**Міністерство освіти і науки України**

**Луцький національний технічний університет**

(повне найменування вищого навчального закладу)

**Факультет транспорту та механічної інженерії**

(повне найменування факультету)

**Кафедра прикладної механіки та мехатроніки**

(повна найменування кафедри)

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «МАГІСТР»

## Модернізація вузлів спеціального свердлильного верстату

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти
групи ІМм-21
Палій Святослав Васильович

_____
(підпис)

Керівник:
к.т.н., доцент
Полінкевич Роман Миколайович

_____
(підпис)

Кваліфікаційну роботу
допущено до захисту
«___» _____ 20__ р.
к.т.н., доцент
Гарант освітньої програми:
Четвержук Тарас Іванович

_____
(підпис)

Луцьк – 2023 року

**Луцький національний технічний університет**

***Факультет*** *Транспорту та механічної інженерії*
***Кафедра*** *Прикладної механіки та мехатроніки*
***Другий (магістерський) рівень***
***освітньо-професійної програми «Прикладна механіка»***
***Спеціальність*** *131 Прикладна механіка*

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

_____ Р. РЕДЬКО

“_____” _____ 2023 р.

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

_____*Палій Святослав Васильович*_____
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема роботи *«Модернізація вузлів спеціального свердлильного верстату»,* керівник кваліфікаційної роботи магістра *Полінкевича Романа Миколайовича к.т.н., доц. каф. ПМіМ* затверджені наказом вищого навчального закладу від «14» січня 2023 р., № 42/01-02

2. Строк подання студентом роботи *01.12.2023 р.*

3. Вихідні дані до роботи: *звіт з переддипломної практики, технічна документація по свердлильних верстатах, креслення вузлів верстатів-аналогів, конструкторська документація, нормативні дані.*

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

*1. Аналіз літературних джерел щодо використання спеціальних свердлильних верстатів. 2. Конструкторський розділ. 3. Розрахунковий розділ, в якому провести розрахунки основних елементів верстата для можливості досягнення поставленої мети. Висновки по роботі. Список використаних джерел*_____

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень)

*Шпиндель – 1 ф. А1; 2. Кінематична та структурно-кінематична схема верстата 1 ф. А1;. 3. Коробка швидкостей – 2 ф. А1; 4. Механізм керування перебором – 1 ф. А1; 5. Варіатор – 3 ф. А1; 6. Привід подач – 2 ф. А1.*

6. Консультанти розділів роботи

| Розділ | Консультант | Підпис, дата | |
|---|---|---|---|
| | | Завдання видав | Завдання прийняв |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

7. Дата видачі завдання *01.03.2023 р.*

Керівник _____
(підпис)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

## *КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН*

| № | Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра | Термін виконання етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра | Примітка |
|---|---|---|---|
| *1.* | *Загальний розділ. Аналіз конструкції свердлильних верстатів* | *25.09.2023р.* | |
| *2.* | *Вибір компоновок верстата* | *15.10.2023р.* | |
| *3.* | *Конструкційний розділ* | *05.11.2023р.* | |
| *4.* | *Опис розробленої гідравлічної схеми* | *25.11.2023р.* | |
| *5.* | *Представлення роботи* | *01.12.2023р.* | |
| *6.* | *Електронний варіант кваліфікаційної роботи магістра* | | |
| | | | |

Студент _____ *Палій С.В.*
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ *Полінкевич Р.М.*
(підпис) (прізвище та ініціали)

# АНОТАЦІЯ

Палій С.В. Модернізація вузлів спеціального свердлильного верстату. – Рукопис.

Атестаційна магістерська робота на здобуття кваліфікації другого (магістерського) рівня вищої освіти із спеціальності 131 – Прикладна механіка. – Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2023.

Робота присвячена питанням розробки та модернізації основних вузлів спеціального свердлильного верстата. В роботі проводився аналіз існуючих свердлильних верстатів, проектування коробки подач верстата, проектування коробки швидкостей верстата, вибір шпиндельних підшипників верстата. Розроблена графічна частина та технологічна документація.

Ключові слова: вал, шпиндель, коробка швидкостей, коробка подач, зубчасте колесо, кришка, підшипник.

# ANNOTATION

Palii S.V. Modernization of nodes of a special drilling machine. - Manuscript.

Attestation master's work for obtaining the qualification of the second (master's) level of higher education in specialty 131 - Applied mechanics. - Lutsk National Technical University. - Lutsk, 2023.

The work is devoted to issues of development and modernization of the main units of a special drilling machine. The work included an analysis of existing drilling machines, design of the machine feed box, design of the machine speed box, selection of machine spindle bearings. Developed graphic part and technological documentation.

Key words: shaft, spindle, speed box, gearbox, gear wheel, cover, bearing.

ЗМІСТ

ВСТУП…… 7
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ……..….. 9
1.1. Аналіз конструкцій свердлильних верстатів …… 9
1.2. Основні типи свердлильних верстатів ……...…..…... 10
2. ВИБІР КОМПОНОВОК ВЕРСТАТА……. 13
2.1. Типи базових компоновок …… 13
2.2. Структурні ознаки та формули базових компоновок……. 13
2.3. Вибір компоновки проектованого верстата…… 17
3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ…….. 19
3.1. Конструкція та розрахунок коробки подач……. 19
3.1.1. Опис конструкції та принцип роботи…….. 19
3.1.2 Привід подач…….. 20
3.1.3. Коробка подач…… 22
3.1.4. Розрахунок зубчастих коліс на міцність……. 23
3.1.5. Розрахунок валів…… 24
3.1.6. Розрахунок опор…… 31
3.1.7 Розрахунок запобіжної пружинно-кулькової муфти…. 32
3.2. Конструкція та розрахунок коробки швидкостей…….. 33
3.2.1. Опис конструкції та принципу роботи коробки швидкостей…… 33
3.2.2. Розрахунок конструкторських параметрів зубчастих коліс…… 34
3.2.3. Розрахунок валів…… 37
3.2.4. Розрахунок опор на довговічність……... 39
3.3. Конструкція та розрахунок шпиндельного вузла…….. 40

3.3.1. Опис конструкції та принцип роботи……. 40
3.3.2. Вимоги до шпиндельного вузла…….. 41
3.3.3. Вибір компонувальної схеми та геометричних характеристик шпиндельного вузла…… 42
3.3.4. Розрахунок статичної радіальної жорсткості шпиндельного вузла……. 44
3.3.5. Розрахунок статичної осьової жорсткості шпиндельного вузла……. 57
3.3.6. Динамічний розрахунок шпиндельного вузла…… 61
3.3.7. Вибір класу точності шпиндельних підшипників…….. 75
ВИСНОВКИ ТА РЕКЛМЕНДАЦІЇ…….…… 79
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ……..…….……... 80
ДОДАТКИ

# ВСТУП

Актуальність теми. Машинобудування є основною науково-технічного процесу в України. Безперервне вдосконалення і його розвиток пов’язані з процесом верстатобудування, оскільки верстати разом з іншими видами технологічних машин забезпечують виготовлення будь-якого нового обладнання.

Металообробне обладнання посідає важливе місце серед таких машин-знарядь, транспортні, машини легкої промисловості та інші, оскільки вони призначені для виготовлення деталей та вузлів інших машин, тобто для виробництва. Таким чином верстатобудування є серцевиною машинобудування.

Конструкції створюваних та модернізованих верстатів мають бути перспективними, відповідати вимогам завтрашнього дня. При конструюванні нового верстата треба закласти в проект певний запас досконалості та новизни рішень основних елементів, порівняно з існуючими.

Створювані верстати мають бути суспільно корисними, естетично і технічно досконалими, економічними. Оптимальне поєднання раціонального конструктивного рішення, новітніх технологічних процесів, вдалих форм організації виробництва, що повинні забезпечувати підвищення продуктивності, пониження трудомісткості, максимальний економічний ефект і рентабельність, висока якість виготовлення можуть забезпечити створення верстата, який відповідатиме вимогам експлуатації, економічного і з високою естетичною якістю.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка конструкцій вузлів, вдосконалення та модернізація конструктивно-технологічних параметрів свердлильного верстата.

Для вирішення мети були поставлені наступні задачі:

1) провести аналіз верстатів даної групи;

2) на основі проведеного аналізу верстатів даного типу та патентного

пошуку зазначити шляхи модернізації верстата;

3) розробити конструкції основних вузлів та систем верстата.

Об’єкт дослідження. Свердлильний верстат.

Предмет дослідження. Конструкції та вузли свердлильних верстатів.

Методи дослідження. Аналіз існуючих верстатів, теоретичні та практичні методи дослідження.

Наукова новизна:

- виконано аналіз та вибір оптимального варіанту модернізації та розробки вузлів верстату;

- проведений аналіз і вибір компоновки верстату;

- виконано розрахунок коробки подач;

- виконано розрахунок коробки швидкостей;

- виконано розрахунок та дослідження шпиндельного вузла.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, які становлять суть магістерської роботи, висновки і рекомендації належать автору, який визначив мету і поставив задачі досліджень, провів весь комплекс конструкторських рішень та досліджень щодо розробки основних вузлів свердлильного верстата.

Апробація отриманих результатів роботи. Основні ідеї та результати роботи розглядалися на наукових семінарах кафедри, III студентській науково-технічній конференції факультету транспорту та механічної інженерії *“*Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії*”* (Луцьк, 16 листопада 2023р.).

Структура та обсяг роботи. Випускна робота магістра має анотацію, вступ, 3 розділи, висновки, список використаних джерел та додатки. Результат досліджень наведений на 80 сторінках машинописного тексту, ілюструється 48 рисунками та 2 таблицями. Список використаних джерел складає 31 найменувань.

# 1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

## 1.1 Аналіз конструкцій свердлильних верстатів

Вертикально-свердлильні верстати призначені для отримання наскрізних та глухих отворів у суцільному матеріалі, для чистової обробки (центрування, розвірчування) отворів, утворених у заготовці яким-небудь іншим методом, для нарізування внутрішніх різей, для зенкування торцевих поверхонь.

Застосовуючи спеціальні інструменти і приспосіблення, на свердлильних верстатах можна розточувати, вирізати отвори великого діаметра в листовому матеріалі, притирати точні отвори. Свердлильні верстати використовуються в механічних, складальних, ремонтних та інструментальних цехах машинобудівних заводів, а також в ремонтних майстернях, які обслуговують транспорт, будівництво, сільське господарство.

На свердлильних верстатах обробка отворів проводиться свердлами, зенкерами, розвертками, зенковками та іншими інструментами, нарізування різі мітчиками.

Існують, такі типи свердлильних верстатів: настільно-свердлильні (одношпиндельні); вертикально-свердлильні одношпиндельні, радіально-свердлильні; багатошпиндельні свердлильні верстати: верстати для глибокого свердління.

Найпоширенішими в загальному машинобудуванні є вертикально-свердлильні верстати.

Аналіз стандартизованих розмірів і досвід проектування показує, що весь розмірний ряд вертикально-свердлильних верстатів може бути поділено на три групи (рис. 1.1): верстати легкі, настільні з найбільшим діаметром свердління 3,6 та 12 мм; середніх розмірів з найбільшим діаметром свердління 18; 25; 35; 50 мм; важкі верстати з найбільшим діаметром

свердління 75 мм і більше.

Ці групи верстатів відрізняються габаритними розмірами, які і визначають принципову різницю в їх компоновці та конструкції. Якісні відмінності верстатів проявляються в компоновці, ступені механізації та діапазоні кінематичних параметрів. Таким чином, весь розмірний ряд вертикально-свердлильних верстатів може бути охоплений трьома гамами. Найчисельніші верстати середніх розмірів. їх частка в парку свердлильного обладнання складає більше 70%.

## 1.2 Основні типи свердлильних верстатів

Свердлильні верстати призначені для обробки отворів в суцільному матеріалі, розсвердлювання, зенкерування і розгортання отворів, що вже існують в заготовці, нарізати внутрішніх різьб, вирізування дисків з листового матеріалу і виконання подібних операцій свердлами, зенкерами, розгортками, мітчиками і іншими інструментами.

Основними параметрами верстата є найбільший умовний діаметр свердлування отвору (по сталі), виліт і максимальний хід шпинделя і т.д.

Залежно від області застосування розрізняють верстати універсальні і спеціальні, призначені для обробки конкретних виробів, наприклад, шляхом їх оснащення багатошпиндельними свердлувальними і різенарізними головками і автоматизації циклу роботи за допомогою електричних, гідравлічних і інших пристроїв (механізмів зміни інструментів, наприклад револьверних головок; багатопозиційних поворотних столів із затискними пристосуваннями, що автоматично діють; пристроїв контролю цілості інструменту; інших пристроїв, що забезпечують надійну роботу в умовах автоматизованого виробництва).

Існують наступні основні типи універсальних верстатів: вертикально-свердлильні одно- і багатошпиндельні (рис. 1.1); радіально-свердлильні (рис. 1.2); горизонтально-свердлильні для глибокого свердління (рис. 1.3) і

горизонтально-центруючі.

Свердлувально-розточувальні верстати на підставі класифікації віднесені до другої групи, всередині якої їх ділять на типи: 1 – вертикально-свердлувальні; 2 – одношпиндельні напівавтомати; 3 – багатошпиндельні напівавтомати; 5 – радіально-свердлувальні; 8 – горизонтально-сверлильні; 9 – різні свердлильні.

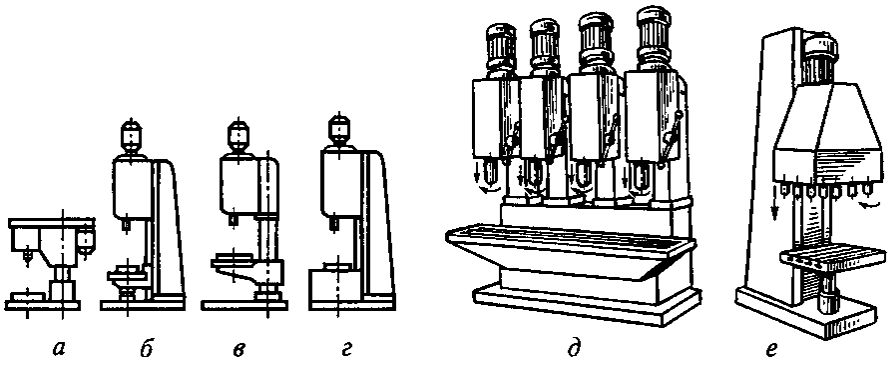



Рисунок 1.1 – Вертикально-свердлильні верстати:

*одношпиндельні: а* – настільний; *б* – середніх розмірів на коробчатій основі; *в* – середніх розмірів на круглій колоні; *г* – важкі; *багатошпиндельні: д* – верстати з постійними шпинделями, що мають одну загальну станину; *е* – верстати з переставними шарнірно сполученими шпинделями.

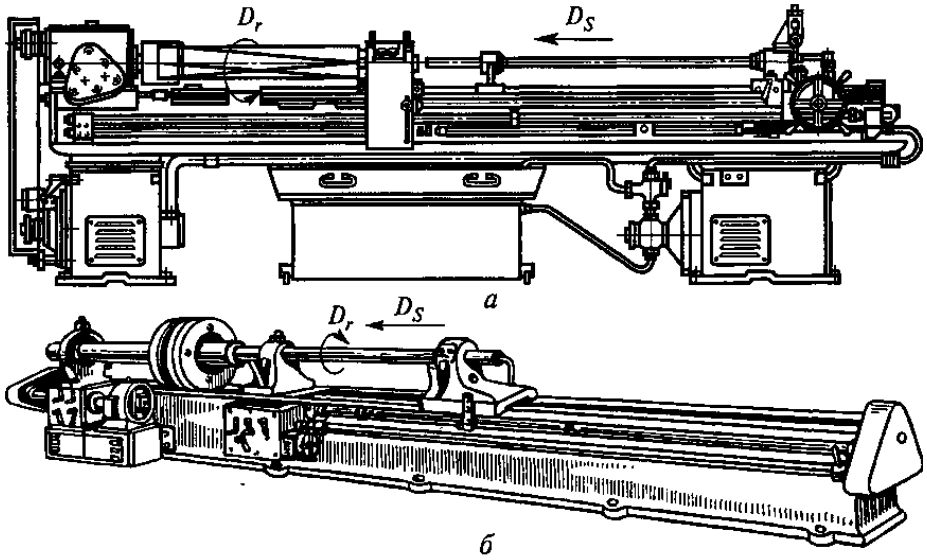



Рисунок 1.2 – Верстати для глибокого свердління:

*а* – горизонтально-свердлильний для глибокого свердління деталей, що обертаються; *б* – горизонтально-свердлувальний для глибокого свердлення нерухомих деталей; $D_r$ – напрям руху різання; $D_s$ – напрям руху подачі.

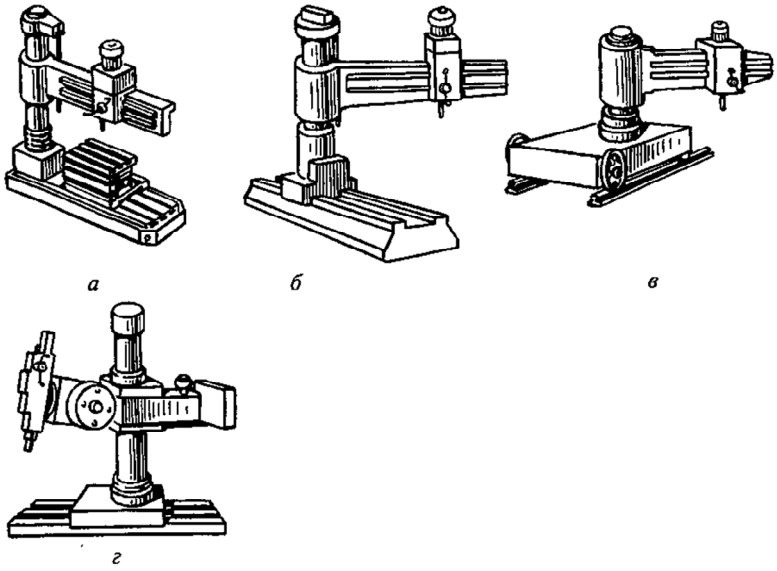



Рис. 1.3 – Радіально-свердлильні верстати:
*а* – стаціонарний загального призначення; *б* – з колоною, що переміщається по направляючих станини; *в* – пересувний по рейках; *г* – переносний

Окрім верстатів, що виготовляються серійно, верстатобудівні заводи випускають багато спеціальних верстатів. Ці верстати, як правило, позначають умовними заводськими номерами.

# 2 ВИБІР КОМПОНОВОК ВЕРСТАТА

## 2.1 Типи базових компоновок

Визначення типів базових компоновок

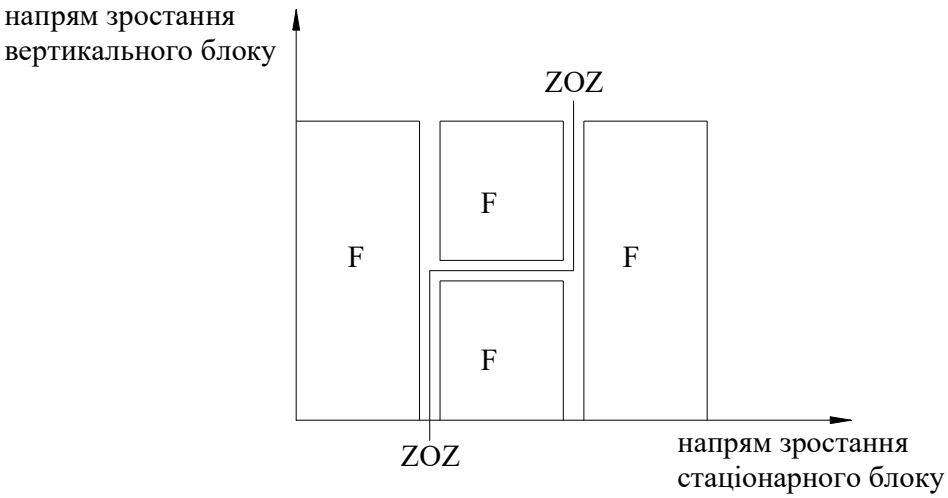



Рисунок 2.1 – Типи базових компоновок

Характеристика типів компоновок.

1) F – компоновки з нерухомим інструментом. Загальна формула: $F=\overline{O}\overline{O}O$.

2) E – компоновки з нерухомим столом. Загальна формула: $E=O\overline{O}\overline{O}$.

3) Q – компоновки з обертанням заготовки. Загальна формула: $Q=\overline{O}O\overline{O}$.

4) G – компоновки з обертанням заготовки. Загальна формула: $G=\overline{O}O\overline{O}$.

Технічна характеристика проектованого свердлильного верстату приведена в графічній частині.

## 2.2 Структурні ознаки та формули базових компоновок

Компоновка металорізального верстата визначається просторовим

положенням їх шпинделів та взаємним розташуванням основних функціональних вузлів. Всі існуючі компоновки вертикально-свердлильних верстатів можуть бути поділені на три такі великі групи: типу кронштейн, агрегат (або рухомий моноблок) і прес (нерухомий моноблок).

Верстати з компоновкою типу кронштейн характеризуються тим, що коробка швидкостей оформлена у вигляді самостійного вузла, розміщеного на верхній частині колони.

Вертикально-свердлильні верстати агрегатної компоновки відрізняються тим, що в них, як і в радіально-свердлильних верстатах, всі вузли, які виконують обертовий і поступальний рухи, об'єднані в один закінчений силовий вузол (з індивідуальним приводом), який називається свердлильною головкою 3 (рис. 2.2, *а*). У верстатах середніх розмірів свердлильна головка має лише установчий рух по колоні 1, а рух подачі, як і у верстатах типу кронштейн, передається шпинделю 2. У верстатах важкого типу (і найбільшим умовним діаметром більше 50мм) рух подачі налається всій головці, а шпиндель мас тільки обертовий рух. Зустрічаються також верстати, в яких рух подачі здійснюється за рахунок переміщення як шпинделя, так і свердлильної головки.

Поширенню агрегатної компоновки сприяють її суттєві експлуатаційні та конструктивні якості. Верстати з агрегатною компоновкою дозволяють порівняно легко створювати різні спеціальні модифікації із збільшеним робочим простором. Агрегатна компоновка маг більші переваги по розміщенню та конструкції органів керування. Розміщуючись на одному корпусі, всі органи керування концентруються в одній зручній для обслуговування зоні. Вказані експлуатаційні переваги агрегатної компоновки доповнюються суттєвими конструктивними якостями: спрощується загальний монтаж верстата, конструкція колони, система змащування та шпиндель Такі верстати завдяки меншій довжині ведучої шліцевої частини шпинделя характеризуються збільшеною крутною жорсткістю останнього.

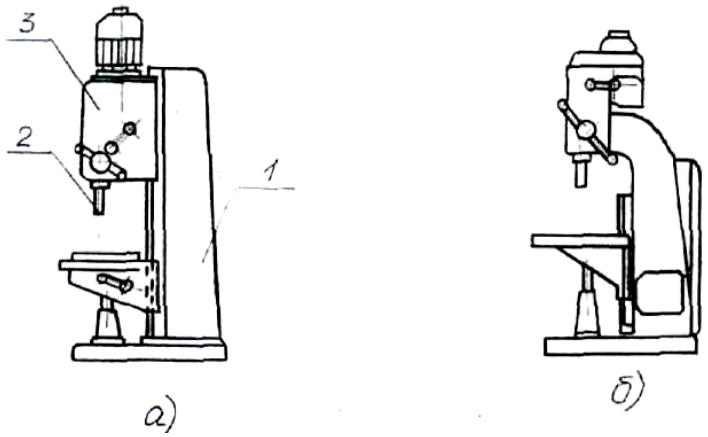



Рисунок 2.2 – Схеми компоновок вертикально-свердлильних верстатів: *а* – агрегат; *б* – прес.

Верстати з компоновкою типу прес (рис. 2.2, *б*) характеризуються тим, що коробка швидкостей, коробка подач, механізми подач, шпиндель та інші вузли розміщені у верхній частині колони, а вертикальне установче переміщення в них мас тільки стіл. До переваг цієї компоновки слід віднести підвищену жорсткість верстата. Разом з тим такі верстати нетехнологічні у виготовленні і погано пристосовані для крупно серійного виробництва через неможливість по вузлового складання. Механічна обробка колони з багатьма розточками також утруднена. В останній час з'явились компононки в яких всі перелічені вузли розміщуються в окремому корпусі, що закріплений на колоні. В цьому випадку, як і у верстатах з агрегатною компоновкою, можна вберегти принцип повузлового складання. Така компоновка найперспективніша, чим і пояснюється її широке застосування.

Гама середніх вертикально-свердлильних верстатів складається: багатьох модифікацій. За найбільшим умовним діаметром свердління вони поділяються на чотири групи: 18мм, 25мм, 35мм, 50мм. В гамі для кожного розміру передбачається чотири типи універсальних верстатів. Базовими є звичайні вертикально-свердлильні верстати мод.2П118. 2П125, 2П135, 2Н150. Вони призначені, в основному, для роботи в умовах індивідуального виробництва, де коефіцієнт завантаження складає не менше 50%, наприклад, в інструментальних та ремонтних цехах машинобудівних заводів.

Універсальні автоматизовані верстати мод. 2Н118Л, 2Н125Л, 2Н135А і 2Н150А призначені для дрібносерійного та серійного виробництва. Ці верстати поряд із звичайними ручними можуть працювати на напівавтоматичних і автоматичних циклах руху шпинделя, завдяки чому вони добре пристосовані для багатоверстатного обслуговування,

Деякі фірми розширюють типаж верстатів не шляхом різних компоновок, а, головним чином, за рахунок варіацій традиційних функціональних вузлів. Так, фірма Solid випускає верстати на круглій колоні з охолодженням, механічною подачею, маховиком тонкої подачі, пристроєм для автоматичного нарізування різі. Для модифікацій з механічною подачею можуть застосовуватись коробки подач або пневматичний пристрій.

Фірма Alzmetall (ФРН) випускає декілька серій верстатів. Серед них три розміри верстата (найбільший умовний діаметр свердління 25, 28 і 40мм) на круглій колоні з необробленою плитою за нерухомою свердлильною головкою, з ручною або однією механічною подачею. Верстати легкі і спрощені. Наступна серія верстатів з найбільшим умовним діаметром від 25 до 70мм також передбачає для кожного розміру декілька модифікацій. Існують модифікації на круглій і коробчастій колонах. Всі вони відносяться до категорії верстатів нормального виконання. В цьому їх принципова відмінність від вітчизняних моделей на круглій колоні, які є полегшеними модифікаціями верстатів нормального виконання на коробчастій колоні.

Вибір компоновок проводиться по структурних ознаках виходячи з технологічних та конструктивних міркувань:

$M_1$ – ознака, що виключає вплив маси заготовки та вузлів верстату (обмеження кількості рухів для великих мас).

$M_2$ – ознака підвищення точності верстата.

$M_3$ – ознака, що характеризує динамічні властивості верстата.

Здійснимо розробку ознак для даного верстату:

$M_1$ – виключити вплив маси заготовки при підніманні та опусканні.

Структурна ознака – заготовка має тільки горизонтальні рухи (не

вертикальні) $M_1 = \overline{1}\overline{1}0 + \bar{1}0\overline{0} + 0\overline{0}\overline{0}$

$M_2$ – умова: неосьові отвори деталей обробляються завдяки обертанню інструменту (ніяк не заготовки).

Структурна ознака – виходячи з типажу деталей обертовий рух має інструмент. $M_2 = Ф + ZOC + 0\overline{0}\overline{0}$

$M_3$ – умова: підвищення стійкості мас по їх розміщенні в компоновці.

Структурна ознака – чим більший хід має блок, тим ближче він повинен розміщуватись до стаціонарного блоку. $M_3 = \overline{Z}ZO + \overline{O}O\overline{O} + OZ\overline{Z}$.

## 2.3 Вибір компоновки проектованого верстата

Після вибору умов необхідно визначити компоновки, які відповідають цим умовам. При цьому використовуємо операцію логічного множення або перетину множин:

$$M_1 = \overline{1}\overline{1}0 + \bar{1}0\overline{0} + 0\overline{0}\overline{0}$$

$$M_2 = Ф + ZOC + 0\overline{0}\overline{0}$$

$$M_3 = \overline{Z}ZO + \overline{O}O\overline{O} + OZ\overline{Z}$$

$Ф + Ф + OZC$ – вертикальні

$Ф + ZOC + OZC$ – горизонтальні

Умова вибору: для обробки несиметричних деталей на верстатах з горизонтальною компоновкою необхідно використовувати планшайби або інші спеціальні пристрої, тому в якості ТМ для верстату беремо вертикальну компоновку OZC.

Можливі компоновки, по яких проводимо умову вибору, зображені на рис. 2.3.

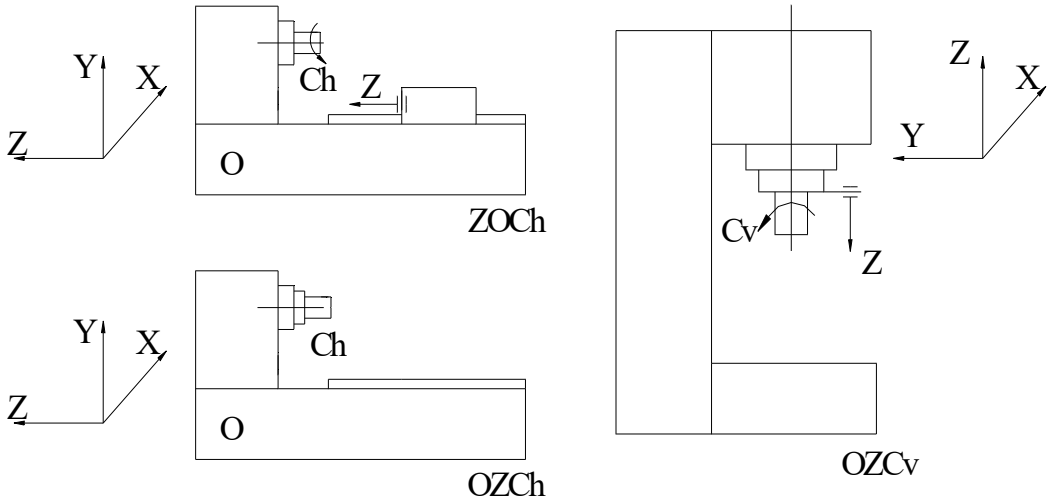



Рисунок 2.3 – Можливі компоновки верстату

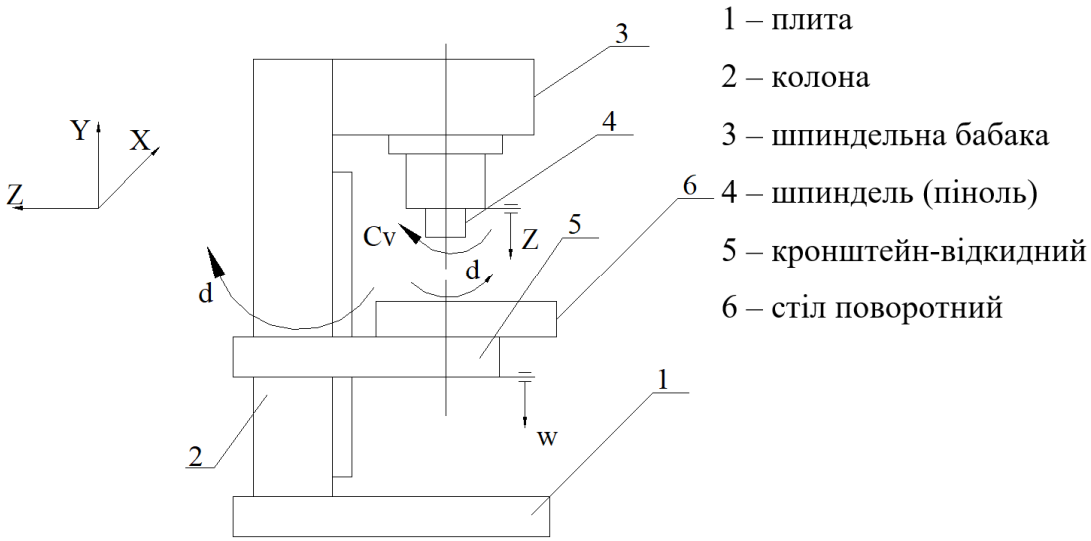



Рисунок 2.4 – Вибрана компоновка проектованого верстату

Загальна формула компоновки ddwOZ/$C_v$.

Для обробки великого типажу деталей столу надаємо вертикальних переміщень (w). Встановлення крупно габаритних деталей можна здійснити на плиті завдяки відкидному (обертання навколо колони d) кронштейну зі столом.

Вихід інструменту у будь-яку точку стола забезпечується обертанням його в кронштейні (d) і обертанням кронштейна зі столом навколо колони (d).

# 3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

## 3.1 Конструкція та розрахунок коробки подач

### 3.1.1 Опис конструкції та принцип роботи

Коробка подач представляє собою трьох-валовий механізм, вмонтований в кронштейн. Кронштейн закріплений на приставній кришці, яка закриває вікно корпуса свердлильної головки. В розточках приставної кришки розміщений на опорах кочення вал черв'яка механізму подач.

Шість різних подач забезпечується переключенням двійного і трійного блоків зубчастих коліс.

Привід коробки подач здійснюється від зубчастого колеса, жорстко закріпленого на гільзі шпинделя. Останній вал коробки подач з'єднаний співвісно з валом черв'яка механізму подач через електромагнітну фрикційну муфту, послідовно з'єднану з шариковою запобіжною муфтою, настроєну по зусиллю, перевищуючи найбільше зусилля подачі на 10%.

Електромагнітна фрикційна муфта служить для відключення подачі при досягненні заданої глибини обробки.

Переключення подач виконується переміщенням блоків зубчастих коліс системою важелів, які приводяться в рух одною з двох фіксуючих рукояток, розміщених на двох співвісно розміщених маточинах.

Механізм подачі може здійснювати механічну подачу від коробки подач або ручну подачу. Він розміщений в корпусі свердлильної головки і складається з черв'яка, черв'ячного колеса, рейкової шестерні, зубчастої муфти, штурвала з рукоятками, керування переміщення зубчастої муфти. Вал черв'яка, вказувалось вище, з'єднаний муфтами з останнім валом коробки подач, а рейкова шестерня зачеплена з зубами рейки, нарізаними на пінолі шпинделя.

Верхня опора складається з двох радіально-упорних підшипників. Затиск інструментальної оправки здійснюємо вручну, а вивільнення при

підніманні пінолі в крайнє верхнє положення штурвалом коробки подач.

3.1.2 Привід подач

Осьове зусилля подачі для проектованого верстата приймаємо:

$$Q = 7{,}8\ kH.$$

Розрахункове зусилля приймаємо на 15% більше. На це ж зусилля настроюємо запобіжну муфту: $P_P = Q \cdot 1{,}15 = 7{,}8 \cdot 1{,}15 = 8{,}97\ kH.$

Параметри рейкової шестерні приводу пінолі з шпинделем прийняті:

- Число зубів $Z_{РШ} = 14$;
- Модуль зубів $m = 2{,}5$ мм.

Крутильний момент на рейковій шестерні і черв'ячному колесі привода подач: $$M_{РШ} = M_{ЧК} = P_P \cdot \frac{m \cdot Z}{2} = 8970 \cdot \frac{2{,}5 \cdot 14}{2} = 157000\ \ H \cdot мм.$$

Розрахункова хвилинна подача: $S_{ХВ} = S \cdot n_P$, $S_{ХВ} = 0{,}1 \cdot 100 = 10\ \ мм/хв.$

де $S = 0{,}1$ мм/об – подача свердла;

$n_P = 100$ об/хв – розрахункова частота обертання.

Розрахункова частота обертання рейкової шестерні приводу подач:

$$n_{р.рш} = \frac{S_{хв}}{\pi \cdot m \cdot Z_{рш}}; \qquad n_{р.рш} = \frac{10}{3{,}14 \cdot 2{,}5 \cdot 14} = 0{,}1 \frac{об}{хв}.$$

Розрахункова частота обертання черв'яка:

$$n_р = n_{р.рш} = U_{r.n}; \qquad n_р = 0{,}1 \cdot 60 = 6 \frac{об}{хв}.$$

1. Розрахунок зубчасто-рейкового зачеплення:

Коефіцієнт форми зуба шестерні:

$$y_1 = y \cdot (1 + K \cdot x) \cdot \frac{2{,}25 \cdot m}{h_1}, \qquad y_1 = 0{,}110 \cdot (1 + 1{,}15 \cdot 0) \cdot \frac{2{,}25 \cdot 2{,}5}{5{,}625} = 0{,}110.$$

де $y = 0{,}110$; $K = 1{,}15$ – коефіцієнти;

$h_1 = 2{,}25 \cdot m = 2{,}25 \cdot 2{,}5 = 5{,}625$ мм. – висота зуба шестерні;

$x = 0$ – коефіцієнт зміщення;

$m = 2{,}5$ мм – модуль зачеплення.

Напруження згину в зубах шестерні:

$$\sigma_{U1} = \frac{0{,}45 \cdot M_{рш}}{m^2 \cdot Z_1 \cdot b_1 \cdot y_1}, \qquad \sigma_{U1} = \frac{0{,}45 \cdot 157000}{2{,}5^2 \cdot 14 \cdot 60 \cdot 0{,}110} = 122 МПа \le [\sigma].$$

де $M_{рш}$ =157000 Н·мм – крутильний момент на шестерні;

$Z_1$ =14 – число зубів шестерні;

$b_1$ =60 мм – ширина вінця шестерні рейки;

$$\sigma_{U2} = \frac{2{,}7 \cdot M_{рш}}{m^2 \cdot Z_1 \cdot b_p}, \qquad \sigma_{U2} = \frac{2{,}7 \cdot 157000}{2{,}5^2 \cdot 14 \cdot 42} = 115 МПа \le [\sigma] = 140 МПа.$$

де $b_p$ =60 мм – ширина рейки;

Матеріал: сталь 45Н.

2. Розрахунок черв'ячної передачі на міцність:

Швидкість ковзання на початковому колі черв'яка:

$$v_{ков} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_r}{60000 \cdot \cos\gamma}, \qquad v_{ков} = \frac{3{,}14 \cdot 50 \cdot 6}{60000 \cdot \cos 2^o 51' 45''} = 0{,}016 \frac{м}{с}.$$

де $d_1$ = 50 мм – ділильний діаметр черв'яка;

$\gamma = arctg \frac{Z_{23}}{\partial} = arctg \frac{1}{20} = 2^0 51' 45''$ – ділильний кут підйому черв'яка;

$\partial$ = 60 – коефіцієнт діаметра черв'яка.

К.к.д. передачі:

$$\eta = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi)}; \qquad \eta = \frac{tg 2^o 51' 45''}{tg(2^o 51' 45'' + 5^o 30')} = 0{,}34.$$

де $\varphi = 5^o 30'$ – кут тертя;

Напруження згину: $$\sigma_U = \frac{60 \cdot M_{рш} \cdot K_\partial}{m^3 \cdot Z_к \cdot q \cdot y \cdot \delta},$$

де $K_\partial$ = 1 – коефіцієнт динамічного навантаження;

$y$ = 0,141 – коефіцієнт форми зуба;

$Z_k$ = 60 – число зубів черв'ячного колеса.

$$\sigma_U = \frac{60 \cdot 157000 \cdot 1}{2{,}5^3 \cdot 60 \cdot 20 \cdot 0{,}141 \cdot 90} = 39{,}6 \frac{Н}{мм^2} \le [\sigma_U] = 60 \frac{Н}{мм^2}.$$

3.1.3 Коробка подач

Крутильний момент на валу VIII:

$$M_{крVIII} = M_{r.k.} \cdot \frac{Z_{23}}{Z_{24}} \cdot \frac{1}{\eta}; \qquad M_{крVIII} = 157 \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{0{,}329} = 8 H \cdot м.$$

де $M_{r.k.} = M_r$ =157 Н·м – момент на черв'ячному колесі;

$Z_{23}$ = 1 – число заходів черв'яка;

$Z_{24}$ = 60 – число зубів черв'ячного колеса;

$\eta = \eta_{п.п.} \cdot \eta^2_{п.к.}$ =0,34 · 0,985$^2$ =0,329 – к.к.д. передачі.

Частота обертання вала VIII: $n_r = n_{VIII} = 6 \frac{об}{хв}$.

Крутні моменти на валах коробки подач: $M_{крVII} = M_{крVIII} \cdot \frac{Z_i}{Z_k} \cdot \frac{1}{\eta};$

де $Z_i$ , $Z_k$ – число зубів;

$\eta = \eta_{п.п.} \cdot \eta^2_{п.к.}$ =0,98 · 0,995$^2$ =0,98 – к.к.д. передачі.

$$M_{крVII} = 8 \cdot \left\{ \frac{30}{60}; \frac{45}{45}; \frac{37}{53} \right\} \cdot \frac{1}{0{,}98} = \{4{,}08; 8{,}16; 57\} H \cdot м.$$

$$M_{крVI} = M_{крVII} \cdot \left\{ \frac{Z_{13}}{Z_{14}}; \frac{Z_{15}}{Z_{16}} \right\} \cdot \frac{1}{\eta};$$

$$M_{крVI} = \{4{,}08; 8{,}16; 57\} \cdot \left\{ \frac{18}{72}; \frac{37}{53} \right\} \cdot \frac{1}{0{,}98} = \{1{,}04; 2{,}08; 1{,}45; 2{,}91; 5{,}8; 4{,}06\} H \cdot м.$$

Частота обертання валів:

$$n_{VII} = n_{VIII} \cdot \left\{ \frac{Z_{22}}{Z_{17}}; \frac{Z_{21}}{Z_{18}}; \frac{Z_{20}}{Z_{19}} \right\}; \qquad n_{VII} = 6 \cdot \left\{ \frac{60}{30}; \frac{45}{45}; \frac{53}{37} \right\} = \{12; 6; 8{,}59\} \frac{об}{хв}.$$

$$n_{VI} = n_{VII} \cdot \left\{ \frac{Z_{14}}{Z_{13}}; \frac{Z_{16}}{Z_{15}} \right\};$$

$$n_{VII} = \{12; 6; 8{,}59\} \cdot \left\{ \frac{72}{18}; \frac{53}{37} \right\} = \{48; 24; 34{,}36; 17{,}19; 8{,}59; 12{,}3\} \frac{об}{хв};$$

3.1.4 Розрахунок зубчастих коліс на міцність

Передаточне відношення: $U = \frac{Z_i}{Z_k}$;

де $Z_i$, $Z_k$ – числа зубів зубчастих коліс, що входять в зачеплення.

Колова швидкість, м/с: $v = \frac{\pi \cdot m \cdot z \cdot n}{60000}$;

де $m$ – модуль зачеплення, мм;

$n$ – частота обертання шестерні, об/хв;

Коефіцієнт динамічного навантаження: $K_д = 1 + K_H \cdot \frac{b}{m \cdot Z_1}$,

де $K_v$ – коефіцієнт, який залежить від розміщення коліс;

$b_1$ – ширина зубчастого вінця шестерні.

Коефіцієнт навантаження: $K = K_p \cdot K_{нр} \cdot K_p$,

де $K_p = 1,15$ – коефіцієнт типу обладнання.

Коефіцієнт форми зуба: $y_1 = 0,52\left(1 - \frac{5,6}{Z_i}\right)$; $y_2 = 0,52\left(1 - \frac{5,6}{Z_k}\right)$;

так як $x_1 - x_2 = 0$ .

Напруження згину біля ніжки зуба:

$$\sigma_{U_1} = \frac{2 \cdot K \cdot M_{кр} \cdot 10^3}{m^2 \cdot Z_i \cdot b_i \cdot y_i}; \qquad \sigma_{U_2} = \sigma_{U_1} \cdot \frac{y_1}{y_2} \cdot \frac{b_1}{b_2}.$$

Контактні напруження в смузі зачеплення:

$$\sigma_k = \frac{C}{m \cdot Z_1} \sqrt{\frac{U+1}{U} \cdot \frac{M_{кр} \cdot tg20^\circ}{b_{\min} \cdot tg\alpha}},$$

де $C = 21300$ – коефіцієнт, що залежить від матеріалу пари коліс.

Результати розрахунку зводимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку

| $\frac{Z_i}{Z_k}$ | *M,* *Н·м* | *n,* *об/хв* | *v,* *м/с* | $\sigma_{U1}$, *МПа* | $\sigma_{U2}$, *МПа* | $\sigma_к$, *МПа* |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\frac{30}{60}$ | 4,08 | 12 | 0,03 | 24 | 21,5 | 338 |
| $\frac{45}{45}$ | 8,16 | 6 | 0,02 | 29,3 | 29,3 | 367 |
| $\frac{37}{53}$ | 5,7 | 8,59 | 0,03 | 2,6 | 24,5 | 344 |
| $\frac{18}{72}$ | 1,04 | 48 | 0,09 | 12,28 | 9,17 | 263 |
| | 2,05 | 24 | 0,04 | 24,16 | 18,05 | 309 |
| | 1,45 | 34,36 | 0,06 | 17,1 | 13 | 310 |
| $\frac{37}{53}$ | 2,91 | 17,19 | 0,06 | 13,1 | 12,5 | 246 |
| | 5,8 | 8,59 | 0,03 | 26,25 | 25 | 347 |
| | 4,06 | 12,3 | 0,04 | 18,4 | 17,3 | 290 |

Матеріал коліс – сталь 45

Термообробка – нормалізація.

3.1.5 Розрахунок валів

Розрахунок вала VIII.

Крутильний момент на валу: $M_{кр}$ = 8000 Н·мм.

Навантаження, що діє на вал:

$P_{01} = \frac{20 \cdot M_{кр}}{m \cdot Z_{21}}$ – колове зусилля; $P_{01} = \frac{20 \cdot 8000}{2 \cdot 45} = 178$ Н.

$R_1 = 0{,}48 \cdot P_{01}$ – радіальне навантаження; $R_1 = 0{,}48 \cdot 178 = 85$ Н.

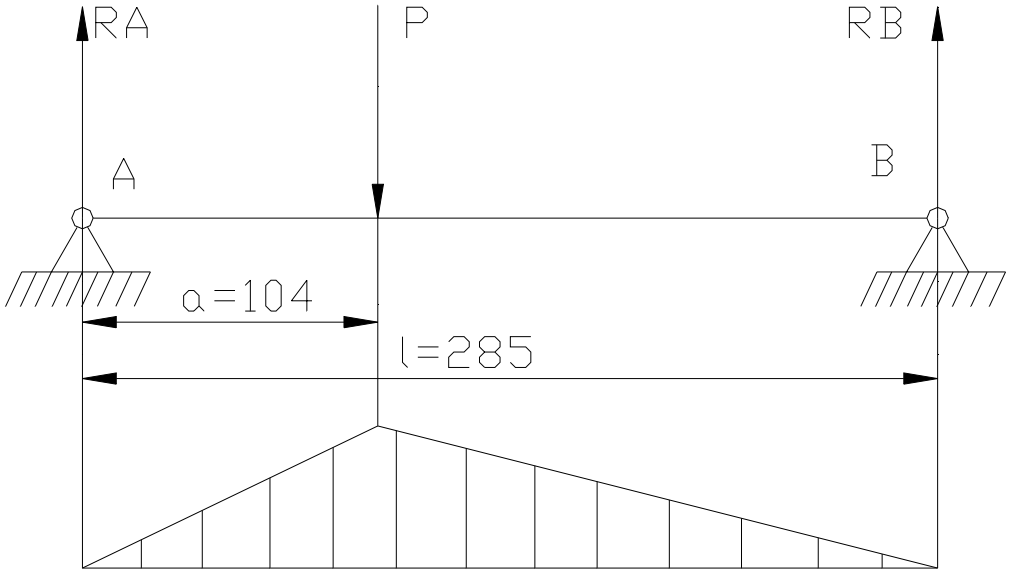



Рисунок 3.1 – Схема навантажень на вал VIII.

$$P = \sqrt{P_{01}^2 + R_1^2}; \qquad P = \sqrt{178^2 + 85^2} = 197 \text{ Н}.$$

Опорні реакції: $R_A = P \cdot \frac{(l-a)}{l}; \qquad R_A = 197 \cdot \frac{(285-104)}{285} = 125$ Н;

$$R_B = P \cdot \frac{a}{l}; \qquad R_B = 197 \cdot \frac{104}{285} = 72 \text{ Н}.$$

Напруження в розрахунковому січенні:

$$\sigma = \sqrt{\frac{M_{зг}^2 + 0{,}6 \cdot M_{кр}^2}{w}}; \qquad \sigma = \sqrt{\frac{1300^2 + 0{,}6 \cdot 8000^2}{1{,}08 \cdot 10^3}} = 13{,}3 \frac{H}{мм^2}.$$

де $w = 1{,}08 \cdot 10^3$ мм$^3$ – момент опору шліцьового вала 6×21×25.

Матеріал вала – сталь 45.

Допустимі напруження: $[\sigma]_U = 58 \frac{H}{мм^2} > \sigma = 13{,}3 \frac{H}{мм^2}.$

Розрахунок вала VII.

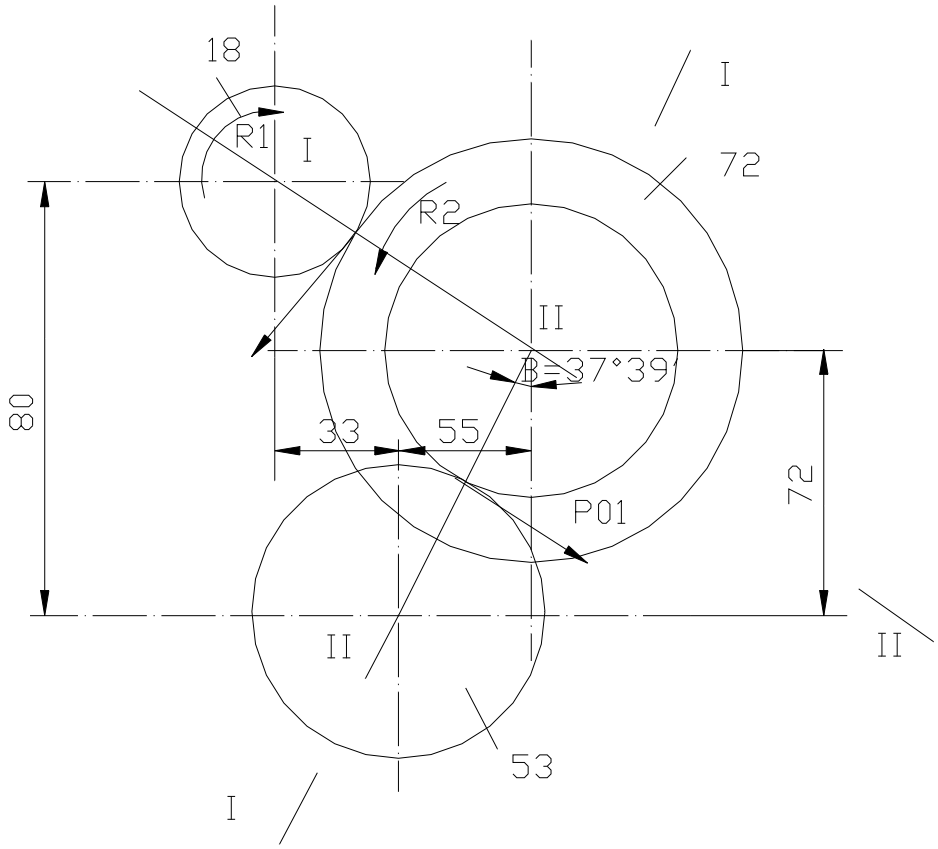



Рисунок 3.2 – Схема розміщення валів.

Колове зусилля, яке діє в зачепленні $\frac{Z_{13}}{Z_{14}} = \frac{18}{72}$:

$$P_{01} = \frac{20 \cdot M_{крVII}}{m \cdot Z_{14}}; \qquad P_{01} = \frac{20 \cdot 5750}{2 \cdot 72} = 80 \text{ Н},$$

де $M_{крVII} = M_{крVIII} \cdot \frac{Z_{16}}{Z_{20}} \cdot \frac{1}{\eta}; \qquad M_{крVII} = 8000 \cdot \frac{37}{53} \cdot \frac{1}{0{,}97} = 5750 Н \cdot мм;$

$\eta = 0{,}98 \cdot 0{,}995^2 = 0{,}97$ – к.к.д. передачі.

Радіальне зусилля в цьому зачепленні:

$$R_1 = 0{,}48 \cdot P_{01}; \qquad R_1 = 0{,}48 \cdot 80 = 38{,}4 \text{ Н}.$$

Колове зусилля, що діє в зачепленні $\frac{Z_{19}}{Z_{20}} = \frac{37}{53}$:

$$P_{02} = \frac{20 \cdot M_{крVIII}}{m \cdot Z_{20}}; \qquad P_{02} = \frac{20 \cdot 8000}{2 \cdot 53} = 150 \text{ Н},$$

Радіальне зусилля в цьому зачепленні:

$R_2 = 0{,}48 \cdot P_{02}$; $R_2 = 0{,}48 \cdot 150 = 72{,}5$ Н.

Визначення навантажень, що діють на вал:

Площина I-I:

$Q_1^I = R_1 = 72{,}5$ Н;

$Q_2^I = R_2 \cdot cos(\alpha+\beta) + P_{02} \cdot (\alpha+\beta) = 38 \cdot cos(78^o26^/+37^o39^/) +$

$+ 80 \cdot sin(78^o26^/+37^o39^/) = 55$ Н.

Площина II-II:

$Q_1^{II} = P_{01} = 150$ Н;

$Q_2^{II} = R_2 \cdot sin(\alpha+\beta) - P_{02} \cdot cos\ (\alpha+\beta) = 38 \cdot sin\ (78^o26^/+37^o39^/) -$

$- 80 \cdot cos(78^o26^/+37^o39^/) = 69$ Н.

Розрахункова схема зображена на рисунку 3.3.

Опорні реакції:

$$R_{A1} = \frac{Q_1^I \cdot (l-a) - Q_2^I \cdot (l-b)}{l}; \quad R_{A1} = \frac{72{,}5 \cdot (150-90) - 55 \cdot (150-135)}{150} = 23{,}5 \text{ Н};$$

$$R_{B1} = \frac{Q_1^I \cdot a - Q_2^I \cdot b}{l}; \qquad R_{B1} = \frac{72{,}5 \cdot 90 - 55 \cdot 135}{150} = -6 \text{ Н};$$

$$R_{A2} = \frac{Q_1^{II} \cdot (l-a) - Q_2^{II} \cdot (l-b)}{l}; \quad R_{A2} = \frac{150 \cdot (150-90) - 69 \cdot (150-135)}{150} = 53 \text{ Н};$$

$$R_{B2} = \frac{Q_1^{II} \cdot a - Q_2^{II} \cdot b}{l}; \qquad R_{B1} = \frac{150 \cdot 90 - 69 \cdot 135}{150} = 28 \text{ Н};$$

$$R_A = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{A2}^2}; \qquad R_A = \sqrt{23{,}5^2 + 53^2} = 58 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{B1}^2 + R_{B2}^2}; \qquad R_B = \sqrt{6^2 + 28^2} = 29 \text{ Н}.$$

Найбільший згинальний момент: $M_{зг} = R_A \cdot a = 58 \cdot 90 = 5220$ Н/мм$^2$.

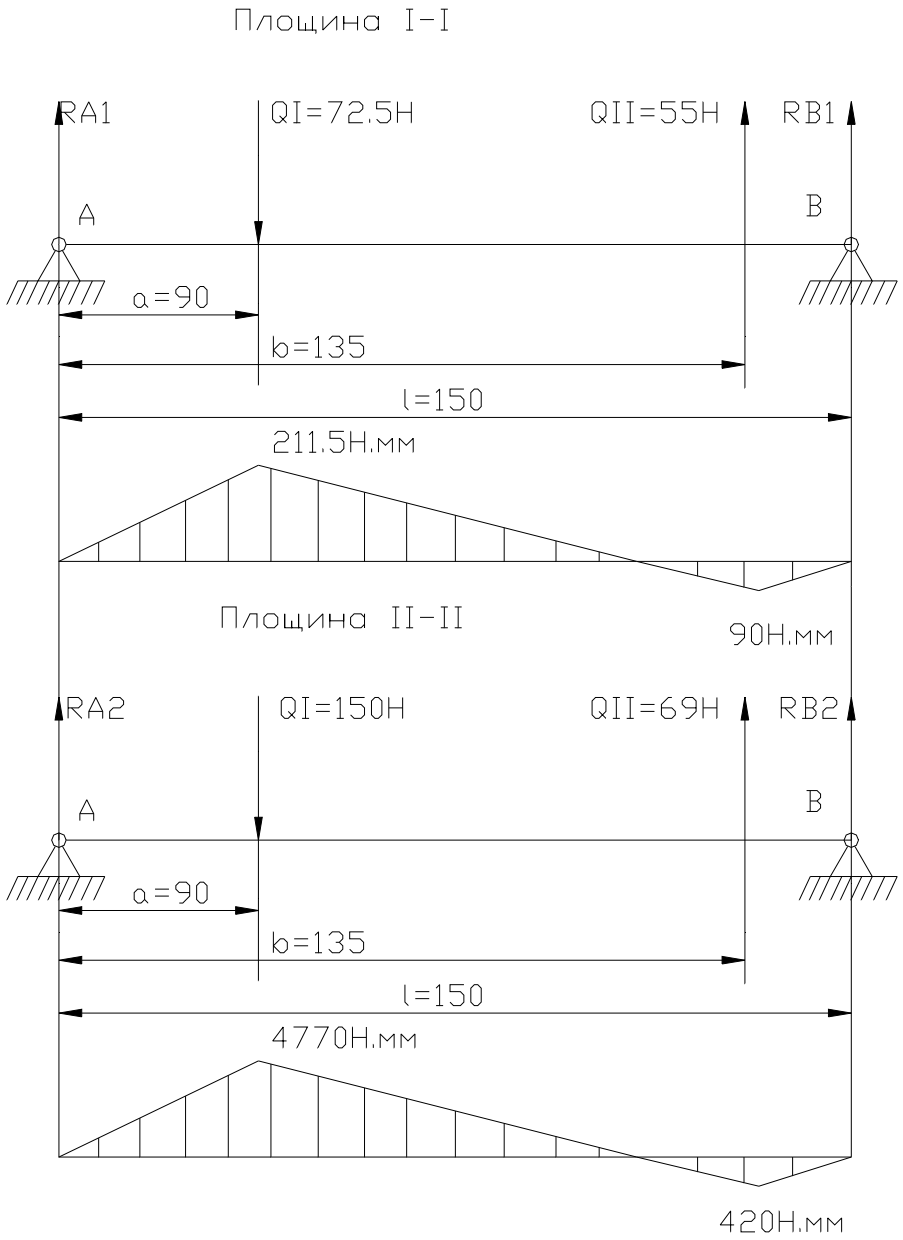



Рисунок 3.3 – Розрахункова схема

Напруження в робочому січенні: $\sigma = \sqrt{\dfrac{M_{зг}^2 + 0{,}6 \cdot M_{кр}^2}{w}}$;

де $w = 1{,}08 \cdot 10^3$ мм$^3$ – момент опору шліцьового вала 6×21×25;

$$M_{зг} = 8000 \cdot \frac{37}{53} \cdot \frac{1}{0{,}9} = 5750 \text{ Н·мм};$$

$\eta = 0{,}98 \cdot 0{,}995^2 = 0{,}97$ –к.к.д.

Матеріал вала – сталь 45.

Допустимі напруження:

$$[\sigma]_U = 58\frac{H}{мм^2} > \sigma = 6{,}4\frac{H}{мм^2}.$$

Розрахунок вала VI.

Крутильний момент на валу VII: $M_{кр}$ =5750 Н·мм.

Крутильний момент на валу VI (шпиндель): $M_{шп} = M_{VII} \cdot \frac{Z_{13}}{Z_{14}} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{12}} \cdot \frac{1}{\eta};$

де $Z_{11}$ ... $Z_{14}$ – число зубів шестерні коробки подач;

$\eta = \eta^2_{з.п.} \cdot \eta^4_{п.к.} = 0{,}98^2 \cdot 0{,}995^4 = 0{,}94$ – к.к.д. передач.

$$M_{VII} = 5750 \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{29}{93} \cdot \frac{1}{0{,}94} = 476 H \cdot мм.$$

Навантаження, що діють в зубчастих зачепленнях:

$$P_{01} = \frac{20 \cdot M_{крVII}}{m \cdot Z_{14}}; \qquad P_{01} = \frac{20 \cdot 2750}{2 \cdot 72} = 80 \text{ Н.}$$

$$R_1 = 0{,}48 \cdot P_{01}; \qquad R_1 = 0{,}48 \cdot 178 = 85 \text{ Н.}$$

$$P_{02} = \frac{20 \cdot M_{крVI}}{m \cdot Z_{11}}; \qquad P_{02} = \frac{20 \cdot 476}{2 \cdot 29} = 16{,}5 \text{ Н.}$$

$$R_2 = 0{,}48 \cdot P_{02}; \qquad R_2 = 0{,}48 \cdot 16{,}5 = 8 \text{ Н.}$$

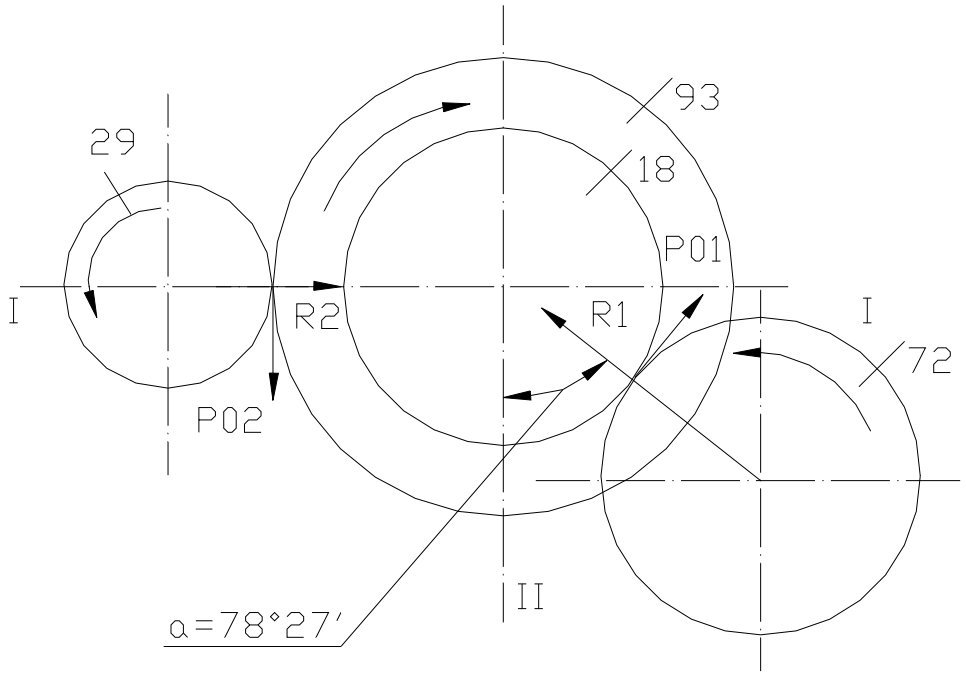



Рисунок 3.4 – Схема розміщення валів

Визначення навантажень, що діють на вал:

Площина I-I:

$Q_1^I = P_{01} \cdot cos\ \alpha - R_1 \cdot sin\ \alpha = 80 \cdot cos\ 78^o26^/ - 38 \cdot sin\ 78^o26^/ = 20$ Н;

$Q_2^I = R_2 = 8$ Н.

Площина II-II:

$Q_1^{II} = P_{01} \cdot sin\ \alpha + R_1 \cdot cos\ \alpha = 80 \cdot sin\ 78^o26^/ + 38 \cdot cos\ 78^o26^/ = 86$ Н;

$Q_2^{II} = P_{02} = 16{,}5$ Н.

Розрахункова схема зображена на рисунку 3.5.

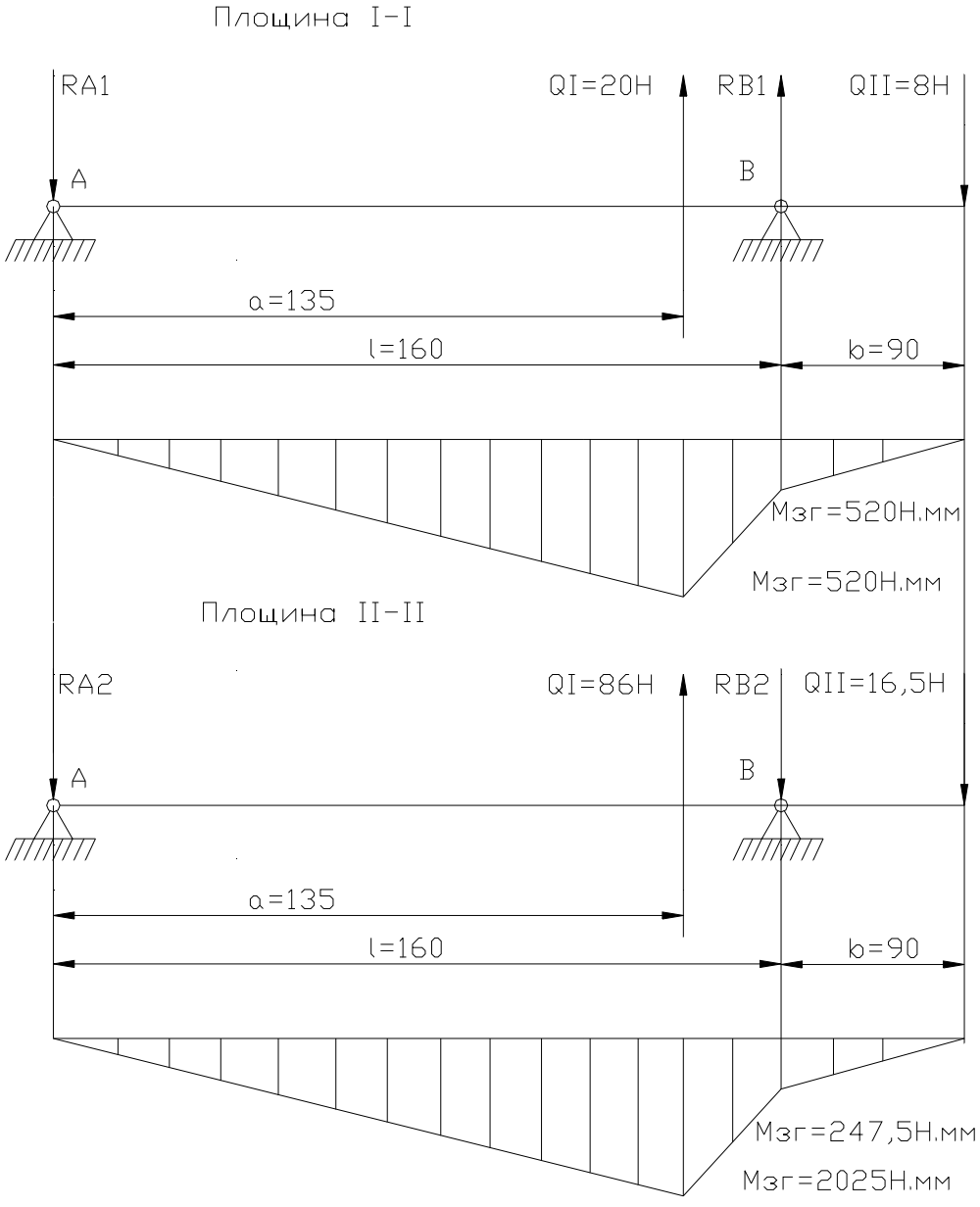



Рисунок 3.5 – Розрахункова схема

Опорні реакції:

$$R_{A1}=\frac{Q_1^I\cdot(l-a)+Q_2^I\cdot b}{l};\qquad R_{A1}=\frac{20\cdot(160-135)+8\cdot 15}{160}=4\ \text{Н};$$

$$R_{B1}=\frac{Q_1^I\cdot(l+b)-Q_2^I\cdot a}{l};\qquad R_{B1}=\frac{8\cdot(160+15)-20\cdot 135}{160}=-8\ \text{Н};$$

$$R_{A2}=\frac{Q_1^{II}\cdot(l-a)+Q_2^{II}\cdot(l-b)}{l};\qquad R_{A2}=\frac{86\cdot(160-135)+16{,}5\cdot 15}{160}=15\ \text{Н};$$

$$R_{B2}=\frac{Q_1^{II}\cdot a-Q_2^{II}\cdot(l+b)}{l};\qquad R_{B1}=\frac{86\cdot 135-16{,}5\cdot(160+15)}{160}=54{,}5\ \text{Н};$$

$$R_A=\sqrt{R_{A1}^2+R_{A2}^2};\qquad R_A=\sqrt{4^2+15^2}=15{,}5\,\text{Н};$$

$$R_B=\sqrt{R_{B1}^2+R_{B2}^2};\qquad R_B=\sqrt{8^2+54{,}5^2}=55\,\text{Н}.$$

Напруження згину в робочому січенні: $\sigma=\sqrt{\frac{M_{зг}^2+0{,}6\cdot M_{кр}^2}{w}};$

де $w=0{,}74\cdot 10^3$ мм$^3$ – момент опору січення вала 6×18×22;

$M_{зг}=\sqrt{M_{зг1}^2+M_{зг2}^2}=\sqrt{520^2+2025^2}=2090$ Н·мм – згинальний момент в розрахунковому січенні;

$\eta=0{,}98\cdot 0{,}995^2=0{,}97$ – к.к.д. передачі;

$$M_{кр}=M_{VII}\cdot\frac{Z_{13}}{Z_{14}}\cdot\frac{1}{\eta}=5750\cdot\frac{18}{72}\cdot\frac{1}{0{,}97}=1480\ \text{Н·мм}.$$

Допустимі напруження: $[\sigma]_U=58\frac{Н}{мм^2}>\sigma=3{,}22\frac{Н}{мм^2}.$

3.1.6 Розрахунок опор

В опорах вала VI знаходяться шарикопідшипники радіальні. В опорі “А” знаходиться шариковий радіальний підшипник №203, який сприймає навантаження $R_A$ =15,5 Н.

В опорі “В” знаходиться підшипник №50206, який сприймає навантаження $R_B$ =55 Н.

Динамічна і статична вантажопідйомність: $C$=19500Н; $C_0$=10000Н.

Частота обертання вала: $n = 34{,}36\frac{об}{хв}$.

Приведене навантаження: $Q = R_B \cdot K_k \cdot K_\delta \cdot K_T$, $Q = 55 \cdot 1 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 66$ Н.

де $R_B$ =55 Н – навантаження на підшипник;

$K_K$ =1 – коефіцієнт обертання коліс;

$K_T$ =1 – температурний коефіцієнт.

Довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{Q}\right)^\alpha = \frac{10^6}{60 \cdot 34{,}36} \cdot \left(\frac{19500}{66}\right)^3 = 1{,}25 \cdot 10^{10}\, год.$$

Очікувана довговічність:

$$\left[L_h\right] = 5000 год.$$

3.1.7 Розрахунок запобіжної пружинно-кулькової муфти

Номінальний крутильний момент, що передається муфтою

$M_H$ = 8000 Н·мм.

Розрахунковий крутильний момент: $M$ = 1,2 · $M_H$ = 1,2 ·8000 =9600 Н·мм.

Зусилля пружини на початку спрацювання муфти:

$$P_{пр1} = \frac{20 \cdot M}{Z \cdot D_ш} \cdot \left[tg(\alpha - \varsigma) - \frac{D_ш}{d_ш} \cdot f\right] =$$

$$= \frac{20 \cdot 9600}{8 \cdot 54} \cdot \left[tg(\alpha - \varsigma) - \frac{54}{11} \cdot 0{,}15\right] = 14H,$$

$P_{пр2}$ = 1,2·$P_{пр1}$ = 1,2·14 = 16,8 Н – зусилля пружини в кінці спрацювання;

де $Z$ =8 – кількість кульок;

$D_ш$ =54 мм – діаметр розміщення кульок;

$d_ш$ =11мм – діаметр кульок;

$f$ =0,15 – коефіцієнт тертя.

Вибираємо пружину №199, яка має наступні параметри: $d$=0,8мм;

$D$=9мм; $P_з$ =22,4 Н; $Z_1$ =7,43 Н/мм; $f_з$ =3,015 мм.

$h$ =3 мм – хід пружини.

Крок пружини: $t = d + f_з = 0{,}8+3{,}015=3{,}815$.

Кількість повних витків: $n_1 = n+2 = 8+2=10$.

Висота пружини в вільному стані:

$$H_0 = t \cdot n + 1{,}5 \cdot d = 3{,}815 \cdot 8 + 1{,}5 \cdot 0{,}8 = 31{,}72 \text{ мм}.$$

Приймаємо: $H_0 = 32$ мм.

При попередній деформації: $H_1 = H_0 - \frac{P_{пр1}}{Z_1} \cdot n = 32 - \frac{14}{7{,}43} \cdot 8 = 17$ мм.

При робочій деформації: $H_2 = H_0 - \frac{P_2}{Z_1} \cdot n = 32 - \frac{16{,}8}{7{,}43} \cdot 8 = 14$ мм.

При робочій деформації: $H_2 = H_0 - \frac{P_2}{Z_1} \cdot n = 32 - \frac{16{,}8}{7{,}43} \cdot 8 = 14$ мм.

При максимальній деформації: $H_3 = H_0 - f_3 \cdot n = 32 - 3{,}0.15 \cdot 8 = 7{,}88$ мм.

Довжина розгорнутої пружини:

$$L = \pi \cdot (D - d) \cdot n_1 = 3{,}14 \cdot (9 - 0{,}8) \cdot 10 = 257{,}61 \text{ мм}.$$

Маса пружини: $L = 0{,}001 \cdot m \cdot L = 0{,}001 \cdot 0{,}00395 \cdot 257{,}6 = 0{,}001$ кг.

## 3.2 Конструкція та розрахунок коробки швидкостей

### 3.2.1 Опис конструкції та принципу роботи коробки швидкостей

Коробка швидкостей розміщена в корпусі свердлильної головки і представляє собою двох валовий механізм. Вал шпинделя входив в вал варіатора, що надає можливість за допомогою зубчастого зачеплення, яке розміщене на цих валах, передавати оберти напряму від варіатора не задіюючи при цьому механізм перебору. Переключення швидкостей здійснюється переміщенням блоків зубчастих коліс системою важелів, які приводяться в дію одною фіксуючою рукояткою.

3.2.2 Розрахунок конструкторських параметрів зубчастих коліс

Розрахунок проводимо на низьких частотах обертання шпинделя (до 160 об/хв.).

Крутильний момент на валах визначається по максимально-допустимому моменту на шпинделі $M_{шп}$=200 *Н·м*.

$$M_{кр} = M_{шп} \cdot \frac{Z_i}{Z_k} \cdot \frac{1}{\eta},$$

де $Z_i$ , $Z_k$ – числа зубів зубчастих коліс коробки швидкостей;

$\eta = \eta_{зк}^{n} \cdot \eta_{пк}^{n}$ – к.к.д приводу.

Крутильний момент на валу електродвигуна:

$$M_{кр} = 9750 \cdot \frac{N}{n} = 9750 \cdot \frac{2.2}{1425} = 15 Н \cdot м .$$

де *N*=2,2 кВт – потужність електродвигуна ;

*n*=1425об/хв. – частота обертання ротора електродвигуна.

Крутильний момент на валу *II*: $M_{II} = 9750 \cdot \frac{N}{n} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \eta,$

де $Z_1$, $Z_2$ – числа зубів зубчастої передачі.

$\eta = \eta_{зк}^{n} \cdot \eta_{пк}^{n} = 0{,}98 \cdot 0{,}995 = 0{,}975$ – к.к.д. передачі.

$$M_{II} = 9750 \cdot \frac{2{,}2}{1425} \cdot \frac{39}{23} \cdot 0{,}975 = 25 Н \cdot м .$$

Крутильний момент на валу IV: $M_{IV} = M_V \cdot \frac{Z_8}{Z_9} \cdot \frac{1}{\eta};$

де $M_V$=200 Н·м – крутильний момент на шпинделі;

$\eta = \eta_{зк} \cdot \eta_{пк}^{3} = 0{,}98 \cdot 0{,}995^3 = 0{,}975$ - к.к.д. передачі.

$$M_{IV} = 200 \cdot \frac{23}{58} \cdot \frac{1}{0{,}975} = 82 Н \cdot м.$$

Частота обертання вала IV: $n_{IV} = n_V \cdot \frac{Z_9}{Z_8} = 200 \cdot \frac{58}{23} = 475$ об/хв.

Крутильний момент на валу III: $M_{III} = M_{IV} \cdot \frac{Z_6}{Z_7} \cdot \frac{1}{\eta} = 87 \frac{24}{57} \cdot \frac{1}{0{,}97} = 38 H \cdot м$

Частота обертання вала III: $n_{III} = n_{IV} \cdot \frac{Z_7}{Z_6} = 475 \cdot \frac{57}{24} = 1128$ об/хв.

Передаточне відношення: $U = \frac{Z_i}{Z_k}$

де $Z_i$ , $Z_k$ – числа зубів шестерні і колеса згідно кінематичної схеми.

Колова швидкість: $V = \frac{\pi \cdot m \cdot Z \cdot n}{60000}$;

де $m$ – модуль зачеплення ;

$n$ – частота обертання.

Коефіцієнт нерівномірності: $K_{нр} = 1 + K_н \cdot \frac{b_1}{m \cdot Z}$;

де $K_н$ – коефіцієнт, що залежить від розміщення коліс;

$b_1$ – ширина зубчастого вінця.

Коефіцієнт навантаження: $K = K_р \cdot K_{нр} \cdot K_д$;

де $K_р$ – коефіцієнт обладнання.

Коефіцієнт форми зуба:

$$y_1 = 0{,}52\left(1 - \frac{5{,}6}{Z_1}\right) \cdot \left[1 + 1{,}7 \cdot (2 - x_i^2) \cdot \frac{x_1}{Z_i - 8}\right];$$

$$y_1 = 0{,}52\left(1 - \frac{5{,}6}{Z_1}\right) \cdot \left[1 + 1{,}7 \cdot (2 - x_i^2) \cdot \frac{x_1}{Z_i - 8}\right];$$

де $x_1 = x_2 = 0$ – коефіцієнт зміщення.

Напруження згину у ніжки зуба: $\sigma_{U_1} = \frac{2 \cdot K \cdot M_{кр} \cdot 10^3}{m^2 \cdot Z_i \cdot b_i \cdot y_1}$, $\sigma_{U_2} = \sigma_{U_1} \cdot \frac{y_1}{y_2} \cdot \frac{b_1}{b_2}$.

Контактні напруження в полюсі зачеплення:

$$\sigma_K = \frac{C}{m \cdot Z_1} \cdot \sqrt{\frac{U+1}{U} \cdot \frac{M_{кр} \cdot K \cdot tg20^\circ}{b_{\min} \cdot tg\alpha}}$$

де $C$ – коефіцієнт, який залежить від матеріалу пари зубчастих коліс.

Результати розрахунку зведені в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку зубчастих коліс

| $\frac{Z_i}{Z_k}$ | Матеріал коліс | $M_{кр}$, $Н \cdot м$ | $n$, $об/хв.$ | $C$ | $K_V$ | $K_m$ | $b_1$, $мм$ | $b_2$, $мм$ | $\sigma_{U_1}$, $МП$ | $\sigma_{U_2}$, $МПа$ | $\sigma_K$, $МПа$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\frac{23}{39}$ | Сталь-текстоліт | 15 | 1425 | 5700 | 0,04 | 0,25 | 28 | 30 | 40,9 | 33,5 | 134 |
| | Сталь – поліамід | 25 | 840 | | | | | | | | |
| $\frac{23}{58}$ | Сталь – сталь | 82 | 475 | 21300 | 0,04 | 0,25 | 15 | 19 | 178 | 195 | 100 |
| $\frac{24}{57}$ | Сталь – сталь | 38 | 1128 | 21300 | 0,04 | 0,25 | 17 | 14 | 96 | 110 | 790 |

Модуль зубчастих коліс $\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{23}{39}$ рівний $m$=2 мм.

Модуль зачеплення коліс коробки швидкостей рівний $m$=3 мм.

Матеріал зубчастих коліс коробки швидкостей: сталь 40Х загартування по перерізу.

Допустимі напруження :

$\lfloor \sigma_U \rfloor = 380 МПа > \sigma_U = 280 МПа$; $\lfloor \sigma_K \rfloor = 1300 МПа > \sigma_K = 912 МПа$.

Матеріал зубчастих коліс $Z_1$=23 і $Z_2$=39: сталь 40Х, термообробка покращення, текстоліт або поліамід.

Допустимі напруження: $\lfloor \sigma_U \rfloor = 140 МПа$; $\lfloor \sigma_K \rfloor = 450 МПа$.

Розрахунок зубчастого зачеплення: $\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{23}{39}$.

Зубчасте колесо з числом зубів $Z_2 = 39$ виготовлене з поліаміду.

Крутильний момент на колесі $Z_2 = 39$:

$$M_{кр} = 9750 \cdot \frac{N}{n} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} = 9750 \cdot \frac{2.2}{1425} \cdot \frac{39}{23} = 25{,}52 H \cdot м$$

*N*=2,2 *кВт* – потужність, що передається;

*n*=1425 *об/хв.* – частота обертання ротора електродвигуна;

Колова швидкість:

$$V = \frac{\pi \cdot m \cdot Z \cdot n}{60000} = \frac{3{,}14 \cdot 2 \cdot 23 \cdot 1425}{60000} = 3{,}43 \frac{м}{с},$$

де $m$ =2 мм – модуль зачеплення;

*Z*=23 мм – число зубів шестерні.

Частота обертання колеса: $n = n_{ел} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} = 1425 \frac{23}{39} = 804{,}4 \frac{об}{хв}$.

Напруження згину: $\sigma_U = \frac{1670 \cdot M_K}{m^2 \cdot Z_2 \cdot b_2 \cdot y_2} = \frac{1670 \cdot 25{,}524}{2^2 \cdot 39 \cdot 28 \cdot 0{,}597} = 16{,}345 \frac{H}{мм^2}$,

де $b_2 = 28 мм$ – ширина вінця колеса;

$y_2 = 0{,}597$ – коефіцієнт форми зуба.

Число циклів навантажень: $N_4 = 60 \cdot n \cdot T = 60 \cdot 840{,}4 \cdot 40000 = 2 \cdot 10^9$

де *T*=40000 год. – необхідний ресурс.

Допустимі напруження: $[\sigma_U] = 4200 \cdot 1 \cdot 0{,}2 \cdot 1 = 17{,}64$

де $K_e$=0,42 – експлуатаційний коефіцієнт;

$K_y$ – коефіцієнт ресурсу;

$K_T$ – температурний коефіцієнт;

$[\sigma_U] = 4200 \cdot 1 \cdot 0{,}2 \cdot 1 = 17{,}64 Н/мм^2$

Умова міцності:

$$\sigma_U = 16{,}345 \frac{H}{мм^2} < [\sigma_U] = 17{,}64 \frac{H}{мм^2}.$$

### 3.2.3 Розрахунок валів

Розрахунок поведемо для IV вала на міцність. Колове зусилля, що діє

на вал від зачеплення зубчастих коліс: $P_{01} = \frac{20 \cdot M_{кр.III}}{m \cdot Z_6} = \frac{20 \cdot 3800}{3 \cdot 24} = 1056H$.

Радіальне навантаження: $R_1 = 0{,}48 \cdot P_{01} = 0{,}48 \cdot 1056 = 507H$

Колове зусилля, що діє на вал від зубчастого зачеплення:

$$P_{02} = \frac{20 \cdot M_{кр.III}}{m \cdot Z_6} = \frac{20 \cdot 20000}{3 \cdot 57} = 2339H$$

Радіальне навантаження: $R_2 = 0{,}48 \cdot P_{02} = 0{,}48 \cdot 2339 = 1123H$

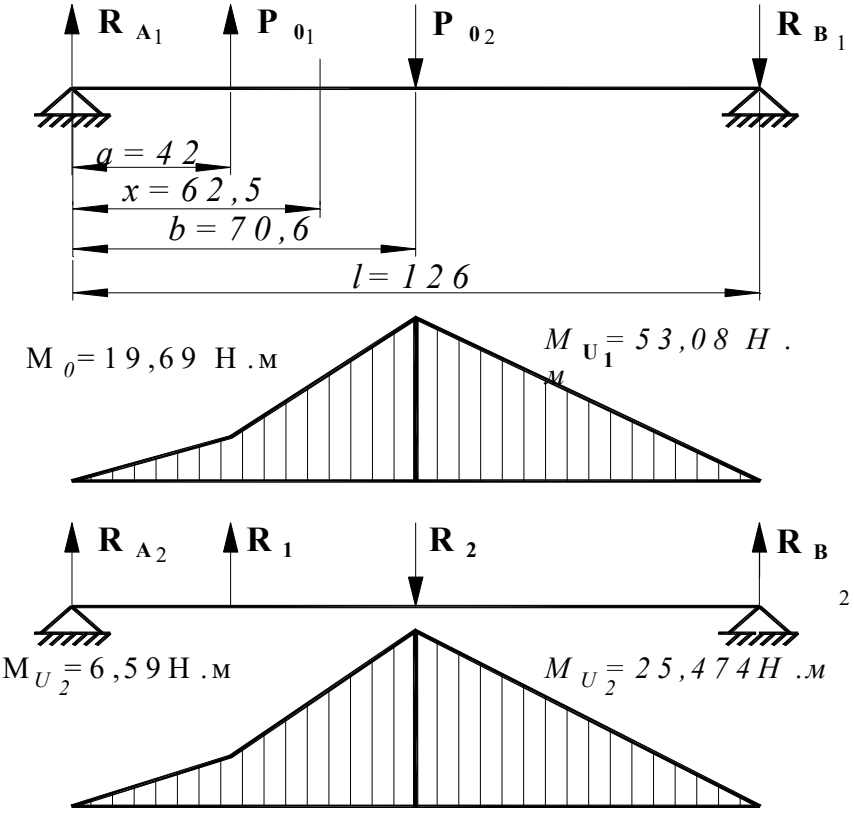



Рисунок 3.6 – Розрахункова схема

Опорні реакції:

$$R_{A1} = \frac{P_{02} \cdot (l-b) - P_{01}(l-a)}{l} = \frac{2339 \cdot (126 - 70{,}5) - 1056 \cdot (126 - 42)}{126} = 326H;$$

$$R_{B1} = \frac{P_{02} \cdot b - P_{01} \cdot a}{l} = \frac{2339 \cdot 70{,}5 - 1056 \cdot 42}{126} = 957H;$$

$$R_{A2} = \frac{R_2 \cdot (l-b) - R_1(l-a)}{l} = \frac{2339 \cdot (126 - 70{,}5) - 507 \cdot (126 - 42)}{126} = 157H;$$

$$R_{B2} = \frac{R_2 \cdot b - R_1 \cdot a}{l} = \frac{1123 \cdot 70{,}5 - 507 \cdot 42}{126} = 459H;$$

Згинальний момент в розраховуваному січенні:

$$M_{зг} = \sqrt{M_{зг1}^2 + M_{зг2}^2} = \sqrt{53{,}08^2 + 25{,}474^2} = 58{,}88H$$

Напруження згину в цьому перерізі:

$$\sigma_{зг} = \frac{\sqrt{M_{зг}^2 + 0{,}6M_{кр}^2}}{W_{зг}} = \frac{\sqrt{58{,}88^2 + 0{,}6 \cdot 87^2}}{1{,}37 \cdot 10^3} = 5{,}38\frac{H}{мм^2};$$

де $W_{зг}$ – момент опору шліцьового вала.

Матеріал вала: сталь 45, термообробка покращення.

Допустимі напруження: $[\sigma_{зг}] = 80\frac{H}{мм^2} < \sigma_{зг} = 65{,}38\frac{H}{мм^2}$.

3.2.4 Розрахунок опор на довговічність

Вал III.

Частота обертання вала *n*=45 *об/хв.*

Реакції опор:

$$R_A = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{A2}^2} = \sqrt{326^2 + 157^2} = 362H;$$

$$R_B = \sqrt{R_{B1}^2 + R_{B2}^2} = \sqrt{957^2 + 459^2} = 1060H.$$

В опорах вала знаходяться шарикові радіальні підшипники. В опорі „А” знаходиться підшипник №203, динамічна вантажопідйомність якого *C*=9560 Н, навантаження на цей підшипник $R_A = 362H$.

В опорі „В” знаходиться підшипник №56203, динамічна вантажопідйомність якого *C*=9560 Н, статична вантажопідйомність $C_0$=4500 Н. Цей підшипник сприймає навантаження $R_B = 1060H$.

Приведене динамічне навантаження:

$$Q = R_B \cdot K_k \cdot K_б \cdot K_T; \qquad Q = 1060 \cdot 1 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 1272H.$$

де $K_k = 1$ – коефіцієнт обертання кільця;

$K_б = 1{,}2$ – коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт.

Довговічність підшипників:

$$L = \frac{10^4}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{Q}\right)^{\alpha} = \frac{10^4}{60 \cdot 475} \cdot \left(\frac{9760}{1272}\right)^{3} = 14900 год.$$

Очікувана довговічність:

$$[L] = 5000 год.$$

## 3.3 Конструкція та розрахунок шпиндельного вузла

### 3.3.1 Опис конструкції та принцип роботи

Шпиндель змонтований на опорах кочення в пінолі, на зовнішній поверхні якої нарізана зубчаста рейка, що входить в зачеплення з рейковим валом механізму подачі та зубчастим колесом противаги.

Нижня опора шпинделя складається із трьох високоточних кулькових підшипників, розташованих по схемі „триплекс”; із здвоєних радіально-упорних підшипників, що сприймають осьове навантаження при свердлінні та розточуванні і радіально-упорного підшипника.

Затиск інструментальної оправки в конічному отворі шпинделя здійснюється трьома кульками, що впираються в лиски на оправці. Затискні кульки встановлені в радіальних отворах шпинделя під кутом 120°. Отвори під кульки виконані таким чином, що провалювання їх в конусний отвір шпинделя є неможливим. Затиск і стопоріння кульок виконується підпружиненою обоймою, яка має внутрішній самогальмівний корпус. Пружини обойми впираються в диск, що підтримується в осьовому напрямку на шпинделі двома напівкільцями, які входять в виточку диска. Обойма обертається разом із шпинделем. Крутильний момент на обойму передається шпонкою. На обоймі на радіальному підшипнику встановлений стакан, який сидить на зовнішній поверхні пінолі. Стакан відносно пінолі може рухатися в осьовому напрямку і стримується від провороту на гільзі гвинтом. Крутильний момент на інструментальну оправку передає шпонковий зуб, виконаний на торці шпинделя.

Вибивання інструментальної оправки із шпинделя проходить таким чином. При підйомі пінолі в крайнє верхнє положення, стакан впирається в торець нерухомої втулки корпуса свердлильної головки, в отворі якої ковзає піноль. При цьому стакан разом з обоймою зупиняється, а шпиндель, піднімаючись вгору, виводить кульки на рівень проточки обойми, і оправка, виштовхуючи їх , вивільняється.

Також розроблено іншу конструкцію шпиндельного вузла, принцип затиску інструментальної оправки в конічному отворі якого здійснюється аналогічно за допомогою затискних кульок. Відмінності конструкції затискного механізму дозволяють простіше і швидше звільнити оправку. Це досягається завдяки підніманню підпружиненої обойми вгору при нерухомому шпинделі на рівень співпадання кульок з проточкою обойми.

### 3.3.2 Вимоги до шпиндельного вузла

Шпиндельний вузол відповідно до вимог, які до нього ставляться, повинен забезпечувати наступне:

точність обертання, що оцінюється радіальним та осьовим биттям переднього кінця шпинделя; для даних верстатів точність обертання залежить від необхідної точності обробки

$$\Delta = \frac{\Delta_д}{3} = \frac{21}{3} = 7 \text{ мкм},$$

де $\Delta$ – биття шпинделя, мкм;

$\Delta_д$ – допуск на лімітуючий розмір готового виробу;

жорсткість, для фрезерних, свердлильних, багатоопераційних та шліфувальних верстатів: $\frac{N}{j} = 0{,}25...0{,}35 \frac{кВт \cdot мкм}{даН}$.

Оскільки *N*=2,2 кВт, то жорсткість з даного рівняння буде:

$$j = \frac{N}{0{,}25...0{,}35} = \frac{2{,}2}{0{,}25...0{,}35} = 8{,}8...6{,}3 \frac{даН}{мкм}, \qquad \text{тобто } j = 88...63 \frac{Н}{мкм};$$

вібростійкість; високі динамічні якості, які визначаються амплітудою

коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних коливань. Вібрації, що виникають у шпиндельному вузлі, негативно впливають на точність та чистоту обробки, стійкість інструменту та продуктивність верстата. Власну частоту приймаємо 550 Гц;

теплостійкість; мінімальні тепловиділення і температурні деформації шпиндельного вузла негативні, так як вони впливають на точність обробки, а також на працездатність опор. Тепловиділення регламентуються допустимим нагрівом підшипників. Згідно з рекомендаціями літератури допустима температура зовнішнього кільця для верстатів з точністю П повинна бути в межах (50...55)°С;

швидкохідність ($d \cdot n$):

$n_{max}$ = 1985 об/хв., з режимів різання;

$d_{max}$ – для шпиндельного вузла із зовнішнім приводом:

$$\frac{N}{d} = 0{,}02...0{,}035 \frac{кВт}{мм};$$

де $N$ – потужність електродвигуна, $N$=2,2 кВт;

$d$ – шуканий діаметр шпинделя, мм.

Тоді: $d = \frac{N}{0{,}02...0{,}035} = \frac{2{,}2}{0{,}02...0{,}035} = 110...62{,}9 мм$.

Отже $d \cdot n$=19850

3.3.3 Вибір компонувальної схеми та геометричних характеристик шпиндельного вузла

За показником швидкохідності вибираємо відповідну схему №3: $dn$<(1,6…2)·$10^5$ мм/хв.

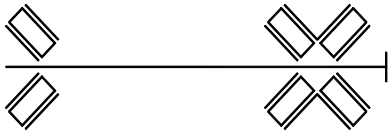


Рисунок 3.7 – Схема №3

З метою оптимального навантаження підшипникових опор шпинделя вибираємо схему №6, яка дає можливість реалізувати поставлене завдання. $dn<(4…5)\cdot10^5$ мм/хв.

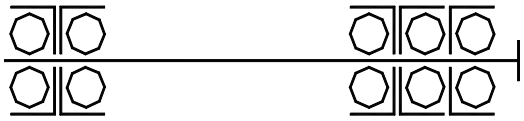


Рисунок 3.8 – Схема №6

Вибір геометричних характеристик вузла виконуємо в такій послідовності:

1. Діаметр шпинделя.

Виходячи з конструктивних міркувань та практичного досвіду, за аналогією верстатів свердлильної групи діаметр шпинделя в передній опорі приймаємо рівним 40 мм, що дає можливість зменшити габаритні розміри шпиндельної коробки та інших обмежень при збереженні нормальної працездатності та необхідної точності.

2. Міжопорна відстань $l=3d=120$ мм. Оскільки шпиндель здійснює зворотно-поступальний рух і на ньому передбачається виконувати рейку (на пінолі шпинделя), то приймаємо $l=370$ мм.

3. Діаметр переднього кінця шпинделя $d_к=(1…1,2)\cdot d=1,2\cdot40=48$ мм.

Приймаємо $d_к=65$ мм – тому, що передбачаємо виконання конусного отвору для встановлення інструмента чи конусних оправок.

4. Діаметр шпинделя між опорами $d_м=(1…0,9)\cdot d=0,9\cdot40=37$ мм.

5. Діаметр в заданій опорі $d_з=(1…0,7)\cdot d=0,7\cdot40=30$ мм.

6. Виліт шпинделя $c=(1...2,1)\cdot d=2\cdot40=80$ мм.

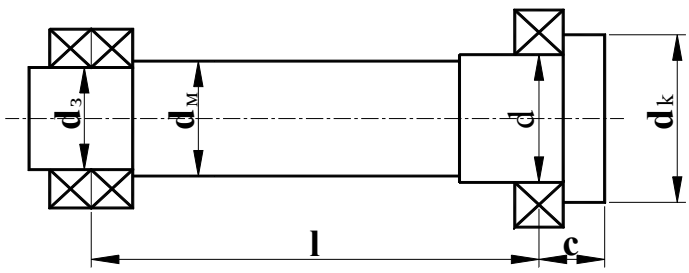



Рисунок 3.9 – Загальна схема позначення даних величин

Виліт с позначається як відстань від середини підшипника до переднього кінця шпинделя. Міжопорна відстань l від середини задньої опори до середини першого підшипника передньої опори.

3.3.4 Розрахунок статичної радіальної жорсткості шпиндельного вузла

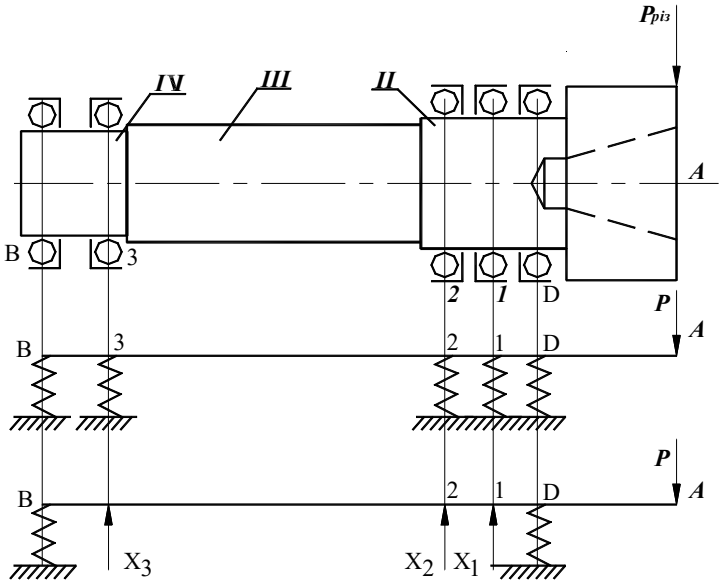



Рисунок 3.10 – Розрахункова схема

Розрахунок моментів інерції ділянок вала.

Визначаємо моменти інерції всіх ділянок за формулою:

$$I_i = \frac{\pi \cdot (D_i^4 - d_i^4)}{64}, мм$$

де $D_i$ – діаметр *i*-ої ділянки вала, мм;

$d_i$ – діаметр *i*-го отвору ділянки вала, мм.

Отже

$$I_I = \frac{\pi \cdot (D_I^4 - d_I^4)}{64} = \frac{3{,}14 \cdot (65^4 - 37^4}{64} = 783845{,}3 мм^4.$$

$$I_{II} = \frac{\pi \cdot D_{II}^4}{64} = \frac{3{,}14 \cdot 40^4}{64} = 125600 мм^4.$$

$$I_I = \frac{\pi \cdot D_{III}^4}{64} = \frac{3{,}14 \cdot 37^4}{64} = 91951{,}02 мм^4.$$

$$I_{IУ} = \frac{\pi \cdot D_{IУ}^4}{64} = \frac{3{,}14 \cdot 30^4}{64} = 39740{,}63 мм^4.$$

Так як перепад діаметрів $D_{II}$, $D_{III}$, $D_{IУ}$ не перевищує 5%-10%, то для них розраховуємо приведений момент інерції за формулою: $I_{пр} = \frac{\sum_{i=1}^{n} l_i I_i}{\sum_{i=1}^{n} l_i}, мм^4,$

де $l_i$ та $I_i$ – відповідно довжина та момент інерції $i$-ої ділянки.

Тоді

$$I_{пр} = \frac{l_{II} I_{II} + l_{III} I_{III} + l_{IУ} I_{IУ}}{l_{II} + l_{III} + l_{IУ}} = \frac{125600 \cdot 78 + 91951{,}02 \cdot 266 + 39740{,}63 \cdot 84}{78 + 226 + 84} = 87836{,}4 мм^4$$

Математична модель розрахунку жорсткості шпиндельного вузла.

Оскільки розрахунок зміщення переднього кінця шпинделя ведеться окремо для двох складових ($\delta_{шп}$, $\delta_{оп}$), то це необхідно враховувати у записі рівнянь.

У місці відкинутої опори деформація балки дорівнює нулю:

$$\delta_i' = \sum_{j=1}^{k} \delta_{ij}' x_j + \delta_j P.$$

Узагальнена розрахункова схема має вигляд (рис. 3.11).

1. Пружна балка на жорстких опорах

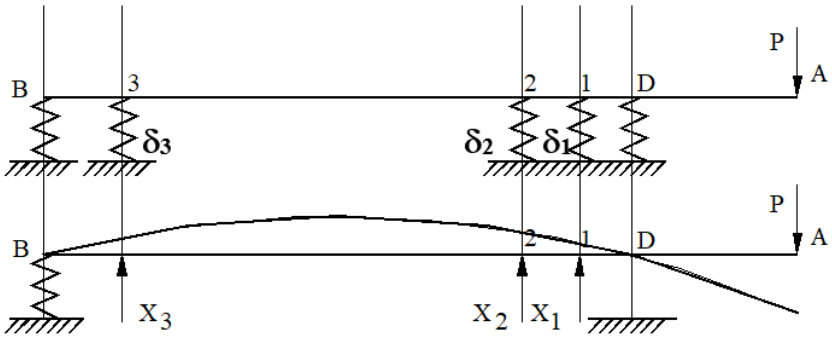



Рисунок 3.11 – Узагальнена розрахункова схема

Оскільки шпиндель являє собою статично невизначену (3 рази) систему, то для розрахунку використовуємо канонічне рівняння методу сил.

Суть методу: статично невизначена система приводиться д статично визначеної шляхом відкидання надмірних умов. На місці опори прикладається реакція $x_j$ і запис рівняння для $i$-ої точки $\delta_i=0$, то $\delta_i[x_1,x_2,...,x_j]=0$, по принципу незалежної дії сил.

Для невизначеної системи ( 3 рази) будемо мати:

$$\begin{cases} \delta_1^{``}=\delta_{11}^{'}x_1+\delta_{12}^{'}x_2+\delta_{13}^{'}x_3+\delta_1^{'}P \\ \delta_2^{'}=\delta_{21}^{'}x_1+\delta_{22}^{'}x_2+\delta_{23}^{'}x_3+\delta_2^{'}P \\ \delta_3^{`}=\delta_{31}^{'}x_1+\delta_{32}^{'}x_2+\delta_{33}^{'}x_3+\delta_3^{'}P \end{cases}$$

2. Жорстка балка на пружних опорах

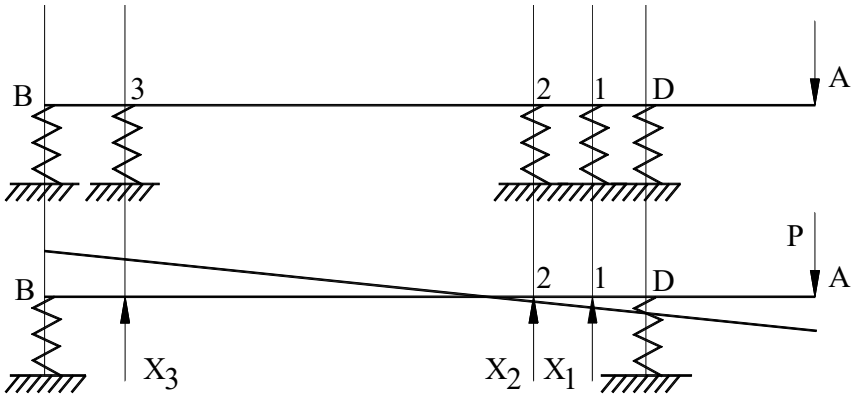



Рисунок 3.12 – Узагальнена розрахункова схема

Деформація під опорою визначається реакцією на опорі та жорсткістю самої опори: $\delta_{on}=\delta_i^{''}=-c_i x_i$,

де $c_i$ – податливість $i$-ої опори.

За принципом незалежної дії сил: $\delta_i^{''}=\sum_{j=1}^{k}\delta_{ij}^{''}x_j+\delta_j^{''}P$

Тоді для нашої системи будемо мати:

$$\begin{cases} \delta''_1 = \delta''_{11}x_1 + \delta''_{12}x_2 + \delta''_{13}x_3 + \delta''_1 P \\ \delta''_2 = \delta''_{21}x_1 + \delta''_{22}x_2 + \delta''_{23}x_3 + \delta''_2 P \\ \delta''_3 = \delta''_{31}x_1 + \delta''_{32}x_2 + \delta''_{33}x_3 + \delta''_3 P \end{cases}$$

Загальне рівняння для *i*-ої точки набуде вигляду:

$$\sum_{j=1}^{k} \delta''_{ij} x_j + \delta''_j P = -C_i x_i,$$

де $\delta i = \delta'ij + \delta''ij$ – це узагальнені коефіцієнти основної статично невизначеної системи ;

$\delta'ij, \delta''ij$ – відповідно коефіцієнти впливу статично визначеної системи при пружній балці на жорстких опорах та при жорсткій балці на пружних опорах;

$x_i$ – це узагальнені реакції відкинутих опор;

$C_i$ – узагальнені податливості відкинутих опор;

$P$ – зовнішні сили;

$\delta_i P = \delta'_i P + \delta''_i P$ – це узагальнені коефіцієнти основної статично невизначеної системи внаслідок дії зовнішніх сил.

Запишемо систему загальних рівнянь для і-тих точок:

$$\begin{cases} -C1x1 = \delta 11x_1 + \delta 12x_2 + \delta 13x_3 + \delta 1 P \\ -C_2x_2 = \delta 21x_1 + \delta 22x_2 + \delta 23x_3 + \delta 2 P \\ -C_3x_3 = \delta 31x_1 + \delta 32x_2 + \delta 33x_3 + \delta 3 P \end{cases}$$

Визначення коефіцієнтів податливості.

Для розрахунку жорсткості шпинделя необхідно визначити коефіцієнти впливу статично визначеної системи $\alpha ij$ – зміщення в точці $i$ від одиничної сили, прикладеної в точці $j$: $(\alpha_{ij} = \delta_{ij})$.

Розраховуємо коефіцієнти $\alpha_{AA}$:

$$\alpha_{AA} = \alpha'_{AA} + \alpha''_{AA}$$

Приймаємо основну статично визначену систему у вигляді рис. 3.13.

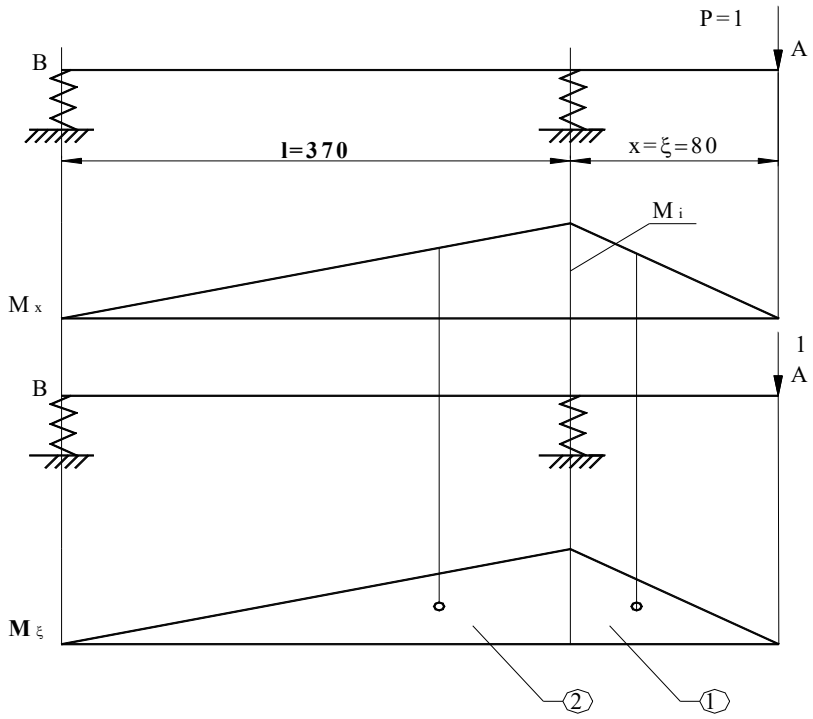
розрахунок проводимо з використанням правила Верещагіна:

$$\sum_{i=1}^{k} \frac{1}{EI} M_i \omega_i$$

де $M_i$ – площа фігури ;

$\omega_i$ – координата ваги (моменту центра ваги);

$E$ – модуль пружності, $E$=2,1·10$^5$ МПа;




$M_1' = x_1$

$M_2' = \xi_1$

Рисунок 3.13 – Розрахункова схема статично визначеної системи

Для всіх розрахунків вибираємо основну статично визначену систему з такими характеристиками:

$x$ – координата точки, в якій рухається узагальнена деформація (точка $i$);

$\xi$ – координата точки, в якій прикладається узагальнена сила (точка $j$).

Тоді :

1) $M_1 = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \xi = \frac{\xi^2}{2} = \frac{x^2}{2}$, оскільки в даному випадку $\mathbf{x} = \xi$ ; $\omega_1 = \frac{2}{3} x$.

2) $M_2 = \frac{1}{2} \cdot l \cdot \xi = \frac{1}{2} \cdot l \cdot x; \omega_2 = \frac{2}{3} x$.

Тоді:

$$\alpha'_{AA} = \frac{1}{EI_1}(\frac{x^2}{2}\cdot\frac{2}{3}\cdot x) + \frac{1}{EI_2}(\frac{1}{2}\cdot l\cdot x\cdot\frac{2}{3}x) = \frac{x^3}{3EI_1} + \frac{\cdot l\cdot x^2}{3EI_2} =$$

$$= \frac{80^3}{3\cdot 2\cdot 10^5\cdot 783845{,}3} + \frac{370\cdot 80^2}{3\cdot 2\cdot 10^5\cdot 87836{,}4} = 4{,}602067\cdot 10^{-5}\ \frac{H}{мм}$$

Розраховуємо другу складову $\alpha''_{AA}(x=\xi)$.

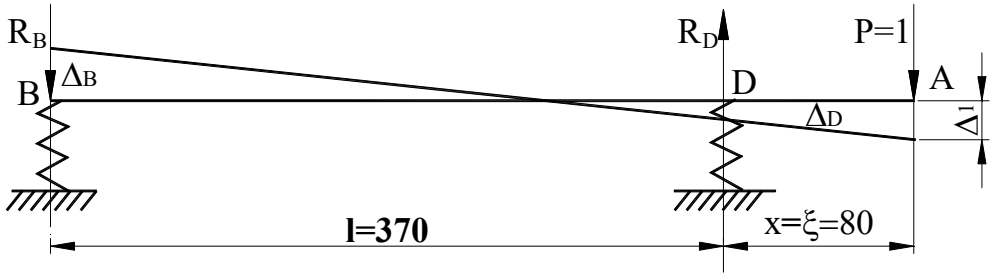



Рисунок 3.14 – Розрахункова схема

Знаходимо реакції в опорах:

$$\sum M_B = R_D\cdot l - P\cdot(l+\xi) = 0$$

$$R_D = P\cdot\frac{l+\xi}{l} = \frac{l+\xi}{l}$$

Аналогічно $R_B = P\cdot\frac{\xi}{l} = \frac{\xi}{l}$

Деформація опори: $\Delta_i = R_i c_i$,

де $R_i$ – реакція $i$-ої опори ; $c_i$ – податливість $i$-ої опори.

Тоді $\Delta_B = R_B\cdot c_B$; $\Delta_D = R_D\cdot c_D$.

Запишемо співвідношення для визначення $\Delta_1$:

$$\frac{\Delta_1 + \Delta_B}{\Delta_B + \Delta_D} = \frac{l+x}{l}; \quad \Delta_1 = \frac{l+x}{l}(\Delta_D + \Delta_B) - \Delta_B.$$

Підставивши $\Delta_B$ і $\Delta_D$ в це рівняння, отримаємо:

$$\frac{(l+x)\cdot(l+\xi)}{l^2}\cdot c_D + \frac{(l+x)\cdot\xi}{l^2}\cdot c_B - \frac{\xi}{l}\cdot c_B = \frac{(l+x)\cdot(l+\xi)}{l^2}\cdot c_D + \frac{x\cdot\xi\cdot c_B}{l^2} = \alpha''_{AA}\cdot$$

$$\alpha''_{AA} = \frac{(370+80)\cdot(370+80)}{370^2}\cdot 5{,}26\cdot 10^{-6} + \frac{80\cdot 80}{370^2}\cdot 9{,}1\cdot 10^{-6} = 8{,}2059\cdot 10^{-6}\ \frac{мм}{H}.$$

Тоді

$$\alpha_{AA} = \alpha'_{AA} + \alpha''_{AA} = 4{,}60207 \cdot 10^{-5} + 8{,}2059 \cdot 10^{-6} = 5{,}4266 \cdot 10^{-5} \frac{мм}{Н}.$$

Розглядаємо коефіцієнт $\alpha_{A1}$:

$$\alpha_{A1} = \alpha'_{A1} + \alpha''_{A1}\ .$$

Для $\alpha''_{A1}$

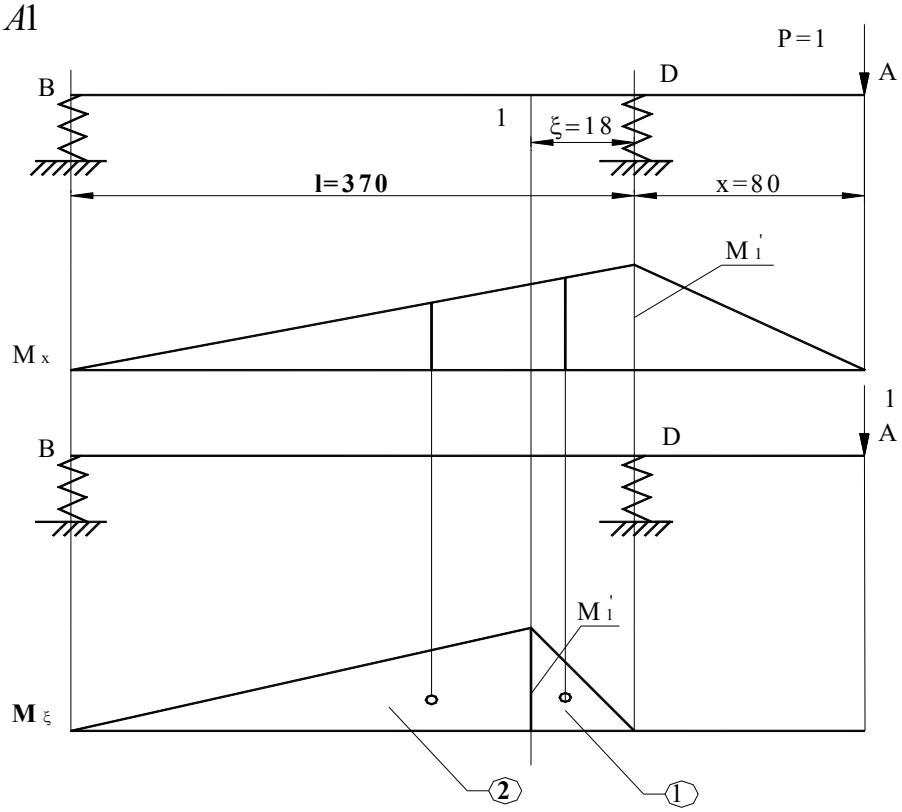



Рисунок 3.15 – Розрахункова схема

Виконуємо розрахунок:

$$1)\ M_1 = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \frac{(l-\xi)\cdot\xi}{l} = \frac{\xi^2 \cdot (l-\xi)}{2 \cdot l};\quad \omega_1 = \frac{\left(l - \frac{2}{3}\cdot\xi\right)}{l}$$

$$2)\ M_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{(l-\xi)}{l} \cdot \xi \cdot (l-\xi) = \frac{\xi \cdot (l-\xi)^2}{2 \cdot l};\qquad \omega_1 = \frac{2x \cdot (l-\xi)}{3 \cdot l}.$$

Тоді

$$\alpha'_1 = \frac{1}{EI_2}\left(\frac{\xi^2 \cdot (l-\xi) \cdot x \cdot \left(l - \frac{2}{3}\cdot\xi\right)}{2l \cdot l}\right) + \frac{1}{EI_2}\left(\frac{1-\xi}{2 \cdot l}\right) \cdot \frac{2 \cdot x \cdot (l-\xi)}{3 \cdot l} =$$

$$= \frac{1}{EI_2}\left(\frac{\xi^2 \cdot x \cdot (l-\xi)\cdot\left(l-\frac{2}{3}\cdot\xi\right)}{2\cdot l^2} + \frac{2\cdot(l-\xi)^2\cdot\xi\cdot x}{6\cdot l^2}\right) = 7{,}16178\cdot 10^{-7}\,\frac{мм}{H}.$$

Для $\alpha''_{A1}$

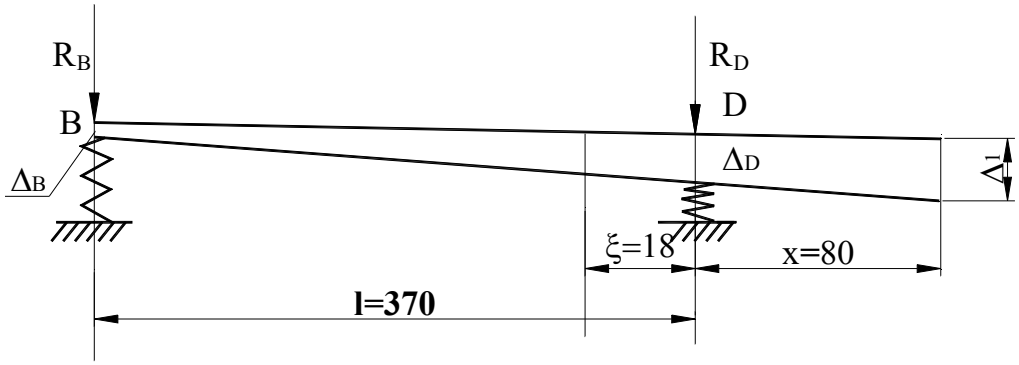



Рисунок 3.16 – Розрахункова схема

Реакцій опор: $R_D = \frac{(l-\xi)}{l}$ ; $R_B = \frac{\xi}{l}$ .

Деформації опор: $\Delta_D = c_D\frac{(l-\xi)}{l}$ ; $\Delta_B = c_D\frac{\xi}{l}$.

Із трикутника маємо:

$$\frac{\Delta_1-\Delta_B}{\Delta_D-\Delta_B} = \frac{l+x}{l}, \quad \text{звідки} \quad \Delta_1 = \frac{l+x}{l}\left(\Delta_D-\Delta_B\right)+\Delta_B = \alpha''_{A1}\cdot$$

Тоді $\alpha''_{A1} = \frac{(l+x)}{l}\cdot c_D\cdot\frac{(l-\xi)}{l} - \frac{(l+x)}{l}\cdot\frac{\xi}{c}\cdot c_B + c_B\cdot\frac{\xi}{l} = 6{,}03822\cdot 10^{-6}\,\frac{мм}{H}$

$$\alpha_1 = \alpha'_{A1}+\alpha''_{A1} = 7{,}16178\cdot 10^{-7} + 6{,}03822\cdot 10^{-6} = 6{,}754398\cdot 10^{-6}\,\frac{мм}{H}.$$

Знаходимо коефіцієнт $\alpha_{11}$: $\alpha_1 = \alpha'_{A1}+\alpha''_{11}\cdot$

Для $\alpha'_{11}$

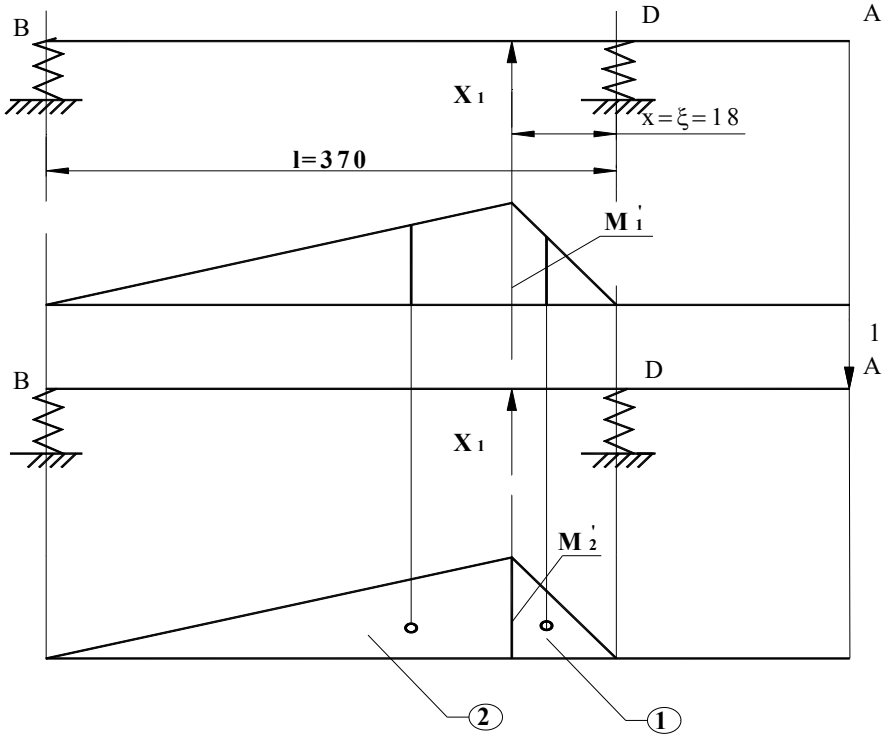



Рисунок 3.17 – Розрахункова схема

Виконуємо розрахунок:

1) $M_1 = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \frac{(l-\xi)\xi}{l} = \frac{\xi^2 \cdot (l-\xi)}{2 \cdot l}; \qquad \omega_1 = \frac{2x \cdot (l-x)}{3 \cdot l};$

2) $M_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{(l-\xi)}{l} \cdot \xi(l-\xi) = \frac{\xi \cdot (l-\xi)^2}{2 \cdot l}; \qquad \omega_2 = \frac{2x \cdot (l-x)}{3 \cdot l}.$

Тоді

$$\alpha_1' = \frac{1}{EI_2}\left(\frac{\xi^2 \cdot (l-\xi)}{2l \cdot l} \cdot \frac{2x(l-x)}{3l} + \frac{\xi(l-\xi)^2}{2l} \cdot \frac{2x \cdot (l-x)}{3l}\right) = 2{,}058744 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{H}.$$

Для $\alpha''_{A1}$

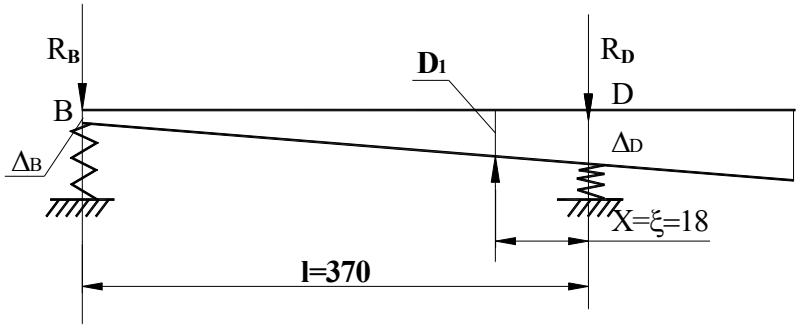



Рисунок 3.18 – Розрахункова схема

Розраховуємо реакції опор:

$$R_D = \frac{(l-\xi)}{l}\ ; \quad R_B = \frac{\xi}{l};$$

Деформації опор:

$$\Delta_D = c_D \frac{(l-\xi)}{l}\ ; \quad \Delta_B = c_D \frac{\xi}{l}.$$

Із трикутника маємо:

$$\frac{\Delta_1 - \Delta_B}{\Delta_D - \Delta_B} = \frac{l+x}{l}, \quad \text{звідки} \quad \Delta_1 = \frac{l+x}{l}\left(\Delta_D - \Delta_B\right) + \Delta_B = \alpha''_{A1}.$$

Звідси $\alpha''_{11} = \frac{(l-x)}{l} \cdot \left( c_D \cdot \frac{(l-\xi)}{l} - c_B \frac{\xi}{l} + c_B \cdot \frac{\xi}{l} \right) + c_B \cdot \frac{\xi}{l} = 4{,}782202 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{H}.$

Тоді $\alpha_{11} = \alpha'_{11} + \alpha''_{11} = 6{,}840946 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{H}.$

Інші коефіцієнти впливу статично визначеної системи $\delta_{ij}$ обраховуємо за виведеними попередньо формулами, а також беремо з літературних джерел.

Розраховуємо коефіцієнт $\alpha_{A2}$:

$\alpha_2 = \alpha'_{A2} + \alpha''_{A2}$; x=80 мм ; ξ=51 мм;

$$\alpha'_1 = \frac{x\xi \cdot (l-\xi)(2l-\xi)}{6EI_2 I} = 2{,}299389 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{H};$$

$$\alpha'_1 = \frac{(l+x)(l-\xi)}{l^2} c_D - \frac{x\xi}{l^2} c_B = 5{,}2443 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{H}.$$

Тоді $\alpha_{A2} = 2{,}823819 \cdot 10^{-5} \frac{мм}{H}.$

Коефіцієнт $\alpha_{22} = \alpha'_{22} + \alpha''_{22}$; x=ξ=51 мм.

$$\alpha'_{22} = \frac{x^2 \cdot (l-x)^2}{3EI_2 l} = 1{,}357357 \cdot 10^{-5} \frac{мм}{H}.$$

$$\alpha''_{22} = \frac{(l-x)(l-\xi)}{l^2} c_D + \frac{x}{\xi} c_B = 4{,}082776 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{H}.$$

Тоді $\alpha_{22} = 1{,}765635 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{Н}$.

Аналогічно знаходимо коефіцієнти $\alpha_{A3}, \alpha_{33}, \alpha_{12}, \alpha_{13}, \alpha_{23}, \alpha_{31}, \alpha_{21}, \alpha_{32}$.

В результаті будемо мати:

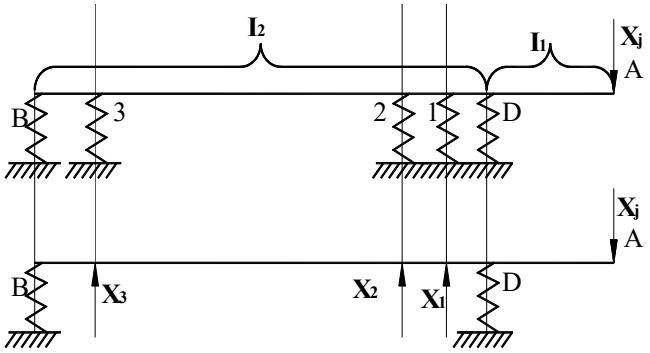
$\alpha_{A3} = 3{,}482259 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{Н}$; $\alpha_{33} = 1{,}030733 \cdot 10^{-5} \frac{мм}{Н}$;

$\alpha_{12} = 9{,}54899 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{Н}$; $\alpha_{13} = 1{,}799259 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{Н}$;

$\alpha_{23} = 4{,}628765 \cdot 10^{-5} \frac{мм}{Н}$; $\alpha_{21} = 9{,}54899 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{Н}$;

$\alpha_{31} = 1{,}799259 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{Н}$; $\alpha_{32} = 4{,}628465 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{Н}$;

Визначення жорсткості шпинделя.




Статично невизначена система

Статично визначена система

Рисунок 3.19 – Розрахункова схема

Податливість шпинделя $\delta_{AA}^{k+1}$: $\delta_{ij}^{k} = \alpha_{ij} - \frac{\alpha_{ik} \cdot \alpha_{kj}}{\alpha_{kk} + c_k}$;

Тобто для розрахунку коефіцієнтів впливу статично невизначеної системи необхідно мати значення коефіцієнтів впливу статично визначеної системи та податливості відкинутої опори. Аналогічно проводиться приєднання і решти надмірних зв'язків. Так при приєднанні $k+1$ опори будемо мати:

$$\delta_{ij}^{k+1} = \alpha_{ij}^{k} - \frac{\alpha_{,k+1} \cdot \alpha_{k+1,j}}{\alpha_{k+1,k+1} + c_{k+1}};$$

Для знаходження податливості шпинделя в точці А необхідно знайти значення $\delta_{AA}$. В нашому випадку для тричі невизначеної системи:

$$\delta_{AA} = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{A1}^2}{\alpha_{11} + \frac{1}{k_1}}; \quad \delta_{AA}^2 = \delta_{AA} - \frac{\alpha_{A2}^2}{\alpha_{22} + \frac{1}{k_2}}; \quad \delta_{AA}^3 = \delta_{AA}^2 - \frac{\alpha_{A1}^2}{\alpha_{33} + \frac{1}{k_3}};$$

де $k_1$, $k_2$, $k_3$ – жорсткості відкинутих опор;

$\frac{1}{k_1}, \frac{1}{k_2}, \frac{1}{k_3}$ – податливості опор;

$\alpha_{ij}$ – зміщення в точці j під дією зовнішньо прикладеної сили в точці.

Тоді

$$\delta_{AA} = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{A1}^2}{\alpha_{11} + \frac{1}{k_1}} = 5{,}042657 \cdot 10^{-5} \frac{мм}{Н};$$

$$\delta_{AA}^2 = \delta_{AA} - \frac{\alpha_{A2}^2}{\alpha_{22} + \frac{1}{k_2}} = 1.2995994 \cdot 10^{-5} \frac{мм}{Н};$$

$$\delta_{AA}^3 = \delta_{AA}^2 - \frac{\alpha_{A1}^2}{\alpha_{33} + \frac{1}{k_3}} = 1{,}242161 \cdot 10^{-5} \frac{мм}{Н}.$$

В результаті розрахунку радіальна жорсткість шпиндельного вузла дорівнює: $j_p = \frac{1}{\delta_{AA}^3} = 80{,}5 \frac{Н}{мкм}$, що задовольняє вимоги щодо жорсткості.

Визначення реакцій опор.

За відомою силою *P*, податливістю відкинутих опор $c_1$, $c_2$, $c_3$, а також за визначеними коефіцієнтами впливу статично визначеної системи $\delta_{ij}$ запишемо систему загальних розв'язків *i*-тих точок:

$$\begin{cases} \delta_{11}x_1+\delta_{12}x_2+\delta_{13}x_3+\delta_{A1}P=-c_1x_1 \\ \delta_{21}x_1+\delta_{22}x_2+\delta_{23}x_3+\delta_{A2}P=-c_2x_2 \\ \delta_{31}x_1+\delta_{32}x_2+\delta_{33}x_3+\delta_{A3}P=-c_3x_3 \end{cases}$$

Підставивши значення, отримаємо:

$$\begin{cases} (6{,}8409x_1+9{,}549x_2+1{,}7993x_3+6{,}7544\cdot 5136{,}1)\cdot 10^{-6}=5{,}26\cdot 10^{-6}x_1 \\ (9{,}549x_1+0{,}17656x_2+4{,}6233x_3+0{,}28238\cdot 5136{,}1)\cdot 10^{-6}=-5{,}26\cdot 10^{-6}x_2 \\ (1{,}7993x_1+4{,}6288x_2+1{,}0307x_3+3{,}4823\cdot 5136{,}1)\cdot 10^{-6}=-9{,}1\cdot 10^{-6}x_3 \end{cases}$$

Після перетворень отримаємо:

$$\begin{cases} (0{,}12101x_1+9{,}549x_2+1{,}7993x_3)\cdot 10^{-6}=3{,}4691\cdot 10^{-2} \\ (9{,}549x_1+0{,}2291x_2+4{,}6288x_3)\cdot 10^{-6}=-1{,}4503\cdot 10^{-1} \\ (1{,}7993x_1+4{,}6288x_2+0{,}19407x_3)\cdot 10^{-6}=1{,}788\cdot 10^{-2} \end{cases}$$

Цю систему розв’язуємо за методом Крамера:

$\Delta=5{,}540747\cdot 10^{-15}-2{,}1030598\cdot 10^{-15}=3{,}437687\cdot 10^{-15}$

$\Delta_1=17{,}26577\cdot 10^{-15}-2{,}8357319\cdot 10^{-11}=-1{,}093074\cdot 10^{-11}$

$\Delta_2=3{,}4655659\cdot 10^{-11}-7{,}900174\cdot 10^{-12}=2{,}6755485\cdot 10^{-11}$

$\Delta_3=8{,}9848186\cdot 10^{-12}-1{,}1184802\cdot 10^{-11}=-2{,}199983\cdot 10^{-12}$.

Тоді реакції в опорах будуть:

$$x_1=\frac{\Delta_1}{\Delta}=-3179{,}679H;\quad x_2=\frac{\Delta_2}{\Delta}=7782{,}989H;\quad x_3=\frac{\Delta_3}{\Delta}=639{,}960H;$$

За знайденими реакціями відкинутих опор можна обчислити реакції в опорах B і D із рівнянь статики:

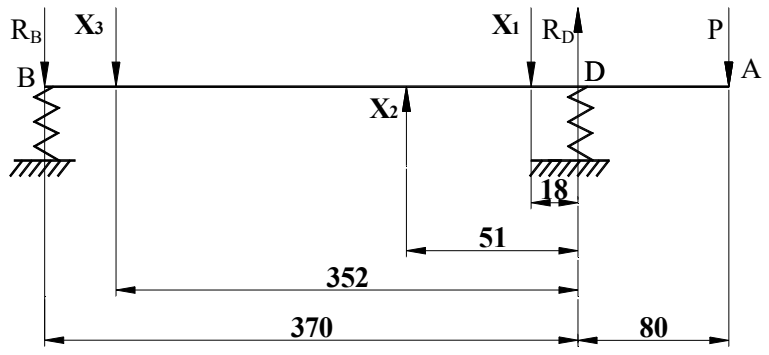



Рисунок 3.20 – Розрахункова схема

$$\sum M_B = 0;$$

$$x_3(370-352)+x_2(370-51)-x_1(370-18)+R_D\cdot 370-P(370+80)=0.$$

Звідси:

$$R_D=\frac{x_3\cdot 18-x_2\cdot 319+x_1\cdot 352+P\cdot 450}{370}=2592{,}53H.$$

$$\sum M_D=0; \qquad -P\cdot 80-x_1\cdot 18-x_2\cdot 51-x_3\cdot 353+R_B\cdot 370=0$$

Звідси:

$$R_B=\frac{P\cdot 80-x_1\cdot 18+x_2\cdot 51-x_3\cdot 353}{270}=1419{,}78H.$$

Виконуємо перевірку: $\sum Y=0;\quad -R_B-x_3+x_2-x_1+R_D-P=0.$

-1419,78-639,96+7782,99-3179,68+2592,53-5136,1=0.

3.3.5 Розрахунок статичної осьової жорсткості шпиндельного вузла

Розрахункова схема

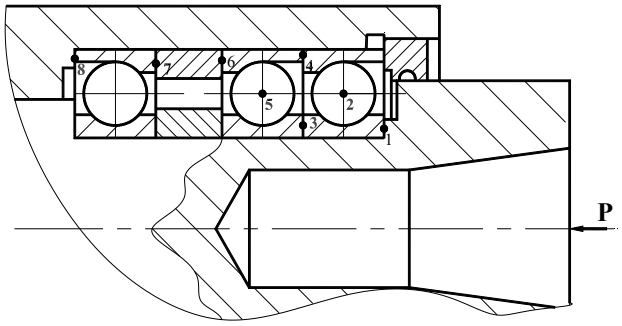



Рисунок 3.21 – Конструктивна схема

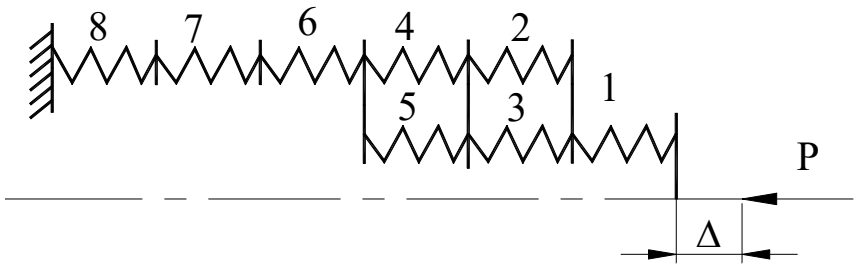



Рисунок 3.22 – Розрахункова схема

Види з’єднань

$j_{1,3,4,6,7,8}$ – плоскі нерухомі стики;

$j_{2,5}$ – підшипники;

Приведення розрахункової схеми:

$$j_{2,4} = \frac{j_2 \cdot j_4}{j_2 + j_4}$$ – послідовне з'єднання;

$$j_{3,5} = \frac{j_3 \cdot j_5}{j_3 + j_5}$$ – послідовне з'єднання;

$$j_{6,7} = \frac{j_6 \cdot j_7}{j_6 + j_7}$$ – послідовне з'єднання;

$$j_{(6,7),8} = \frac{j_{6,7} \cdot j_8}{j_{6,7} + j_8}$$ – послідовне з'єднання;

Отримаємо схему:

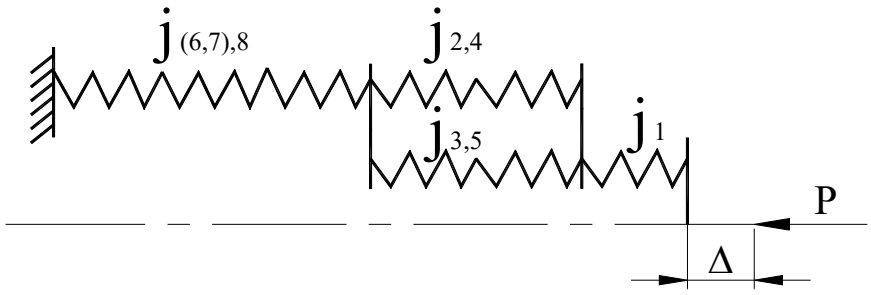



Рисунок 3.23 – Розрахункова схема

Тоді $j_{(2,4),(3,5)} = j_{2,4} + j_{3,5} = j_{2-5}$ – паралельне з'єднання;

$$j_{1,(2-5)} = \frac{j_1 \cdot j_{(2-5)}}{j_1 + j_{(2-5)}}$$ – послідовне з'єднання;

$$j_{(1-8)} = \frac{j_{(1-5)} \cdot j_{(6-8)}}{j_{(1-5)} + j_{(6-8)}}$$ – послідовне з'єднання;

Розрахунок податливості стиків.

Розрахунок контактних деформацій в залежності від виду з'єднання здійснюється по формулах:

1) плоскі нерухомі стики ($m$=0,5)

$$C_\Delta = m \cdot c \cdot p^{m-1} = \frac{1}{2} \cdot c \cdot p^{0.5} = \frac{C_\sigma}{2 \cdot F^{0,5} \cdot p^{0,5}}$$

де $C_\sigma = 1{,}9 \cdot 10^{-9}\, м^2 H^{-\frac{1}{2}}$ для пар $\begin{Bmatrix} \text{сталь} - \text{сталь} \\ \text{сталь} - \text{чавун} \end{Bmatrix}$;

$F$ – площа контакту, м$^2$ ;

2) підшипники кулькові

$$\delta_k = K_ш \cdot p^{\frac{2}{3}}; \quad C_\Delta = \frac{d\delta}{dp} = \frac{2}{3} \cdot \frac{K_ш}{p^{\frac{1}{3}}}$$

де $K_ш$ – коефіцієнт контактної податливості.

Для однорядних шарикових підшипників коефіцієнти податливості:

$$K_ш = 10^{-4} \cdot (0{,}7 - 0{,}02 \cdot d), см \cdot кгс^{-\frac{2}{3}};$$

де $d$ – діаметр підшипника, см.

Тоді $K_ш = 10^{-4} \cdot (0{,}7 - 0{,}02 \cdot 4) = 6{,}2 \cdot 10^{-5}, см \cdot кгс^{-\frac{2}{3}}$.

По розрахунку режимів різання $p_0$=10850 Н.

Податливості стиків будуть:

Плоскі нерухомі

1) $C_3 = \frac{C_\sigma}{2p^{0,5} \cdot F^{0,5}} = \frac{1{,}9 \cdot 10^{-9} \cdot 10^6}{2 \cdot 7850^{0,5} \cdot 866{,}64^{0,5}} = 3{,}098 \cdot 10^{-7} \frac{мм}{Н}$.

де $F = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3{,}14(52^2 - 40^2)}{4} = 866{,}64 мм^2$;

$D$ – максимальний діаметр стику, мм;

$d$ – мінімальний діаметр стику, мм;

Тоді: $j_3 = \frac{1}{C_3} = 3{,}228 \cdot 10^6 \frac{Н}{мм}$ .

2) $C_1 = \frac{1{,}9 \cdot 10^{-9} \cdot 10^6}{2 \cdot 7850^{0,5} \cdot 552{,}64^{0,5}} = 3{,}879 \cdot 10^{-7} \frac{мм}{Н}$.

$$F = \frac{3{,}14(48^2 - 40^2)}{4} = 552{,}64 мм^2.$$

Звідси: $j_1 = \frac{1}{C_1} = 2{,}557 \cdot 10^6 \frac{Н}{мм}$

3) $C_4 = C_8 = \frac{1{,}9 \cdot 10^{-9} \cdot 10^6}{2 \cdot 7850^{0{,}5} \cdot 954{,}26^{0{,}5}} = 2{,}952 \cdot 10^{-7} \frac{мм}{Н}.$

$$F = \frac{3{,}14(80^2 - 72^2)}{4} = 954{,}56 мм^2.$$

Тоді $j_4 = j_8 = \frac{1}{C_4} = 3{,}388 \cdot 10^6 \frac{Н}{мм}.$

4) $C_6 = C_7 = \frac{1{,}9 \cdot 10^{-9} \cdot 10^6}{2 \cdot 7850^{0{,}5} \cdot 1500{,}135^{0{,}5}} = 2{,}355 \cdot 10^{-7} \frac{мм}{Н}.$

$$F = \frac{3{,}14(80^2 - 67^2)}{4} = 1500{,}135 мм^2.$$

Тоді: $j_6 = j_7 = \frac{1}{C_6} = 4{,}247 \cdot 10^6 \frac{Н}{мм}.$

Підшипники кулькові

1) $C_2 = C_5 = \frac{2}{3} \cdot \frac{K_ш}{\frac{1}{p^3}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{6{,}2 \cdot 10^5}{\frac{1}{785^3}} = 4{,}0225 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{Н},$

де $p$=7850 $Н$=785 *кгс* – осьова сила різання.

Тоді $j_2 = j_5 = \frac{1}{C_5} = 2{,}486 \cdot 10^5 \frac{Н}{мм}.$

Розрахунок статичної осьової жорсткості

Обчислені жорсткості стиків підставляємо у формули приведення розрахункової схеми і отримаємо статичну осьову жорсткість:

$$j_{2,4} = \frac{2{,}486 \cdot 10^5 \cdot 3{,}388 \cdot 10^6}{2{,}486 \cdot 10^5 + 3{,}388 \cdot 10^6} = 2{,}316 \cdot 10^5 \frac{Н}{мм};$$

$$j_{3,5} = \frac{3{,}288 \cdot 10^6 \cdot 2{,}486 \cdot 10^5}{3{,}288 \cdot 10^6 + 2{,}486 \cdot 10^5} = 2{,}308 \cdot 10^5 \frac{Н}{мм};$$

$$j_{6,7} = \frac{4{,}247 \cdot 10^6 \cdot 4{,}247 \cdot 10^6}{4{,}247 \cdot 10^6 + 4{,}247 \cdot 10^6} = 2{,}1235 \cdot 10^6 \frac{H}{мм};$$

$$j_{(6-7),8} = \frac{2{,}124 \cdot 10^6 \cdot 3{,}388 \cdot 10^6}{2{,}124 \cdot 10^6 + 3{,}388 \cdot 10^6} = 1{,}305 \cdot 10^6 \frac{H}{мм};$$

$$j_{(6-7),8} = \frac{2{,}124 \cdot 10^6 \cdot 3{,}388 \cdot 10^6}{2{,}124 \cdot 10^6 + 3{,}388 \cdot 10^6} = 1{,}305 \cdot 10^6 \frac{H}{мм};$$

$$j_{(2,4),(3,5)} = 2{,}316 \cdot 10^5 + 2{,}308 \cdot 10^5 = 4{,}624 \cdot 10^5 \frac{H}{мм};$$

$$j_{1,(2-5)} = \frac{2{,}577 \cdot 10^6 \cdot 4{,}624 \cdot 10^5}{2{,}577 \cdot 10^6 + 4{,}624 \cdot 10^5} = 3{,}9208 \cdot 10^5 \frac{H}{мм};$$

$$j_{1-8} = \frac{3{,}9208 \cdot 10^5 \cdot 1{,}305 \cdot 10^6}{3{,}9208 \cdot 10^5 + 1{,}305 \cdot 10^6} = 3{,}015 \cdot 10^5 \frac{H}{мм};$$

Тоді статична жорсткість буде рівна: $j_8 = 3{,}015 \cdot 10^5 \frac{H}{мм}$.

3.3.6 Динамічний розрахунок шпиндельного вузла

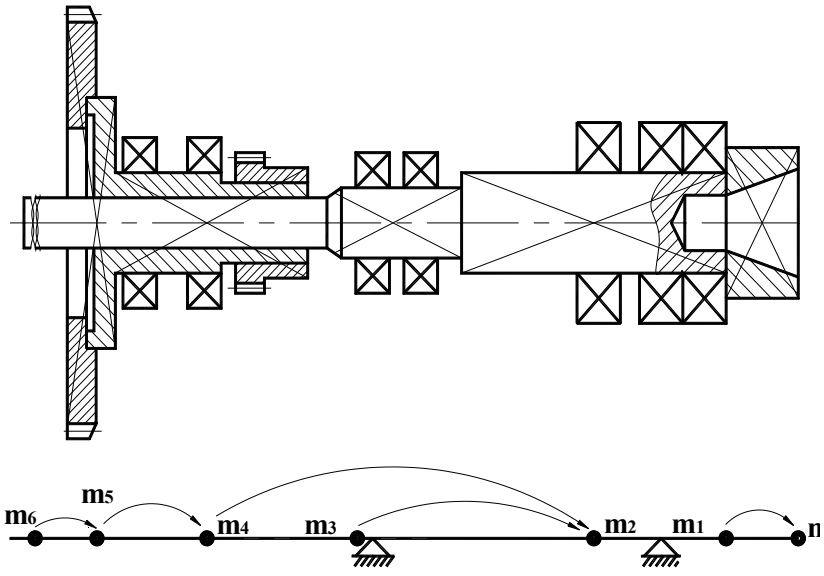



Рисунок 3.24 – Розрахункова схема

Розрахунок моментів інерції і маси ділянки валу.

Моменти інерції:

$$I_1 = 783845{,}3 мм^4; \quad I_2 = 87836{,}4 мм^4.$$

Маси ділянок валу обчислюємо за формулою: $m = V \cdot \rho \cdot 10^{-9}$,

де $\rho - 7800 \frac{кг}{м^3}$ – густина матеріалу;

$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l, мм^3$ – об'єм.

Визначаємо об'єм і маси для кожної ділянки:

$$V_1 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot l = \frac{3{,}14(65^2 - 35^2)}{4} \cdot 70 = 164850 мм^3;$$

$$m_1 = 164850 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 1{,}28 кг.$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l = \frac{3{,}14 \cdot 40^2}{4} \cdot 339 = 425784 мм^3;$$

$$m_2 = 426784 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 3{,}32 кг.$$

$$V_3 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l = \frac{3{,}14 \cdot 30^2}{4} \cdot 85 = 60052{,}5 мм^3;$$

$$m_3 = 60025{,}5 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 0{,}47 кг.$$

$$V_4 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot l = \frac{3{,}14(50^2 - 26^2)}{4} \cdot 100 = 143184 мм^3;$$

$$m_4 = 143184 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 1{,}12 кг.$$

$$V_5 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot l = \frac{3{,}14(120^2 - 26^2)}{4} \cdot 20 = 215466{,}8 мм^3;$$

$$m_5 = 215466 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 1{,}68 кг.$$

$$V_6 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l = \frac{3{,}14 \cdot 26^2)}{4} \cdot 275 = 145931{,}5 мм^3;$$

$$m_6 = 145931{,}5 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 1{,}14 кг.$$

Розрахунок коефіцієнту впливу податливості і приведення системи до двохмасової.

Визначення зосередження приведеної маси на міжопорній частині

шпинделя.

Приведення здійснюємо з умови: *EI=const.*

$$m_{np}^{l} = m^{5} + m^{6} \cdot \mu ,$$

де $\mu = \dfrac{\delta_{11}}{\delta_{22}}$ – коефіцієнт приведення мас.

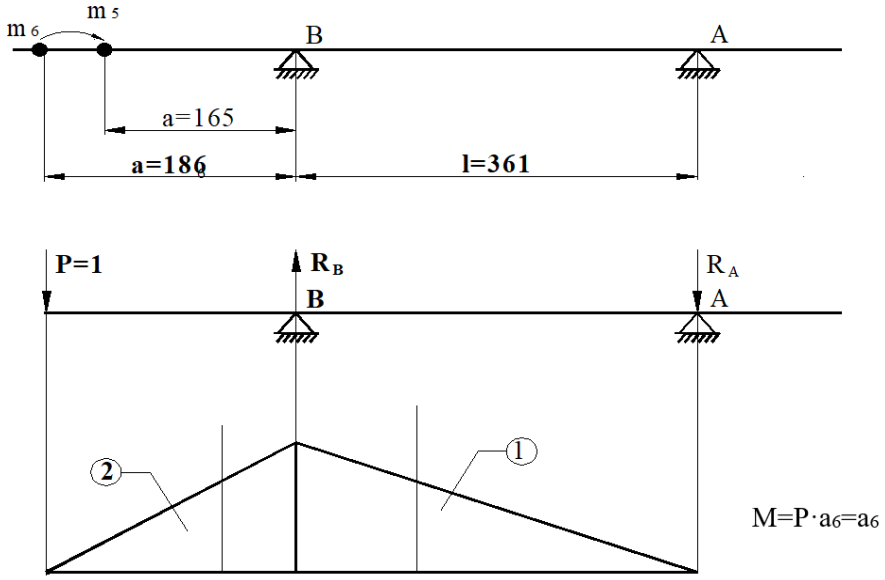



Рисунок 3.25 – Розрахункова схема

Визначаємо реакції опор:

$$\sum M_A = 0; \qquad -P \cdot (a_6 + l) + R_B \cdot l = 0;$$

$$R_B = \frac{P \cdot (a_6 + l)}{l} = \frac{a_6 + l}{l};$$

$$\sum M_B = 0; \qquad -P \cdot a_6 + RA \cdot l = 0;$$

$$R_A = \frac{a_6}{l};$$

Правило Верещагіна:

$$\delta_{ij} = \sum_{i=1}^{k} \frac{1}{EI} \cdot M_{ik} \cdot \omega_{ik},$$

де $M_{ik}$ – площа епюри згинальних моментів;

$\omega_{ik}$ – координата центру ваги епюри згинальних моментів;

$k$ – номер ділянки епюри .

$$\delta_{11}=\left(\frac{1}{2}\cdot l\cdot a_6\cdot\frac{2}{3}a_6+\frac{1}{2}\cdot a_6\cdot a_6\cdot\frac{2}{3}a_6\right)\cdot\frac{1}{EI}=\left(\frac{la_6^2}{3}+\frac{a_6^3}{3}\right)\cdot\frac{1}{EI}=\left(\frac{la_6^2+a_6^3}{3}\right)\cdot\frac{1}{EI}$$

Знайдемо $\delta_{22}$:

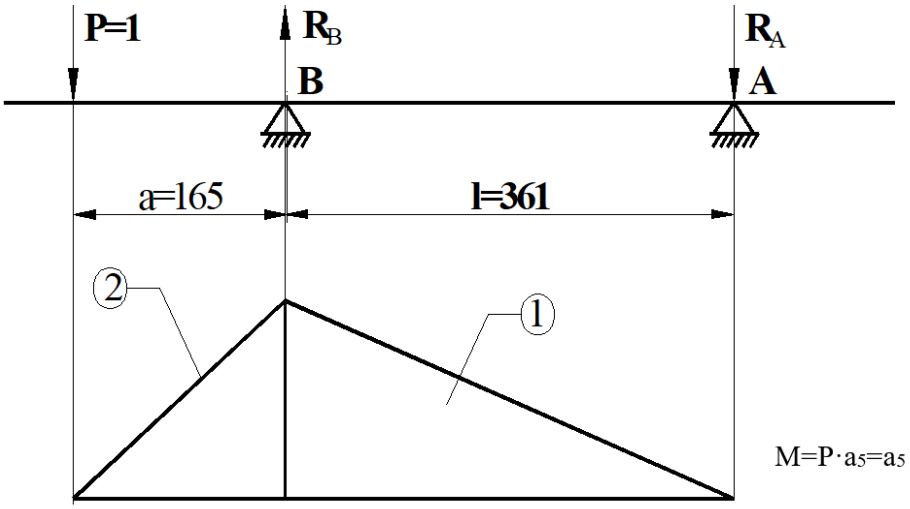



Рисунок 3.26 – Розрахункова схема

Визначаємо реакції опор:

$$\sum M_A=0;\qquad -P\cdot(a_5+l)+R_B\cdot l=0;\qquad R_B=\frac{P\cdot(a_5+l)}{l}=\frac{a_5+l}{l};$$

$$\sum M_B=0;\qquad -P\cdot a_5+R_A\cdot l=0;\qquad R_A=\frac{a_5}{l};$$

Правило Верещагіна:

$$\delta_{22}=\left(\frac{1}{2}\cdot l\cdot a_5\cdot\frac{2}{3}a_5+\frac{1}{2}\cdot a_5\cdot a_5\cdot\frac{2}{3}a_5\right)\cdot\frac{1}{EI}=\left(\frac{la_5^2+a_5^3}{3}\right)\cdot\frac{1}{EI}.$$

Тоді:

$$\mu=\frac{\delta_{11}}{\delta_{22}}=\left(\frac{la_6^2+a_6^3}{3EI}\right)\cdot\left(\frac{3EI}{la_5^2+a_5^3}\right)=\frac{la_6^2+a_6^3}{la_5^2+a_5^3}=\frac{a_6^2(l+a_6^3)}{a_5^2(l+a_5^3)}.$$

Приведена маса:

$$m_{np}^1 = M_1 = m_5 + m_6 \cdot \frac{a_6^2(l+a_6^3)}{a_5^2(l+a_5^3)} = 1{,}68 + 1{,}14 \cdot \frac{186^2(361+186)}{165^2(361+165)} = 1{,}68 + 1{,}14 \cdot 1{,}32 =$$

$= 3{,}18648 \approx 3{,}186 кг$.

Аналогічно проводимо зведення інших мас.

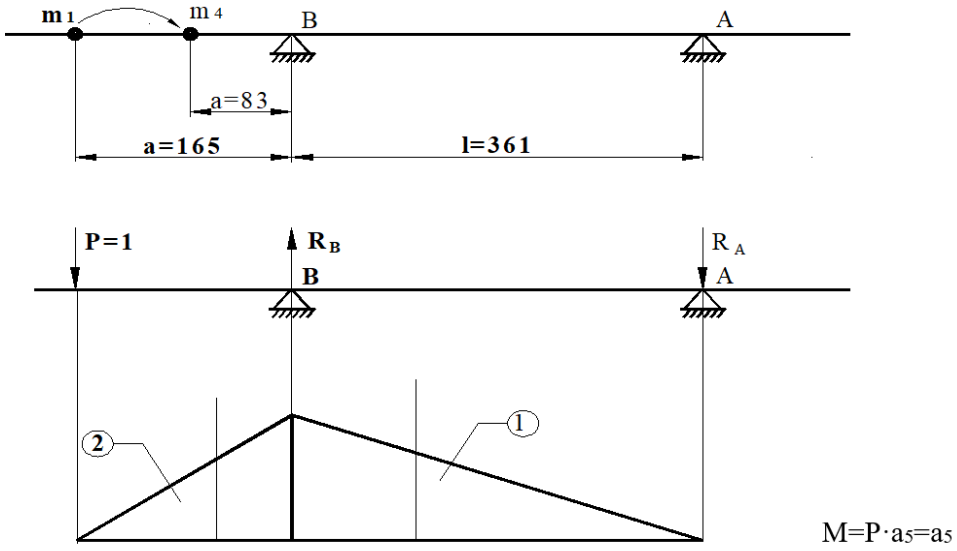



Рисунок 3.27 – Розрахункова схема

$$\delta_{11} = \left(\frac{1}{2} \cdot l \cdot a_5 \cdot \frac{2}{3} a_5 + \frac{1}{2} a_5 \cdot a_5 \cdot \frac{2}{3} a_5\right) \cdot \frac{1}{EI} = \left(\frac{a_5^2 \cdot l + a_5^3}{3}\right) \cdot \frac{1}{EI}.$$

Знаходимо $\delta_{22}$:

$$\delta_{22} = \left(\frac{1}{2} \cdot l \cdot a_4 \cdot \frac{2}{3} a_4 + \frac{1}{2} a_4 \cdot a_4 \cdot \frac{2}{3} a_5\right) \cdot \frac{1}{EI} = \left(\frac{a_4^2 \cdot l + a_4^3}{3}\right) \cdot \frac{1}{EI}.$$

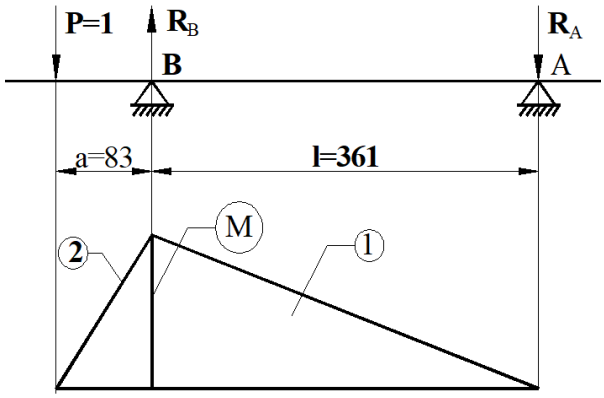



Рисунок 3.28 – Розрахункова схема

Тоді $\mu = \dfrac{\delta_{11}}{\delta_{22}} = \dfrac{la_5^2 + a_5^3}{3EI} \cdot \dfrac{3EI}{la_4^2 + a_4^3} = \dfrac{a_5^2(l + a_5)}{a_4^2(l + a_4)}.$

Приведена маса

$$m_{np}^2 = M_2 = m_4 + M_2 \cdot \frac{a_5^2(l + a_5)}{a_4^2(l + a_4)} = 1{,}12 + 3{,}186 \cdot \frac{165^2(361 + 186)}{83^2(361 + 83)} =$$

$$= 16{,}03627 \approx 16{,}04 кг\,.$$

$\delta_{11}$ для схеми:

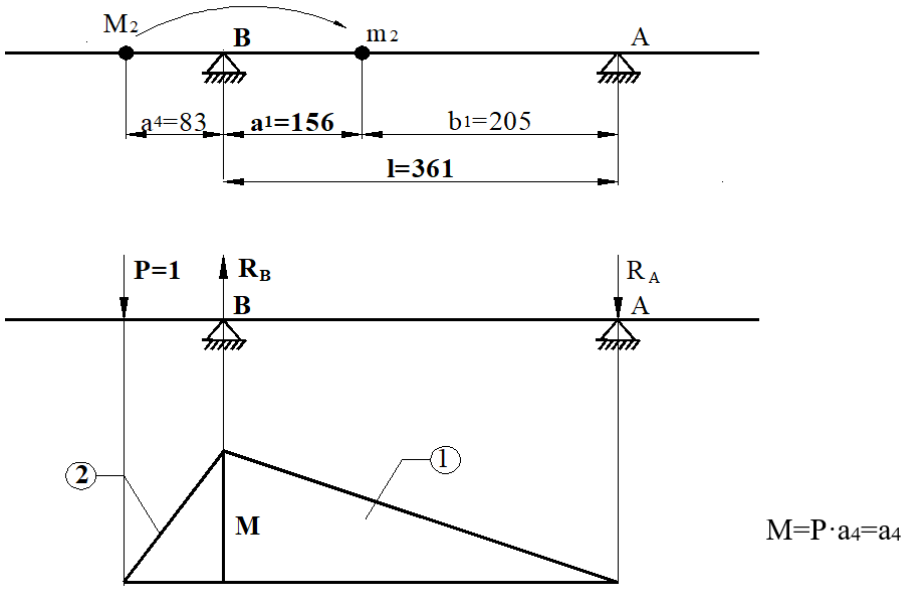



Рисунок 3.29 – Розрахункова схема

$$\delta_{11} = \left(\frac{1}{2} \cdot l \cdot a_4 \cdot \frac{2}{3} a_4 + \frac{1}{2} a_4 \cdot a_4 \cdot \frac{2}{3} a_4\right) \cdot \frac{1}{EI} = \left(\frac{a_4^2 \cdot l + a_4^3}{3}\right) \cdot \frac{1}{EI}.$$

Знаходимо $\delta_{22}$:

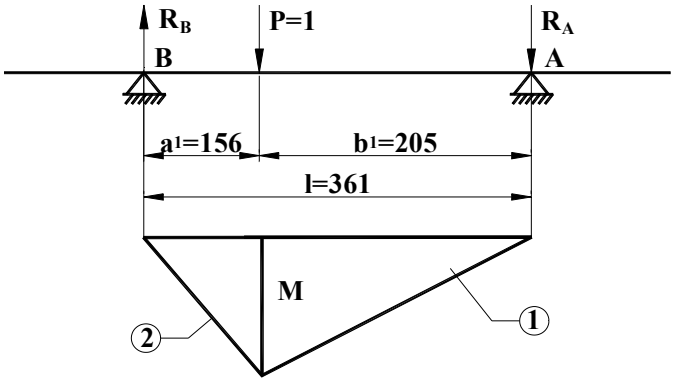



Рисунок 3.30 – Розрахункова схема

$$\delta_{22}=\left(\frac{1}{2}\cdot\frac{a_1b_1}{l}\cdot b_1\cdot\frac{2}{3}\cdot\frac{a_1b_1}{l}+\frac{1}{2}\cdot\frac{a_1b_1}{l}\cdot a_1\cdot\frac{2}{3}\cdot\frac{a_1b_1}{l}\right)\cdot\frac{1}{EI}=\left(\frac{a_1^2\cdot b_1^2}{3}\right)\cdot\frac{1}{EI}.$$

Коефіцієнт приведених мас:

$$m_{np}^3=M_3=m_2+M_2\cdot\frac{a_4^2(l+a_4)\cdot l}{a_1^2\cdot b_1^2}=3{,}32+16{,}04\cdot\frac{83^2(361+83)\cdot 361}{156^2\cdot 205^2}=$$

$$=20{,}63838=20{,}64кг.$$

$\delta_{11}$ для схеми:

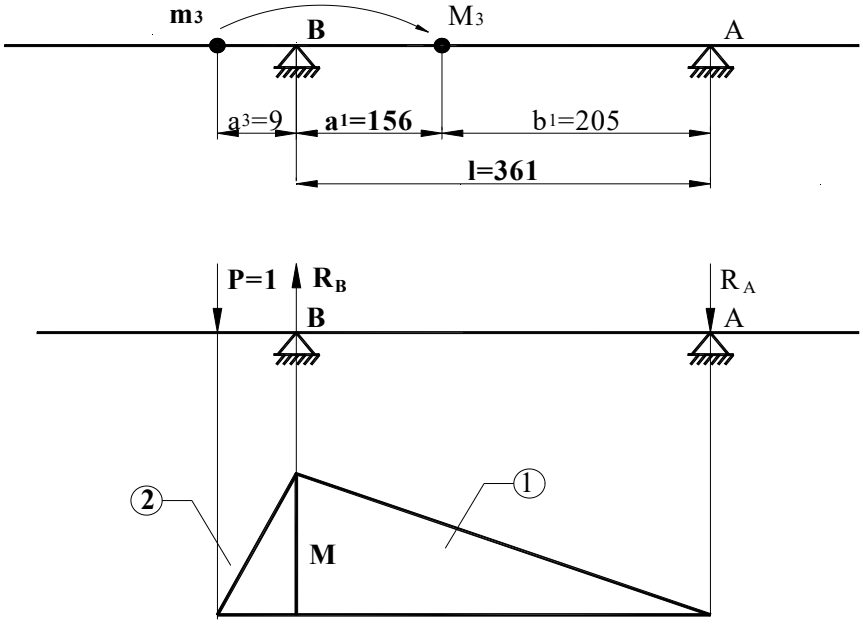



Рисунок 3.31 – Розрахункова схема

$$\delta_{11}=\left(\frac{1}{2}\cdot l\cdot a_3\cdot\frac{2}{3}a_3+\frac{1}{2}a_3\cdot a_3\cdot\frac{2}{3}a_3\right)\cdot\frac{1}{EI}=\left(\frac{a_3^2\cdot l+a_3^3}{3}\right)\cdot\frac{1}{EI}.$$

Знаходимо $\delta_{22}$:

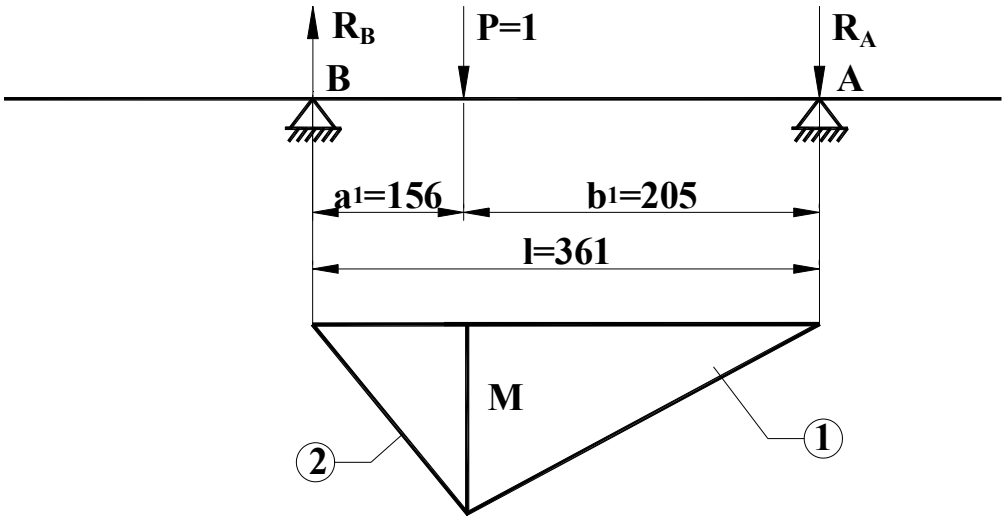



Рисунок 3.32 – Розрахункова схема

$$\delta_{22}=\left(\frac{1}{2}\cdot\frac{a_1b_1}{l}\cdot b_1\cdot\frac{2}{3}\cdot\frac{a_1b_1}{l}+\frac{1}{2}\cdot\frac{a_1b_1}{l}\cdot a_1\cdot\frac{2}{3}\cdot\frac{a_1b_1}{l}\right)\cdot\frac{1}{EI}=\left(\frac{a_1^2\cdot b_1^2}{3}\right)\cdot\frac{1}{EI}.$$

Коефіцієнт приведення мас:

$$\mu=\frac{\delta_{11}}{\delta_{22}}=\frac{a_3^2l+a_3^3}{3EI}\cdot\frac{3EI}{a_1^2\cdot b_1^2}=\frac{a_3^2(l+a_3)}{a_1^2\cdot b_1^2}.$$

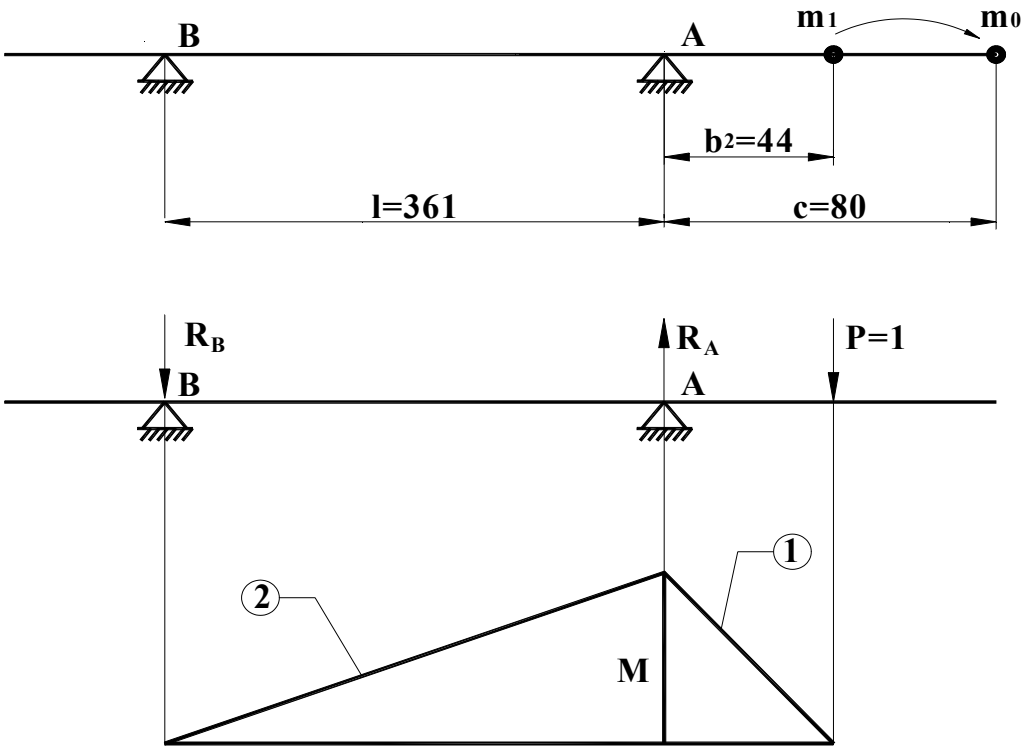
Приведена маса:

$$m_{np}^2=M_3=M_3+m_2\cdot\frac{a_3^2(l+a_3)\cdot l}{a_1^2\cdot b_1^2}=20{,}64+0{,}47\cdot0{,}01=20{,}65кг.$$

Визначення зосередженої приведеної маси на консолі шпинделя.

Знайдемо $\delta_{11}$ для схеми :

$$\delta_{11}=\left(\frac{1}{2}\cdot b_2\cdot b_2\cdot\frac{2}{3}b_2+\frac{1}{2}b_2\cdot l\cdot\frac{2}{3}b_2\right)\cdot\frac{1}{EI}=\frac{b_2^2\cdot(b_2+l)}{3EI}.$$




$M=P\cdot b_2= b_2$

Рисунок 3.33 – Розрахункова схема

Знаходимо $\delta_{22}$:

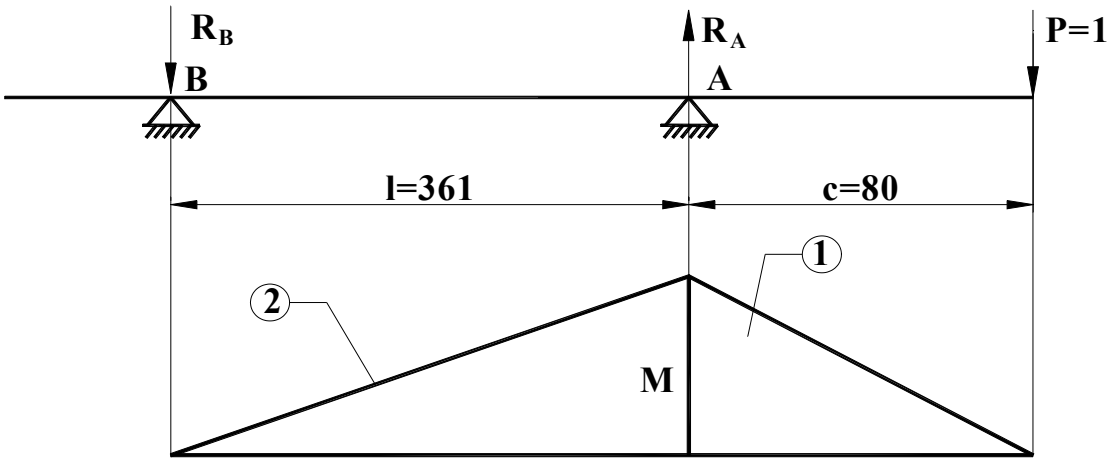



Рисунок 3.34 – Розрахункова схема

$$\delta_{22}=\left(\frac{1}{2}\cdot c\cdot c\cdot\frac{2}{3}\cdot c+\frac{1}{2}\cdot c\cdot l\cdot\frac{2}{3}\cdot c\right)\cdot\frac{1}{EI}=\cdot\frac{c^2(c+l)}{3EI}.$$

Коефіцієнт приведення мас:

$$\mu=\frac{\delta_{11}}{\delta_{22}}=\frac{b_2^2(b_{2+}l)}{3EI}\cdot\frac{3EI}{c^2\cdot(c+l)}=\frac{b_2^2(b_2+l)}{c^2\cdot(c+l)}.$$

Приведена маса:

$$m_{np}^2 = M_5 = m_0 + m_1 \cdot \mu = 0 + 1{,}28 \cdot \frac{44^2(44+361)}{80^2(80+361)} = 0{,}356 кг\,.$$

Отже ми звели нашу систему до двохмасової.

Визначення частот і форм власних коливань.

Розрахункова схема.

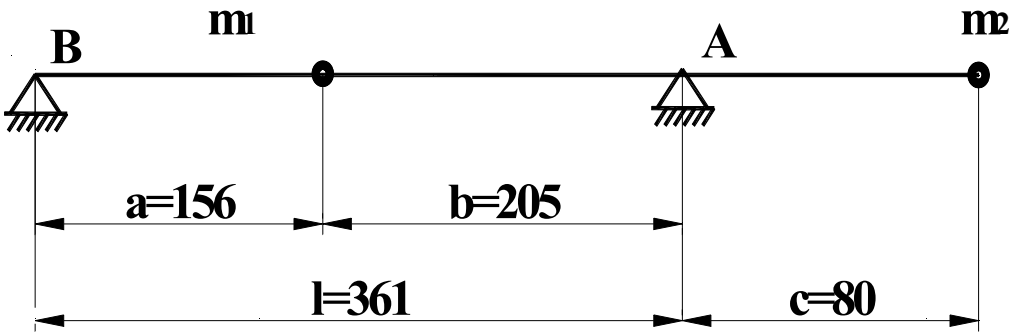



Рисунок 3.35 – Розрахункова схема

Визначення коефіцієнтів податливості.

Знайдемо $\delta_{11}$ для схеми (рис. 3.35):

$$\sum M_B = 0; \qquad -P \cdot (l-b) + R_A \cdot l = 0;$$

$$R_A = \frac{l-b}{l}; \qquad M = R_A \cdot b = \frac{(l-b) \cdot b}{l};$$

$$1)\ M = \frac{1}{2} b \cdot \frac{(l-b) \cdot b}{l} = \frac{b^2(l-b)}{2l};$$

$$\omega = \frac{2}{3} \cdot \frac{(l-b) \cdot b}{l};$$

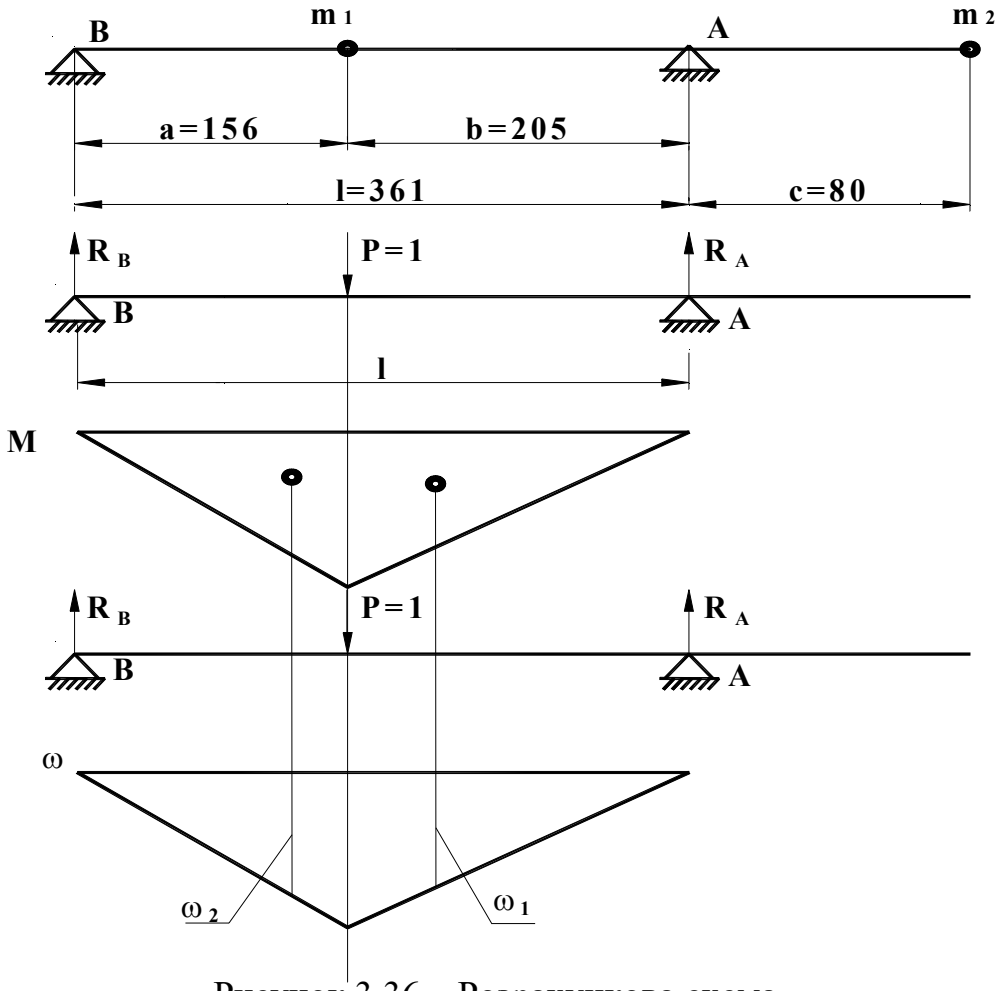



Рисунок 3.36 – Розрахункова схема

2) $M = \frac{1}{2} a \cdot \frac{(l-b) \cdot b}{l} = \frac{ab^2 (l-b)}{2l}$; $\omega = \frac{2}{3} \cdot \frac{(l-a) \cdot a}{l}$;

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \cdot \left( \cdot \frac{b^2 (l-b)}{2l} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{b(l-b)}{l} + \frac{a \cdot b \cdot (l-b)}{2l} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{(l-b) \cdot b}{l} \right) = \frac{b^2 \cdot (l-b)}{l} =$$

$$= \frac{205^2 \cdot (361-205)^2}{3 \cdot 361 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 87836{,}4} = 5{,}375 \cdot 10^{-5} \frac{мм}{H}$$

Знайдемо $\delta_{22}$:

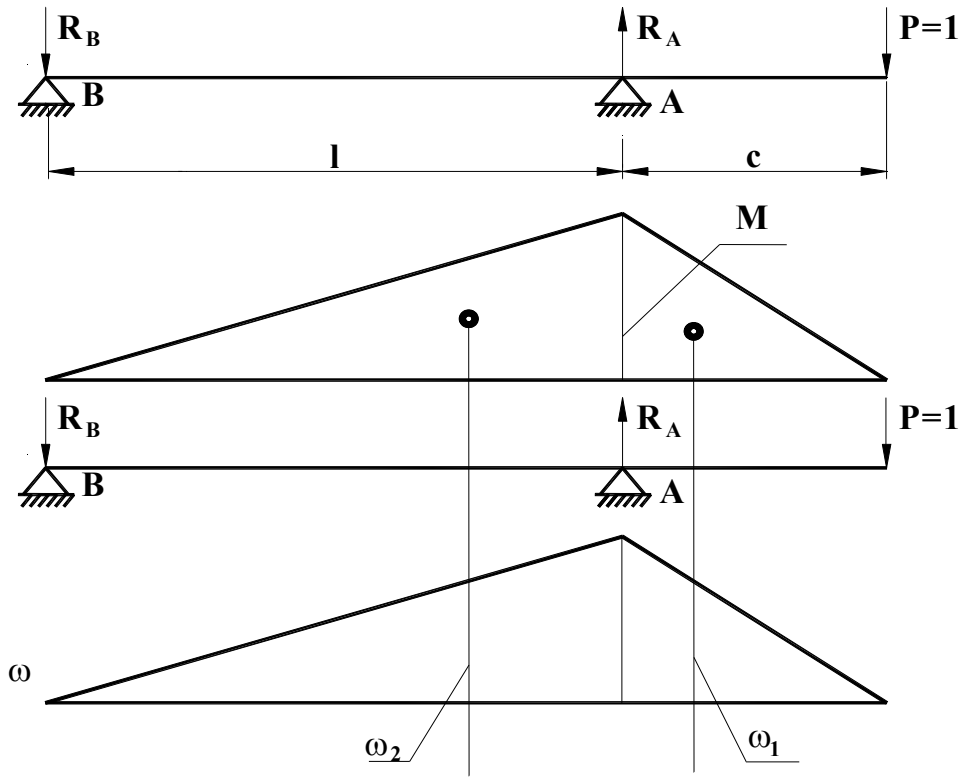



Рисунок 3.37 – Розрахункова схема

1) $M = \frac{1}{2} c \cdot c$;

$\omega = \frac{2}{3} \cdot \frac{(l-c) \cdot c}{l}$ ;

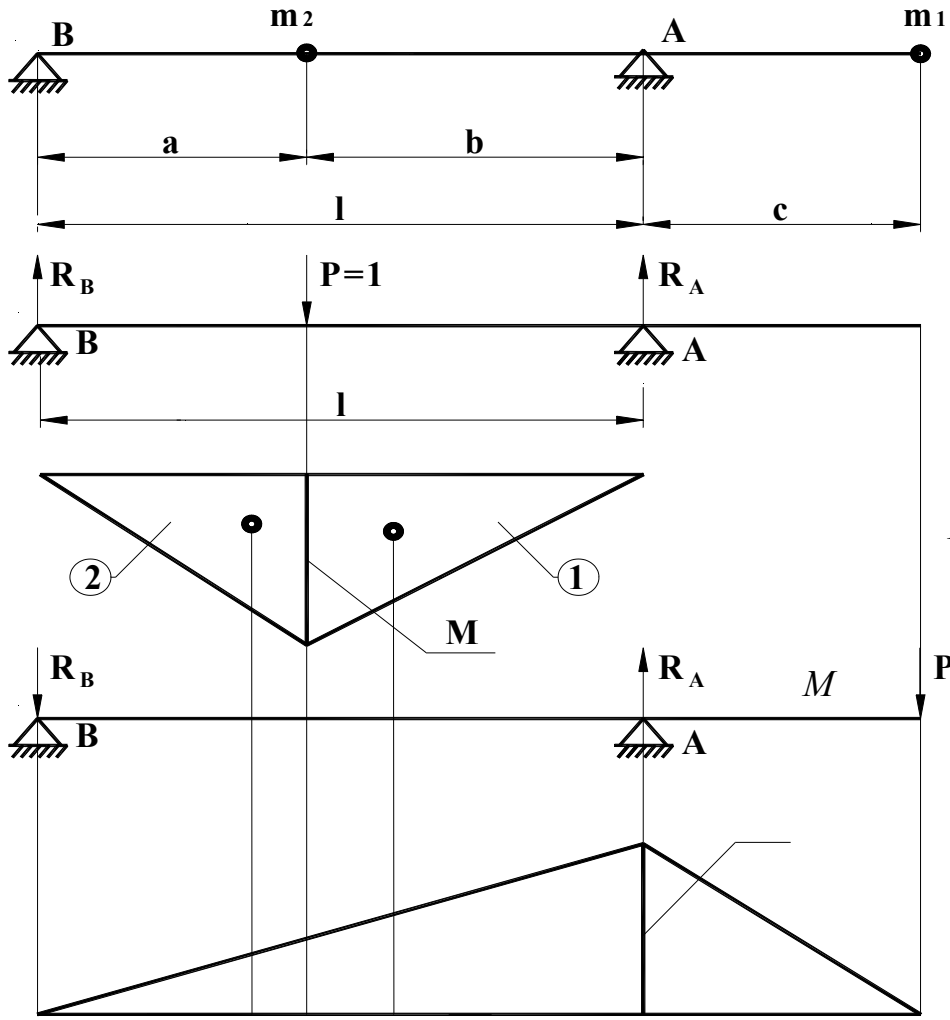
2) $M = \frac{1}{2} l \cdot c$;

$\omega = \frac{2}{3} \cdot \frac{(l-c) \cdot c}{l}$.

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI_1} \cdot \left( \frac{1}{2} c^2 \cdot \frac{2}{3} c \right) + \frac{1}{EI_2} \left( \frac{1}{2} l \cdot c \cdot \frac{2}{3} c \right) = \frac{1}{EI_1} \cdot \left( \frac{c^3}{2} \right) + \frac{1}{EI_2} \left( \frac{l \cdot c^3}{3} \right) =$$

$$= \frac{80^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 783845{,}3 \cdot 3} + \frac{361 \cdot 80^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 87836{,}4 \cdot 3} = 4{,}4927 \cdot 10^{-5} \frac{мм}{H}.$$

Визначаємо коефіцієнти впливу податливості $\delta_{12} = \delta_{21}$:




$$M = \frac{(l-b)\cdot b}{l};$$

$$M = c;$$

Рисунок 3.38 – Розрахункова схема

1) $M = \dfrac{(l-b)\cdot b^2}{2l};$ $\omega = \dfrac{c\cdot(l-\frac{2}{3}b)}{l};$

2) $M = \dfrac{1}{2}l\cdot c;$ $\omega = \dfrac{2c(l-b)}{3l}.$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{EI}\cdot\left(\frac{(l-b)\cdot b^2}{2\cdot l}\cdot\frac{c(l-\frac{2}{3}b)}{2l} + \frac{(l-b)\cdot b^2}{2l}\cdot\frac{2c\cdot(l-b)}{3l}\right) = \frac{c(l-b)\cdot b}{6lEI}\cdot(2l-b) =$$

$$\frac{80\cdot(361-205)\cdot 205}{2\cdot 10^5\cdot 87836{,}4\cdot 6\cdot 361}\cdot(2\cdot 361-205) = 3{,}476\cdot 10^{-5}\,\frac{мм}{H}.$$

Знаходження частоти і форм власних коливань з використанням матриць.

Рівняння коливань в матричному вигляді: $U\cdot(p\cdot D\cdot M - E) = 0$.

Для рішення в матричній формі приймаємо, що в кожній власній частоті $p_k$ відповідає свій стовпець амплітуд $U_k$, тобто

$$U_k \cdot (p_k^2 \cdot D \cdot M - E) = 0$$

Проведемо заміну: $(p_k^2 \cdot D \cdot M - E) = A$ , тоді $U_k \cdot A = 0$. Для визначення амплітуд $U_k$ необхідно знайти матрицю $A^{П}=adj(A)$ приєднану до матриці А.

$A^{П}$ – транспонована матриця алгебраїчних доповнень.

Для вище приведеної балки знайдемо рішення з використанням матриць.

$$A = \begin{vmatrix} p^2\delta_{11}m_1 - 1 & p^2\delta_{12}m_2 \\ p^2\delta_{21}m_1 & p^2\delta_{22}m_2 - 1 \end{vmatrix} = 0$$

$$(p^2\delta_{11}m_1 - 1) \cdot (p^2\delta_{22}m_2 - 1) - p^4\delta_{12}^2 m_1 m_2 - 1 = 0;$$

$$m_1 m_2 (\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2) p^4 - (m_1\delta_{11} + m_2\delta_{22}) p^2 + 1 = 0;$$

$$206{,}4 \cdot 3{,}56 \cdot (5{,}38 \cdot 10^{-5} \cdot 4{,}49 \cdot 10^{-5} - (3{,}48 \cdot 10^{-5})^2 \cdot p^4 - (206{,}4 \cdot 5{,}38 \cdot 10^{-5} +$$
$$+ 3{,}56 \cdot 4{,}49 \cdot 10^{-5}) p^2 + 1 = 0$$

Проведемо заміну $p^2=t$:

$$8{,}855 \cdot 10^{-8} t^2 - 1{,}127 \cdot 10^{-1} \cdot t + 1 = 0;$$

$$D = b^2 - 4ac = (-1{,}127 \cdot 10^{-1})^2 - 4 \cdot 8{,}855 \cdot 10^{-8} = 5{,}184 \cdot 10^{-3};$$

$$t_1 = \frac{-b - \sqrt{D}}{2a} = \frac{1{,}127 \cdot 10^{-1} - \sqrt{5{,}184 \cdot 10^{-3}}}{2 \cdot 8{,}855 \cdot 10^{-8}} = 289813{,}66;$$

$$t_1 = \frac{-b + \sqrt{D}}{2a} = \frac{1{,}127 \cdot 10^{-1} + \sqrt{5{,}184 \cdot 10^{-3}}}{2 \cdot 8{,}855 \cdot 10^{-8}} = 10429135{,}3;$$

Знаходимо власну частоту: $p = \sqrt{t}$ .

$$p_1 = \sqrt{289813{,}66} = 538{,}34\, рад \cdot c^{-1}; \qquad p_2 = \sqrt{10429135{,}3} = 3229{,}42\, рад \cdot c^{-1};$$

$$f_1 = \frac{p_1}{2 \cdot \pi} = \frac{538{,}34}{2 \cdot 3{,}14} = 85{,}72\, Гц; \qquad f_1 = \frac{p_2}{2 \cdot \pi} = \frac{3229{,}42}{2 \cdot 3{,}14} = 514{,}24\, Гц;$$

Матриця алгебраїчних доповнень :

$$\Delta = \begin{vmatrix} p^2\delta_{22}m_2 - 1 & p^2\delta_{21}m_1 \\ -p^2\delta_{12}m_2 & p^2\delta_{11}m_1 \end{vmatrix},$$

$$A^{П} = \Delta^{T} = \begin{vmatrix} p^2\delta_{22}m_2 - 1 & -p^2\delta_{12}m_2 \\ -p^2\delta_{21}m_1 & p^2\delta_{11}m_1 \end{vmatrix}.$$

Приймаємо $U_{11} = 1;\ U_{12} = 1$, тоді знаходимо амплітуду:

$$U_{12} = \frac{f_1^2\delta_2 m_2}{1 - f_1^2\delta_{22}m_2} = \frac{85{,}72^2 \cdot 3{,}48 \cdot 10^{-5} \cdot 3{,}56}{1 - 85{,}72^2 \cdot 4{,}49 \cdot 10^{-5} \cdot 3{,}56} = 1{,}07 \cdot 10^{-2};$$

$$U_{22} = \frac{1 - f_2^2\delta_{11}m_1}{1 - f_2^2\delta_{21}m_1} = \frac{1 - 514{,}24^2 \cdot 5{,}38 \cdot 10^{-5} \cdot 206{,}4}{514{,}24^2 \cdot 3{,}48 \cdot 10^{-5} \cdot 206{,}4} = -0{,}825.$$

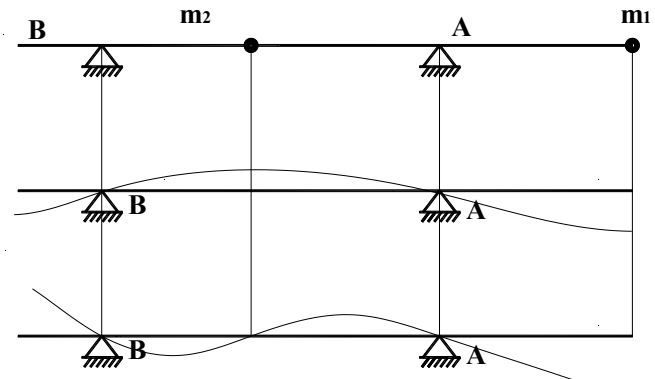



Рисунок 3.39 – Форма коливань

3.3.7 Вибір класу точності шпиндельних підшипників

Згідно до технічних вимог на верстат, радіальне биття у торця шпинделя на відстані 300 мм, для верстатів класу точності П має бути не більше $[R_{r1}] = 0{,}006 мм$ і $[R_{r2}] = 0{,}01 мм$ відповідно, а осьове не більше $[A_r] = 0{,}006 мм$.

В опорах шпинделя встановлено радіально-упорний здвоєний шарикопідшипник 246106, триплекс підшипників 460208.

Підшипники встановлені другого класу точності, які мають радіальне биття доріжки кочення внутрішнього кільця не більше $R_i = 0{,}0025 мм$ і осьове биття доріжки кочення не більше $A_r = 0{,}0025 мм$. Підшипники встановлюються в опорах биттям по різні сторони від осі шпинделя.

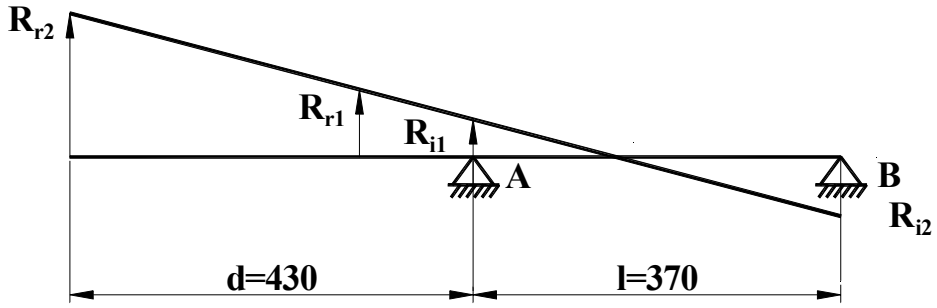



Рисунок 3.40 – Розрахункова схема

Радіальне биття у торця шпинделя:

$$R_{r1} = 1{,}5\left[ k \cdot R_{i1} \cdot \frac{b}{l} \cdot (k_1 \cdot R_{i1} + k_2 \cdot R_{i2}) \right] =$$

$$= 1{,}5\left[ 0{,}58 \cdot 0{,}0025 + \frac{130}{370} \cdot (0{,}58 \cdot 0{,}0025 + 0{,}71 \cdot 0{,}0025) \right] = 0{,}004 мм$$

де $k_1 = \frac{1}{\sqrt{m_1}} = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0{,}58;$

$m_1$ – кількість підшипників в опорі $A$;

$$k_1 = \frac{1}{\sqrt{m_2}} = \frac{1}{\sqrt{2}} = 0{,}71;$$

$m_2$ – кількість підшипників в опорі $B$;

$R_{i1} = R_{i2} = 0{,}0025 мм$ – допустиме биття підшипників.

Радіальне биття на відстані 300 мм від торця шпинделя:

$$R_{r2} = 1{,}5\left[ k_1 \cdot R_{i1} + \frac{d}{l} \cdot (k_1 \cdot R_{i1} + k_2 \cdot R_{i2}) \right] =$$

$$= 1{,}5\left[ 0{,}58 \cdot 0{,}0025 + \frac{430}{370} \cdot (0{,}58 \cdot 0{,}0025 + 0{,}71 \cdot 0{,}0025) \right] = 0{,}088 мм$$

Осьове биття шпинделя:

$A_i = A_r \cdot k = 0{,}0025 \cdot 0{,}71 = 0{,}0018 мм$ .

Для підшипників 4-го класу точності:

$[R_i] = 0{,}004 мм;\quad [A_r] = 0{,}004 мм$ .

Підшипники встановлені в опорах биттям по різні сторони від осі

шпинделя:

$$R_{r1} = 1{,}5\left[0{,}58 \cdot 0{,}004 + \frac{130}{370} \cdot (0{,}58 \cdot 0{,}004 + 0{,}71 \cdot 0{,}004)\right] = 0{,}0067 мм;$$

$$R_{r2} = 1{,}5\left[0{,}58 \cdot 0{,}004 + \frac{430}{370} \cdot (0{,}58 \cdot 0{,}004 + 0{,}71 \cdot 0{,}004)\right] = 0{,}014 мм.$$

$$A_i = 0{,}004 \cdot 0{,}71 = 0{,}0028 мм.$$

Підшипники встановлені в опорах биттям по одну сторону від осі шпинделя.

Підшипники вибираються таким чином, щоб різниця їх биття не перевищувала 1 мкм. Найбільше радіальне биття в місцях контролю буде в тому випадку, коли биття доріжки кочення підшипників передньої опори $[R_{i1}] = 0{,}004 мм$, а задньої $[R_{i2}] = 0{,}003 мм$.

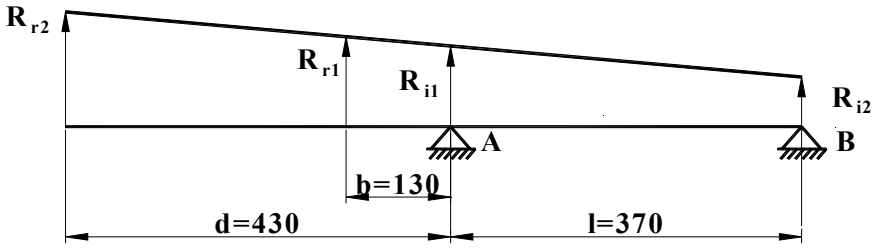



Рисунок 3.41 – Розрахункова схема

Радіальне биття біля торця шпинделя:

$$R_{r1} = 1{,}5\left[k_1 \cdot R_{i1} + \frac{b}{l} \cdot (k_1 \cdot R_{i1} - k_2 \cdot R_{i2})\right] =$$

$$= 1{,}5\left[0{,}58 \cdot 0{,}004 + \frac{130}{370} \cdot (0{,}58 \cdot 0{,}004 - 0{,}71 \cdot 0{,}003)\right] = 0{,}0036 мм$$

Радіальне биття на відстані 300 мм:

$$R_{r2} = 1{,}5\left[k_1 \cdot R_{i1} + \frac{d}{l} \cdot (k_1 \cdot R_{i1} - k_2 \cdot R_{i2})\right] =$$

$$= 1{,}5\left[0{,}58 \cdot 0{,}0025 + \frac{430}{370} \cdot (0{,}58 \cdot 0{,}004 - 0{,}71 \cdot 0{,}003)\right] = 0{,}0039 мм$$

Осьове биття шпинделя: $A_i = A_r \cdot k_1 = 0{,}004 \cdot 0{,}58 = 0{,}00232 мм$.

Для підшипників 5-го класу точності радіальне биття $R_{i1} = 5 мкм$ і $R_{i2} = 4 мкм$. Підшипники встановлюються по одну сторону від осі шпинделя. Осьове биття доріжки кочення не більше $A_r = 8 мкм$.

Радіальне биття біля торця шпинделя:

$$R_{r1} = 1{,}5\left[ k_1 \cdot R_{i1} + \frac{b}{l} \cdot (k_1 \cdot R_{i1} - k_2 \cdot R_{i2}) \right] =$$

$$= 1{,}5\left[ 0{,}58 \cdot 0{,}005 + \frac{130}{370} \cdot (0{,}58 \cdot 0{,}005 - 0{,}71 \cdot 0{,}004) \right] = 0{,}0044 мм$$

Радіальне биття на відстані 300 мм:

$$R_{r2} = 1{,}5\left[ k_1 \cdot R_{i1} + \frac{d}{l} \cdot (k_1 \cdot R_{i1} - k_2 \cdot R_{i2}) \right] =$$

$$= 1{,}5\left[ 0{,}58 \cdot 0{,}005 + \frac{430}{370} \cdot (0{,}58 \cdot 0{,}005 - 0{,}71 \cdot 0{,}004) \right] = 0{,}0045 мм$$

Осьове биття шпинделя: $A_i = A_r \cdot k_1 = 0{,}008 \cdot 0{,}58 = 0{,}00464 мм$.

Таким чином підшипники шпинделя другого класу точності можуть бути встановлені биттям по різні сторони від осі шпинделя, а підшипники п’ятого класу точності необхідно встановити биттям по одну сторону від осі шпинделя.

Підшипники 5-го класу точності:

$$R_{r1} = 0{,}0044 мм < [R_{r1}] = 0{,}006 мм;$$

$$R_{r2} = 0{,}0045 мм < [R_{r2}] = 0{,}01 мм;$$

$$A_r = 0{,}00464 мм < [A_r] = 0{,}005 мм.$$

# ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

В результаті проведення конструктивно-проектних робіт отримано результати:

1. В якості верстатів прототипів, на базі яких проведено проектування вибрано такі верстати: 2Н135, 2554, інші. Дані верстати призначені для свердління, розсвердлювання, нарізання різі мітчиком, зенкерування, розвертання, зенкування;

2. На базі оптимальної схеми формоутворення зроблено аналіз компоновочних схем верстату і за умовами відбору компоновок прийнято оптимальну компоновку вертикально-свердлильного верстату.

3. Проведено силовий та кінематичний розрахунок розроблених коробки швидкостей і коробки подач на основі чого визначено їх оптимальні конструктивні параметри.

4. Проведено детальний розрахунок шпиндельного вузла, оскільки він є найвідповідальнішим вузлом верстату і забезпечує потрібну точність і якість обробки деталі на верстаті. Розрахунок шпиндельного вузла проведено по таких параметрах: жорсткість, теплостійкість, вібростійкість.

5. Виконано розділ з охорони праці в якому розглянуті питання техніки безпеки, організації робочого місця робітника, вентиляцію, електробезпеку, пожежну безпеку.

Впровадження проектованого верстату дозволить скоротити кількість металорізальних верстатів, чисельність працюючих зменшиться, а отже, і зменшиться площа дільниці. Із застосуванням верстата обробка декількох поверхонь буде проводитись одночасно, що економічно набагато вигідніше. Собівартість одиниці продукції зменшиться. Продуктивність праці зросте, економічний ефект від впровадження нового верстата буде вагомим.

# СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Металорізальні верстати. Кінематичний аналіз. Практикум до виконання практичних та лабораторних робіт [Електронний ресурс]: Навч. посібник для студ. спеціальностей 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Металорізальні верстати та системи» / О.В. Шевченко, А.Ю. Бєляєва; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові данні (1 файл: 6,5 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 86 с.

2. Агрегатно модульне технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення. Під заг. Ред.. Ю.М. Кузнєцова. Навч. Посібник для ВНЗ. Кіровоград, 2003. – 507с.

3. Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник за ред. Р.І. Сіліна. – Львів: Видавництво «Бескид Бід», 2008. – 448с.

4. Деталі машин: підручник / [Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с.

5. Деталі машин: Навчальний посібник / Г.М. Борозенець, В.М. Павлов., І.В. Семак. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2021. – 220 с.

6. Підшипники кочення: Ч.1. Кулькові підшипники [Електронний ресурс]: навч. наоч. посіб. для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад. А.К. Скуратовський. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 51 с.

7. Гандзюк М.П., Желібо Е.Л., Халімовський М.О. Основи охорони роботи./ За ред. М.П. Гандзюка.- К.: Каравела, 2004.- 408с.

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

9. Кузнєцов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія Упорядник Кузнєцов Ю.М. – К.:- Тернопіль: Терно-граф, 2011. -692с.

10. Булига Ю.В. Теорія різання. Розрахунок режимів різання: практикум / Булига Ю.В., Веселовська Н.Р., Міськов В. П. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – 67 с.

11. Вайнтрауб М. А. Засоби контролю процесів механообробки надточних деталей: монографія / Г.С. Тимчик, В.І. Скицюк, М.А. Вайнтрауб, Т.Р. Клочко. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 516 с., іл. – Бібліогр.: с. 503 – 513.

12. Кобзар Є.П., Мельничук Л.С., Громовий О.А. Розрахунки і проектування вузлів та деталей верстатів і систем: Навчальний посібник. - Житомир: ЖІТІ, 2000. - 361 с.

13. Обладнання і транспорт механообробних цехів: навч. посіб. / А.Ю. Довгополов, А.О. Нешта, В.О. Колесник. Суми: Сумський державний університет, 2023. 96 с.

14. Організація виробництва: підручник / за ред. А.І. Яковлєва, С.П. Сударкіної, М.І. Ларки. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2016. – 436с.

15. Муляр Ю.І. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина ІІ: навчальний посібник / Ю.І. Муляр, С.В. Репінський. – Вінниця: ВНТУ, 2020. – 123 с.

16. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. – Кривий Ріг: Видавництво «Мінерал», 2006.- 462 с.

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

18. Технологія верстатних робіт: навч.пос. для проф.-техн. навч. закладів / М.А. Вайнтрауб, В.Й. Засельський, Д.В. Пополов, за наук. ред. М.А. Вайнтрауба. – К.: 2015. – 199с.

19. Гевко Б.М. Технологія обробки на верстатах з ЧПК: навчальний посібник / Гевко Б.М., Матвійчук А.В. – Тернопіль: ТДТУ, 2004. – 131 с.

20. Залога В.О. Сучасні інструментальні матеріали у машинобудуванні: навчальний посібник / В.О. Залога, О.О. Залога, В.Д. Гончаров; за загальн. ред. В.О. Залоги. – Суми: Сумський державний університет, 2013. – 371 с.

21. Поліщук Л.К. Верстатні комплекси. Проектування роботів та маніпуляторів: навчальний посібник. Ч. 1 / Л.К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018. – 132 с.

22. Металообробне обладнання. Кінематичний аналіз металорізальних верстатів: навчальний посібник / Ю.М. Данильченко, О.В. Шевченко, В.А. Ковальов, В.Н. Волошин. – Київ: НТУУ «КПІ», 2007. – 60 с.

23. Основи охорони праці: Підручник. 21-ге видання, доповнене та перероблене. / К.Н. Ткачук, М.О. Халімовський, В.В. Зацарний, Д.В. Зеркалов, Р.В. Сабарно, О.І. Полукаров, В.С. Коз'яков, Л.О. Мітюк. За ред. К.Н. Ткачука і М.О. Халімовського. – К.: Основа, 2006 – 448 с.

24. Трегуб В.Г. Проектування систем автоматизації: Навч. посібник / В.Г. Трегуб. – К.: Видавництво Ліра-К, 2014. – 344 с.

25. Технологія машинобудування: навч. посіб. / [І.І. Юрчишин, Я.М. Литвиняк, І.Є. Грицай та ін.] // За ред. І.І. Юрчишина. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2009. – 528 с.

26. . Міренський І.Г. Основи технології машинобудування: навч. посіб. / І.Г. Міренський. – Харків: ХНАМГ, 2007. – 275 с. 14. Муляр Ю.І. Програмування багатоінструментальної обробки на верстатах з ЧПК: навчальний посібник. / Муляр Ю.І. – Вінниця: ВНТУ, 2006. – 192 с. 15. Невлюдов І.Ш. Комп'ютерні технології автоматизованого виробництва [Текст]: Навч. посібник / І.Ш. Невлюдов, М.А. Бережна. – Харків: Компанія СМІТ, 2007. – 368 с.

27. Палій С., Сльозко М. Розробка оптимальної компоновки свердлильного верстата. Тези III студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії “ Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії ”. Луцьк: ЛНТУ – 2023р.– 404 с.

28. Палій С., Сльозко М. Вдосконалення конструкції шпиндельного вузла шліфувального верстата. Тези III студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії “Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії”. Луцьк: ЛНТУ – 2023р.– 404 с.

29. Голінько В.І. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; М-во освіти і науки України; Нац. гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.

30. Розрахунок найвигідніших режимів різання при точінні: навч. посіб. / А.І. Грабченко, М.Д. Узунян, Н.В. Зубкова та ін. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – 88 с.

31. Стискін Г.М. Інструменти для механічної обробки матеріалів. / Г.М. Стискін, М.П. Ревнівцев, М.М. Берізко, В.А. Мелещик – Л.: Оріяна-Нова, 2002. – 240 с.