577^2 + 3943^2} = 4250$  Н
- для чистового фрезерування  $P_{yz} = \sqrt{140^2 + 350^2} = 380$  Н

Визначаємо потужність різання за формулою [82]:

$$N_{\text{різ}} = \frac{P_z \cdot V}{1000 \cdot 60}, \text{ кВт} \quad (1.5)$$

де  $P_z$  – сила різання;

$V$  – швидкість різання.

Всі розрахункові дані зводимо в таблицю 1.5:

Таблиця 1.5. Потужність різання, кВт

	$D_{\text{min}}=20\text{мм}$		$D_{\text{max}}=150\text{мм}$	
	$t_{\text{min}}=0,5\text{мм}$	$t_{\text{max}}=6\text{мм}$	$t_{\text{min}}=0,5\text{мм}$	$t_{\text{max}}=6\text{мм}$
Сталь 45	0,531	3,131	1,681	10,3
СЧ20	0,4	3,9	0,866	6,33
Алюміній	0,05	0,097	0,057	0,227

Отже максимальна необхідна потужність різання для приводу головного руху складає  $N_{\text{різ}}=10,3$  кВт.

У вертикально-фрезерних верстатах з ЧПК режим навантаження змінюється і носить повторно-короткочасний характер. Тому можна допускати короткочасне перевантаження електродвигуна приводу головного руху.

### **Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження**

1. На основі аналізу базової моделі верстата встановлено доцільність модернізації приводу головного руху.

2. На основі аналізу компоновок шпиндельних вузлів доцільно проаналізувати необхідність зміни компоновочної схеми шпиндельного вузла верстата.

3. На основі аналізу публікацій з вибраної тематики досліджень встановлено, що основними динамічними характеристиками шпиндельних вузлів є власні частоти та форми коливань, які доцільно дослідити з використанням сучасних CAE-систем.

4. Доцільно модернізувати привід головного руху, забезпечивши частоту обертання шпинделя 4800 об/хв.

**Метою роботи** є дослідження динамічних характеристик модернізованого приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата

#### **Основні завдання:**

1. Провести модернізацію приводу головного руху, забезпечивши максимальну частоту обертання шпинделя 4800об/хв.

2. Провести розрахунок жорсткості шпиндельного вузла.

3. Провести розрахунок динамічних характеристик шпиндельного вузла.

4. Здійснити статичний аналіз шпиндельного вузла та дослідження його динамічних характеристик засобами SolidWorks Simulation з встановленням його критичних частот та форм коливань.

## 2. ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

### 2.1. Вибір типу та структури приводу

Для вертикально-фрезерних верстатів використовуються наступні структури приводів:

- прямі приводи, включають двигун з'єднаний із робочим органом через з'єднувальну муфту;
- приводи з проміжною механічною передачею, як правило пасовою;
- приводи із розширювальними коробками швидкостей на 2...4 ступені;
- інтегровані в робочий орган приводи (мотори-шпинделі);

Вибираємо тип приводу двигун постійного струму – зубчасто-пасова передача-шпиндель.

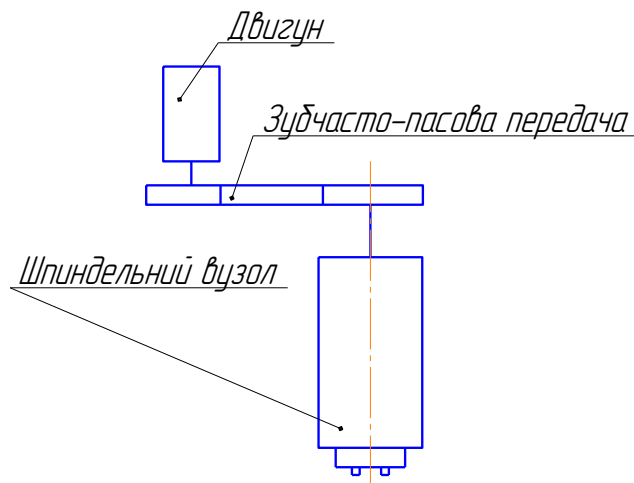


Рисунок 2.1 Структура приводу головного руху

### 2.2. Вибір привідного двигуна. Побудова діаграми потужності

З урахуванням структури приводу в якості двигуна вибираємо двигун з можливістю регулювання частоти обертання. Регулювання частоти обертання вала двигуна здійснюється в двох областях: від мінімальної  $n_1$  до номінальної  $n_n$  частоти обертання з постійним крутним моментом зміною напруги в обмотці

якоря і від  $n_n$  до  $n_{max}$  – з постійною потужністю зміною поля збудження. Загальний діапазон  $D_\delta$  регулювання двигуна (діапазон регулювання при постійній потужності  $D_N$ ) і діапазон регулювання з постійним моментом  $D_M$  залежать від типу двигуна і способу його регулювання.

Розрахункова частота обертання  $n_p$ , при якій буде максимальний крутний момент визначається за нерівності:

$$n^4 \sqrt{R_p} \sqrt[3]{R_{minmin}} \quad (2.1.)$$

Підставивши значення отримаємо:

$$n_p \geq 30 \cdot \sqrt[4]{160} = 106,7 \text{ об/хв.}$$

$$n_p \leq 30 \cdot \sqrt[3]{160} = 162,8 \text{ об/хв.}$$

Приймаємо  $n_p = 160 \text{ об/хв.}$

Максимальна потужність різання визначається згідно технологічних розрахунків  $N_{max} = 10,3 \text{ кВт}$

На стадії попередніх розрахунків потрібна потужність двигуна може бути визначена за формулою [86]:

$$N_\delta = \frac{N_{ef}}{\eta} \quad (2.2)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії приводу.

Визначаємо ККД приводу за формулою:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \quad (2.3.)$$

де  $\eta_1 = 0,97$  – ККД зубчасто-пасової передачі;

$\eta_2 = 0,99$  – ККД тертя однієї пари підшипників

$$\eta = 0,97 \cdot 0,99 = 0,96$$

$$N_\delta = \frac{10,3}{0,96} = 10,73 \text{ кВт.}$$

Вибираємо двигун постійного струму фірми «Franz Kessler» серії DMQ1320.L з повітряним охолодженням, який має наступні характеристики:

- номінальна частота обертання  $n = 500 \text{ об/хв.}$ ;
- максимальна частота обертання  $n = 6000 \text{ об/хв.}$ ;
- номінальна потужність  $N = 13,5 \text{ кВт}$  (в режимі S6-25);

- номінальний крутний момент  $M_{кр}=143$  Нм. [87]

Діапазон регулювання при постійній потужності можна визначити по формулі:

$$R = \frac{n_{\delta,max}}{n_{\delta,ном}} \quad (2.4)$$

де  $n_{\delta,max}$  – максимальна частота обертання вала двигуна,

$n_{\delta,ном}$  – номінальна частота обертання вала двигуна.

Підставивши значення в формулу (4.4.) отримаємо:

$$R_{\delta p} = \frac{6000}{500} = 12$$

Діапазон регулювання при постійній потужності зміною поля збудження визначається по формулі:

$$R_M = \frac{n_{max}}{n_p}, \quad (2.5)$$

де  $n_{max}$  – максимальна частота обертання шпинделя;

$n_p$  – частота обертання шпинделя при максимальному крутному моменті.

Підставивши значення в формулу (2.5.) отримаємо:

$$R_M = 4800/160 = 30$$

Для побудови діаграми потужності визначаємо потужність двигуна за формулою [86]:

$$N_{\delta} = N_{ef} + N_{x.x} + N_{\delta\delta\delta} \quad (2.6)$$

де  $N_{ef}$  – ефективна потужність різання;

$N_{x.x}$  – втрати потужності на холостому ході;

$N_{\delta\delta\delta}$  - додаткові втрати.

Ефективна потужність при відомому  $M_{max}$  і відомій з графіка чисел обертів частоті обертання при якій привід починає працювати з постійною потужністю  $N_{ef} = 10,3$  кВт

Втрати потужності на холостому ході, за [16] визначається за формулою:

$$N_{x.x} = \frac{d}{10^6} \cdot \left( \sum n + k_1 \cdot \frac{d_0}{d} \cdot n_0 \right) \cdot k_2 \quad (2.7)$$

де  $d$  – середній діаметр під підшипники всіх проміжних валів, мм;

$d_0$  – діаметр шийок шпинделя, мм;

$\sum n$  – сума частот обертання всіх проміжних валів, об/хв;

$n_0$  – частота обертання шпинделя, об/хв;

$k_1=1,5..2,0$  – коефіцієнт, що враховує втрати за рахунок попереднього натягу в шпindelьному вузлі;

$k_2=3..5$  – коефіцієнт, що враховує досконалість системи змащення.

Для даного приводу беремо вітку в яку входить зубчасто-пасова передача, що передає крутний момент на шпindelь. Для цієї вітки:

$d=45$  мм;  $\sum n=n_{II}=4800$  об/хв.;  $n_0=6000$  об/хв.;

приймаємо  $k_1=1,5$ ;  $k_2=3$ .

Тоді за формулою (2.7) отримаємо:

$$N_{x.x} = \frac{45}{10^6} \cdot \left( 6000 + 1,5 \cdot \frac{75}{45} \cdot 4800 \right) \cdot 3 = 1,73 \text{ кВт}$$

Додаткові втрати за [16] становить 10-15% від суми ефективної потужності і втрат потужності на холостому ході. Тобто:

$$N_{\text{дод}} = (10,3 + 1,73) \cdot 0,1 = 1,2 \text{ кВт.}$$

Отже сумарна потужність буде:

$$N_{\text{д}} = 10,3 + 1,73 + 1,2 = 13,23 \text{ кВт.}$$

Отже залишаємо двигун вибраний для кінематичного розрахунку фірми «Franz Kessler» серії DMQ132.L з  $N_{\text{д}}=13,5$  кВт.

Будуємо діаграму потужності на шпindelі верстату.

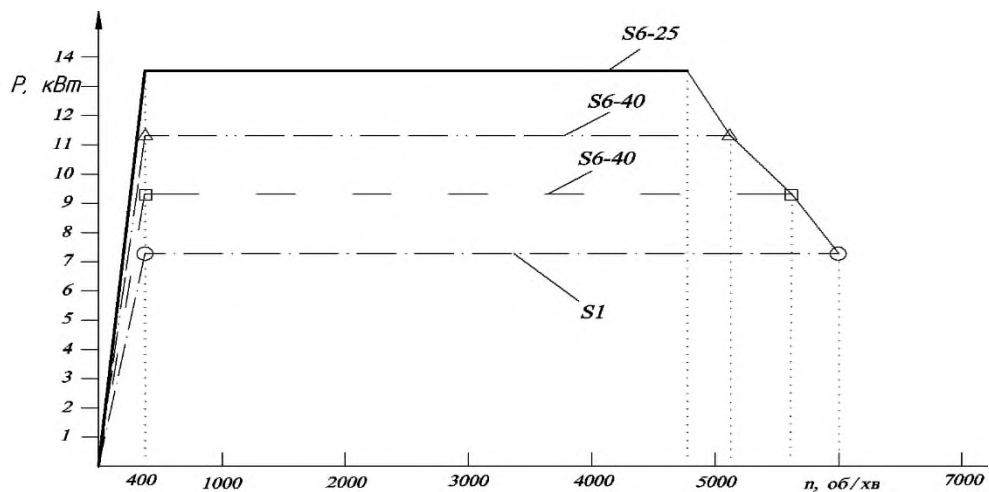


Рисунок 3.2 Діаграма потужності двигуна



### 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 [88] параметри пасової передачі приймаємо наступні:

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

де  $P$  – крок зубців паса;

Згідно [88] приймаємо модуль зубчастих коліс  $m=5\text{мм}$ .

$$\text{Крок зубців паса } P = 5 \cdot 3.14 = 15.7\text{мм}$$

$$\text{- висота вершин зубців } h = 0.6 \cdot m = 0.6 \cdot 5 = 3\text{мм};$$

$$\text{- найменша товщина зубців } s = m = 5\text{мм};$$

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

$$\text{- товщина паса у впадинах } H = m + 1 = 5 + 1 = 6\text{мм};$$

Мінімальні числа зубців меншого шківа  $z_1 = 16 \dots 20$ . Приймаємо  $z_1=20$ .

Передаточне відношення передачі визначаємо як відношення максимальної кількості обертів шпинделя до максимальної кількості обертів двигуна:

$$u = \frac{n_{\text{шп}}}{n_{\text{дв}}} = \frac{4800}{6000} = 0,8$$

Визначаємо кількість зубців більшого шківа, який розміщений на шпинделі:

$$z_2 = \frac{z_1}{u} = \frac{20}{0,8} = 25$$

Приймаємо  $z_2=25$  зубів.

Дійсне передаточне відношення:

$$u_d = \frac{20}{25} = 0,8$$

Визначаємо дійсну частоту обертання шпинделя:

$$n_{\text{шп}} = n_{\text{дв}} \cdot u_d = 6000 \cdot 0,8 = 4800\text{об/хв}$$

Визначаємо діаметри ділильних кіл шківів за формулою:

$$d = mz \quad (2.8)$$

Підставивши значення в (3.6) отримаємо:

$$d_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{мм}; d_2 = 5 \cdot 27 = 125 \text{мм}.$$

Знаходимо зовнішні діаметри шківів для зубчастих пасів:

$$d_{a1} = d_1 - 2\Delta = 100 - 2 \cdot 1.3 = 97,4 \text{мм}$$

$$d_{a2} = d_2 - 2\Delta = 125 - 2 \cdot 1.3 = 122,4 \text{мм}$$

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

Приймаємо між пасом та шківом наступні зазори: бічний  $f = 0.3m = 0.3 \cdot 5 \text{мм} = 1,5 \text{мм}$  та радіальний  $e = 0,3 \cdot m = 0,3 \cdot 5 = 1,5 \text{мм}$ .

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a = (0,5 \dots 2,0) \cdot (d_1 + d_2) = (0,5 \dots 2,0) \cdot (100 + 125) = 112,5 \dots 450 \text{мм}$$

Враховуючи конструктивні особливості шпиндельної бабки приймаємо міжосьову відстань  $a=200 \text{мм}$ .

Довжину паса  $l'$  визначаємо за формулою [20]:

$$l' = 2a + \frac{\pi(d_1+d_2)}{2} + \frac{(d_1-d_2)^2}{4a} \quad (2.10)$$

Підставивши значення отримаємо:

$$\begin{aligned} l' &= 2 \cdot 200 + \frac{3.14(100 + 125)}{2} + \frac{(100 - 125)^2}{4 \cdot 200} = 400 + 353,25 + 0,78 \\ &= 754,03 \text{мм} \end{aligned}$$

Обчислюємо потрібну кількість зубів паса за формулою [88]:

$$z_n = \frac{l'}{\pi \cdot m} = \frac{754,03}{3.14 \cdot 5} = 48,03$$

Округлюємо кількість зубців паса до найближчого нормалізованого значення. Приймаємо  $z_n=50$ .

Знаходимо дійсну довжину паса:

$$l = \pi \cdot m \cdot z_n = 3,14 \cdot 5 \cdot 50 = 785 \text{мм}$$

Визначаємо реальну міжосьову відстань за формулою [88]:

$$A = \frac{[2l - \pi(d_1+d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1+d_2)]^2 - 8(d_2-d_1)^2}]}{2} \quad (2.11)$$

Підставивши значення одержимо:

$$a = \frac{[2 \cdot 785 - 3.14 \cdot (100 + 135) + \sqrt{[2 \cdot 785 - 3.14(100 + 135)]^2 - 8(135 - 100)^2}]}{8}$$

$$= 207,3 \text{ мм}$$

Знаходимо число зубців паса, що знаходяться в зачепленні з малим шківом:

$$z_{n1} = \frac{z_1 \cdot \alpha_1}{360} = \frac{20 \cdot 170.3}{360} = 9.46 > 6$$

$$\text{де } \alpha_1 = 180 - \frac{180}{\pi} \left( \frac{d_2 - d_1}{a} \right) = 180 - \frac{180}{3.14} \left( \frac{125 - 100}{207.3} \right) \approx 172.3^\circ$$

Умова мінімуму кількості зубів, що перебувають в зачепленні виконується.

Визначаємо ширину паса за формулою [88]:

$$b \geq \frac{2 \cdot T_1}{d_1 \cdot [q]} \quad (2.12)$$

де  $T_1 = 144 \text{ Нм}$  – максимальний крутний момент на шпинделі;

$$[q] = q_0 \cdot C_p = 30 \cdot 0,95 = 28,5 \text{ [88]}$$

Підставивши отримані значення в (2.12) визначимо теоретичну ширину паса:

$$b \geq \frac{2 \cdot 185,4 \cdot 10^3}{125 \cdot 28,5} = 78,5 \text{ мм}$$

Приймаємо ширину паса 80 мм.

Попередній натяг у зубчастій пасовій передачі потрібен тільки для усунення зазорів у зачепленні та правильного набігання на шків:

$$F_0 = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_g \quad (2.13)$$

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

$$F_g = \rho \cdot A \cdot V^2 \quad (2.14)$$

де  $\rho$  – густина паса  $\rho = 1150 \text{ кг/м}^3$  [88];

$A$  – площа найменшого січення  $A = \delta \cdot B = 6 \cdot 80 = 480 \text{ мм}^2$ ;

$V$  – максимальна колова швидкість

$$V = \frac{\pi \cdot n \cdot d}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 6000 \cdot 100}{60000} = 31,4 \text{ м/с}$$

$$F_g = 1150 \cdot 480 \cdot 10^{-6} \cdot 31,4 = 28,2 \text{ Н}$$

Сила попереднього натягу паса дорівнює:

$$F_0 = (1,1..1,3) \cdot 28,2 = 31..37 \text{ Н}$$

Прийmemo  $F_0=40 \text{ Н}$

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

$$R = (1..1,2) \cdot F_t = (2,0..2,4) \cdot \frac{T_1}{d_1} \quad (2.15)$$

де  $T_1$  – крутний момент на вхідному валу:

$T_1=143 \text{ Нм}$  – при чорновій обробці;

$T_1=22 \text{ Нм}$  – при чистовій обробці

$d_1$  – діаметр ділильного кола ведучого шківа.

$$R = (2,0..2,4) \cdot \frac{143}{100 \cdot 10^{-3}} = 2860..3432 \text{ Н} - \text{ для чорнової обробки};$$

$$R = (2,0..2,4) \cdot \frac{22}{100 \cdot 10^{-3}} = 440..528 \text{ Н}$$

Прийmemo для подальших розрахунків  $R=3400 \text{ Н}$  для чорнової обробки та  $R=520$  для чистової.

#### 2.4. Конструювання шпиндельного вузла

При конструюванні шпиндельного вузла потрібно забезпечити:

1) Жорсткість, необхідну для уникнення недопустимих деформацій в процесі різання; (радіальна і осьова); виходячи з нормальної роботи підшипників жорсткість на ділянці між опорами обмежується 250..500 Н/мкм.

2) Стабільність положення геометричної осі при обертанні (точність обертання);

3) Високу динамічну якість (вібростійкість), що визначається амплітудою коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних коливань, яка повинна бути нижче 500..600 Гц;

Конструктивні виконання шпиндельного вузла визначаються типом і призначенням верстату, вимогами точності, умовами роботи шпинделя, способом зміни інструменту або заготовки, розташуванням і типом привідних елементів, типом підшипників і їх конструкцією.

В даний час більше 95% верстатів виготовляються з шпindelними вузлами на підшипниках кочення. Згідно з характеристикою швидкохідності вибираємо компоновочну схему шпиндельного вузла. Компоновочна схема шпиндельного вузла зображена на рис. 2.3.

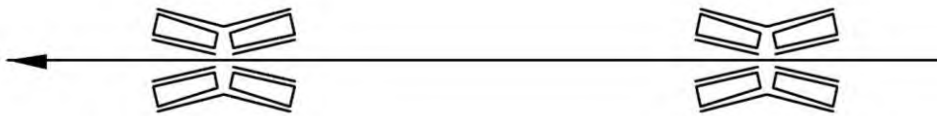


Рис. 2.3 – Компоновочна схема шпиндельного вузла

Згідно цієї схеми шпиндель монтується на двох опорах, в кожній з яких по одному роликовому конічному двохрядному підшипнику. В передній опорі підшипник роликовий конічний двохрядний легкої широкої серії типу 97516 фірми SCF, а в задній - роликовий конічний двохрядний підшипник легкої широкої серії типу 97514 SCF.

## 2.5. Розрахунок радіальної жорсткості шпиндельного вузла

Жорсткість шпиндельного вузла визначають з врахуванням жорсткості опор. В нашому випадку розглянемо шпиндель, як балку на двох опорах.

Побудуємо розрахункову схему, врахувавши, що на передньому кінці шпинделя діє сила різання і також на шпинделі знаходиться шків зубчастопасової передачі, який теж під час передачі крутного моменту створює додаткове зусилля на тіло шпинделя.

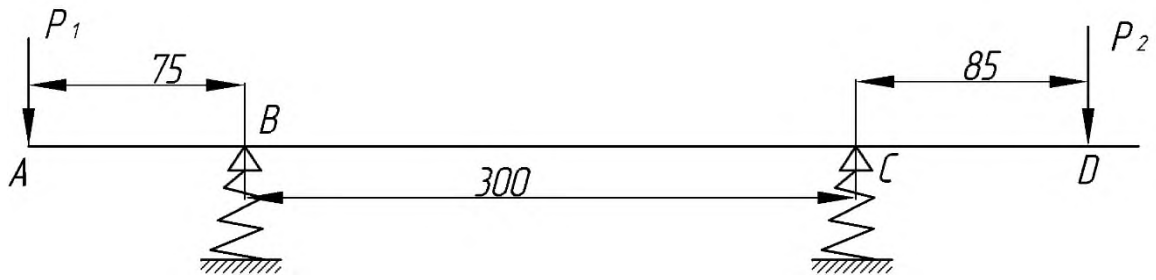


Рис. 3.4 – Розрахункова схема шпиндельного вузла

Оскільки перепади діаметри невеликі, визначаємо зведений момент інерції шпинделя  $I_{зв.}$  за формулою:

$$I_{зв.} = \frac{\sum_{i=1}^n I_i \cdot l_i}{\sum l_i} \quad (2.16)$$

$$\text{де} \quad I_i = \frac{\pi \cdot d_i^4}{64} \quad (2.17)$$

Підставивши значення в (2.16) одержимо:

$$I_1 = \frac{3,14 \cdot (88^4 - 38^4)}{64} = 2839953 \text{ мм}^4 \approx 2,84 \cdot 10^6 \text{ мм}^4; l_1 = 32 \text{ мм}$$

$$I_2 = \frac{3,14 \cdot (80^4 - 30^4)}{64} = 1,97 \cdot 10^6 \text{ мм}^4; l_2 = 34 \text{ мм}$$

$$I_3 = \frac{3,14 \cdot (80^4 - 26^4)}{64} = 1,99 \cdot 10^6 \text{ мм}^4; l_3 = 50 \text{ мм}$$

$$I_4 = \frac{3,14 \cdot (78^4 - 40^4)}{64} = 1,69 \cdot 10^6 \text{ мм}^4; l_4 = 78 \text{ мм}$$

$$I_5 = \frac{3,14 \cdot (74^4 - 38^4)}{64} = 1,37 \cdot 10^6 \text{ мм}^4; l_5 = 134 \text{ мм}$$

$$I_6 = \frac{3,14 \cdot (72^4 - 38^4)}{64} = 1,22 \cdot 10^6 \text{ мм}^4; l_6 = 74 \text{ мм}$$

$$I_7 = \frac{3,14 \cdot (68^4 - 38^4)}{64} = 9,47 \cdot 10^5 \text{ мм}^4; l_7 = 88 \text{ мм}$$

$$I_8 = \frac{3,14 \cdot (60^4 - 38^4)}{64} = 5,33 \cdot 10^5 \text{ мм}^4; l_8 = 33 \text{ мм}$$

Отримані значення моментів інерції ділянок шпинделя підставимо в (3.12) і визначимо зведений момент інерції:

$$I_{зв.} = \frac{2,84 \cdot 10^6 \cdot 32 + 1,97 \cdot 10^6 \cdot 34 + 1,99 \cdot 10^6 \cdot 50 + 1,69 \cdot 10^6 \cdot 78 + 1,37 \cdot 10^6 \cdot 134 + 1,22 \cdot 10^6 \cdot 74 + 9,47 \cdot 10^5 \cdot 88 + 5,33 \cdot 10^5 \cdot 33}{32 + 34 + 50 + 78 + 134 + 74 + 108 + 33} +$$

$$+ \frac{1,37 \cdot 10^6 \cdot 134 + 1,22 \cdot 10^6 \cdot 74 + 9,47 \cdot 10^5 \cdot 88 + 5,33 \cdot 10^5 \cdot 33}{32 + 34 + 50 + 78 + 134 + 74 + 108 + 33} = 1,44 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Прикладемо в точках А і D одиничні сили і визначимо коефіцієнти впливу податливості шпинделя окремо від кожної з них.

Проведемо розрахунок податливості шпинделя від одиничної сили, прикладеної в точці А.

1. Визначаємо коефіцієнти впливу податливості за формулою:

$$\delta = \delta_{un} + \delta_{on} \quad (2.18)$$

де  $\delta_{un}$  - коефіцієнт впливу податливості пружної балки на жорстких опорах;

$\delta_{on}$  - коефіцієнт впливу податливості жорсткої балки на пружних опорах;

Визначаємо  $\delta_{un}$  за правилом Верещагіна:

$$\delta_{un} = \delta'_{AA}$$

$$\delta'_{AA} = \frac{1}{E \cdot I_{np.}} (M_1 \cdot \omega_1 + M_2 \cdot \omega_2); \quad (2.19)$$

Будуємо епюру згинальних моментів від одиничної сили, прикладеної на кінці шпинделя:

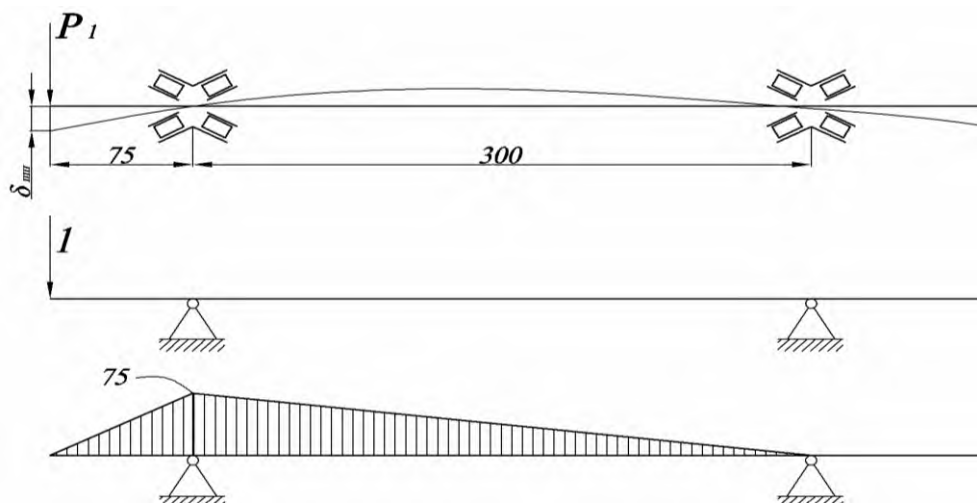


Рис. 3.5 – Розрахункова схема для визначення  $\delta'_{AA}$

$$\delta'_{AA} = \frac{1}{2 \cdot 10^5 \cdot 1,44 \cdot 10^6} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot 75 \cdot 75 \cdot \frac{2}{3} \cdot 75 + \frac{1}{2} \cdot 75 \cdot 300 \cdot \frac{2}{3} \cdot 75 \right)$$

$$= 2,44 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Визначаємо  $\delta_{on}$ :

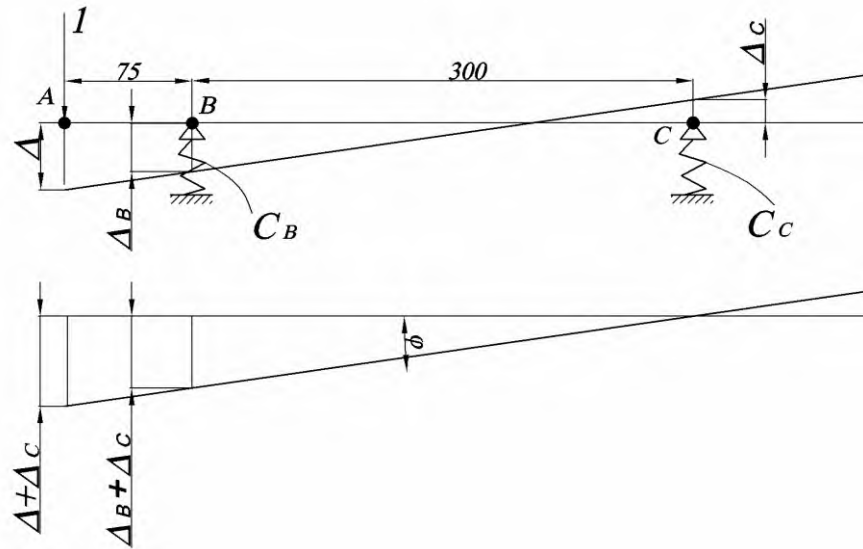


Рис. 3.6 – Розрахункова схема для визначення  $\delta_{on}$ :

З подібності трикутників:

$$\frac{\Delta + \Delta_C}{\Delta_B + \Delta_C} = \frac{375}{300}$$

$$300 \cdot \Delta + 300 \cdot \Delta_C = 375 \cdot \Delta_B + 375 \cdot \Delta_C$$

$$\Delta_B = C_B \cdot R_B; \quad \Delta_C = C_C \cdot R_C$$

$$R_B = \frac{300 + 75}{300} = 1.25; \quad R_C = -\frac{75}{300} = -0.25$$

$$\begin{aligned} \Delta &= \frac{375 \cdot C_B \cdot 1.25 + 75 C_C \cdot 0.25}{300} = 1.56 \cdot C_B + 0.0625 \cdot C_C = \\ &= 1,56 \cdot 4,21 \cdot 10^{-7} + 0,0625 \cdot 5,71 \cdot 10^{-7} = 6,93 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н} \end{aligned}$$

Сумарна податливість шпинделя від дії сили  $P_1$ :

$$\delta_1 = 2,44 \cdot 10^{-6} + 6,93 \cdot 10^{-7} = 3,133 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Проведемо розрахунок податливості шпинделя від одиничної сили, прикладеної в точці D.

2. Визначаємо коефіцієнти впливу податливості за формулою:

$$\delta = \delta_{un} + \delta_{on}$$

Визначаємо  $\delta_{un}$  за формулою :

$$\delta_{un} = \delta'_{AD}$$



В даному випадку нам потрібно визначити прогин передньої частини шпинделя від сили прикладеної в точці D.

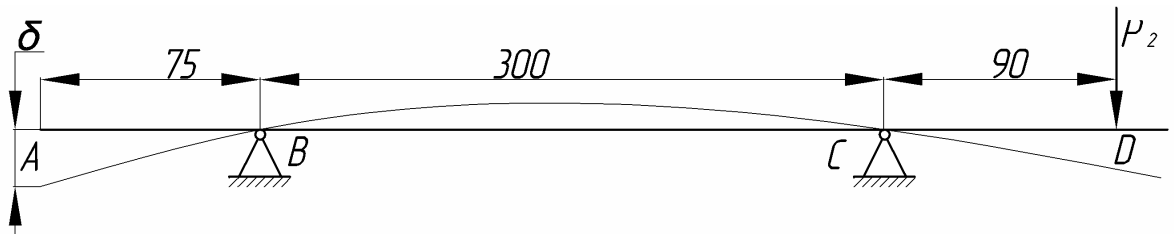


Рис. 3.7 – Розрахункова схема

Будуємо епюру згинальних моментів від одиничних сил, прикладених в точках A і D:

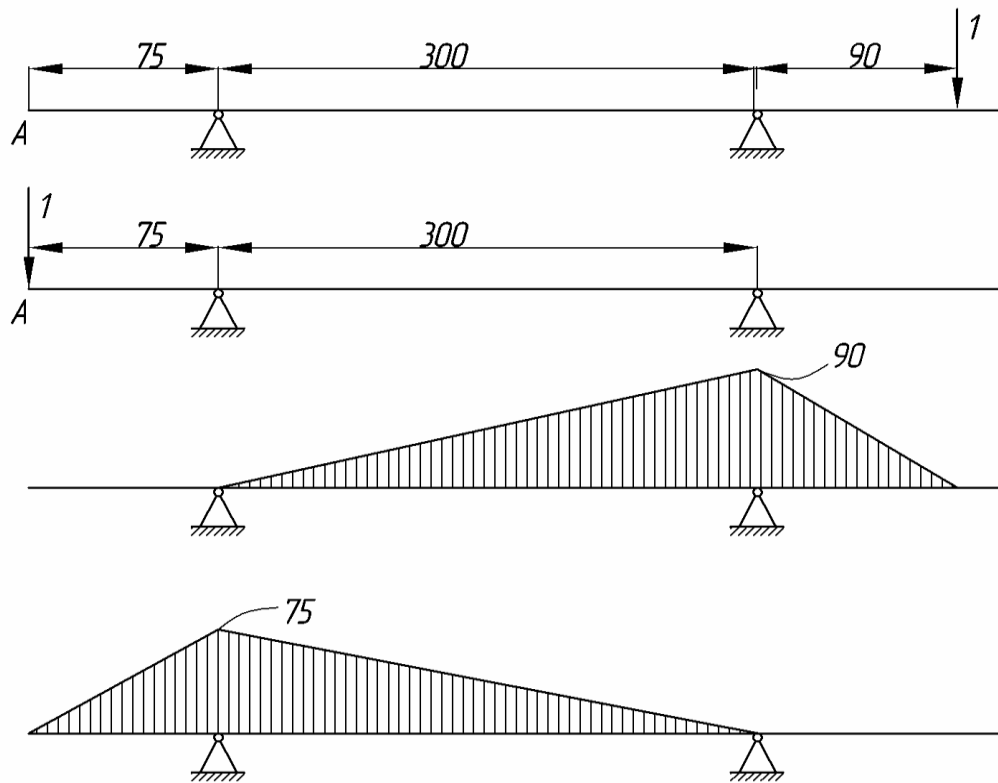
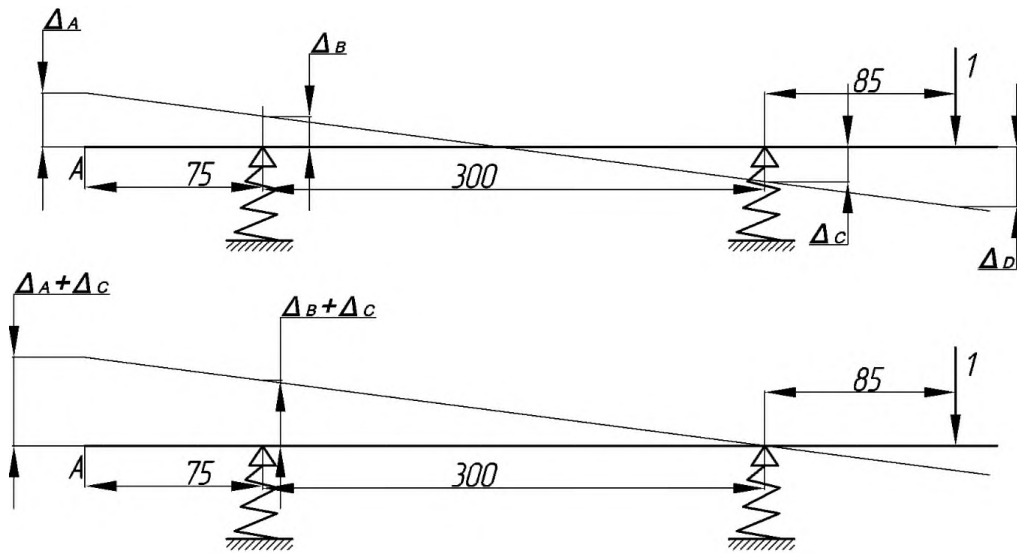


Рис. 3.8 – Розрахункова схема для визначення  $\delta'_{AD}$

$$\delta'_{AD} = \frac{1}{2 \cdot 10^5 \cdot 1,44 \cdot 10^6} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot 90 \cdot 300 \cdot \frac{1}{3} \cdot 75 \right) = 1,17 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Визначаємо  $\delta_{on} = \delta''_{AD}$ :

Рис. 3.9 – Розрахункова схема для визначення  $\delta''_{AD}$ 

З подібності трикутників:

$$\frac{\Delta_B + \Delta_C}{\Delta_C + \delta''_{AD}} = \frac{300}{300 + 75}$$

$$300 \cdot \Delta_C + 300 \cdot \delta''_{AD} = 375 \cdot \Delta_B + 375 \cdot \Delta_C$$

$$\Delta_B = C_B \cdot R_B; \Delta_C = C_C \cdot R_C$$

$$R_C = \frac{300 + 85}{300} = 1,28; R_B = 1 - 1,28 = -0,28$$

$$\Delta_B = 4,21 \cdot 10^{-7} \cdot (-0,28) = -1,18 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н};$$

$$\Delta_C = 5,71 \cdot 10^{-7} \cdot 1,28 = 7,31 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н}.$$

$$\delta''_{AD} = \frac{375 \cdot (-1,18 \cdot 10^{-7} + 7,31 \cdot 10^{-7}) - 300 \cdot 7,31 \cdot 10^{-7}}{300} = 0,352 \text{ мм/Н}$$

Знаходимо сумарну податливість переднього кінця шпинделя від одиничної сили, прикладеної в точці D:

$$\delta_2 = \delta'_{AD} + \delta''_{AD} = 1,17 \cdot 10^{-7} + 0,352 \cdot 10^{-7} = 1,522 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н}$$

Знайдену податливість підставимо в формулу для визначення жорсткості:

$$j = \frac{1}{\delta} \quad (2.20)$$

Визначимо жорсткість переднього кінця шпинделя від сили, прикладеної на передньому кінці шпинделя:

$$j_1 = \frac{1}{\delta_1} = \frac{1}{3,133 \cdot 10^{-6}} = 319,2 \text{ Н/мкм}$$

## 2.6. Розрахунок динамічних характеристик шпиндельного вузла

### 2.6.1. Розрахункова схема і вихідні дані для розрахунку

Побудуємо конструктивну та розрахункову схему шпиндельного вузла:

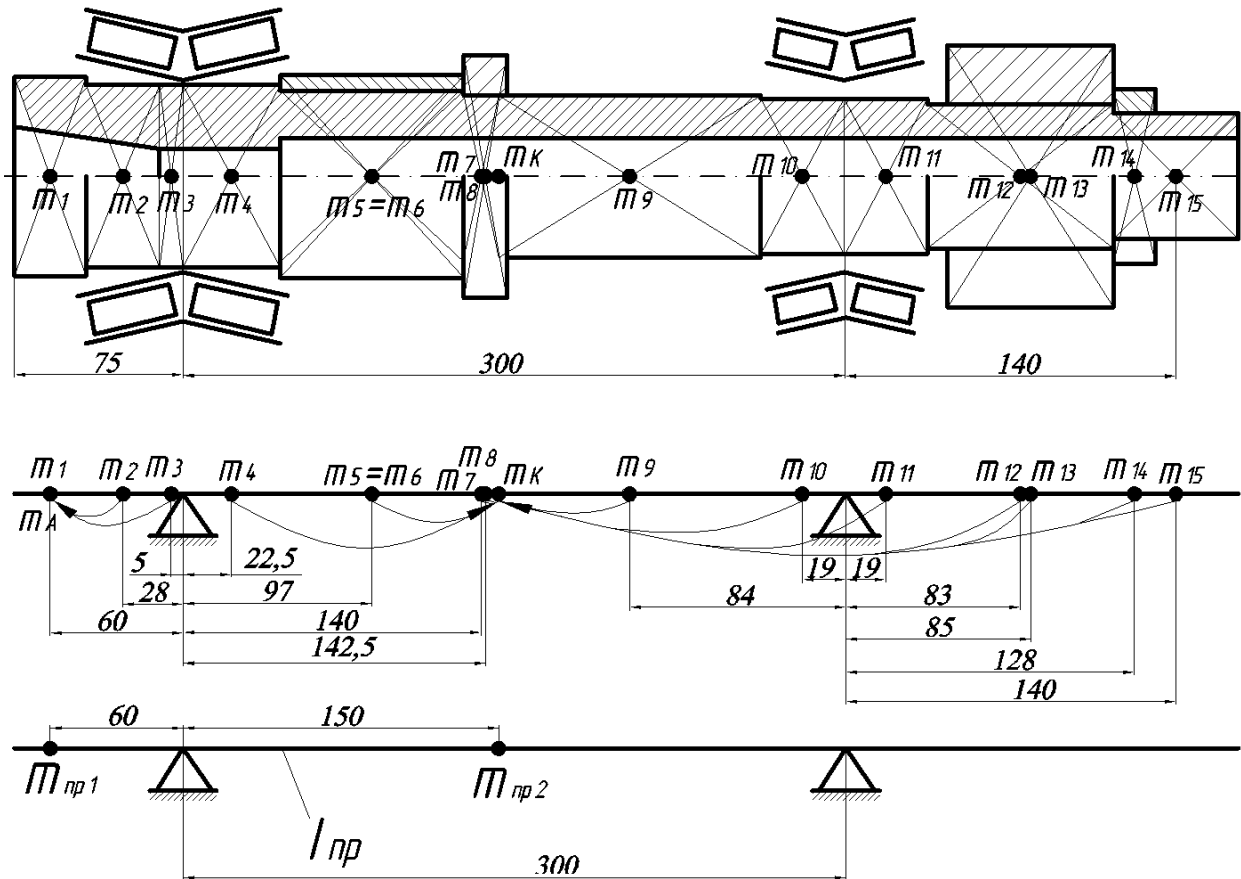


Рис. 3.10 - Конструктивна та розрахункова схему шпиндельного вузла

### 2.6.2. Приведення мас до кінця шпинделя та середини міжпорної відстані

Приведення зосереджених мас здійснюється з умови рівності першої власної частоти реальної системи та системи з приведеними масами.

Приведення маси з точки  $i$  в точку  $j$  здійснюється за формулою:

$$m_j = m_i \frac{\delta_{ii}}{\delta_{jj}} = m_i \mu \quad (2.21)$$

де  $m_i$  – маса, зосереджена в  $i$ -тій точці, кг;

$\mu$  – коефіцієнт переносу мас;

$\delta_{ii}, \delta_{jj}$  – коефіцієнт впливу податливості, мм/Н.

Визначаємо масу кожної ділянки за формулою:

$$m_i = l \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho \quad (2.22)$$

де  $\rho$  — густина матеріалу;

Визначаємо масу кожної ділянки:

$$m_1 = \frac{3,14 \cdot 88^2}{4} \cdot 32 \cdot 0,0078 - \frac{3,14 \cdot 38^2}{4} \cdot 32 \cdot 0,0078 = 1234\text{г} = 1,234\text{кг}$$

$$m_2 = \frac{3,14 \cdot (80^2 - 30^2)}{4} \cdot 34 \cdot 0,0078 = 1145\text{г} = 1,145\text{кг}$$

$$m_3 = \frac{3,14 \cdot (80^2 - 26^2)}{4} \cdot 10 \cdot 0,0078 = 350\text{г} = 0,35\text{кг}$$

$$m_4 = \frac{3,14 \cdot (80^2 - 26^2)}{4} \cdot 45 \cdot 0,0078 = 1577\text{г} = 1,577\text{кг}$$

$$m_5 = \frac{3,14 \cdot (96^2 - 78^2)}{4} \cdot 84 \cdot 0,0078 = 1611\text{г} = 1,611\text{кг}$$

$$m_6 = \frac{3,14 \cdot (78^2 - 38^2)}{4} \cdot 84 \cdot 0,0078 = 2387\text{г} = 2,387\text{кг}$$

$$m_7 = \frac{3,14 \cdot (74^2 - 38^2)}{4} \cdot 20 \cdot 0,0078 = 494\text{г} = 0,494\text{кг}$$

$$m_8 = \frac{3,14 \cdot (122^2 - 74^2)}{4} \cdot 25 \cdot 0,0078 = 1440\text{г} = 1,44\text{кг}$$

$$m_9 = \frac{3,14 \cdot (74^2 - 38^2)}{4} \cdot 112 \cdot 0,0078 = 2765\text{г} = 2,765\text{кг}$$

$$m_{10} = m_{11} = \frac{3,14 \cdot (72^2 - 38^2)}{4} \cdot 38 \cdot 0,0078 = 870\text{г} = 0,87\text{кг}$$

$$m_{12} = \frac{3,14 \cdot (68^2 - 38^2)}{4} \cdot 86 \cdot 0,0078 = 1674\text{г} = 1,674\text{кг}$$

$$m_{13} \approx \frac{3,14 \cdot (125^2 - 68^2)}{4} \cdot 80 \cdot 0,00265 \approx 1830z \approx 1,83кz$$

$$m_{14} = \frac{3,14 \cdot (88^2 - 60^2)}{4} \cdot 23 \cdot 0,0078 = 584z = 0,584кz$$

$$m_{15} = \frac{3,14 \cdot (60^2 - 38^2)}{4} \cdot 33 \cdot 0,0078 = 436z = 0,436кz$$

Визначаємо приведені маси за формулами:

$$m_i^{np.} = m_i \cdot \frac{\delta_{ii}}{\delta_{11}}; \quad m_i^{np.} = m_i \cdot \frac{\delta_{ii}}{\delta_{22}}; \quad (2.23)$$

Коефіцієнт переносу мас буде рівний:

$$\mu = \frac{\delta_{ii}}{\delta_{jj}}; \quad (2.24)$$

Визначимо коефіцієнти впливу податливості в цих точках за методом Верещагіна.

Будуємо епюри від одиничних сил:

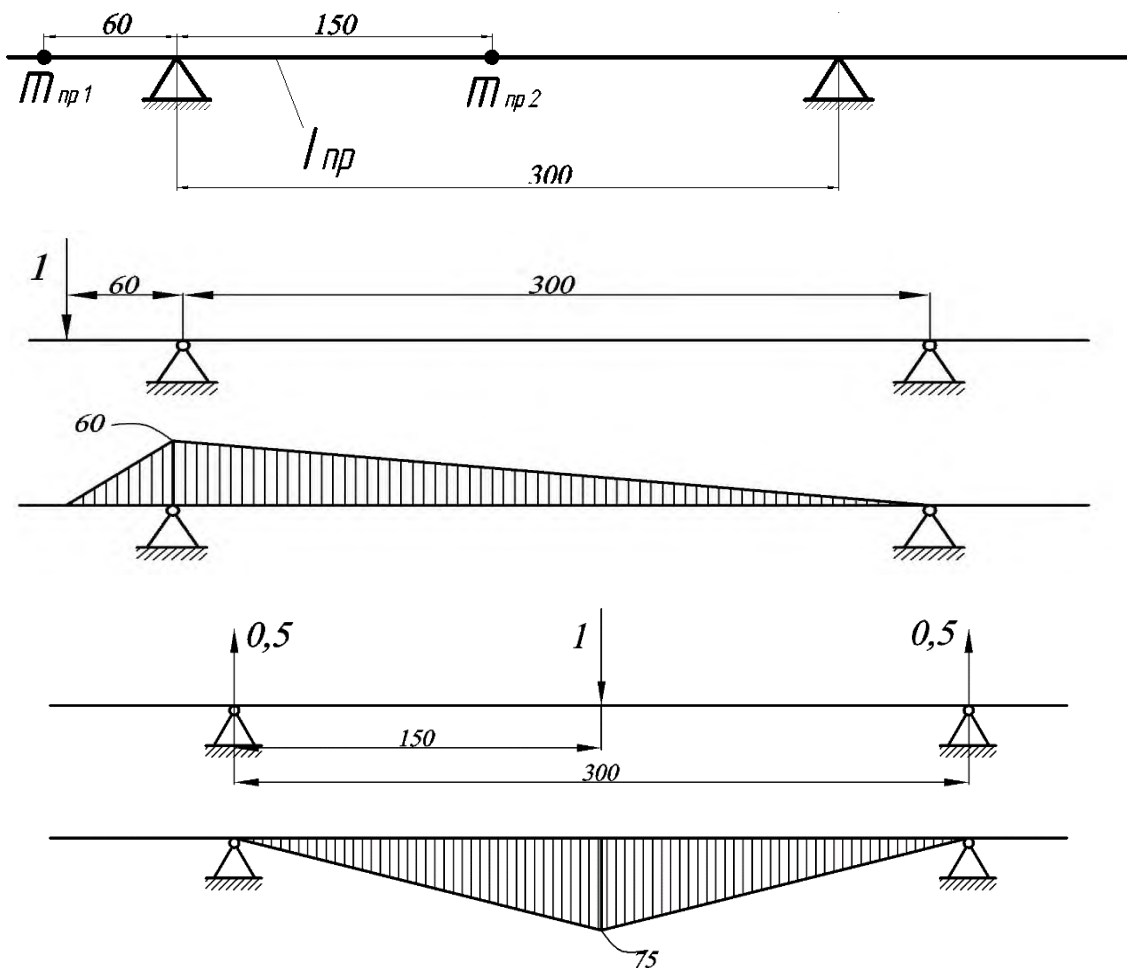


Рис. 2.11. Епюри для знаходження коефіцієнтів впливу податливості

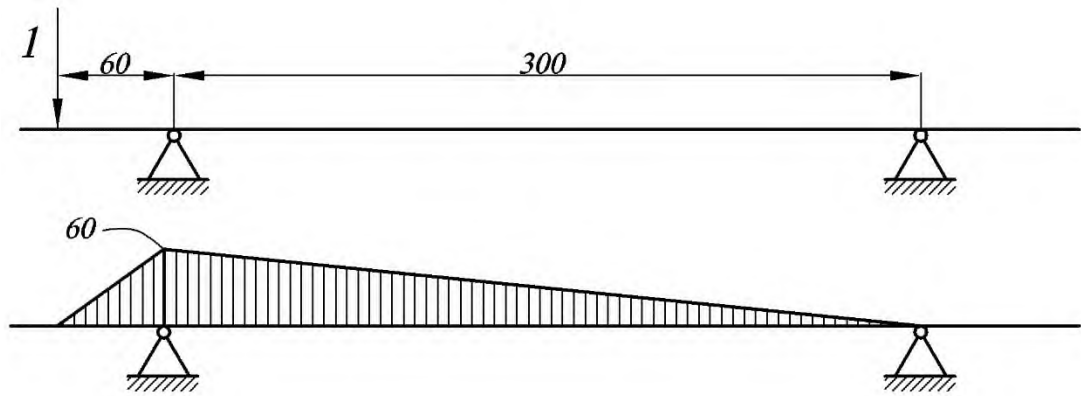
Знаходимо коефіцієнти впливу податливості:

$$\delta_{II} = \left( \frac{1}{2} \cdot 60 \cdot 60 \cdot \frac{2}{3} \cdot 60 + \frac{1}{2} \cdot 60 \cdot 300 \cdot \frac{2}{3} \cdot 60 \right) \cdot \frac{1}{2,88 \cdot 10^{11}} = 1,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

$$\delta_{III} = \frac{1}{2,88 \cdot 10^{11}} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 75 \cdot \frac{2}{3} \cdot 75 \right) \cdot 2 = 1,953 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості кожної ділянки шпинделя за методом Верещагіна:

- коефіцієнт впливу податливості першої ділянки  $\delta_{11}$ :

Рис 2.12 – Епюра моментів для визначення  $\delta_{11}$ 

$$\delta_{11} = \left( \frac{1}{2} \cdot 60 \cdot 60 \cdot \frac{2}{3} \cdot 60 + \frac{1}{2} \cdot 60 \cdot 300 \cdot \frac{2}{3} \cdot 60 \right) \cdot \frac{1}{2,88 \cdot 10^{11}} = 1,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

- коефіцієнт впливу податливості другої ділянки  $\delta_{22}$ :

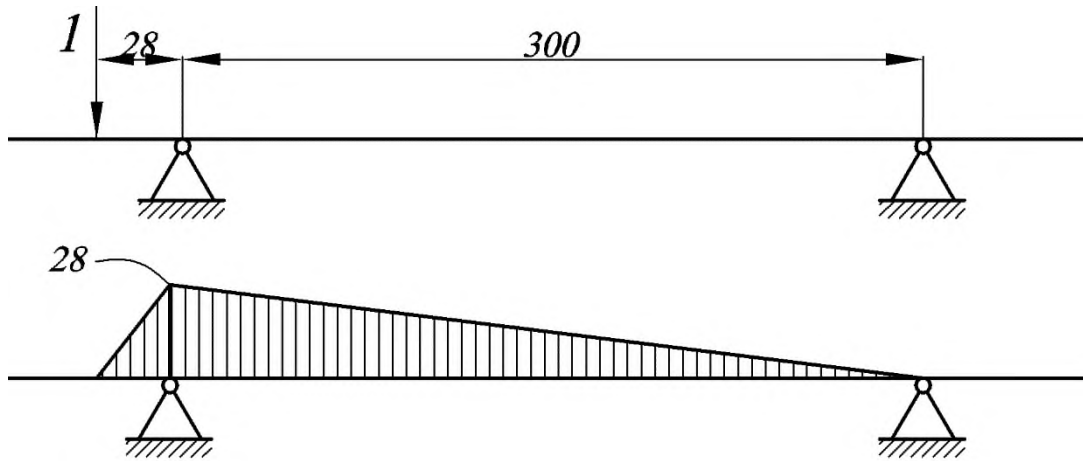


Рис 2.13. Епюра моментів для визначення  $\delta_{22}$

$$\delta_{22} = \left( \frac{1}{2} \cdot 28^3 \cdot \frac{2}{3} + \frac{1}{2} \cdot 28 \cdot 300 \cdot \frac{2}{3} \cdot 28 \right) \cdot \frac{1}{2,88 \cdot 10^{11}} = 3,51 \cdot 10^{-8} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

- коефіцієнт впливу податливості третьої ділянки  $\delta_{33}$ :

$$\delta_{33} = \left( \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 5 \cdot \frac{2}{3} \cdot 5 + \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 300 \cdot \frac{2}{3} \cdot 5 \right) \cdot \frac{1}{2,88 \cdot 10^{11}} = 8,82 \cdot 10^{-9} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

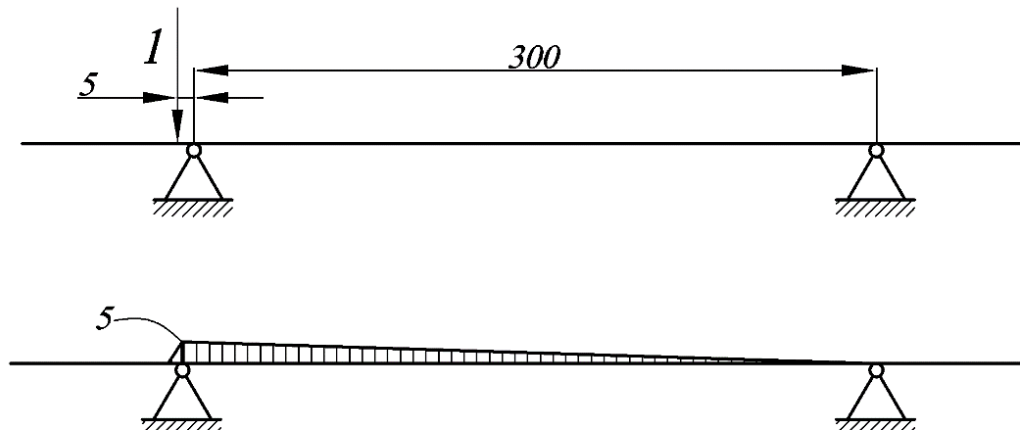
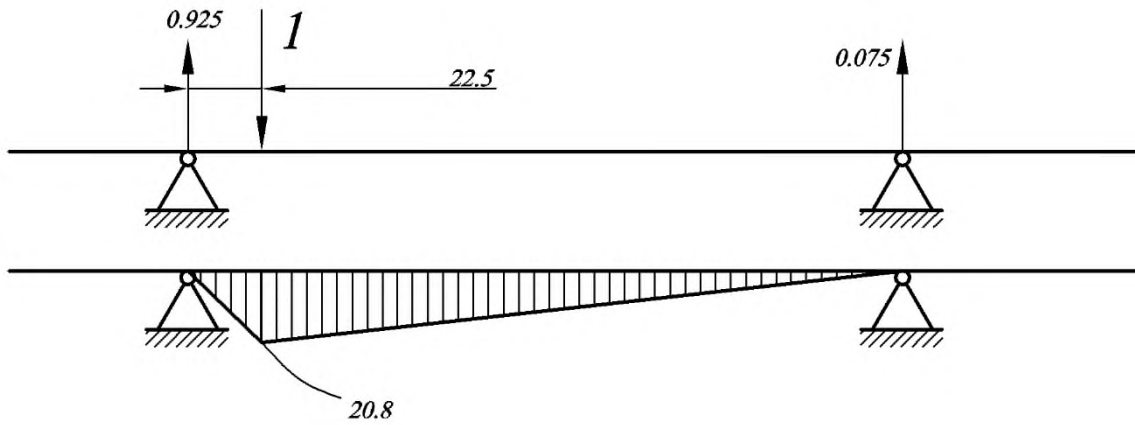


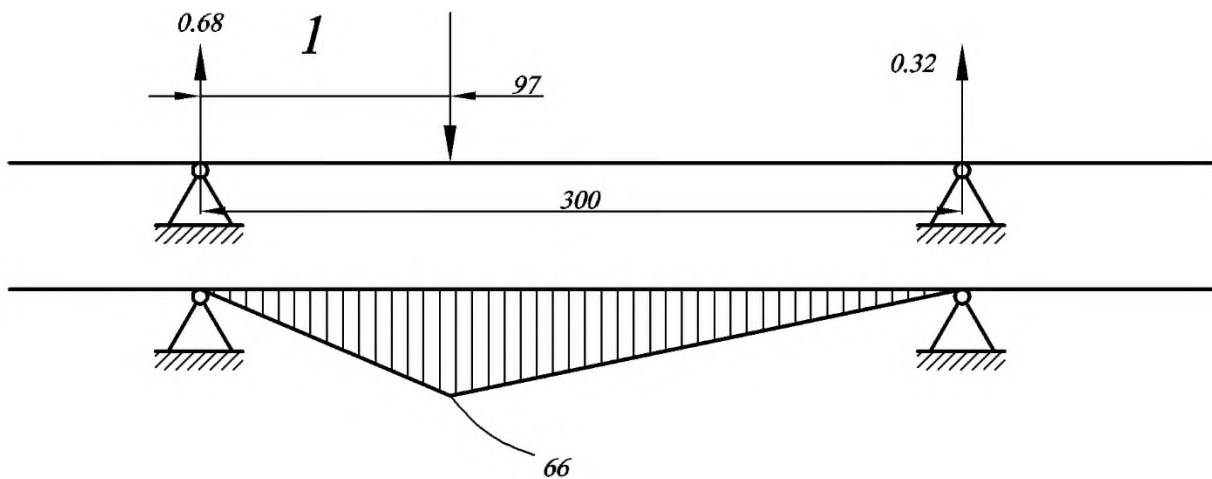
Рис 2.14. Епюра моментів для визначення  $\delta_{33}$

- коефіцієнт впливу податливості четвертої ділянки  $\delta_{44}$ :

Рис 2.15. Епюра моментів для визначення  $\delta_{44}$ 

$$\delta_{44} = \left( \frac{1}{2} \cdot 20,8^2 \cdot 22,5 \cdot \frac{2}{3} + \frac{1}{3} \cdot 20,8^2 \cdot 277,5 \right) \cdot \frac{1}{2,88 \cdot 10^{11}} = 1,5 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

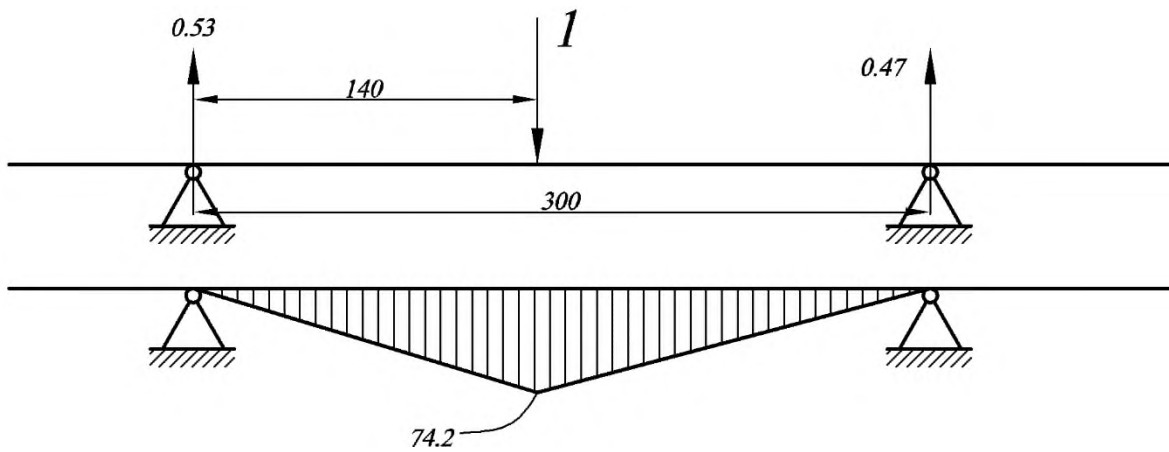
- коефіцієнт впливу податливості п'ятої та шостої ділянок  $\delta_{55}$  і  $\delta_{66}$ :

Рис 2.16. Епюра моментів для визначення  $\delta_{55}$  і  $\delta_{66}$ 

$$\delta_{55} = \delta_{66} = \left( \frac{1}{2} \cdot 66^2 \cdot 97 \cdot \frac{2}{3} + \frac{1}{3} \cdot 66^2 \cdot 203 \right) \cdot \frac{1}{2,88 \cdot 10^{11}} = 1,51 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

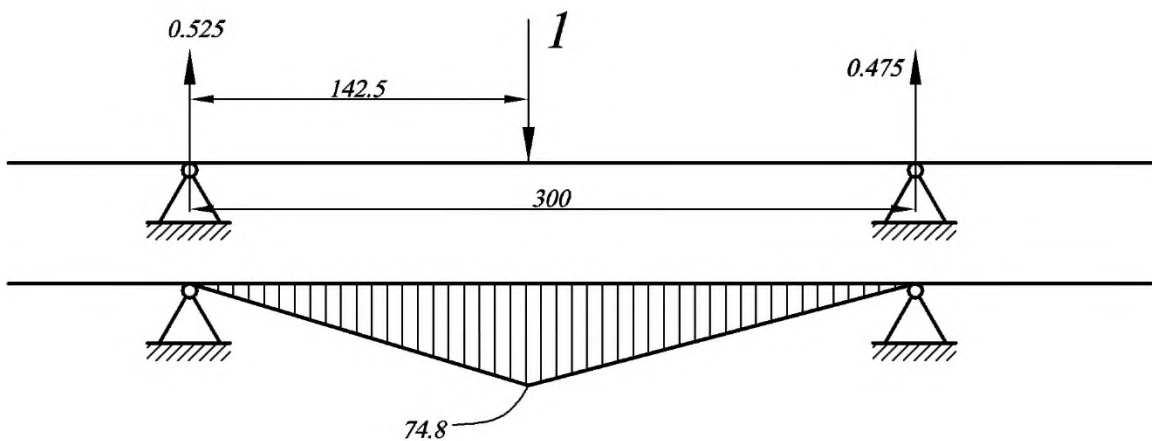
- коефіцієнт впливу податливості сьомої ділянки  $\delta_{77}$ :



Рис 2.17. Епюра моментів для визначення  $\delta_{77}$ 

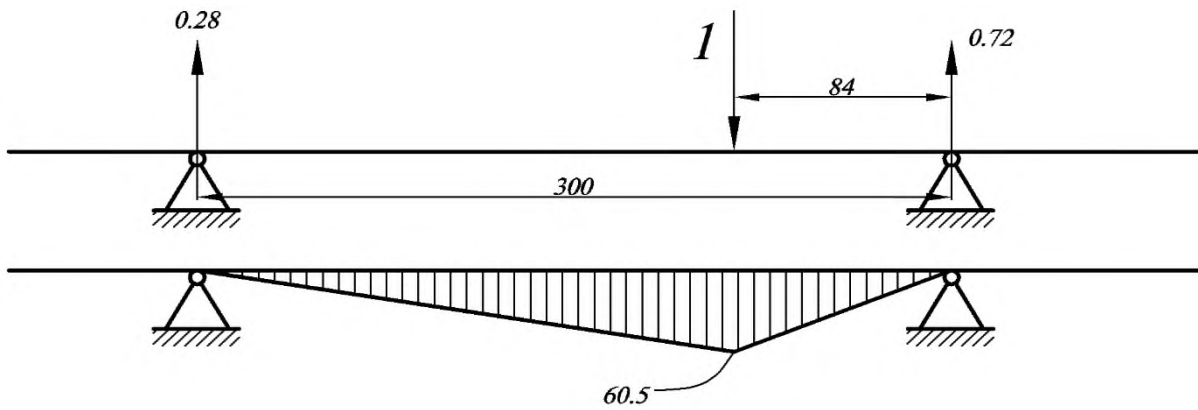
$$\delta_{77} = \left( \frac{1}{3} \cdot 74,2^2 \cdot 140 + \frac{1}{3} \cdot 74,2^2 \cdot 160 \right) \cdot \frac{1}{2,88 \cdot 10^{11}} = 1,91 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

- коефіцієнт впливу податливості восьмої ділянки  $\delta_{88}$ :

Рис 2.18. Епюра моментів для визначення  $\delta_{88}$ 

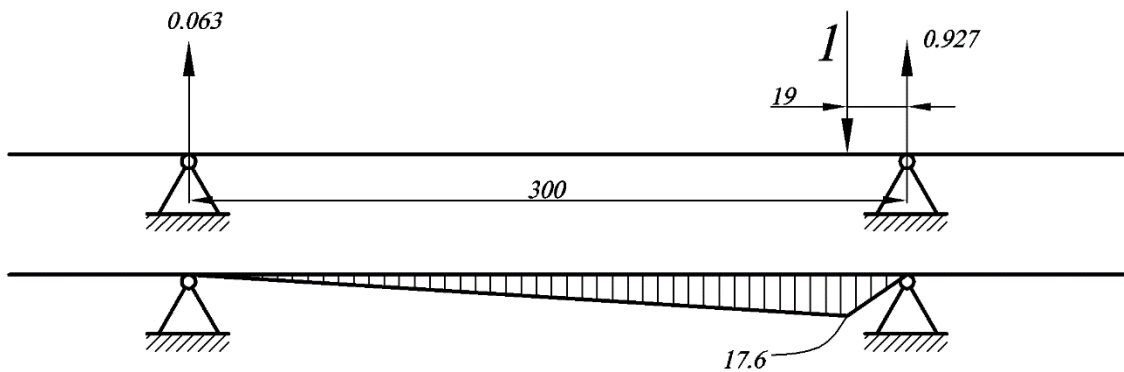
$$\delta_{88} = \left( \frac{1}{3} \cdot 74,8^2 \cdot 142,5 + \frac{1}{3} \cdot 74,8^2 \cdot 157,2 \right) \cdot \frac{1}{2,88 \cdot 10^{11}} = 1,94 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

- коефіцієнт впливу податливості дев'ятої ділянки  $\delta_{99}$ :

Рис 2.19. Епюра моментів для визначення  $\delta_{99}$ 

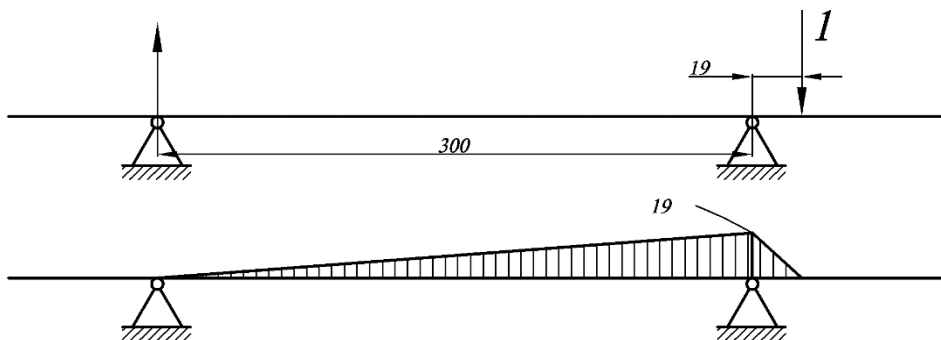
$$\delta_{99} = \left( \frac{1}{3} \cdot 60.5^2 \cdot 84 + \frac{1}{3} \cdot 60.5^2 \cdot 216 \right) \cdot \frac{1}{2.88 \cdot 10^{11}} = 1.27 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

- коефіцієнт впливу податливості десятої ділянки  $\delta_{1010}$ :

Рис 2.20. Епюра моментів для визначення  $\delta_{1010}$ 

$$\delta_{1010} = \left( \frac{1}{3} \cdot 17.6^2 \cdot 19 + \frac{1}{3} \cdot 17.6^2 \cdot 281 \right) \cdot \frac{1}{2.88 \cdot 10^{11}} = 1.08 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

- коефіцієнт впливу податливості одинадцятої ділянки  $\delta_{1111}$ :

Рис 2.21. Епюра моментів для визначення  $\delta_{1111}$

$$\delta_{1111} = \left( \frac{1}{3} \cdot 19^3 + \frac{1}{3} \cdot 19^2 \cdot 300 \right) \cdot \frac{1}{2.88 \cdot 10^{11}} = 1.33 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

- коефіцієнт впливу податливості дванадцятої ділянки  $\delta_{1212}$ :

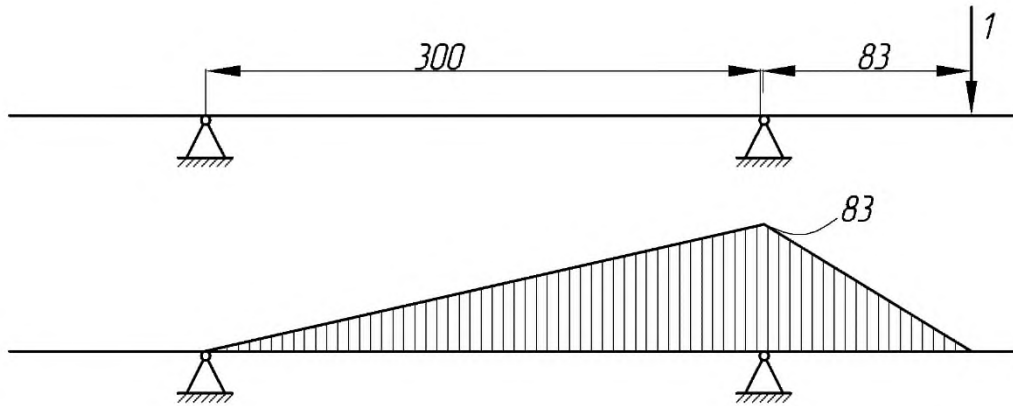


Рис 2.22. Епюра моментів для визначення  $\delta_{1212}$

$$\delta_{1212} = \left( \frac{1}{3} \cdot 83^3 + \frac{1}{3} \cdot 300 \cdot 83^2 \right) \frac{1}{2.88 \cdot 10^{11}} = 3.05 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

- коефіцієнт впливу податливості тринадцятої ділянки  $\delta_{1313}$ :

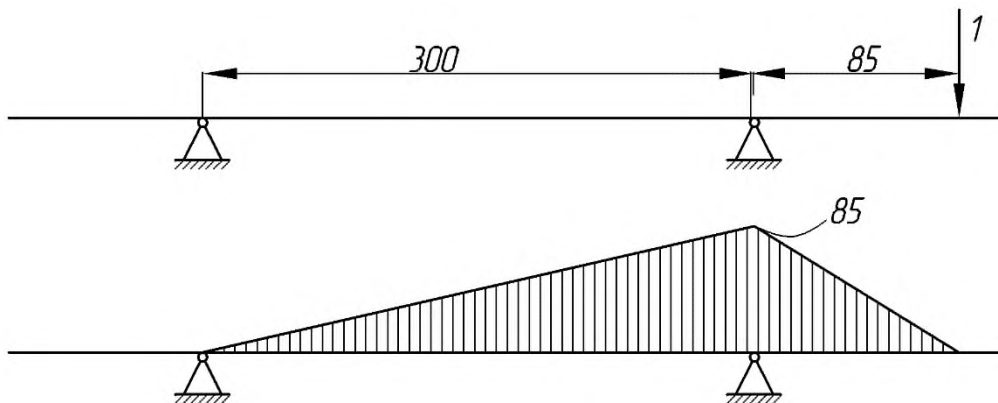


Рис 2.23. Епюра моментів для визначення  $\delta_{1313}$

$$\delta_{1313} = \left( \frac{1}{3} \cdot 85^3 + \frac{1}{3} \cdot 300 \cdot 85^2 \right) \frac{1}{2.88 \cdot 10^{11}} = 3.22 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

- коефіцієнт впливу податливості чотирнадцятої ділянки  $\delta_{1414}$ :

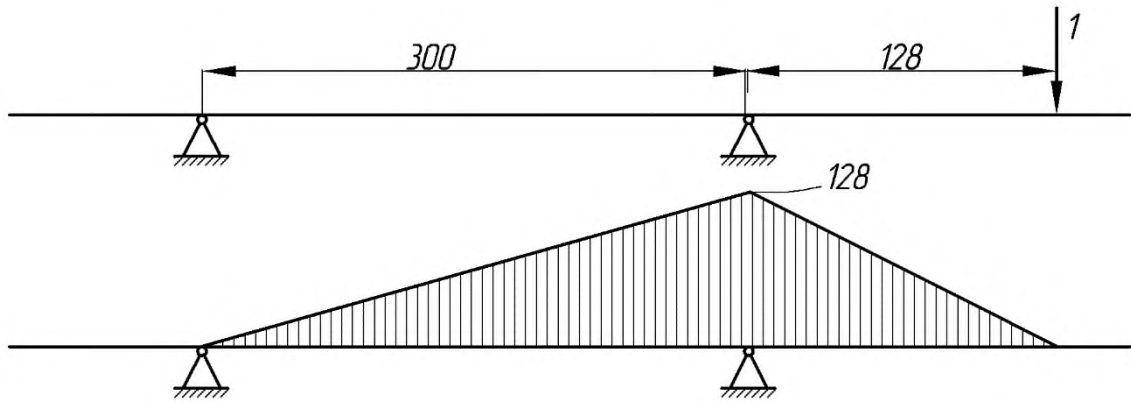


Рис 2.24. Епюра моментів для визначення  $\delta_{1414}$

$$\delta_{1414} = \left( \frac{1}{3} \cdot 128^3 + \frac{1}{3} \cdot 300 \cdot 128^2 \right) \frac{1}{2.88 \cdot 10^{11}} = 8.12 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

- коефіцієнт впливу податливості п'ятнадцятої ділянки  $\delta_{1515}$ :

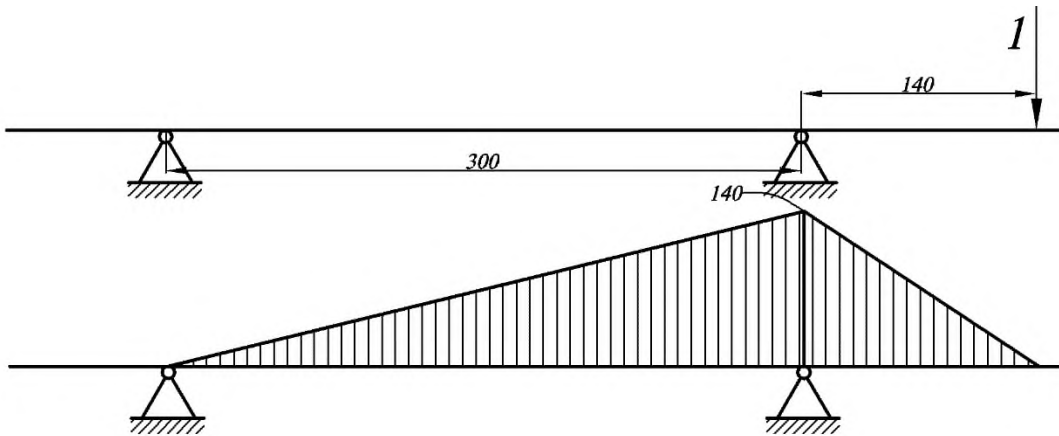


Рис 2.25. Епюра моментів для визначення  $\delta_{1515}$

$$\delta_{1515} = \left( \frac{1}{3} \cdot 140^3 + \frac{1}{3} \cdot 300 \cdot 140^2 \right) \frac{1}{2.88 \cdot 10^{11}} = 9.98 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Визначаємо приведені маси за формулами:

$$m_i^n = m_i \cdot \frac{\delta_{ii}}{\delta_{II}} \quad m_i^n = m_i \cdot \frac{\delta_{ii}}{\delta_{III}} \quad (3.21)$$

Підставивши одержані значення отримаємо:

$$m_1^n = 1234 \cdot \frac{1,5 \cdot 10^{-6}}{1,5 \cdot 10^{-6}} = 1234z$$

$$m_2^n = 1145 \cdot \frac{3,51 \cdot 10^{-8}}{1,5 \cdot 10^{-6}} = 27z$$

$$m_3^n = 350 \cdot \frac{8,82 \cdot 10^{-9}}{1,5 \cdot 10^{-6}} = 3z$$

$$m_4^n = 1577 \cdot \frac{1,5 \cdot 10^{-7}}{1,953 \cdot 10^{-6}} = 121z$$

$$m_5^n = 1611 \cdot \frac{1,51 \cdot 10^{-6}}{1,953 \cdot 10^{-6}} = 1276z$$

$$m_6^n = 2387 \cdot \frac{1,51 \cdot 10^{-6}}{1,953 \cdot 10^{-6}} = 1956z$$

$$m_7^n = 494 \cdot \frac{1,91 \cdot 10^{-6}}{1,953 \cdot 10^{-6}} = 483z$$

$$m_8^n = 1440 \cdot \frac{1,94 \cdot 10^{-6}}{1,953 \cdot 10^{-6}} = 1430z$$

$$m_9^n = 2765 \cdot \frac{1,27 \cdot 10^{-6}}{1,953 \cdot 10^{-6}} = 1798z$$

$$m_{10}^n = 870 \cdot \frac{1,08 \cdot 10^{-8}}{1,953 \cdot 10^{-6}} = 48z$$

$$m_{11}^n = 870 \cdot \frac{1,33 \cdot 10^{-7}}{1,953 \cdot 10^{-6}} = 59z$$

$$m_{12}^n = 2064 \cdot \frac{3,05 \cdot 10^{-6}}{1,953 \cdot 10^{-6}} = 3223z$$

$$m_{13}^n = 1830 \cdot \frac{3,22 \cdot 10^{-6}}{1,953 \cdot 10^{-6}} = 3017z$$

$$m_{14}^n = 584 \cdot \frac{8,12 \cdot 10^{-6}}{1,953 \cdot 10^{-6}} = 2428z$$

$$m_{15}^n = 436 \cdot \frac{9,98 \cdot 10^{-6}}{1,953 \cdot 10^{-6}} = 2228z$$

Таким чином:

$$m_I = 1234 + 27 + 3 = 1264 \text{ г} = 1,264 \text{ кг}$$

$$m_{II} = 121 + 1276 + 1956 + 483 + 1430 + 1798 + 48 + 59 + 3223 + 3017 + 2428 + 2228 = 18067 \text{ г} \approx 18,1 \text{ кг}$$

Отримаємо двомасову систему:

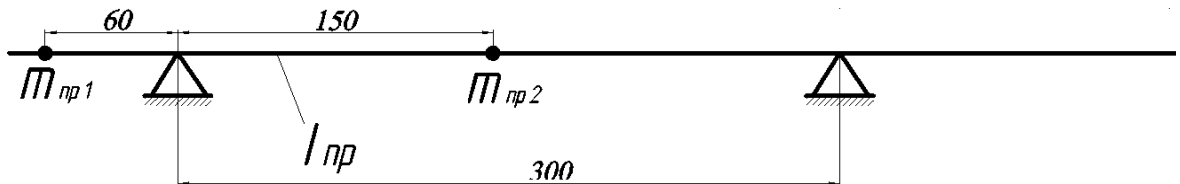


Рис. 3.26 – Модель для розрахунку

### 2.6.3. Визначення власних частот та амплітуд коливань шпindelного вузла

Амплітуда форм коливань обчислюється за формулою:

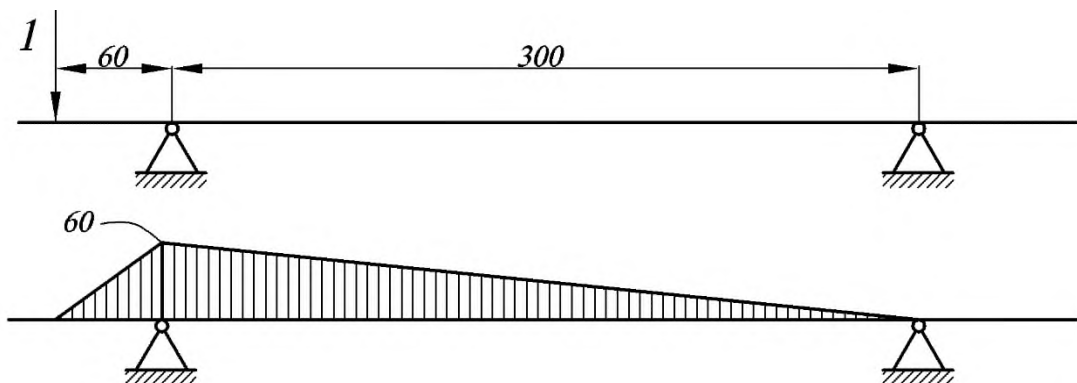
$$u_i = p^2 = \sum_{j=1}^n m_j \cdot u_j \cdot \delta_{ij} \quad (2.25)$$

Знаходимо коефіцієнти впливу податливості

$$\delta_{11} = \delta_{II} = 1,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

$$\delta_{22} = \delta_{II II} = 1,953 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Визначаємо  $\delta_{12} = \delta_{21}$



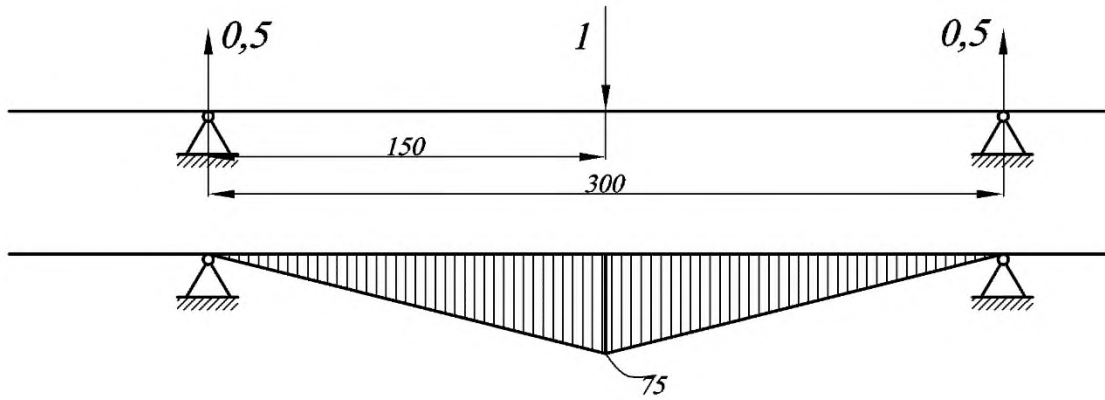


Рис. 2.27. – Епюри для визначення  $\delta_{12}$  і  $\delta_{21}$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{1}{2,88 \cdot 10^{11}} \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{60}{2} \cdot 150 \cdot \frac{2}{3} \cdot 75 + \frac{60}{2} \cdot 150 \cdot \frac{1}{2} \cdot 75 + \frac{1}{2} \cdot \frac{60}{2} \cdot 150 \cdot \frac{1}{3} \cdot 75 \right) =$$

$$= -\frac{1}{2,88 \cdot 10^{11}} \cdot (112500 + 168750 + 56250) = -1,17 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Отримуємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} u_1 = p^2 \cdot m_1 \cdot u_1 \cdot \delta_{11} + p^2 \cdot m_2 \cdot u_2 \cdot \delta_{12} \\ u_2 = p^2 \cdot m_1 \cdot u_1 \cdot \delta_{21} + p^2 \cdot m_2 \cdot u_2 \cdot \delta_{22} \end{cases} \quad (2.26)$$

Підставивши значення в (2.26) отримаємо:

$$\begin{cases} u_1 = p^2 \cdot 1,264 \cdot u_1 \cdot 1,5 \cdot 10^{-9} + p^2 \cdot 18,1 \cdot u_2 \cdot (-1,17 \cdot 10^{-9}) \\ u_2 = p^2 \cdot 1,264 \cdot u_1 \cdot (-1,17 \cdot 10^{-9}) + p^2 \cdot 18,1 \cdot u_2 \cdot 1,953 \cdot 10^{-9} \end{cases}$$

Спростимо рівняння:

$$\begin{cases} u_1 = 1,9 \cdot 10^{-9} \cdot p^2 \cdot u_1 - 21,2 \cdot 10^{-9} \cdot p^2 \cdot u_2 \\ u_2 = -1,48 \cdot 10^{-9} \cdot p^2 \cdot u_1 + 35,3 \cdot 10^{-9} \cdot p^2 \cdot u_2 \end{cases}$$

$$\begin{cases} u_1 = 1,48 \cdot 10^{-9} \cdot p^2 \cdot (1,28u_1 - 14,25 \cdot p^2 \cdot u_2) \\ u_2 = 1,48 \cdot 10^{-9} \cdot p^2 \cdot (-u_1 + 23,9 \cdot 10^{-9} \cdot u_2) \end{cases}$$

Приймаємо  $x = 1,48 \cdot 10^{-9} \cdot p^2$

Тоді:

$$\begin{cases} u_1 = x \cdot (1,28u_1 - 14,25 \cdot u_2) \\ u_2 = x \cdot (-u_1 + 23,9 \cdot u_2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} 1,28x \cdot u_1 - u_1 - 14,25 \cdot x \cdot u_2 = 0 \\ -x \cdot u_1 + 23,9 \cdot x \cdot u_2 - u_2 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} (1,28x - 1) \cdot u_1 - 14,25 \cdot x \cdot u_2 = 0 \\ -x \cdot u_1 + (23,9 \cdot x - 1) \cdot u_2 = 0 \end{cases}$$

Складаємо визначник:

$$\begin{vmatrix} 1,28x - 1 & -14,25 \cdot x \\ -x & 23,9 \cdot x - 1 \end{vmatrix} = 0$$

$$(1,28x - 1) \cdot (23,9 \cdot x - 1) - 14,25 \cdot x \cdot x = 0$$

$$30,6 \cdot x^2 - 1,28x - 23,9 \cdot x + 1 - 14,25 \cdot x^2 = 0$$

$$16,35 \cdot x^2 - 25,2 \cdot x + 1 = 0$$

$$D = 25,2^2 - 4 \cdot 16,35$$

$$D = 569,64$$

$$\sqrt{D} = \pm 23,86$$

$$x_{1,2} = \frac{25,2 \pm 23,86}{32,7}$$

$$x_1 = 0,043$$

$$x_2 = 1,5$$

Знаходимо власну частоту коливань

$$p_1 = \sqrt{\frac{0,043}{1,48 \cdot 10^{-9}}} \approx 9588 \approx 159,8 \text{ Гц}$$

$$p_2 = \sqrt{\frac{1,5}{1,48 \cdot 10^{-9}}} \approx 41430 \approx 690,5 \text{ Гц}$$

Приймемо  $u_{11} = u_{12} = 1$

Тоді знайдемо відношення:

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{1,28x - 1}{-14,25 \cdot x}$$

$$\frac{u_{21}}{u_{11}} = \frac{1,28 \cdot 0,043 - 1}{-14,25 \cdot 0,043} = 1,54$$

$$\frac{u_{22}}{u_{12}} = \frac{1,28 \cdot 1,5 - 1}{-14,25 \cdot 1,5} = -0,043$$

Будуємо форми коливань:





Рис. 2.28. Перша форма власних коливань шпинделя

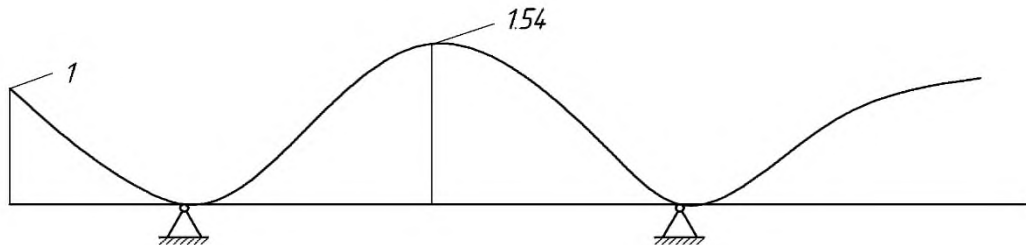


Рис. 2.30. Друга форма власних коливань шпинделя

## 2.7. Висновки по розділу

1. Запропоновано оптимальну структуру приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата типу двигун-зубчасто-пасова передача-шпиндель.
2. Внаслідок проведених розрахунків визначено основні конструкторські параметри зубчасто-пасової передачі
3. Проведено розрахунки шпинделя на міцність і жорсткість. Жорсткість шпинделя становить 315Н/мкм, що є достатнім для такого типу верстата
4. Проведено динамічний розрахунок шпиндельного вузла без урахування сил від динамічних навантажень. Перша власна частота становить 159,8 Гц, друга – 690,5Гц.

### **3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ**

#### **3.1. Методика проведення досліджень**

Дослідження проводили з використанням програмного продукту SolidWorks, а саме його додатку SolidWorks Simulation. В процесі виконання досліджень виконано наступні роботи:

1. Розроблено CAD-модель шпиндельного вузла верстата з використанням SolidWorks CAD.
2. Провести статичний аналіз з прикладеними відповідними силами різання до переднього кінця шпинделя та крутним моментом і силами до шківа зубчастопасової передачі вузла з метою виявлення максимальних деформацій з використанням SolidWorks Simulation.
3. Провести частотний аналіз шпиндельного вузла для виявлення власних частот коливань.

#### **3.2. Розробка CAD-моделі шпиндельного вузла.**

Розробку проводили на основі креслення шпиндельного вузла базової моделі верстата з забезпеченням деяких суттєвих змін а також попередніх розрахунків. Спрощений вигляд CAD-моделі яка поданий на рис. 1. Прийнято рішення про винесення шківа зубчасто-пасово передачі вище верхньої опори замість привідної шестерні між опорами. Таке конструктивне рішення може бути реалізоване в існуючій конструкції шпиндельної бабки, та забезпечить зменшення коливань від динамічних навантажень [89].

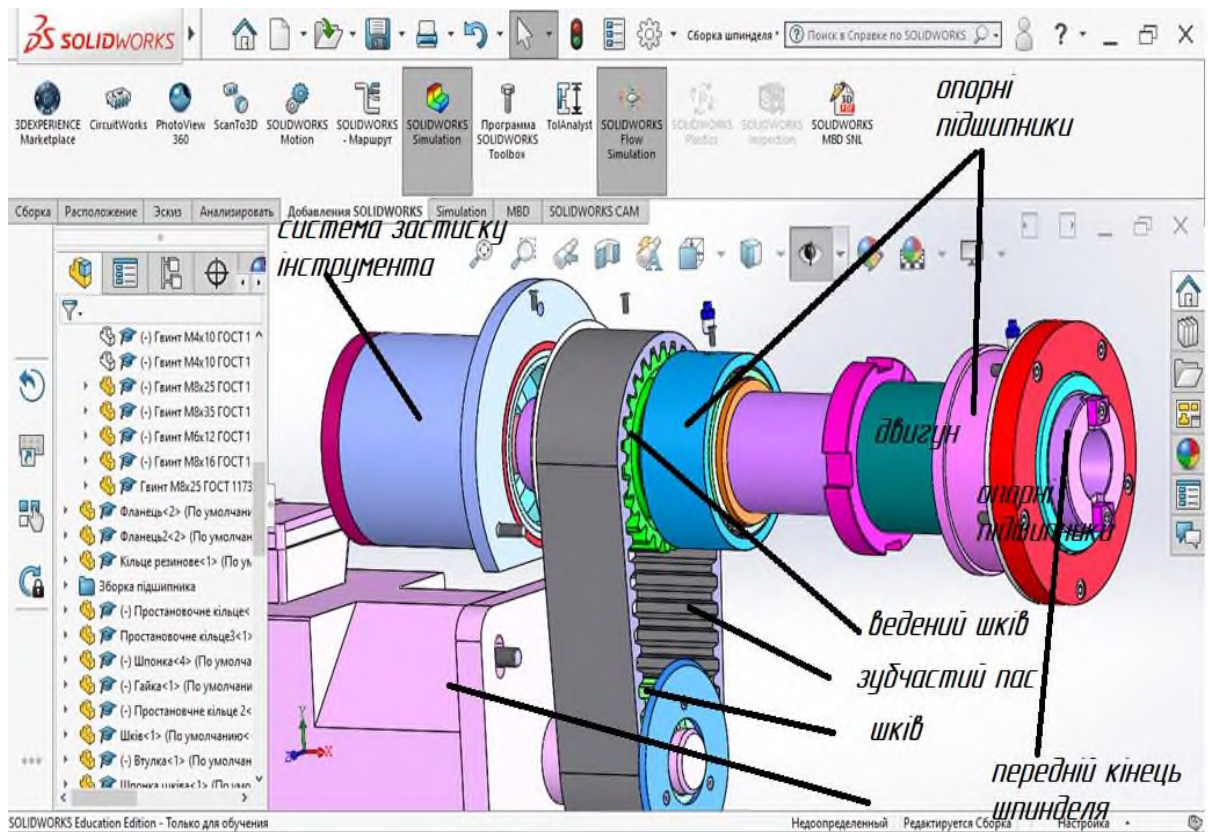


Рис. 3.1 CAD-модель шпиндельного вузла вертикально-фрезерного верстата

### 3.3. Статичний аналіз шпиндельного вузла засобами SolidWorks Simulation

Для проведення статичного аналізу виконано наступні завдання [89]

1. Для кожної окремої деталі вузла задано матеріал з відповідними його фізико-хімічними властивостями. Система автоматично обчислює такі параметри кожної деталі: маса, об'єм, густину та вагу

2. Задаємо початкові умови дослідження, які подані в таблиці 3.1

Таблиця 3.1. Початкові умови дослідження

Тип сітки	Тепловий ефект	Термічний параметр	Температура при дослідженнях	Несумісні параметри зв'язків	Великі переміщення	Обчислюватимуть сили вільних тіл	Тертя
Сітка на твердому тілі	Вкл	Включити теплове навантаження	298 Kelvin	Авто	Викл	Вкл	Викл


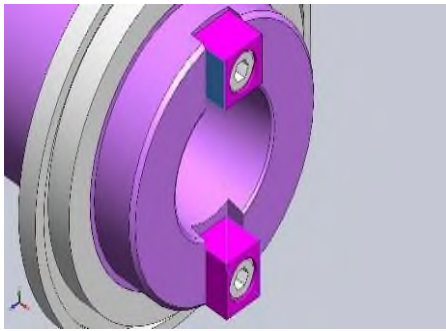
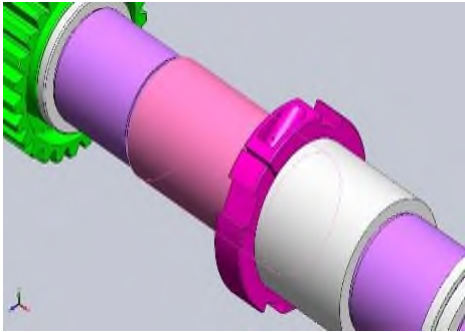
3. Задаємо одиниці вимірювань, які подані в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. Одиниці вимірювань

Система одиниць вимірювання	Одиниці довжини	Температура	Кутова швидкість	Тиск, напруження
SI (MKS)	mm	Kelvin	Рад/сек	N/m <sup>2</sup>

4. Прикладаємо зусилля (табл.3.3). Крім того проведемо дослідження при різних частотах обертання шпинделя, а саме 1000, 3000, 5000 та 7000 об/хв.

Таблиця 3.3. Прикладання навантажень

Тип навантаження	Зображення	Дані
Крутний момент		Об'єкти: 14 граней Довідковий: Вісь шпинделя Тип: Прикласти крутний момент Значення: 140 N.m
Сила		Об'єкти: 2 грані Тип: Прикласти нормальну силу Значення: 3 400 N
Відцентрова сила		Кутова швидкість: 1000 rpm 3000 rpm 5000 rpm 7 000rpm Кутове прискорення: 0rpm <sup>2</sup>

## 5. Задаємо параметри сітки

Таблиця 3.4. Параметри сітки

Точки Якобіана для сітки високої якості	Розмір елемента	Допуск	Якість сітки	Всього вузлів	Всього елементів	Макс співвідн. сторін	% елементів із співвідношенням сторін < 3	% елементів із співвідношенням сторін > 10
16 Точок	9,41107 mm	0,47055 4 mm	Висока	108153	58796	34,512	67,1	3,39

В результаті проведеної симуляції отримали наступні результати:

- картину напружень у вузлах, що подана на рис. 3.2. для частоти 1000об/хв.

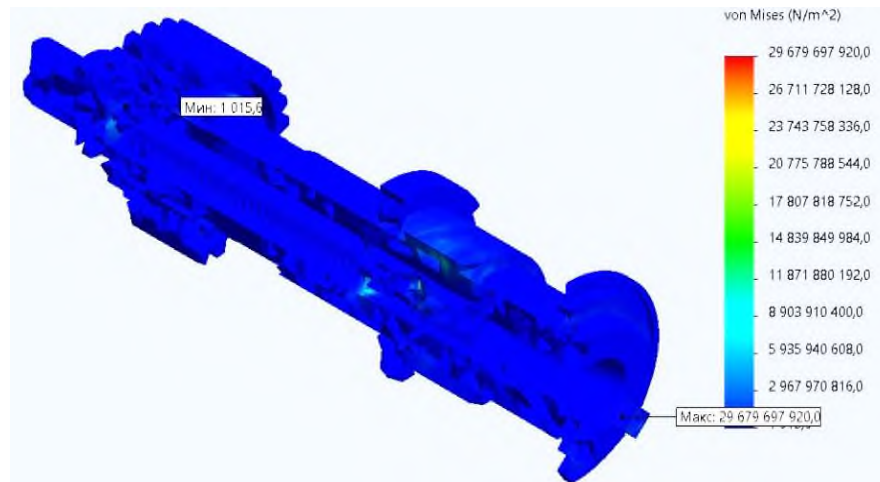


Рис. 3.2 Напруження у елементах шпиндельного вузла при частоті обертання 1000 об/хв.

Побудуємо графік залежності максимального напруження від частоти обертання (рис. 3.3)

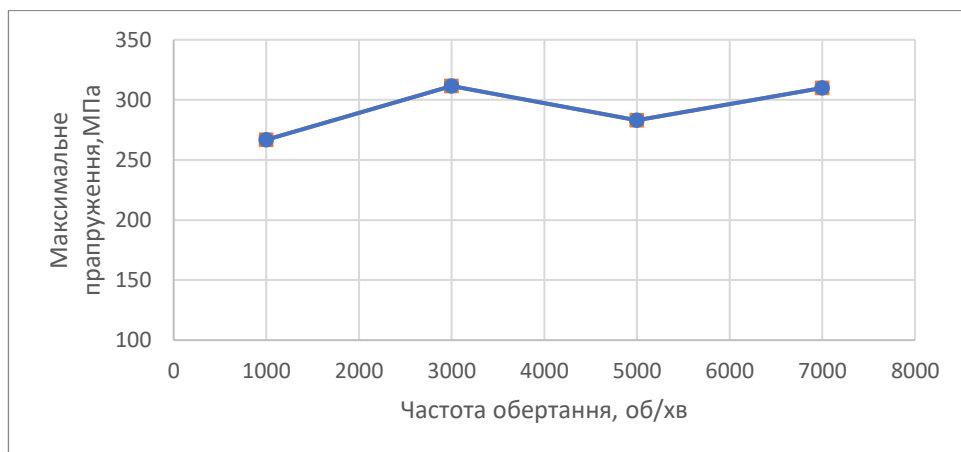


Рис. 3.3. Графік максимального напруження від частоти обертання

З графіка видно, що максимальне напруження в досліджуваних межах частот обертання практично не залежить від частоти обертання і змінюється в межах похибки.

2) Картину деформації елементів шпиндельного вузла, яку подано на рис. 3.4.

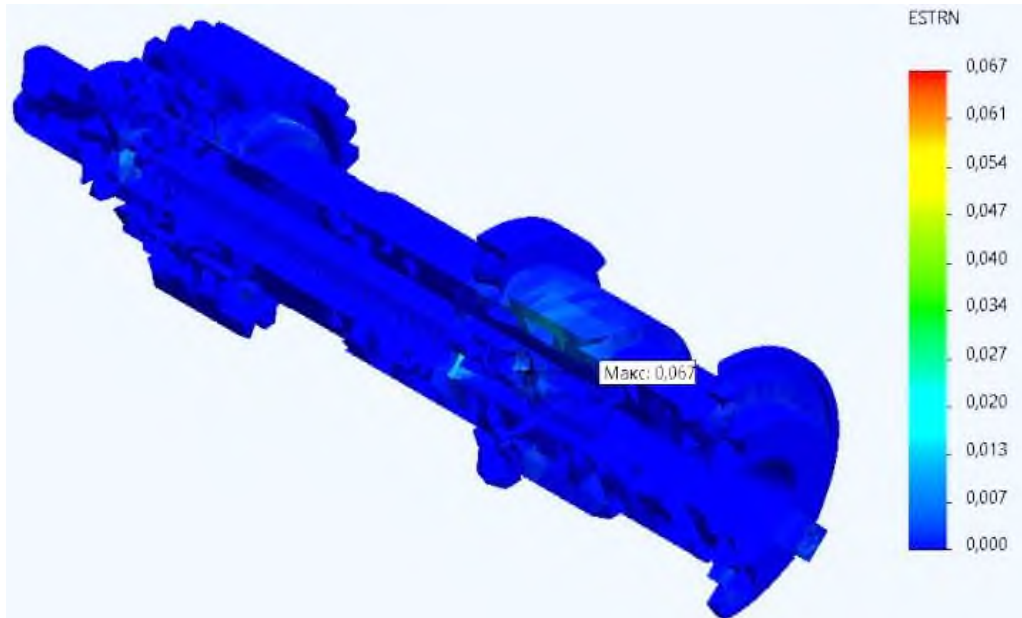


Рис.3.4. Деформації шпиндельного вузла при частоті 1000 об/хв

Наведемо графік залежностей максимальних деформацій від частоти обертання (рис. 3.5)

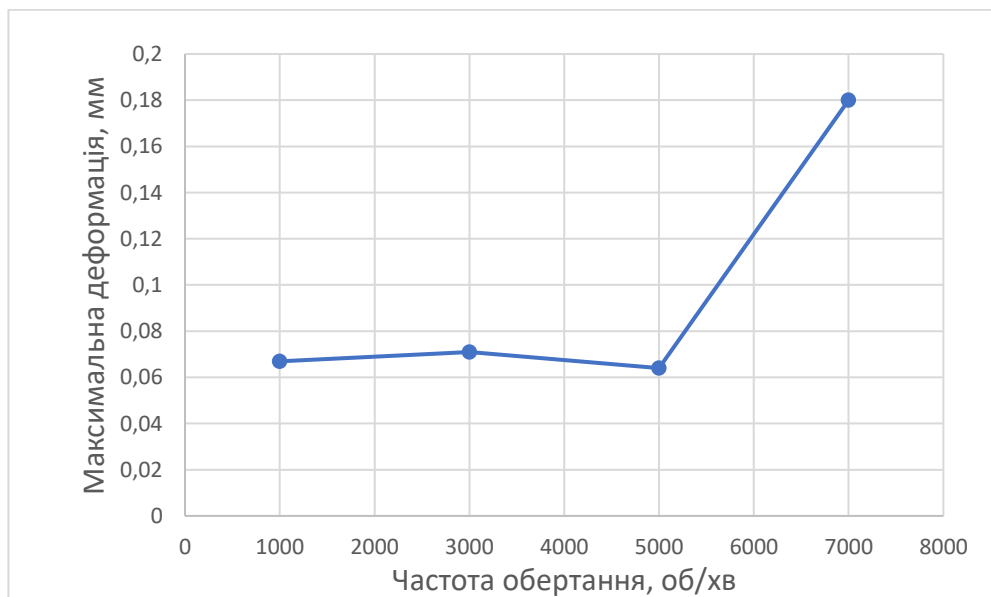


Рис. 3.5. Графік залежностей максимальних деформацій від частоти обертання шпинделя.

З графіка бачимо, що із збільшенням частоти вище 5000 об/хв максимальна деформація починає значно зростати. Цей результат дослідження пояснюється значним збільшенням кутових швидкостей і як наслідок сил інерції ланок, які впливають одна на одну, створюючи тим самим додаткове навантаження. Тому попередньо розрахована частота обертання верстата 4800 об/хв є обґрунтованою.

3) Отримано картину статичного вузлових напружень (рис. 3.6)

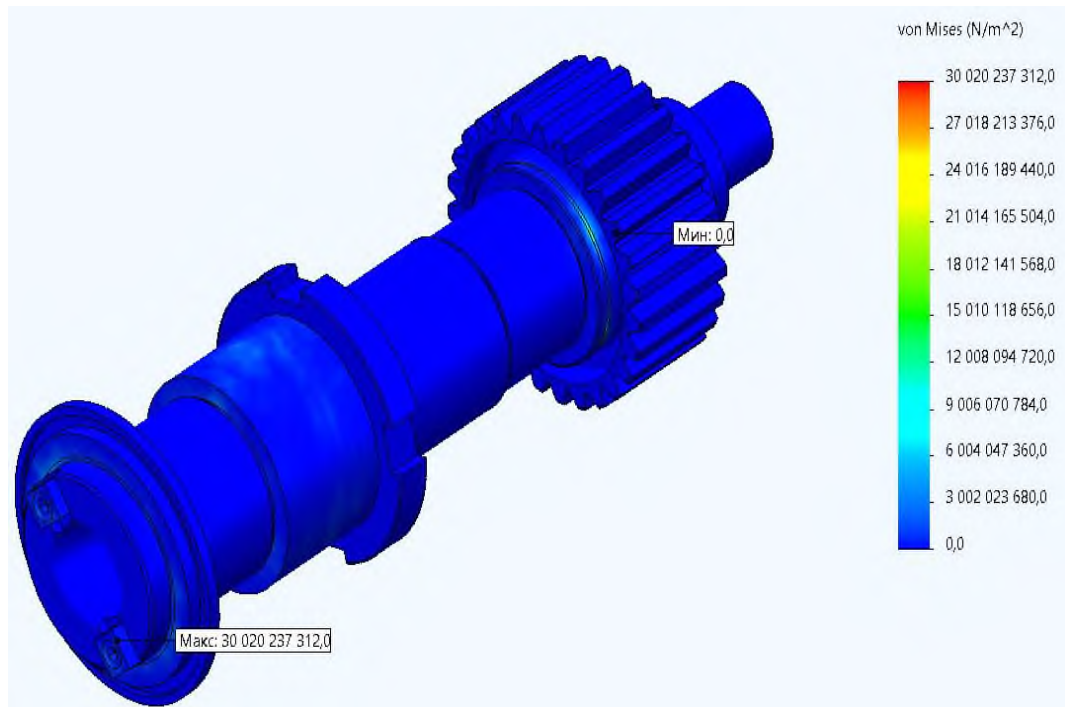


Рис. 3.6. Графік статичних вузлових напружень

Як бачимо напруження не перевищують 302 МПа, в окремих точках. Міцність забезпечується

### 3.4. Частотний аналіз шпиндельного вузла засобами SolidWorks Simulation

Для проведення частотного аналізу задавали початкові умови дослідження. Матеріали елементів, типи та інші параметри сітки, одиниці вимірювань та прикладені зусилля аналогічні, як при статичному розрахунку і подані в таблицях 3.1-3.4.

В результаті отримали амплітуду та власні частоти коливань при різних частотах обертання шпинделя: 1000, 3000, 5000 та 7000 об/хв.

На рис. 3.7. зображено першу форму коливань шпиндельного вузла.

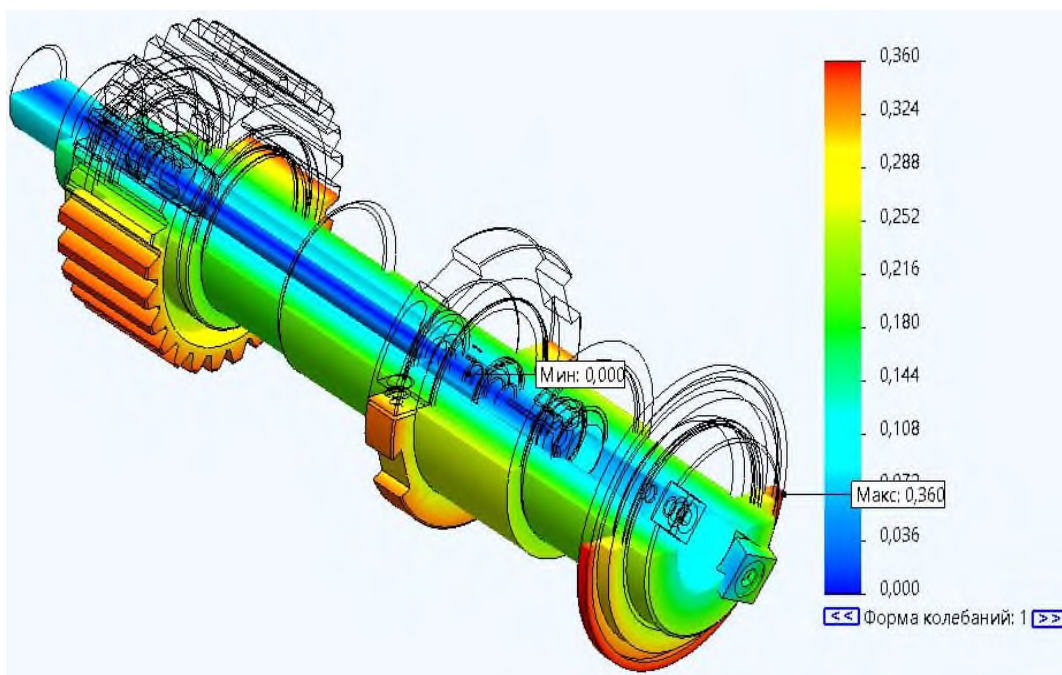


Рис. 3.7. Перша форма коливань шпиндельного вузла при частоті 1000 об/хв

Як видно із рис. 3.7 максимальна амплітуда коливань становить 0,36 мм. Побудуємо графік залежності першої власної частоти коливань від частоти обертання шпинделя.

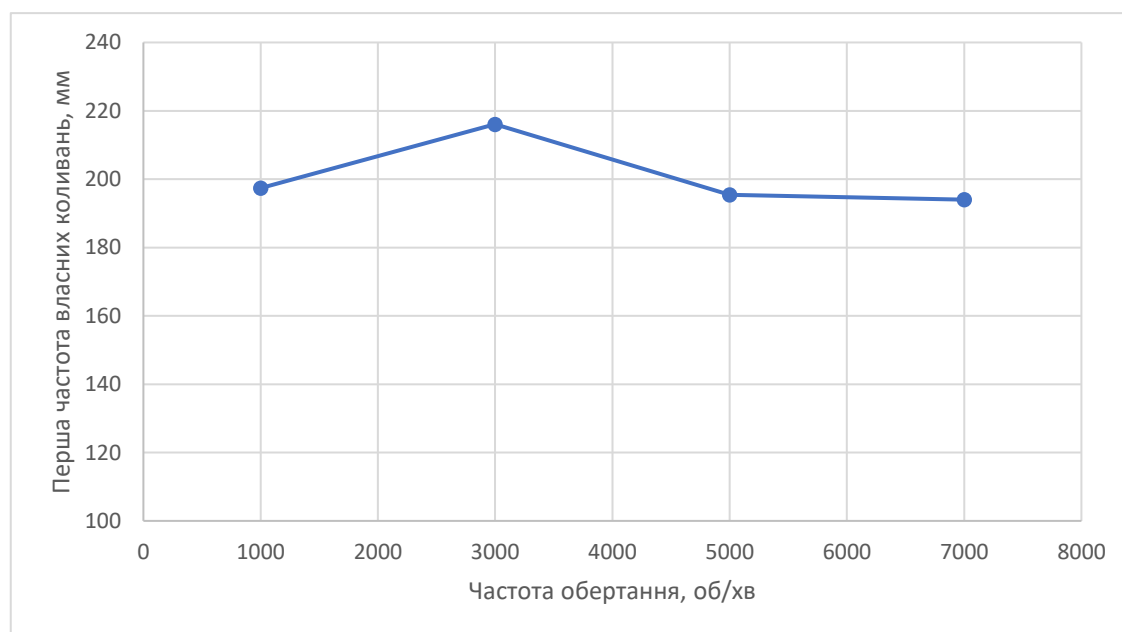


Рис. 3.8. Графік залежності першої власної частоти коливань від частоти обертання шпинделя

Як бачимо з графіка взаємозв'язок незначний. Як показали подальші дослідження, вплив частоти обертання шпинделя на власні частоти коливань є



незначним, тому подамо в подальшому лише форми коливань при частоті обертання шпинделя 1000 об/хв.

Форми коливань шпиндельного вузла подані на рис. 3.9-3.12.

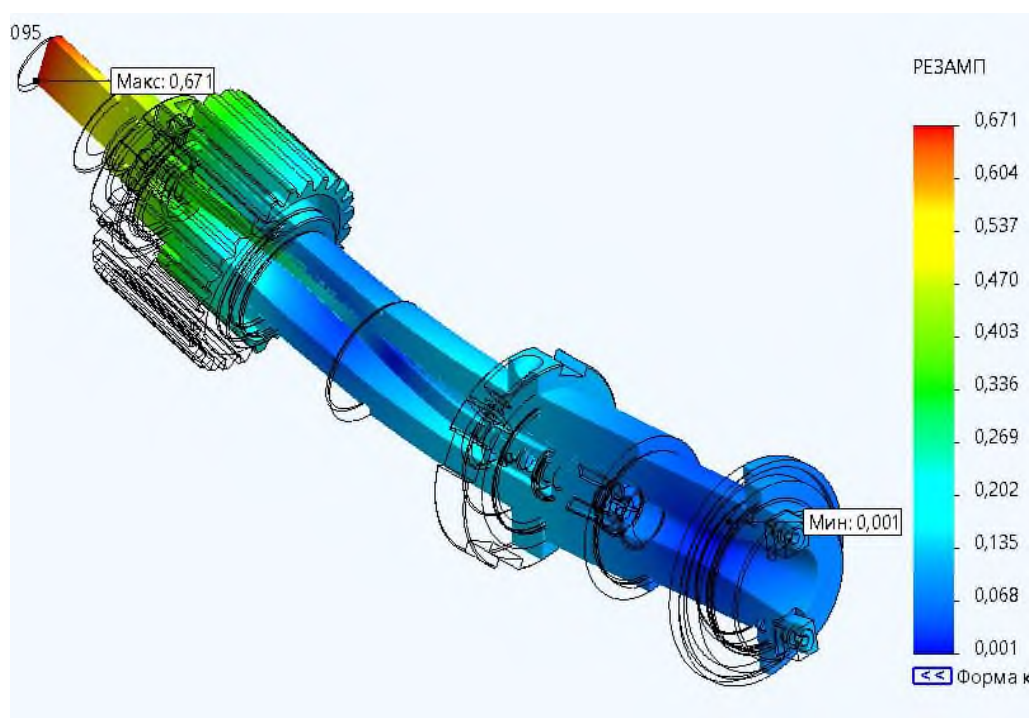


Рис. 3.9 Друга форма коливань шпиндельного вузла

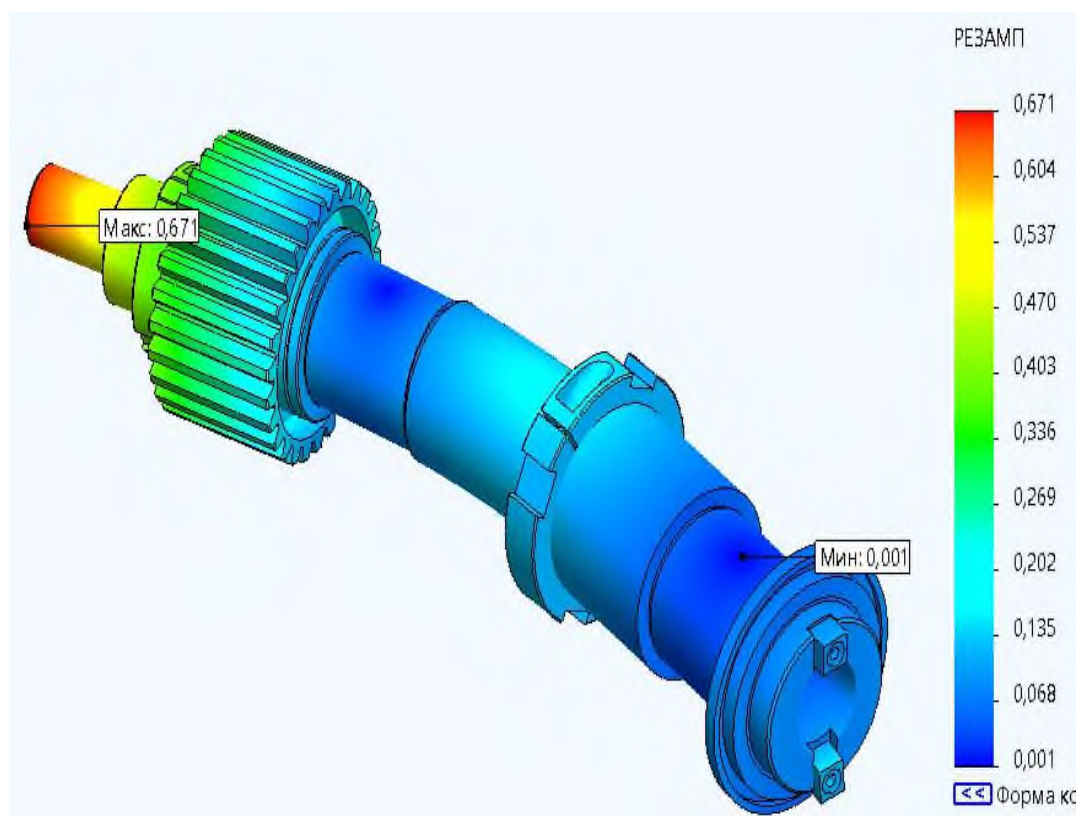


Рис. 3.10.Третя форма коливань шпиндельного вузла

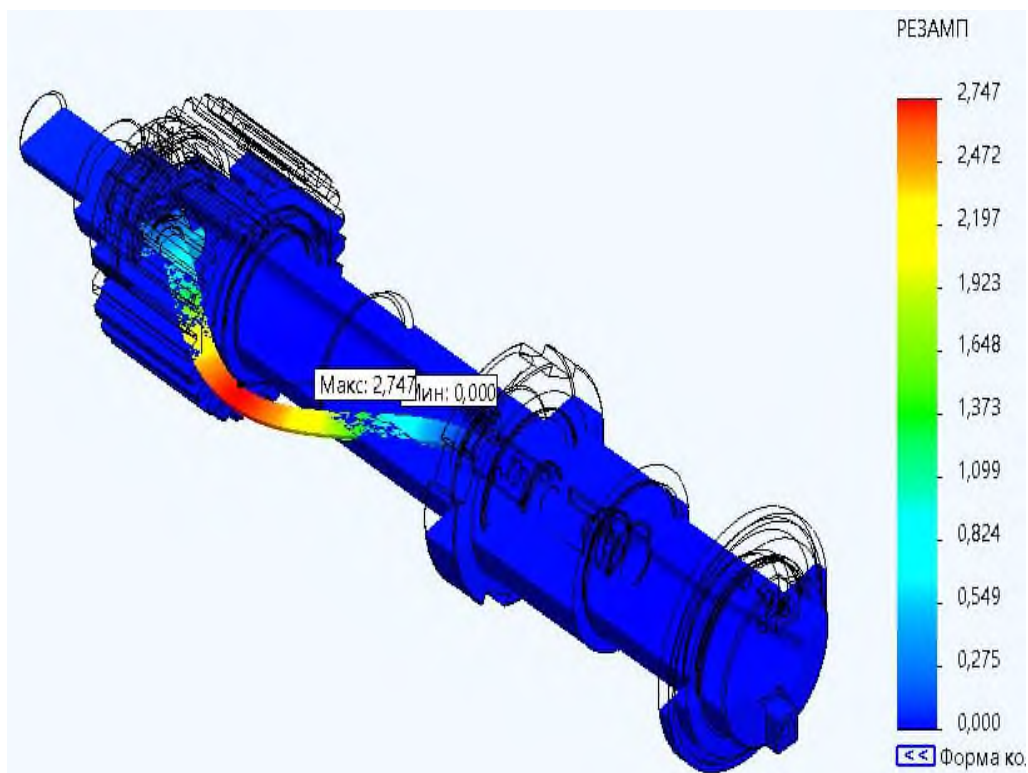


Рис. 3.11. Четверта форма коливань шпиндельного вузла

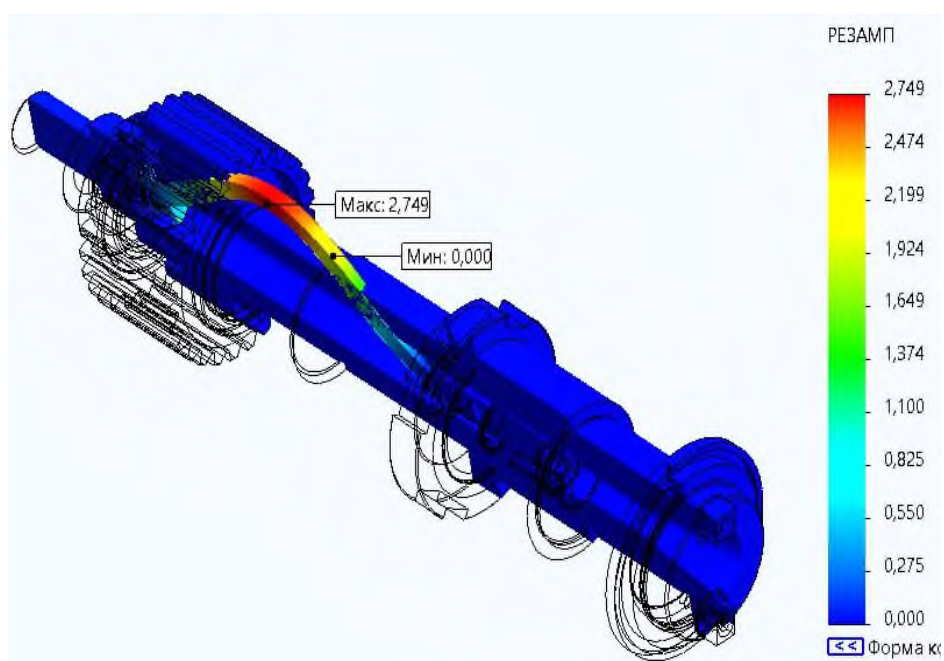


Рис.3.12. П'ята форма коливань шпиндельного вузла

Аналізуючи отримані результати досліджень ми бачимо, що четверта і п'ята форми коливань є не показовими, оскільки коливання найбільше в цьому випадку має шток, який розміщений всередині шпинделя і призначений для затягування цанги. Навколо даного штока знаходиться пакет тарілчастих

пружин, які в момент затиснутого інструменту є стиснутими, а шток теж знаходиться під навантаженням (в ньому є напруження розтягу). Цього ефекту в даному дослідженні не враховано.

Зведемо в таблицю частоти та амплітуди всіх форм коливань (табл. 3.5.)

Таблиця 3.5. Частоти та амплітуди всіх форм коливань шпиндельного вузла

Форми коливань	Частота коливань, Гц	Амплітуда, мм	Частота коливань об/хв
1-ша форма	197,37	0,36	11842,2
2-га форма	756,56	0,671	45393,6
3-тя форма	757,48	0,671	45448,8
4-та форма	871,13	2,747	52267,8
5-та форма	874,64	2,749	52478,4

Результати амплітуд і частот коливань дозволяють стверджувати, що на всіх частотах, при яких експлуатується шпиндельний вузол резонанс не наступить. Проведені дослідження дали змогу встановити доцільність та можливість модернізації, а також показали, що стратегія була вибрана правильно.

### 3.5. Висновки по розділу

1. Розроблено CAD-модель шпиндельного вузла.
2. На основі проведених статичних досліджень з використанням системи SolidWorks Simulation встановлено максимальний прогин в середній його частині 0,067 мм при максимальних навантаженнях.
3. На основі проведеного частотного аналізу з використанням системи SolidWorks Simulation встановлено максимальну амплітуду власних частот, що становить 0,671 мм, а також частоти всіх форм коливань, які дозволяють зробити висновки, що ренесанс неможливий при всіх частотах роботи верстата

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

### **4.1. Охорона праці**

#### **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 різального інструменту.

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

- стружка «сталевий в'юн», що має гострі краї і підвищену температуру;
- шпindel 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 гігієнічних 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 пилю. 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.

#### **4.2. Безпека в надзвичайних ситуаціях**

##### **Підвищення стійкості роботи об'єктів верстатобудівної галузі у воєнний час**

Ефективність економіки держави залежить від того, наскільки окремі галузі господарства здатні стійко працювати не тільки у звичайних умовах, а й в умовах НС мирного та воєнного часу. Значні руйнування, пожежі та втрати серед населення, викликані наслідками НС, можуть стати причиною різкого скорочення випуску промислової продукції, а отже і зниження економічного потенціалу держави. Виникає потреба завчасного вживання заходів щодо забезпечення стійкої роботи промислових об'єктів на випадок виникнення НС. Знання можливих НС, характерних для даної місцевості та виробництва, дозволяє диференційовано і цілеспрямовано розробляти та здійснювати заходи, які можуть запобігти аваріям, катастрофам та стихійним лихам або пом'якшити їх наслідки.

Під стійкістю роботи промислового об'єкта (в.т.ч. об'єктів верстатобудівної галузі) розуміють здатність його в умовах надзвичайних ситуацій мирного і воєнного часу випускати продукцію в запланованому обсязі й номенклатурі, а при одержанні слабких і середніх руйнувань, порушенні зв'язків по кооперації і постачанням відновлювати виробництво в мінімальний термін. Здатність об'єкта народного господарства випускати продукцію залежить від захисту і нормального функціонування чотирьох основних елементів сучасного виробництва, якими є:

- виробничий персонал (робітники та службовці);
- будинки і споруди з технологічним устаткуванням;
- система постачання енергією, водою, паливом, устаткуванням і ремонтною базою;
- система виробничих і кооперативних зв'язків з іншими об'єктами.

Тому стійкість роботи об'єктів і галузі народного господарства в цілому в умовах надзвичайних ситуацій визначається наступними факторами:

- надійністю захисту робітників та службовців від усіх вражаючих факторів зброї масового ураження;
- здатністю інженерно-технічного комплексу (ІТК) об'єкта протистояти вражаючим факторам ядерного вибуху;
- надійністю системи постачання об'єкта всім необхідним для виробництва продукції (сировиною, паливом, що комплектують виробами, електроенергією, водою, газом тощо.);
- захищеності об'єкта від вторинних вражаючих факторів (пожеж, вибухів, затоплень, зараження місцевості отруйними і сильнодіючими отруйними речовинами);
- стійкістю і безперервністю керування виробництвом і цивільною обороною;
- підготовленість об'єкта до проведення рятувальних та інших невідкладних робіт і робіт з відновленням порушеного виробництва.

Перераховані фактори визначають собою й основні, загальні для всіх об'єктів господарювання, шляхи підвищення стійкості роботи в надзвичайних ситуаціях, а саме:

- забезпечення надійного захисту робітників та службовців від вражаючих факторів зброї масового ураження;
- захист основних виробничих фондів від вражаючих факторів, у тому числі й від вторинних;
- підвищення надійності й оперативності керування виробництвом;
- забезпечення стійкості постачання всім необхідним для випуску запланованої на час надзвичайних ситуацій продукцією;
- підготовка до відновлення порушеного виробництва.

Захист робітників та службовців в умовах НС мирного і воєнного часу. Це найголовніша задача по підвищенню стійкості роботи об'єкта господарювання. Робітники й службовці – головна продуктивна сила і тому стійкість економіки визначається, насамперед, здатністю захистити і зберегти цю силу. Військові конфлікти супроводжуються руйнуванням будинків, споруджень і знищенням основної продуктивної сили – працюючого населення. Тому серед усіх задач по підвищенню стійкості роботи об'єктів народного господарства основною є задача завчасного вживання заходів по забезпеченню захисту робітників та службовців і членів їхніх родин.

Захист робітників та службовців від зброї масового ураження в сучасних умовах здійснюється трьома основними способами:

- укриття людей у захисних спорудженнях (сховищах, протирадіаційних укриттях);
- проведення евакуації робітників, службовців і членів їхніх родин;
- використання засобів індивідуального захисту, а також проведенням заходів щодо протирадіаційного, протихімічного і протибактеріологічного захисту з урахуванням конкретних обставин.

Варто також підкреслити, що найважливішою умовою успішного вирішення задачі захисту людей є навчання їх правилам дії по сигналах



оповіщення цивільного захисту, застосуванню способів і засобів захисту, наданню самопомоги і взаємодопомоги, діям у складі формувань ЦЗ.

Захист засобів виробництва. Такий захист полягає в підвищенні фізичної опірності будинків, споруджень і конструкцій об'єкта до впливу вражаючих факторів ядерного вибуху, захисту технологічного і верстатного устаткування, засобів зв'язку й інших засобів, що складають матеріальну основу виробничого процесу. Методика оцінки стійкості будинків, технологічного устаткування об'єкта народного господарства до вражаючих факторів ядерного вибуху виконується по трьох основних вражаючих факторах:

- від впливу ударної хвилі ядерного вибуху;
- від світлового випромінювання на предмет виникнення пожеж;
- від радіації на предмет захисту виробничого персоналу від опромінення.

Оцінка стійкості об'єкта господарювання до впливу ударної хвилі. Як кількісний показник приймається надлишковий тиск  $\Delta P_{\text{ф}}$ , при якому будинок, спорудження, й устаткування зберігається або одержує слабкі й середні руйнування. За межу стійкості до ударної хвилі, береться нижня границя діапазону середніх руйнувань основних елементів об'єкта.

Оцінка стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання. Як показник стійкості об'єкта народного господарства до світлового випромінювання приймається мінімальне значення світлового імпульсу, при якому може відбутися запалення матеріалів конструкції, у результаті яких виникнуть пожежі. Це значення світлового імпульсу прийнято вважати межею стійкості об'єкта народного господарства до впливу світлового випромінювання  $U_{\text{свлім}} \cdot O$

Оцінка стійкості об'єкта до впливу проникаючої радіації і радіоактивного зараження. За критерій стійкості роботи об'єкта від радіації приймається припустима доза радіації, яку можуть одержати люди за час роботи в конкретних умовах.

***Підвищення надійності й оперативності керування виробництвом і цивільним захистом.*** Основу діяльності керівника виробництва – начальника

ЦЗ, а також його штабу складає якісне та професійне керування підлеглими йому структурами в організації їхньої дії і напрямку зусиль на своєчасне й успішне виконання виробничих завдань. Тому, забезпечення надійності й оперативності керування є важливою ланкою в підвищенні стійкості роботи об'єкта, в умовах швидко мінливої обстановки воєнного часу і надзвичайних ситуацій.

***Надійність і оперативність керування*** досягається створенням на об'єкті стійкої системи керування, високої підготовки керівного і командноначальницького складу ЦЗ до виконання покладених функціональних обов'язків, своєчасним прийняттям рішень і постановкою задач підлеглим відповідно до обставин, що складаються. Забезпечення стійкого постачання підприємств. Для виробництва продукції необхідні: електроенергія, вода, паливо, сировина, матеріали й інші матеріально-технічні засоби. Забезпечення підприємств цими ресурсами багато в чому визначає можливість нормального їхнього функціонування в умовах воєнного часу. Це досягається проведенням таких заходів, що сприяють підвищенню не ураженості комунально-енергетичних мереж, транспортних комунікацій і джерел постачання, надійному захисту необхідних запасів палива, сировини, напівфабрикатів, що комплектують, виробів тощо.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведено модернізацію приводу головного руху, змінено структуру приводу на двигун-зубчасто-пасова передача-шпindel, максимальна частота обертання шпindelа при роботі двигуна в режимі s6-25 - 4800об/хв.

2. Внаслідок проведених розрахунків встановлено, що жорсткість шпindelного вузла становить 315 Н/мкм, що є цілком достатньою для такого типу верстата.

3. Внаслідок розрахунку динамічних характеристик шпindelного вузла отримано інерційні характеристики його основних частин. Отримано результати розрахунків власних частот та амплітуд коливань приведеної двомасової системи шпindelного вузла.

4. Здійснено статичний аналіз шпindelного вузла, при різних частотах обертання шпindelа. Максимальний прогин в середній частині становить 0,064 мм при максимальних навантаженнях. Отримано власні частоти та форми п'яти коливань, на основі яких можна стверджувати, що система буде працювати стабільно без резонансу.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Вертикально-фрезерные безконсольные станки 6520, 6530: руководство по эксплуатации, Москва : Станкоимпорт, 1985. – 148 с.
2. High precision ball bearings. GMN Paul Müller Industries GmbH & Co. KG // [www.gmn.de](http://www.gmn.de) // 2010. – 98 p.
3. Молодцов В.В. Методы проектирования высокоэффективных металлообрабатывающих станков как мехатронных систем. – Дис.... докт. техн. наук. – М.: МГТУ, 2016. – 390 с.
4. Jedrzejewski, J. Precise Modelling of HSCMachine Tool Thermal Behaviour / J. Jedrzejewski, W. Modrzycki, Z. Kowal, W. Kwasny, Z. Winiarski // Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. – 2007. – 24. – P. 245 – 252.
5. Ломов М. В. Повышение точности многоопорных шпиндельных узлов оптимизацией их конструкции: диссертация ... кандидата технических наук: 05.02.07 / Ломов Михаил Викторович; [МГТУ]. – М., 2015.- 161 с.
6. URL : [http://www.sergeev-hsc.de/media/DIR\\_65814/c219c0b38f472e1bffff824affffff0.pdf](http://www.sergeev-hsc.de/media/DIR_65814/c219c0b38f472e1bffff824affffff0.pdf)
7. High precision bearings. Pub.5002 e. SKF // Оф. сайт ООО «УПК». 2003. [Электронный ресурс]. Систем, требования: Adobe Acrobat Reader. URL: <http://www.upk1.ru/d/115305/d/vysokotoclmeye-i-shpindelnye.pdf>
8. High speed spindles for manual tool change. GMN. Cat. 2508 0914 ENG // Оф. сайт фирмы GMN. 2014. [Электронный ресурс]. URL: [http://www.gmnusa.com/upload/news/2508\\_0914\\_e\\_2.pdf](http://www.gmnusa.com/upload/news/2508_0914_e_2.pdf)
9. Standart spindles: precision grinding spindles, cartridge spindles, precision boring heads. NSK. Cat. No. E2202a // Оф. сайт фирмы NSK. 2012. [Электронный ресурс]. URL: [http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/mx\\_es/Standard\\_spindle\\_catalogue\\_e2202a\\_120411.pdf](http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/mx_es/Standard_spindle_catalogue_e2202a_120411.pdf)

10. Пат. UA 65488 МПК В23В 47/00, В23В 19/00, (2006.01) Шпиндельний вузол верстата / Кузнецов Ю. М., Фіранський В.Б., Шинкаренко В.Ф., Гойдасенко Ю.В.; заявник та патентовласник НТУУ «КПІ» – u 2012 11892. Заявл. 15.10.2012. Опубл. 25.04.2013, Бюл.№ 8

11. Пат. UA 69541А МПК В24В 41/00, (2006.01) Шпиндельний вузол / Крижанівський В.А., Пестунов В.М., Каприця О.С. заявник та патентовласник Кіровоградський ДТУ – u2003076800. Заявл. 18.07.2003. Опубл. 15.09.2004. бюл. № 9/2004.

12. Пат. UA 4408 МПК В24Q 37/00, (2006.01) Шпиндельний вузол / Крижанівський В.А., Пестунов В.М., Гречка А.І., Ткачук К.Ю. заявник та патентовласник Кіровоградський НТУ – u 20040503396. Заявл. 06 05 2004. Опубл. 17 01 2005, Бюл №1, 2005р.

13. Пат. UA 18847 МПК В24В 19/00, (2006.01) Шпиндельний вузол / Коротун М.М., Крамаренко В.С. заявник та патентовласник СумДУ – u200606506. Заявл. 13.06.2006. Опубл. 15.11.2006, Бюл. № 11, 2006 р.

14. Пат. UA 16043 МПК В24В 19/00, (2006.01) Прецизійний шпиндельний вузол / Данильченко Ю.М., Руденко М.А. заявник та патентовласник НТУУ КПІ – u200601638. Заявл. 16.02.2006. Опубл. 17.07.2006, Бюл. № 7, 2006 р.

15. Пат. UA 79058 МПК F16В 9/00, (2006.01) Шпиндельний вузол металорізального верстата / Пестунов В.М., Бабич В.М. заявник та патентовласник Кіровоградський НТУ – u 2012 11622. Заявл. 08.10.2012. Опубл. 10.04.2013, Бюл.№ 7.

16. Пат. UA 79495 МПК В23В 17/00, В23В 19/00, В23Q 3/00, (2006.01) Шпиндельний вузол верстата / Кузнецов Ю. М., Придальний Б. І., Хамуйєла Ж. А. Г., Недобой В. А.; заявник та патентовласник НТУУ «КПІ» – u 2012 11892. Заявл. 15.10.2012. Опубл. 25.04.2013, Бюл.№ 8

17. Пат. UA 74640 МПК В23В 47/00, (2006.01) Шпиндельний вузол верстата / Пестунов В.М., Стеценко В.С. заявник та патентовласник

Кіровоградський НТУ – у 2012 03306. Заявл. 20.03.2012. Опубл. 12.11.2012, Бюл.№ 21

18. Внуков Ю. Н. Анализ подходов по учету динамики сил резания при прогнозировании виброустойчивости механической обработки (обзор) / Ю. Н. Внуков, В. А. Логоминов. // Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – №79. – С. 132–153.

19. Stephenson, D. A. Metal cutting theory and practice. / D.A. Stephenson, J.S.Agarion. – CRC press, 2016, 931 p.

20. Altintas Y. Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design / Y Altintas. – 2012. – 382 p.

21. . Cardi Adam On the development of a dynamic cutting force model with application to regenerative chatter in turning Dissertation or the Degree Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering / Adam Cardi. – Georgia Institute of Technology. – May, 2009. – 202 p

22. Залога В.А. Исследование методом конечных элементов динамики изменения сил резания при врезании / В.А. Залога, Д.В. Криворучко, М.Г. Сторчак, С.С. Емельяненко, Селивоненко С.Н. // Вісник СумДУ. Серія Технічні науки. – 2008. – №3. – С.13-24

23. 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.

24. Кривий П. Д. Трансформація пластичності зрізаного шару при свердлінні / П. Д. Кривий, В. Р. Кобельник // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. – Краматорськ, 2009. – Вип. № 25.– С. 15–25.

25. 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.

26. 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.

27. Крупа В. В. Металорізальні інструменти з асиметричним розміщенням лез для оброблення глибоких отворів циліндрів : дис. канд. техн. наук, спец. 05.03.01 / Крупа Володимир Васильович - Тернопіль, 2015. - 185 с.

28. Substantiation of parameters for three-cutter boring head with allowance and feed distribution and asymmetric cutter position / Petro Kryvyi, Volodymyr Krupa, Volodymyr Kobelnyk, Yaroslav Kosiv. // Scientific Journal of TNTU. — Ternopil : TNTU, 2019. — Vol 96. — No 4. — P. 57–69.

29. Кривий П. Д. Конструкторсько-технологічні передумови підвищення якості оброблення глибоких отворів тонкостінних циліндрів / П. Д. Кривий , В. В. Крупа, В. І. Продан // Вісник ТДТУ. – 2010. – Том 15. – № 1. – С. 147-156. – (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

30. Кривий П. Д. Інструментальне забезпечення процесу розточування глибоких отворів тонкостінних циліндрів / П. Д. Кривий, В. В. Крупа // Вісник ЖДТУ. – 2012. – №2. – С. 23-34.

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

32. Özşahin O. Investigating Dynamics of Machine Tool Spindles under Operational Conditions / O. Özşahin, E. Budak, H. N. Özgüven. // Advanced Materials Research Online. – 2011. – Vol. 223. – p. 610–621.

33. Бойко И. А. Разработка математической модели и модальный анализ шпиндельного узла высокоскоростного обрабатывающего центра / И. А. Бойко // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2016. – № 4. – с. 13-20

34. Данильченко Ю.М., Петришин А.І. Вимоги до динамічної моделі шпиндельного вузла при побудові діаграми стійкості процесу

високошвидкісного фрезерування//Матеріали ХІХ-МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», 2018. С. 9-13

35. Данильченко Ю. М. Исследование динамических характеристик механической системы «шпиндельный узел» / Ю. М. Данильченко, А. О. Дорожко, А. И. Петришин. // Вестник МГТУ «Станкин». – 2014. – С. 81–91.

36. U. Heisel, S. Pasternak, M. Storchak, M. Schaal, Yu. Danilchenko Modellieren des Verzahnens mit Scheibenwerkzeugen // ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb. – 2010. – № 7-8. – р.р. 649-654.

37. Данильченко Ю.М., Петришин А.І. Динамічний аналіз механічної коливної системи «шпиндельний вузол-основа» // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ. - 2011. - №28. – С. 169-174.

38. Кузнецов Ю.Н. Динамика станочно-инструментальной оснастки для высокоэффективной токарной обработки: Монография / Ю.Н. Кузнецов, О.И. Драчев, И.В. Луцив, А.В. Шевченко, В.Н. Волошин. – Старый Оскол: ТНТ, 2015.- 432с.

39. Shynkarenko V., Kuznetsov Y., Salenko A, Gaidaienko J., Oleynik E., Chencheyaya O. Genetic Program of structural Evolution and Synthesis of Spindle-Motor Hybrid Electromechanical Systems // Journal of the Technical University of Gabrovo, Vol. 48'2014 (15-19).

40. Сапон С. П. Моделирование траекторий ruchu шпинделя на регулированных гидростатических опорах / С. П. Сапон // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія «Технічні науки»: науковий збірник. — Чернігів : ЧНТУ. 2014. — №2(73). — С.83—92

41. Сапон С. П. Врахування температурних деформацій при визначенні функції радіального зазору в гидростатичній опорі високошвидкісного шпиндельного вузла / С. П. Сапон, Д. Ю. Федориненко, С. В. Бойко // Науковий журнал «Технологічні комплекси». — 2014. — № 2 (10). — С.154—159.

42. Robert C. P. Monte Carlo Statistical Methods / C. P. Robert, G. Casella. — 2nd edition, Springer. 2004. — 683 pp.



43. Луців, І.В. Аналіз частотними методами динамічної стійкості багатолезової самоналагоджувальної обробки / І.В. Луців //Вісник Тернопільського державного університету, 1999, т.4, №1 с.97-103.

44. Луців І.В. Багатолезове адаптивне оснащення: техніко-економічні показники/ І.В. Луців//Вісник ЖДТУ. - Житомир: ЖДТУ, 2001, 316, с. 52-59

45. Lutsiv I. Analysis of dynamics of adaptive three edge heads with elastic guides and electromagnetic drives/ I.Lutsiv, D. Dyachuk, O.Stahursky, V. Sharyk // ВісникТНТУ. - №1. – 2016. С. 59-69.

46. ЛуцівІ.В. Оцінка впливу похибок комплексного самоналагоджувального оснащення на точність оброблюваних циліндричних поверхонь / ЛуцівІ.В., ВолошинВ.Н., БуховецьВ.М. // ВісникНУ «Львівськаполітехніка». Зб. наук. праць. – 2016. – № 839. С. 80–85.

47. Волошин В.Н.,Луців І.В., Мельничук П.П., Буховець В.М. Комплексне технологічне оснащення адаптивного типу для токарної обробки кільцевих деталей. ЖДТУ. ВісникТехнічнаінженерія. - № 1 (85) 2020, 9-14 с.

48. Lutsiv. I., Voloshyn V., Bytsa R. Adaptation of lathe chucks clamping elements to the clamping surfaces. International journal for science, technics and innovations for the industry. Machines, Technologies, Materials. Sophia, PSTUM, 2015 . – Issue 12. p. 64-67.

49. Lutsiv I. Analysis of dynamics of adaptive three edge heads with elastic guides and electromagnetic drives/ I.Lutsiv, D. Dyachuk, O.Stahursky, V. Sharyk // ВісникТНТУ. - №1. – 2016. С. 59-69.

50. Редько Р. Г. Дослідження пружно-силових характеристик затискних цанг, виготовлених за діючими та новими технологіями / Р.Г. Редько, О.І. Редько, В.В. Шанайда, Р.А. Складаров // Наукові нотатки. - 2014. - Вип. 44. - С. 249-253. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn\\_2014\\_44\\_41](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2014_44_41).

51. Складаров Р. А. Динамічна модель приводу автоматичної заміни інструментів багатоцільових верстатів / Р.А. Складаров, В.В. Шанайда // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції „Обладнання і технології

сучасного машинобудування“, 11-12 травня 2017 року. — Т. : ТНТУ, 2017. — С. 155–156.

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

53. Шинкаренко В.Ф., Гайдаєнко Ю.В. Результаты расшифровки и анализа макрогенетических программ гибридных электромеханических объектов // Электротехнические и компьютерные системы № 14, 2014. – С. 28 – 38.

54. Badrawy, S. Dynamic Modeling and Analysis of Motorized Milling Spindles for Optimizing the Spindle Cutting Performance / S. Badrawy. – 2009.

55. Modeling and modal analysis of tool holder-spindle assembly on CNC milling machine using FEA / [J. Wang, B. Wu, Y. Hu, and others]. // Applied Mechanics and Materials. – 2012. – Vols. 157-158. – p. 220-226

56. Данильченко Ю.М., Боронко О.О., Коломієць В.І. Визначення власних частот та форм коливань радіально-упорного кулькового підшипника // Вісник НТУУ «КПІ», сер. Машинобудування. – 2011. - №61. – Т.1. - С.87-90.

57. Данильченко Ю.М., Боронко О.О., Коломієць В.І. Параметричні коливання радіально-упорного кулькового підшипника // Вісник НТУУ «КПІ», сер. Машинобудування. – 2011. - №63. - С.66-69.

58. Данильченко Ю.М., Коломієць В.І. Динаміка шпиндельних радіально-упорних кулькових підшипників // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ. - 2011. - №28. – С. 136-141.

59. Зверев И.А., Данильченко Ю.М. Кинематика и жесткость радиально-упорных шарикоподшипников // Вісник НТУУ «КПІ», сер. Машинобудування. – 2013. - № 3 (69). - С.5-12.

60. В.Б.Струтинський, Д.Ю.Федориненко. ВІБРАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР ШПИНДЕЛЯ ІЗ ДЕФОРМОВАНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ // Вібрації в техніці та технологіях. № 2 (54). 2009 – С. 83-90

61. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки / Струтинський В.Б. — Житомир: ЖІТІ, 2001. — 612 с.

62. Регульовані гідростатичні підшипники для шпиндельних вузлів / Ю.О. Сахно, Д.Ю. Федориненко, С.В. Бойко, В.С. Волик. — Ніжин: ТОВ «Видавництво «АспектПоліграф», 2009. — 172 с

63. Dynamic Analyses and Design Optimization of High-Speed Spindle-Bearing System / V. Gagnol, C.V. Bouzgarrou, P. Ray, C. Barra / S. Tichkiewitch et al. (eds.). // *Advances in Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering II*, Springer. — 2007. — p. 505–518

64. Федориненко Д.Ю. Теоретичні основи визначення точності шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах / Д.Ю. Федориненко // *Промислова гідравліка і пневматика*. — 2010. □ № 4(30). — С. 58 □ 62.

65. Lutsiv I. Ring-shaped parts form accuracy improvement in lathe machining using complex self adjusting equipment / Ihor Lutsiv, Vitaliy Voloshyn, Valeriy Buhovets // *Professional Studies: Theory and Practise. Technological Sciences*. Siauliai State College. Tallinn University of Applied Sciences. Lithuania.- 2016/1 (16). - P. 80-85.

66. Скляр Р. Використання методу нейронних мереж для прогнозування металорізальних верстатів / Р. Скляр, А. Гагалюк // *Матеріали ХХІ наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя, 16-17 травня 2019 року*. — Т. : ТНТУ, 2019. — С. 34. — (Машинознавство та машинобудування).

67. Високоєфективні обчислювальні технології моделювання та ідентифікації адсорбції в нанопористих системах із зворотними зв'язками для очищення газу / Михайло Петрик; Олександр Хіміч; Дмитро Михайлик; Ігор Бойко; Василь Ковбашин // *Науковий часопис ТНТУ*. - Терн. : ТНТУ, 2019. - Т. 95. - № 3. - С. 139–145.

68. Method of reaction-sintered products processing based on silicon carbide and molybdenum disilicide / Vasiliy Kovbashyn; Igor Bochar // *Scientific Journal of TNTU*. — Tern. : TNTU, 2019. — Vol 94. — No 2. — P. 75–79. — (Mechanics and materials science).

69. Mathematical modeling of processes of nonisothermal adsorption, desorption and heat transfer of hydrocarbons in nanoporous catalysts based on zeolite ZSM-5 of exhaust gas neutralization systems / Mykhaylo Petryk, Igor Boyko, Dmytro Mykhalyk, Maria Petryk, Nadiia Lutsyk, Vasyl Kovbashyn // Scientific Journal of TNTU. — Tern.: TNTU, 2017. — Vol 88. — No 4. — P. 145–152. — (Mathematical modeling. Mathematics).

70. Петрик М.П. Математичне моделювання тепломасопереносу та адсорбція вуглеводнів в нанопористих цеолітних каталізаторах систем нейтралізації відпрацьованих газів: монографія / [М.П. Петрик, О.М. Хіміч, І.В. Бойко, Д.М. Михалик, М.М. Петрик, В.І. Ковбашин] – Київ: Національна академія наук України. Інститути кібернетики ім. В. Глушкова. Видавництво Національної академії наук України 01601, МСП, Київ-30, Володимирська, 54, 2017. – 280с.

71. А. В. Гагалюк, І. Ю. Фесина, Т. Г. Зазуляк. Перспективність застосування SLM – деталей у верстатобудуванні. Матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. Актуальні задачі сучасних технологій (Тернопіль 25-26 листопада 2020). – Тернопіль : ТНТУ, 2020. С 49-50.

72. Гагалюк А. В. Генетичні алгоритми в генеративному дизайні / А. В. Гагалюк, Р. А. Скляр // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, 14–15 травня 2020 року. — Т.: ТНТУ, 2020. — С.56-57. (Сучасні технології в машино - та приладобудуванні).

73. Умови коливності характеристики кінетики мікроструктури композитів / І.Г. Добротвор, І.М. Чихіра, І.Т. Ярема // Вісник Хмельницького національного університету №4 (251) 2017 р.м. Хмельницький. С. 52 -55

74. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, А.І. Пік - Тернопіль: Астон, - 2012. - 204 с.

75. І.Б. Гевко та інші. Синтез гвинтових транспортерів-змішувачів / І.Б. Гевко, О.Л. Ляшук, А.І. Пік, Н.М. Марчук, О.П. Маруніч -Луцьк: Сільськогосподарські машини, 2020. С. 34-44

76. Колесник О.А. Обґрунтування параметрів піднімально-транспортної лебідки/ О.А. Колесник, О.Я.Гурик, А.І.Пік, М.І.Клендій, С.Л.Мельничук// Міжвузівський збірник „Наукові нотатки”. Випуск 57. – Луцьк: ЛНТУ, 2017. – С.88-93.

77. Using and efficiency manufacturing of polymeric materials parts for gas transportation equipment / Ihor Lutsiv, Ihor Yarema, Volodymyr Kobelnyk, Valerij Buhovets // Scientific Journal of TNTU. — Tern.: TNTU, 2022. — Vol 105. — No 1. — P. 80–94.

78. Розробка полімерної матриці з полішеними експлуатаційними характеристиками для захисту елементів транспортних засобів / М.В. Браїло, А.В. Букетов, С.В. Якушенко, А.В. Сапронов, О.С. Кобельник, І.Т. Ярема, І.П. Фесенко // Journal of hydrocarbon power engineering . Oil and Gas exlporatition and production . - Івано-Франківськ Vol. 7. № 2. 2020 р. С. 71-76

79. А.Б. Гупка І.Т. Ярема В.В. Гупка. Трибологія важконавантажених пар тертя автомобілів. Методика дослідження. // Матеріали 15-го Міжнародного симпозиуму Українських інженерів-механіків у Львові. М.Львів. Національний університет «Львівська політехніка», 20-21 травня 2021

80. Луців І.В. Комп'ютерний аналіз підсистем затиску та самоналагоджувального оснащення для багатолезової обробки адаптивного типу / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Науковий Вісник Херсонської державної морської академії. – 2013. - Випуск 2(9). – С. 183-190.

81. The influence of titanium as a desferoidizing element on the stability of production of magnesium cast irons with compacted graphite / V. Aulin, V. Kropivny, A. Senyk [et all] // Tribology in Industry. - Kragujevac : University of Kragujevac, 2021. - Vol. 43. - № 4. - P. 654-666.

82. Справочник технолога – машиностроителя в 2-х томах. Под ред. Р.К. Мещерякова и А.Г. Косиловой. М., «Машиностроение» 1984 – 495с.

83. Б.М. Гевко. Технологія обробки на верстатах з ЧПК: навчальний посібник / Гевко Б.М., Матвійчук А.В., Артюхов А.М., Пік А.І., Гагалюк А.В., Лотоцький Р.І. - Тернопіль: Крок, 2014. - 132с.(Лист МОНУ №1/11-1134 від 29.01.2014р.) - ISBN 978-617-692-168-4.

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

85. Склярів Р., Шанайда В. Використання багатofункціонального пакету MathCad при прогнозуванні параметрів металорізальних верстатів. Збірник тез доповідей XVI наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 2012, С. 69.

86. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.

87. Moser S. Werkzeughalter. Schrumpffutter auf dem Vormarsch// Produktion. – 2006. – №31/32. – S. 20.

88. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин:- Київ «Вища школа» 1993. – 560с.

89. Крупа В.В. Дослідження динамічних характеристик шпиндельного вузла вертикально-фрезерного верстата засобами Solidworks Simulation / Крупа В.В., Шаперенко І.Д. // Актуальні задачі сучасних технологій : тези доповідей XI Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів (Тернопіль, 7-8 грудня 2022 р). – С. 17-18.

**ДОДАТКИ**