

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Дослідження шпиндельного вузла токарного верстата з ЧПК
з керованим натягом

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВм-61
спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

Крицишин В.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Ярема І.Т.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

Крупа В.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

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

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Крупа В.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« » _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Кришишину Василю Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження шпиндельного вузла токарного верстата з ЧПК

з керованим натягом

Керівник роботи Ярема Ігор Теодорович, с.н.с.

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

Затверджені наказом ректора від «08» 11 2024 року № 4/7-1066

2. Термін подання студентом завершеної роботи 16.12.2024р.

3. Вихідні дані до роботи Матеріали по шпиндельних вузлах токарних верстатів з ЧПК

конструкторська документація по токарних верстатах з ЧПК; матеріали наукових робіт в області дослідження опор шпиндельних вузлів з керованим натягом

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

1. Аналітичний розділ

2. Проектний розділ

3. Науково-дослідний розділ

4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

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

1. Загальний вигляд токарного верстата з ЧПК

2. Кінематична схема токарного верстата з ЧПК

3. Шпиндельна бабка токарного верстата з ЧПК із шпиндельним вузлом з керованим натягом (складальне креслення)

4. Конструктивні схеми шпиндельних вузлів з керованим натягом

5. Результати моделювання жорсткості шпиндельного вузла із задньою опорою з керованим натягом

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., асистент Сенік А.А.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викладач Клепчик В.М.		
Нормоконтроль	к.т.н., доцент Кобельник В.Р.		

7. Дата видачі завдання 18.11.2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Крищишин В.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Ярема І.Т.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Крищишин В.В. Дослідження шпиндельного вузла токарного верстата з ЧПК з керованим натягом.. 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2024 р.

У кваліфікаційній роботі вирішено важливу науково-прикладну задачу розроблення шпиндельного вузла токарного верстату з ЧПК з керованим натягом, створеним гідравлічним способом, та дослідження його жорсткості.

Розроблено конструкцію приводу головного руху токарного верстата з ЧПК. Здійснено кінематичний розрахунок, побудовано графік частот обертання приводу. Розроблено конструкцію двоступеневої коробки швидкостей, проведено проєктний і перевірочний розрахунок циліндричних передач та валів коробки швидкостей. Розроблено конструкцію шпиндельного вузла із встановленим у задній опорі підшипником з гідравлічним пристроєм керування натягом. Розроблено гідравлічну систему регулювання натягу в регульованому підшипнику, яка є окремим функціональним блоком. Розроблено розрахункову схему шпиндельного вузла та математичну модель радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла з використанням канонічних рівнянь методу сил. Проведено моделювання жорсткості задньої регульованої опори та радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя в залежності від осьового навантаження на зовнішнє кільце підшипника з керованим натягом.

Ключові слова: шпиндельний вузол, підшипник, керований натяг, жорсткість, математична модель, токарний верстат.

ANNOTATION

Kryshchyshyn V.V Research of the spindle assembly of a CNC lathe with controlled preload. 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2024.

The qualification work solved an important scientific and applied problem of developing a spindle assembly of a CNC lathe with controlled preload created hydraulically, and studying its rigidity.

The design of the drive of the main movement of a CNC lathe was developed. A kinematic calculation was performed, a graph of the drive rotation frequencies was constructed. The design of a two-stage gearbox was developed, a design and verification calculation of cylindrical gears and gearbox shafts was carried out. The design of a spindle assembly with a bearing installed in the rear support with a hydraulic preload control device was developed. A hydraulic preload control system in an adjustable bearing has been developed, which is a separate functional unit. A calculation scheme of the spindle assembly and a mathematical model of the radial stiffness of the front end of the spindle of the spindle assembly have been developed using canonical equations of the force method. The stiffness of the rear adjustable support and the radial stiffness of the front end of the spindle have been simulated depending on the axial load on the outer ring of the bearing with controlled preload.

Keywords: spindle assembly, bearing, controlled preload, stiffness, mathematical model, lathe.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ З РЕГУЛЮВАНИМ НАТЯГОМ В ОПОРАХ	8
1.1. Основні переваги регулювання попереднього натягу опор шпindelьних вузлів	8
1.2. Створення і регулювання натягу в опорах шпindelьних вузлів	9
1.2.1. Способи створення нерегульованого натягу	9
1.2.2. Способи створення регульованого натягу	11
1.3. Пристрої активного попереднього натягу в опорах шпindelьних вузлів	13
1.3.1. Гідравлічні (пневматичні) пристрої для створення регульованого натягу	13
1.3.2. Відцентрові пристрої для створення регульованого натягу	14
1.3.3. Електромагнітні пристрої для створення регульованого натягу	16
1.3.4. П'єзоелектричні пристрої для створення регульованого натягу	18
1.4. Огляд існуючих досліджень шпindelьних вузлів з регулюванням натягу в опорах	20
1.5. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження	25
2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ	28
2.1. Кінематичний розрахунок приводу головного руху	28
2.2. Силловий розрахунок та розрахунок на міцність коробки швидкостей	32
2.2.1. Розрахунок зубчастих передач	32
2.2.2. Розрахунок валів на міцність	37
2.2.2.1. Проектний розрахунок валів	37
2.2.2.2. Перевірочний розрахунок першого вала коробки швидкостей на міцність	38
2.4. Висновки по розділу 2	46

3.	НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	48
3.1.	Розроблення конструкції шпиндельного вузла із задньою опорою з керованим натягом	48
3.2.	Розрахунок керованого підшипника задньої опори	49
3.3.	Розроблення системи керування натягом підшипника задньої опори	50
3.4.	Дослідження впливу жорсткості регульованої опори на жорсткість шпинделя	53
3.4.1.	Конструкція та розрахункова схема шпиндельного вузла	53
3.4.2.	Розрахунок радіальної жорсткості опор шпиндельного вузла	55
3.4.3.	Математична модель радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла	55
3.4.4.	Моделювання радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя	59
3.4	Висновки по розділу 3	61
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	63
4.1.	Вплив виробничого фактору на організм працюючого	63
4.2.	Заходи щодо розробки безпечних умов праці на виробничій ділянці	64
4.3.	Заходи щодо захисту працюючих від ураження електричним струмом	67
4.4.	Оцінка можливих наслідків надзвичайних ситуацій на підприємстві та розробка заходів щодо їх запобігання	68
4.5.	Забезпечення стійкості роботи ділянки в умовах надзвичайних ситуацій	70
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	73
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	76
	ДОДАТКИ	82

ВСТУП

На сьогоднішній день від токарних верстатів з ЧПК вимагають високої швидкості та здатності працювати на різних швидкостях. Це призводить до підвищення ефективності обробки на верстаті, тобто до досягнення найкоротшого можливого часу виробництва, до збільшення та зміни частоти обертання шпинделя та кількості видаленого матеріалу, до високої жорсткості системи та до зменшення тертя. З розвитком швидкохідних токарних верстатів необхідно, особливо для високошвидкісного різання, мати можливість виконувати чорнову обробку матеріалу на малих швидкостях і чистову обробку на високих швидкостях на одному верстаті. Тому важливо забезпечити високу жорсткість при чорновій обробці та низьке підвищення температури при високих обертах.

Сьогодні підшипники кочення найчастіше використовуються у токарних верстатах, оскільки вони витримують високі навантаження, мають високу точність та виділяють помірну кількість тепла (проте вони виділяють велику кількість тепла на високих частотах обертання. Великий натяг істотно збільшує жорсткість, що впливає на точність обробки, яка є однією з основ обробки. Але великі натяги можуть значно знизити робочий ресурс шпиндельного вузла. Сам процес тепловиділення в шпиндельному вузлі не становить небезпеки, небезпека у нерівномірності цього процесу в часі. Правильне налаштування попереднього натягу збільшить жорсткість (як в осьовому, так і в радіальному напрямку), показники точності, вплине на термін служби підшипника та зменшить вібрацію і шум, спричинені зазорами в підшипниках кочення.

Тому удосконалення шпиндельних вузлів токарних верстатів на опорах кочення за рахунок пристроїв керування натягом з метою підвищення їх жорсткості і динамічних характеристик є актуальною науково-практичною задачею.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ З РЕГУЛЮВАНИМ НАТЯГОМ В ОПОРАХ

1.1. Основні переваги регулювання попереднього натягу опор шпиндельних вузлів

Ключовими компонентами шпиндельних вузлів є шпиндельні підшипники, які найбільше впливають на характеристики всієї системи. На даний момент найбільш широко використовуються шпиндельні вузли верстатів, оснащені підшипниками кочення, які повинні бути попередньо натягнуті.

Під час встановлення підшипників у шпиндельний вузол необхідно використовувати певний початковий зазор. При визначенні початкової сили зміщення кілець підшипника не повинно перевищуватись її оптимальне значення, тому що збільшиться жорсткість а разом із тим збільшиться тертя і робоча температура, що призведе до зниження довговічності підшипника [1].

Коли підшипники знаходяться в стані спокою (не обертаються), кути контакту між тілами кочення та внутрішнім/зовнішнім кільцем однакові. Деформація підшипника кочення спричинена контактним напруженням, що діє в точці контакту, і жорсткість зазвичай збільшується зі збільшенням попереднього натягу. Коли підшипник починає обертатися, кути контакту будуть різними через дію відцентрової сили і гіроскопічного моменту. Крім того, це супроводжується тертям, яке виникає між контактними поверхнями.

Основне призначення попереднього натягу підшипника [1]:

- збільшення жорсткості;
- зменшення шуму;
- підвищення точності обертання шпинделя;
- компенсація зношення підшипників в процесі експлуатації,
- досягнення тривалого терміну експлуатації.

Жорсткість підшипника визначається як співвідношення сил, що діють на підшипник, і пружної деформації. Пружна деформація, спричинена навантаженням, менша в попередньо напруженому підшипнику у порівнянні з ненапруженим підшипником у певному діапазоні навантаження [1]. Зі збільшенням попереднього натягу зростає радіальна і осьова жорсткість і в той же час знижуються вібрації.

Чим менший робочий зазор у підшипнику, тим краще тіла кочення спрямовуються в ненавантаженій зоні, і тим тихіший підшипник.

Опирання шпинделя на підшипники з попереднім натягом показує більш точне його обертання, тому що прогин валу при тому ж навантаженні менший.

В результаті зношення підшипників збільшується зазор, який можна компенсувати попереднім натягом.

Правильно підібраний попередній натяг підвищує надійність роботи і продовжує термін служби шпиндельного вузла. Це також забезпечує сприятливий розподіл навантаження в підшипнику.

1.2. Створення і регулювання натягу в опорах шпиндельних вузлів

1.2.1. Способи створення нерегульованого натягу

Виходячи з вимог, щоб мати можливість виконувати чорнову та чистову обробку на одному верстаті, повинна бути можливість змінювати попередній натяг на основі необхідних обертів і методу обробки, що було неможливо з класичним постійним попереднім натягом. Існують три наступні способи створення нерегульованого натягу [2]:

- створення постійного натягу;
- створення натягу пружинами;
- створення натягу за допомогою кілець різних розмірів.

Для створення постійного натягу використовуються м'які калібровані лінійні пружини, які розміщуються між зовнішнім кільцем і корпусом

шпинделя (рис. 1.1). При використанні пружин у нормальних умовах експлуатації кінематична поведінка та теплове розширення підшипника не впливають на попередній натяг.

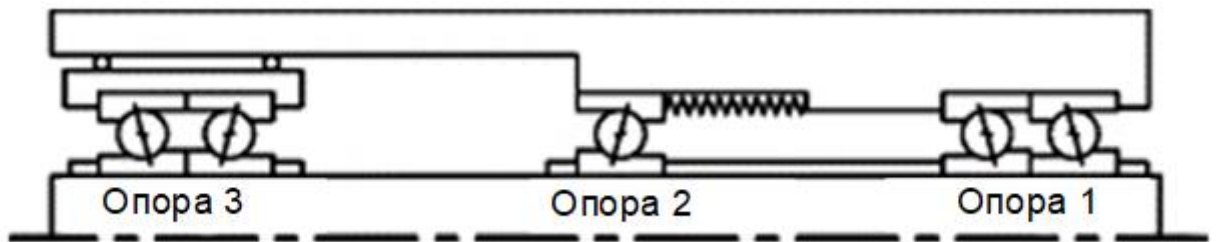


Рис. 1.1 - Створення постійного натягу м'якими каліброваними лінійними пружинами

Принцип попереднього натягу пружинами подібний до принципу створення постійного попереднього натягу, але пружина, яка використовується для створення попереднього натягу має достатньо велику жорсткість. У такому зміщеному підшипнику теплове розширення викликає додаткове зміщення, сила якого дорівнює добутку жорсткості пружини на теплове розширення. Цей спосіб найбільш часто використовується в промисловому виробництві підшипників.

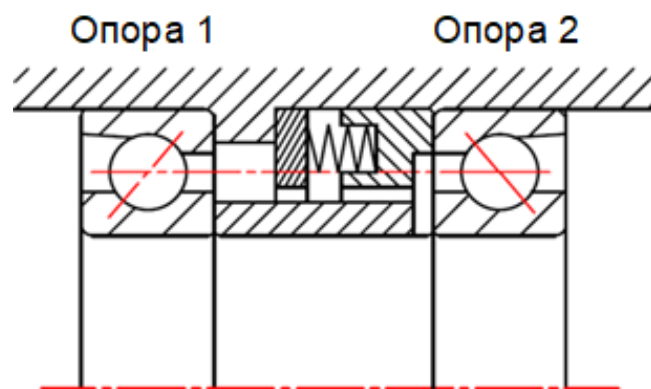


Рис. 1.2 - Реалізація попереднього натягу за допомогою дистанційних кілець та пружини

Два або більше комплектів підшипників захищені від зміщення гайкою. Величина натягу залежить від кута контакту, внутрішньої геометрії, розміру підшипника та теплового розширення шпинделя та корпусу. Це також залежить від розташування підшипників в опорі (схема «О», або схема «Х») [2]. За

допомогою цих розпірних кілець, вставлених між підшипниками, можна збільшити або зменшити їхні переваги. Кільця зручно використовувати, якщо необхідно підвищити жорсткість системи, або якщо масляно-повітряні змащувальні форсунки повинні бути розташовані якомога ближче до доріжок кочення підшипників, або якщо потрібен досить великий простір для надлишку пластичного мастила за рахунок зменшення тепла, що виділяється в підшипнику. Попередній натяг комплекту підшипників можна змінити шляхом вибору внутрішньої або зовнішньої товщини кільця.

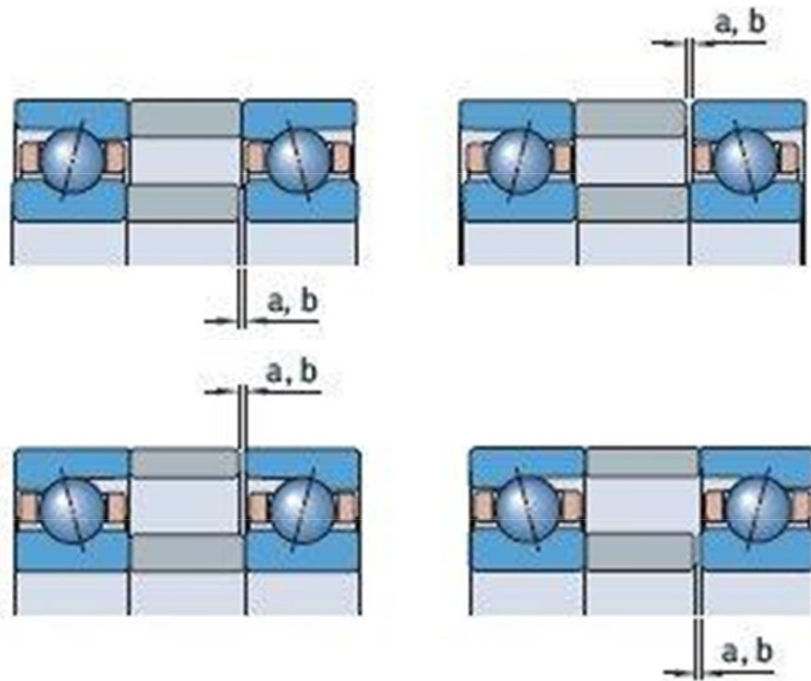


Рис. 1.3 - Створення натягу в опорах за допомогою кілець різних розмірів

1.2.2. Способи створення регульованого натягу

Попередній натяг у підшипниках (п. 1.1.1) встановлюється регулюванням кілець підшипників відносно один одного в осьовому напрямку. Однак залежно від типу підшипника та матеріалу тіла кочення попередній натяг значно зростає зі швидкістю.

Коли ми розглядаємо вплив осьового попереднього натягу на термін служби та динамічну стабільність підшипника, ми приходимо до висновку, що існує певне значення попереднього натягу, яке забезпечить більший термін служби підшипника та менші значення вібрації при заданих швидкостях. Також

збільшуючи попередній натяг досягається зсув власної частоти до вищих значень [2] З цього випливає, що нам потрібно регулювати зміщення кілець для створення натягу.

По суті, необхідно стежити за тим, щоб в області низьких обертів при чорновій обробці діяв більший попередній натяг, який забезпечує високу жорсткість шпинделя і певною мірою гасить його вібрації. Те саме стосується зони високих обертів, де через перегрів підшипника слід застосувати менший попередній натяг, який зменшить кількість виділеного тепла, подовжить його термін служби та в той же час буде достатнім для досягнення необхідної жорсткості.

На даний час досліджуються різноманітні нові методи проектування, такі як використання матеріалів з низьким коефіцієнтом теплового розширення, підшипники з опорою на одному кінці шпинделя для поглинання осьового теплового розширення, зменшення товщини зовнішнього кільця підшипника для швидкого поглинання теплового розширення діючи на внутрішнє кільце та кульку тощо [3].

Методи регульованого попереднього натягу можна приблизно розділити на дві категорії через принцип керування [1]:

- керування не в режимі реального часу, яке може бути досягнуто зміною несучої конструкції або застосуванням принципу компенсації, наприклад гідравлічного попереднього натягу;

- керування у режимі реального часу, коли попередній натяг вимірюється за допомогою деформованого елемента в гнізді підшипника в робочому стані та контролюється певним компонентом.

В даний час застосовуються методи попереднього натягу постійного тиску та попереднього натягу змінного тиску, засновані керуванні не в реальному часі. Такі компанії, як GMN, IBAG, DIXI, MAZAK і YASDA, успішно застосували одну з цих технологій у деяких високопродуктивних моторизованих шпинделях [1].

Що стосується режиму попереднього навантаження то регульований спосіб можна розділити на активний і пасивний.

Пристрої активного попереднього натягу розглядаються як лінійні приводи, які здатні точно контролювати попередній натяг підшипника, включаючи гідравлічні, пневматичні, електромагнітні, відцентрові та п'єзоелектричні приводи тощо [3]. Однак такі пристрої (особливо відцентрові пристрої попереднього натягу) регулюють попередній натяг відповідно до температури підшипника або швидкості обертання, не можуть гарантувати роботу шпиндельно-підшипникової системи в постійному оптимальному стані [4].

У той же час у згаданих вище пристроях регулювання натягу залишаються недоліки, наприклад, обладнання з надмірною ціною стримує широке використання, слабка стабільність, включаючи погіршення змащування, зношення підшипників, велика сила різання, погане охолодження стримують використання в певній мірі цих пристроїв.

1.3. Пристрої активного попереднього натягу в опорах шпиндельних вузлів

1.3.1. Гідравлічні (пневматичні) пристрої для створення регульованого натягу

Пружини та гідравлічні циліндри для створення попереднього натягу до підшипників запропоновано такими науковцями як Jiang, Зверєв, Сао [83]. На рис. 1.4 [1] показано гідравлічну систему попереднього натягу, в якій гідравлічна рідина заливається в масляну порожнину, щоб змусити рухомий елемент здійснювати горизонтальне зміщення, яке в кінцевому підсумку діє на зовнішнє кільце лівого підшипника. Керований гідравлічний механізм попереднього натягу є найпопулярнішим методом зміни попереднього натягу

на даний час. Пристрій забезпечує не тільки великий хід, але й може створювати велике зусилля. Проте є два недоліки [5]:

- співвідношення між швидкістю підшипника та попереднім натягом недостатньо точне, роздільна здатність зміщення зазвичай перевищує 10 мкм із низькою швидкістю відгуку;
- висока вартість.

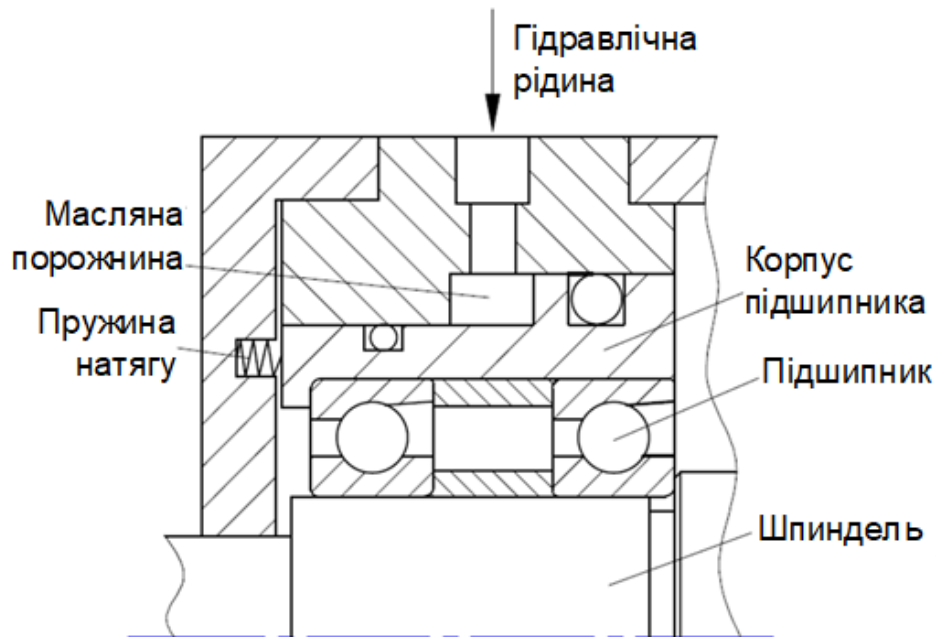


Рис. 1.4 - Гідравлічний пристрій створення керованого натягу в опорі шпинделя

1.3.2. Відцентрові пристрої для створення регульованого натягу

Хоча відцентрова сила, яка створюється обертовими компонентами, має великий негативний вплив на динамічні характеристики високошвидкісних шпиндельних вузлів, вона має також позитивний ефект, якщо використовувати деякі пристрої для її перетворення з метою створення натягу в підшипникових опорах. За середовищем перетворення такі пристрої можна розділити на дві категорії: механічного типу; гнучке середовище на основі відцентрового принципу [1].

Режим відцентрового попереднього натягу здатний створювати силу в широкому діапазоні, оскільки відцентрова сила є квадратичною функцією

швидкості обертання. Вчений Hwang [6] застосував допоміжний підшипник для передачі осьової сили, створюваної відцентровою конструкцією, до основного підшипника (рис. 1.5).

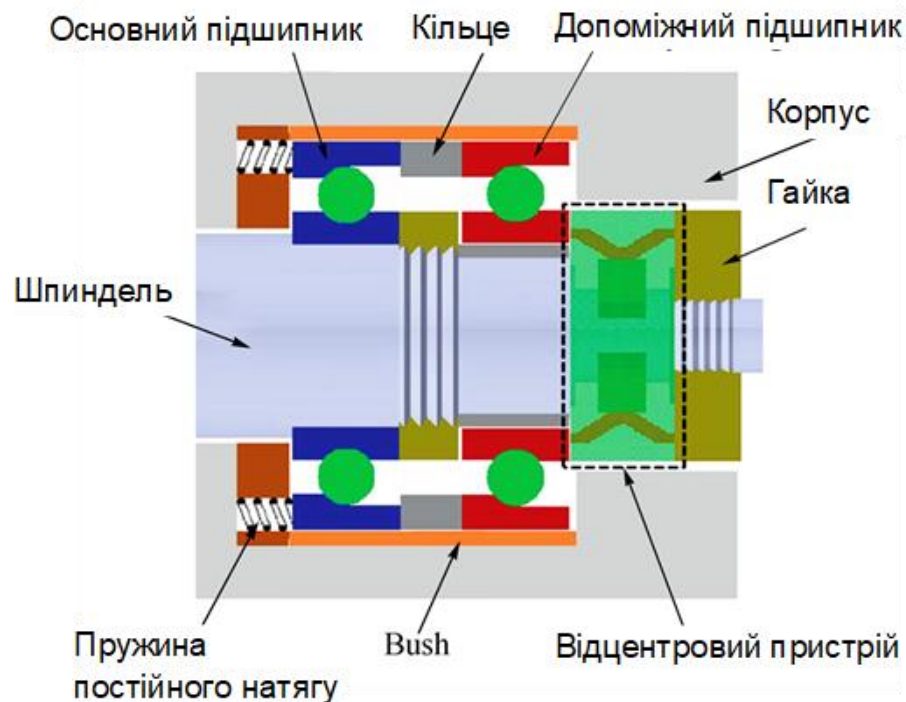


Рис. 1.5 - Відцентровий пристрій створення керованого натягу в опорі шпинделя з допоміжним підшипником

У роботі [7] запропоновано ексцентриковий блоковий пристрій попереднього натягу з ексцентриковою масою, що забезпечується варіацією гайки та осевого попереднього натягу залежно від положення гайки. Вчений Kim D.H. [8] покращив конструкцію та збільшив швидкість, яку може забезпечити такий пристрій, від 6000 до 10 000 об/хв. Пристрій, розроблений Разбаном [9], може автоматично перетворювати відцентрову силу в осьову і передавати її безпосередньо на внутрішнє кільце через перетворювальний механізм «клин-клин» без допоміжних підшипників, як показано на рис. 1.6. У порівнянні з іншими методами, пристрій може значно зменшити осевий попередній натяг на високих швидкостях з урахуванням теплового розширення. Співвідношення між попереднім натягом і швидкістю обертання вказує на те, що відцентрові пристрої із змінним попереднім натягом більше підходять для чистової обробки з невеликою силою різання та невеликими вимогами до

опорної жорсткості замість обробки з високою швидкістю та високою жорсткістю.

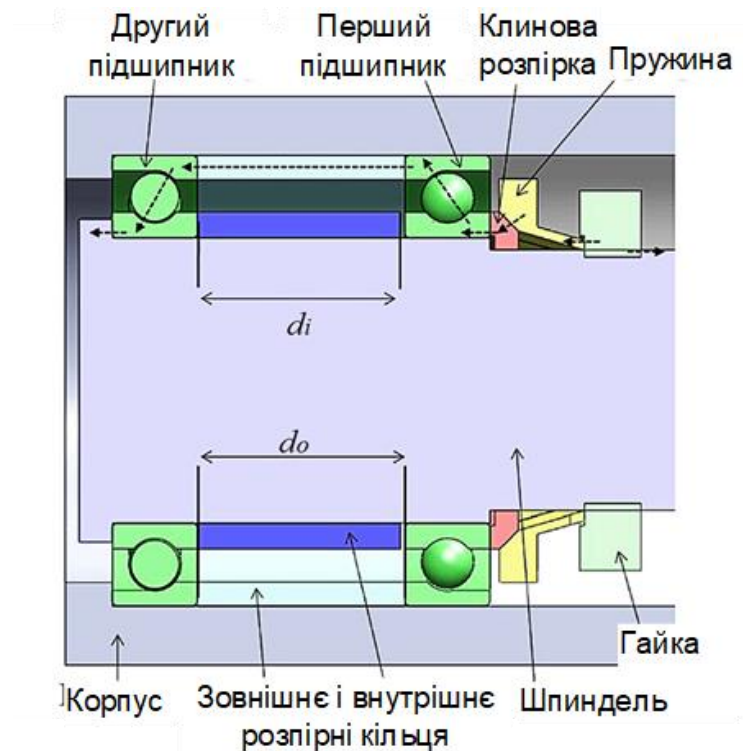


Рис. 1.6 - Відцентровий пристрій створення керованого натягу в опорі шпинделя клинового типу

На додаток до вищезазначених конструкцій вчені розробили деформівну гуму [10] та пристрій попереднього натягу рідини [11] на основі властивостей матеріалу та відцентрового принципу, як показано на рис. 1.7,а та рис. 1.7,б відповідно. Основа пристроїв подібна, незважаючи на середовища перетворення. Попередні навантаження генеруються з деформованих середовищ під відцентровими ефектами, де пристрій попереднього навантаження рідини володіє чудовою плавністю та адаптивністю форми. Однак витік рідини та ущільнення під час динамічного контакту потребують більшої уваги.

1.3.3. Електромагнітні пристрої для створення регульованого натягу

Електромагнітні пристрої попереднього натягу розроблені на основі електромагнітного принципу.

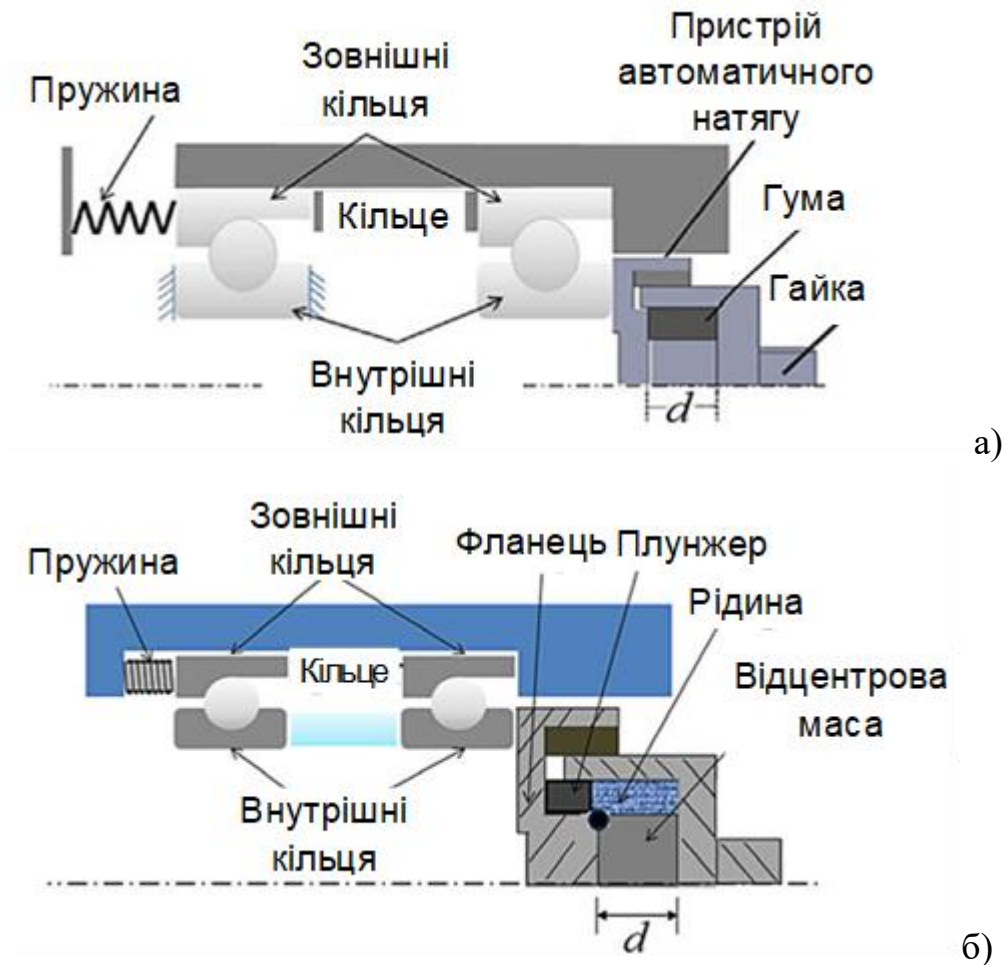


Рис. 1.7 - Відцентровий пристрій створення керованого натягу в опорі шпинделя: а) з деформованою гумою; б) з рідиною

У роботі [12] приведено електромагнітний пристрій попереднього натягу, який контролює попередній натяг, регулюючи струм котушки. Попередній натяг створюється завдяки зміщенню рухомої частини під дією тягової сили, створюваної електромагнітом. Як показано на рис. 1.8, пристрій складається з електромагнітів, рухомих частин та нерухомих частин. Попереднє навантаження, що діє на зовнішнє кільце, створюється стисненою прокладкою під дією намагнічених осьових рухомих частин, коли електромагнітне втягування створюється основною котушкою. Електромагнітне втягування, обмежене об'ємом конструкції, регулюється вхідним струмом і пропорційне величині струму. Недоліки електромагнітних пристроїв: як вхідний струм, так і повітряний зазор є квадратичною функцією по відношенню до вихідної сили, отже, точне керування навантаженням є безумовно важким завданням через

нелінійний ефект виходу; для створення достатнього попереднього навантаження потрібен габаритний пристрій.

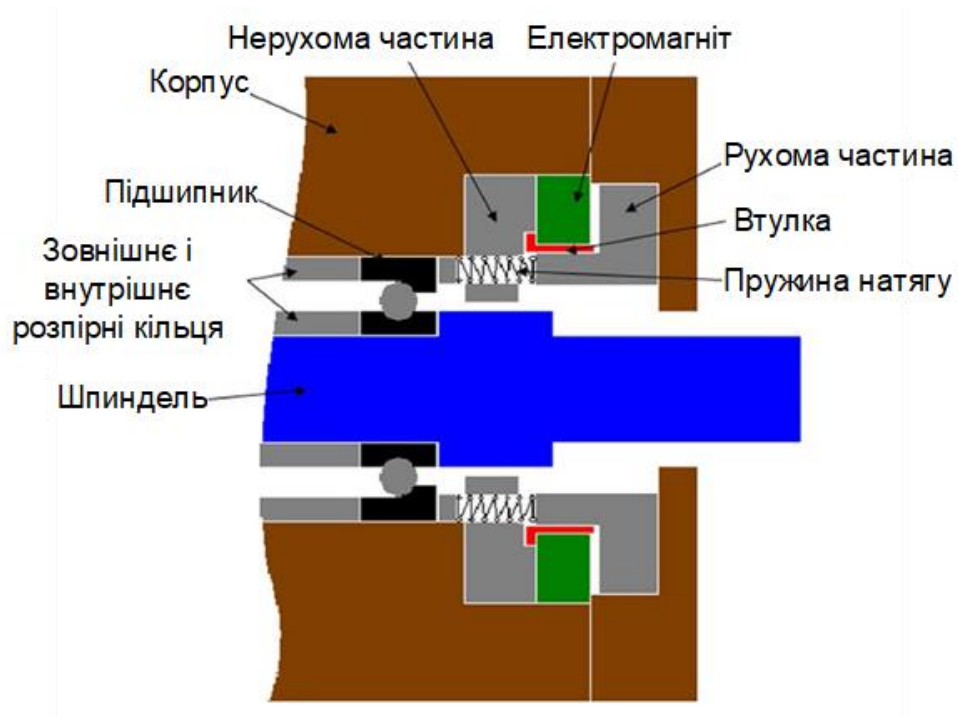


Рис. 1.8 - Електромагнітний пристрій створення керованого натягу в опорі шпинделя

Порівняно з гідравлічними пристроями електромагнітні пристрої попереднього натягу мають високу роздільну здатність зміщення та швидку швидкість відгуку, але значне виділення тепла та великі габарити можуть спричинити серйозні негативні наслідки на прискорення створення сучасних металорізальних верстатів. Існують інші проблеми, такі як намагнічування та розмагнічування компонентів, які повинні бути вирішені.

1.3.4. П'єзоелектричні пристрої для створення регульованого натягу

П'єзоелектрична кераміка (ПЕК) – функціональний керамічний матеріал із властивістю взаємного перетворення механічної та електричної енергії. Крім того, він широко застосовується в області мікроконтролю з такими перевагами, як висока вихідна потужність, швидка реакція, малі габарити, безшумність, відсутність тепла тощо [1]. У техніці попереднього натягу опор шпиндельних

вузлів ПЕК розміщується всередині шпинделя та безпосередньо контактує із зовнішнім кільцем підшипника.

Вчені Tsutsui і Chen розробили пристрій активного попереднього натягу на основі п'єзоелектричних приводів, але пристрій керував розімкнутим циклом і не міг отримати значення сили безпосередньо. Щоб подолати цей властивий недолік вчений Chen [13] встановив тензодатчик в п'єзоелектричному приводі для покращення вихідної лінійної чутливості пристрою. Як показано на рис. 1.9, три приводи рівномірно розподілені в зовнішньому кільцю підшипника з інтервалом 120° кожен, що призводить до рівномірного попереднього натягу, прикладеного в осьовому напрямку.

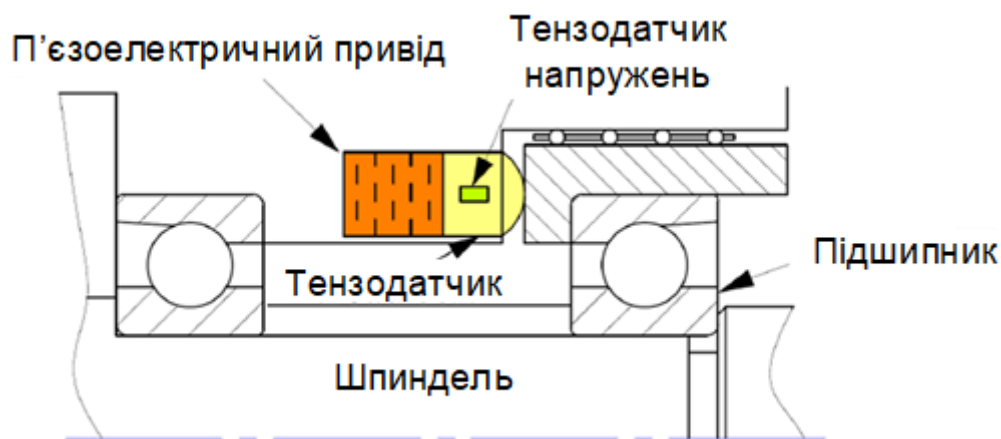


Рис. 1.9 - П'єзоелектричний пристрій створення керованого натягу в опорі шпинделя з вбудованим тензодатчиком

П'єзоелектричний механізм попереднього натягу, представлений у роботі [14], може забезпечити досягнення взаємного перетворення попереднього натягу зі змінним тиском і попереднього натягу зі змінним положенням, як показано на рис. 1.10. Три п'єзоелектричні приводи та три датчики переміщення розташовані на кінцях задніх підшипників і рівномірно розподілені навколо втулки. Початкове та динамічне попереднє натягування досягаються відповідно регульованими болтами з різьбою та п'єзоелектричними приводами. Попередній натяг змінного тиску досягається, коли передній і задній підшипники попередньо натягуються динамічною силою, і система досягає рівноваги в осьовому напрямку. Змінне положення попереднього натягу може

бути реалізовано великим зазором завдяки високому попередньому натягу, коли висока напруга прикладається до п'єзоелектричного приводу, і навпаки. Рівномірний попередній натяг буде отримано, якщо сили, створювані трьома п'єзоелектричними приводами, рівні, інакше попередній натяг буде нерівномірним.

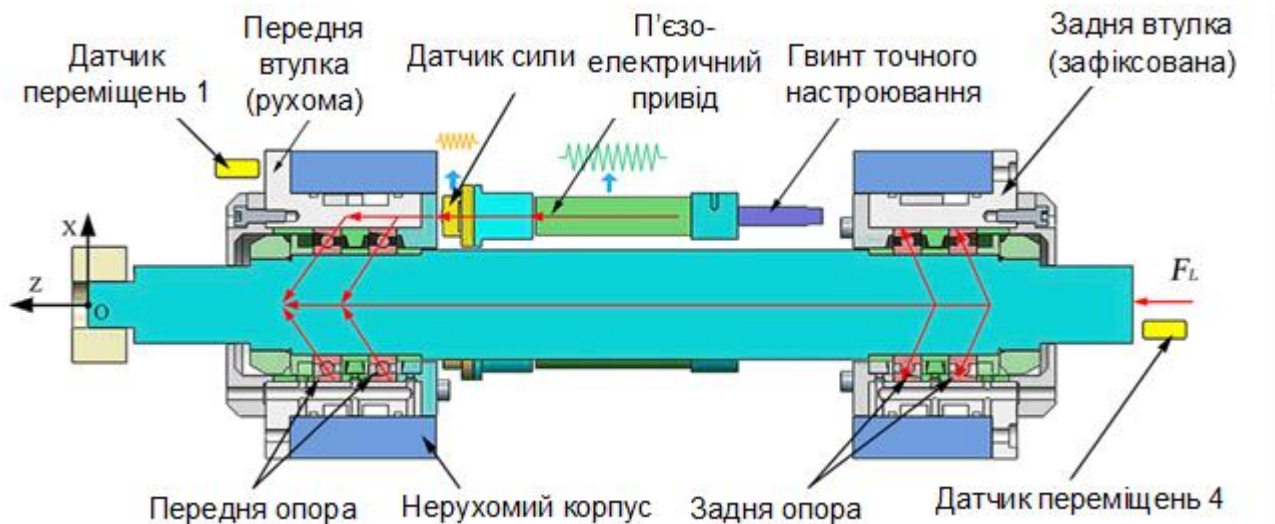


Рис. 1.10 - П'єзоелектричний пристрій створення керованого натягу в опорі шпинделя зі зміною зусилля та положення

Незважаючи на те, що п'єзоелектричний привод має чудову продуктивність тонкого налаштування, швидкість відгуку та високу жорсткість, він також має багато недоліків, таких як нелінійна затримка, дрейф постійного струму, крихкість і малий об'єм. Для труднощів у створенні великої сили під час прямого руху потрібна висока напруга в тисячі вольт, чого важко досягти та дорого у виробництві.

1.4. Огляд існуючих досліджень шпиндельних вузлів з регулюванням натягу в опорах

На практиці необхідно вибрати відповідний попередній натяг відповідно до фактичних умов роботи. Загалом існує два способи вибору попереднього натягу [1, 15]:

- емпіричний метод, який в основному оцінюють технічні спеціалісти на

основі їхнього досвіду роботи, є ненадійним і неточним;

- теоретичний метод розрахунку, оскільки існують численні фактори впливу, для аналізу та розрахунку при цьому розглядаються лише найбільш чутливі параметри.

Крім того, теоретичний аналіз можна розділити на три види за наступними критеріями [1, 15]:

- критерій втомної довговічності;
- критерій ковзання тіла кочення;
- критерій виділення тепла (підвищення температури).

Метою теоретичного аналізу є отримання найбільш оптимального попереднього натягу за відповідних умов роботи.

Методи засновані на такій дисципліні, як термодинаміка, і переважно використовуються для побудови моделей попереднього навантаження. Ці методи включають технології моделювання підшипників і підшипників-роторів, які чітко продемонстровані в роботах [15- 17].

Базуючись на рівні попереднього навантаження, емпіричний метод спрямований на вибір відповідного попереднього навантаження з урахуванням діапазону застосування та умов роботи. Наприклад, фірма NSK ділить попереднє натяг на 4 рівні: мікро, легкий, середній і важкий, а фірма SKF ділить попередній натяг на три типи: легкий, середній і важкий, і надає методи обчислення товщини прокладки для зміни попереднього натягу.

Ряд вчених вивчали зв'язок між терміном служби підшипника та попереднім натягом, а також оптимізували попередній натяг з точки зору довговічності підшипника від втоми. У роботі [18] зазначено, що правильний попередній натяг може продовжити термін служби підшипника. У роботі [19] показано, що існує діапазон попереднього натягу, який забезпечує оптимальний термін служби підшипника. Вчений Hernot X. [20] перевірів деформацію роторно-підшипникової системи з точки зору попереднього натягу, проаналізував вплив попереднього натягу на нелінійну жорсткість і ресурс кулькових радіально-упорних підшипників. У роботі [21] наведено відповідний

зв'язок між попереднім натягом підшипника та підвищенням температури підшипника, розглянуто підвищення температури підшипника як контрольну ціль, а потім отримано попередній натяг підшипника на високій швидкості та в діапазоні низьких швидкостей з точки зору довговічності від втоми. Робота [22] присвячена методу оптимізації попереднього натягу підшипника, в якій вважаються довговічність підшипника, жорсткість і теплове зростання основою розрахунку. У цій роботі також застосоване гіроскопічне ковзання як критерій; оптимізований попередній натяг та кореляційна крива між попереднім натягом і терміном служби підшипника були досягнуті після множення вагового коефіцієнта на індивідуальний максимальний/мінімальний попередній натяг та підсумовувалися ці результати разом.

Проблема прийняття втомної довговічності як критерію остаточно віднесена до вивчення контактних напружень між тілом кочення і внутрішнім/зовнішнім кільцями, на які одночасно впливає відцентрова сила.

Збільшення осьової сили є ефективним засобом для запобігання ковзанню тіла кочення, однак надмірна осьова сила призведе до величезного контактного зусилля, яке зрештою зменшує термін служби підшипника, тому необхідно визначити мінімальну осьову силу. У стані обертання площа контакту Герца між внутрішнім кільцем і кулькою буде зменшуватися під дією відцентрової сили, якщо швидкість обертання постійно зростатиме, що призведе до ковзання кулі, коли швидкість зросте до певної міри, куля втратить контакт з внутрішнім кільцем. У цій ситуації тертя і температура різко зростають. Процедура аналізу за критерієм ковзання тіла кочення описано у [23]. У порівнянні з критерієм втомної довговічності ключовими проблемами цього методу також є розподіл навантаження та зростання контактних напружень. Отже, для заданого попереднього натягу має вийти відповідна зона критичної швидкості, де площа відцентрового контакту між внутрішнім кільцем підшипника та кулькою дорівнює нулю. У роботі [24] створено пружногідродинамічну модель тяги високошвидкісного кулькового підшипника, яка всебічно враховує вплив радіальних (осьових) навантажень, відцентрової сили та крутного моменту

гіроскопа. Отримано максимальний коефіцієнт тертя та мінімальну осьову силу для запобігання ковзанню кульки на основі анти- критерію ковзання тіла кочення.

При визначенні попереднього натягу підшипника необхідно враховувати температуру підшипникової групи та її відносний розмір, нижча температура зовнішнього кільця не завжди означає нижче попереднє температурне навантаження. Вчений Jia [25] розрахував і пояснив величину попереднього натягу за двома методами попереднього навантаження на основі статичних умов, де попереднє навантаження було поділено на три категорії: легке, середнє та важке. Потім він продемонстрував, що вибір фактичного попереднього натягу повинен посилається на досвід і підвищення температури. У роботі [26] проаналізовано зв'язок між параметрами складання та тепломеханічними характеристиками компонентів внутрішнього кільця-вала та зовнішнього кільця-оболонки підшипника. У роботі [27] розраховано попереднє навантаження за двох робочих умов: низькошвидкісного важкого навантаження та високошвидкісного легкого навантаження відповідно на основі критеріїв жорсткості та підвищення температури.

Згадані вище однопараметричні критерії в певній мірі недостатні для точності оцінки попереднього навантаження, тому ряд дослідників шукають багатопараметричний критерій. У роботі [28] визначено мінімальний робочий попередній натяг підшипника за припущення відсутності гіроскопічного ефекту при високій частоті обертання, виведено зв'язок між динамічним попереднім натягом і початковим попереднім натягом, враховуючи вплив робочих умов високої швидкості та високої температури.

Для досягнення найкращих характеристик шпиндельних підшипників необхідно визначити оптимальний попередній натяг. Попередні натяги, досягнуті за згаданими вище критеріями, є мінімальними попередніми натягами замість оптимальних попередніх навантажень. Оптимальний попередній натяг важко розрахувати або через те, що на вал високошвидкісного шпиндельного вузла впливає багато факторів [1, 15]. Часто вважають, що великий початковий

попередній натяг може викликати високу температуру, цей висновок справедливий для звичайного шпинделя, але його не повністю можна застосувати до високошвидкісного шпиндельного вузла [1].

Для високошвидкісного шпиндельного вузла оптимальний попередній натяг зростає зі збільшенням швидкості обертання. Таку зміну попереднього натягу на основі швидкості можна пояснити ковзанням тіла кочення, тобто високошвидкісний шпиндельний вузол вимагає великого попереднього натягу, щоб забезпечити достатню контактну площу Герца для запобігання ковзанню тіла кочення [1]. Усі посібники з підшипників надають основні критерії вибору попереднього натягу за припущення повного контакту кульок і каналів, але ці критерії недійсні на високих швидкостях.

У роботі [29] запропоновано два критерії розрахунку: класичний критерій, який означає, що всі ролики повністю контактують з доріжкою кочення за ідеального робочого стану шпинделя; ролики не ковзають по доріжці кочення під впливом обертового гіроскопічного моменту на високих швидкостях обертання. У поєднанні з вищенаведеними критеріями у роботі [29] досягнуто оптимального діапазону попереднього натягу, що стосується швидкості контакту кільця з роликом і ресурсу підшипника.

Ідеї, запропоновані у роботі [30], полягали в наступному: застосувати велике попереднє навантаження на низькій швидкості, щоб виконати вимоги щодо довговічності, та застосувати мале попереднє навантаження на високій швидкості, щоб контролювати виділення тепла. Оптимальні попередні натяги, що відповідають різним діапазонам швидкостей, були отримані в кінцевому підсумку, але температурне навантаження шпинделя не враховувалося. Результати показали, що як підвищення температури, так і динамічна жорсткість шпинделя були покращені при застосуванні оптимального попереднього натягу.

У роботі [31] оптимізовано попередній натяг на основі багатопараметричних критеріїв щодо умов надійності терміну служби підшипника, проаналізовано вплив обертання на розподіл внутрішніх

напружень і варіації кута контакту, отримано оптимальне попереднє навантаження шляхом регулювання надійності моделі втомної довговічності.

1.5. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. На основі аналізу приведено основні функції попереднього натягу підшипника, які полягають у збільшенні жорсткості, зменшенні шуму; підвищенні точності обертання шпинделя, компенсації зношення підшипників в процесі експлуатації та досягнення тривалого терміну експлуатації.

2. Проведений аналіз існуючих способів створення нерегульованого натягу, таких як створення постійного натягу, створення натягу пружинами та створення натягу за допомогою кілець різних розмірів.

3. Гідравлічні (пневматичні) пристрої для створення регульованого натягу є найпопулярнішим методом зміни попереднього натягу на даний час і забезпечують не тільки великий хід, але й створюють високе зусилля. Проте у таких пристроях співвідношення між швидкістю підшипника та попереднім натягом недостатньо точне, мають низьку швидкість відгуку та високу вартість.

4. Відцентрові пристрої для створення регульованого натягу використовуються механічного типу та з гнучким середовищем. Режим відцентрового попереднього натягу здатний створювати силу в широкому діапазоні, оскільки відцентрова сила є квадратичною функцією швидкості обертання.

5. Електромагнітні пристрої попереднього натягу дозволяють контролювати попередній натяг, регулюючи струм котушки. Недоліками електромагнітних пристроїв є те, що точно керувати навантаженням безумовно важко через нелінійний ефект виходу, а для створення достатнього попереднього навантаження потрібен великогабаритний пристрій.

6. П'єзоелектричні пристрої для створення регульованого натягу мають гарну продуктивність тонкого налаштування, швидкість відгуку, високу жорсткість, високу вихідну потужність, малі габарити, безшумність, відсутність тепла та розміщуються всередині шпиндельного вузла і безпосередньо контактують із зовнішнім кільцем підшипника. Недоліками таких пристроїв є нелінійна затримка, дрейф постійного струму, крихкість і малий об'єм, труднощі у створенні великої сили під час прямого руху.

7. На основі проведеного аналізу багатьох робіт встановлено, що відповідно до фактичних умов роботи існує два способи вибору попереднього натягу: емпіричний метод, який в основному оцінюють технічні спеціалісти на основі їхнього досвіду роботи, який є ненадійним і неточним, та теоретичний метод розрахунку, оскільки існують численні фактори впливу, для аналізу та розрахунку при цьому розглядаються лише найбільш чутливі параметри.

8. Переважно для побудови теоретичних моделей використовуються методи, основою яких є термодинамічні моделі, що використовуються для побудови моделей попереднього навантаження. Вони включають технології моделювання підшипників і підшипників-роторів.

9. Теоретичні роботи з встановлення величин попереднього натягу і його регулювання можна поділити на роботи, які базуються на критерії втомної довговічності, роботи, які базуються на критерій ковзання тіла кочення, та роботи, які базуються на критерії виділення тепла (підвищення температури). В ряді робіт для точності оцінки попереднього навантаження використовується багатопараметричний критерій.

Таким чином, можна здійснити постановку мети даного дослідження та сформулювати основні задачі дослідження.

Метою даного дослідження є розроблення шпиндельного вузла токарного верстату з ЧПК з керованим натягом, створеним гідравлічним способом, та дослідження його жорсткості.

Об'єкт дослідження – шпиндельний вузол токарного верстату з ЧПК із гідравлічним пристроєм керування натягу.

Предмет дослідження – жорсткість шпиндельного вузла токарного верстату з ЧПК із гідравлічним пристроєм керування натягу при різних значеннях натягу у задній опорі.

В кваліфікаційній роботі для досягнення поставленої мети сформульовані для реалізації такі задачі:

1. Провести аналіз існуючих способів створення нерегульованого натягу в опорах шпиндельних вузлів металорізальних верстатів.
2. Провести аналіз існуючих способів створення регульованого натягу в опорах шпиндельних вузлів металорізальних верстатів.
3. Провести огляд існуючих досліджень в області визначення та вибору попереднього натягу емпіричним та теоретичним методом.
4. Розробити конструкцію приводу головного руху токарного верстату з ЧПК, що включає електричний двигун, поліклінопасову передачу, коробку швидкостей та шпиндельний вузол.
6. Провести розрахунок кінематичних і силових характеристик приводу головного руху токарного верстату з ЧПК.
7. Провести проєктні, перевірочні розрахунки деталей коробки швидкостей приводу головного руху токарного верстату з ЧПК.
8. Розробити конструкцію шпиндельного вузла токарного верстату з ЧПК з керованим натягом та гідравлічну систему його регулювання.
9. На основі конструкції шпиндельного вузла токарного верстату з ЧПК з керованим натягом розробити математичні моделі жорсткості з врахуванням регулювання натягу у задній опорі.
10. На основі розроблених моделей визначити жорсткість переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла в залежності від величини натягу в задній опорі.

2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Кінематичний розрахунок приводу головного руху

Приймаємо частоти обертання приводу руху головного такі самі, як верстата-аналога мод. 16K20T1:

$$n_{\max}=2500 \text{ хв}^{-1}, n_{\min}=6,3 \text{ хв}^{-1}.$$

Тоді швидкості різання будуть: $V_{\max}=250 \text{ м/хв}$, $V_{\min}=8,5 \text{ м/хв}$.

Проектуємо привід головного руху для отримання на шпинделі наступних характеристик:

$$n_{\text{шп.}\max}=2500 \text{ хв}^{-1}, n_{\text{шп.}\min}=6,3 \text{ хв}^{-1}.$$

Вибираємо для токарного верстата з ЧПК привід головного руху з безступеневим регулюванням.

Основними перевагами такого приводу є [32, 33]:

- підвищення продуктивності обробки за рахунок точного налаштування оптимальної швидкості різання;
- під час робочого циклу верстата можна плавно змінювати швидкості різання;
- процес перемикання швидкостей просто піддається автоматизації;
- у порівнянні зі ступеневим приводом значне спрощення конструкції та зниження металоємності органу настройки на швидкість (коробки швидкостей).

Виходячи із потужності двигуна приводу головного руху верстата-аналога мод. 16K20T1 в якості привідного двигуна вибираємо електродвигун 1PH7131NF фірми SIEMENS, технічні характеристики якого [34]: $P_{\text{ном}}=11 \text{ кВт}$; $n_{\text{ном}}=500 \text{ хв}^{-1}$; $n_{\max}=6700 \text{ хв}^{-1}$; $M_{\text{кр.ном.}}=70 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Діапазон регулювання двигуна за постійної потужності [33]:

$$R_D = \frac{n_{\text{ед.}\max}}{n_{\text{ед.}\text{ном}}}, \quad (2.1)$$

де $n_{\text{ед.}\max}$ і $n_{\text{ед.}\text{ном}}$ — відповідно максимальна та номінальна частоти обертання електродвигуна.

Підставивши значення у (2.1), отримаємо

$$R_d = \frac{6700}{500} \approx 13$$

Діапазон регулювання коробки швидкостей (КШ) [33]:

$$R_k = \frac{R_n}{R_d}, \quad (2.2)$$

де R_n - загальний діапазон регулювання приводу.

Він визначається за залежністю [33]:

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{2500}{6,3} \approx 400, \quad (2.3)$$

Тоді за (2.2)

$$R_k = \frac{400}{13} = 30.8$$

Використовуємо привід з комбінованим регулюванням. У ньому до умовної розрахункової частоти n_p забезпечується регулювання з постійним моментом в діапазоні R_m . Вище даного діапазону здійснюється регулювання з постійною потужністю в діапазоні R_p [33]:

$$n_p = n_{min} \times \sqrt[4]{R_n} = 6.3 \times \sqrt[4]{400} = 28 \text{ хв}^{-1}, \quad (2.4)$$

або

$$n_p = n_{min} \times \sqrt[3]{R_n} = 6.3 \times \sqrt[3]{400} = 46 \text{ хв}^{-1}. \quad (2.5)$$

Приймаємо $n_p = 37 \text{ хв}^{-1}$ (рис. 2.1)

Розрахуємо число m груп передач КШ [33]:

$$m = \frac{\lg R_k}{\lg 8} = \frac{1,5}{0,8} = 1,875. \quad (2.6)$$

Значення m можна округлити до 2.

Приймаємо стандартне значення знаменника $\varphi=1,26$ та визначаємо:

$$c = \frac{\lg R_d}{\lg \varphi} = \frac{1,1}{0,1} = 11. \quad (2.7)$$

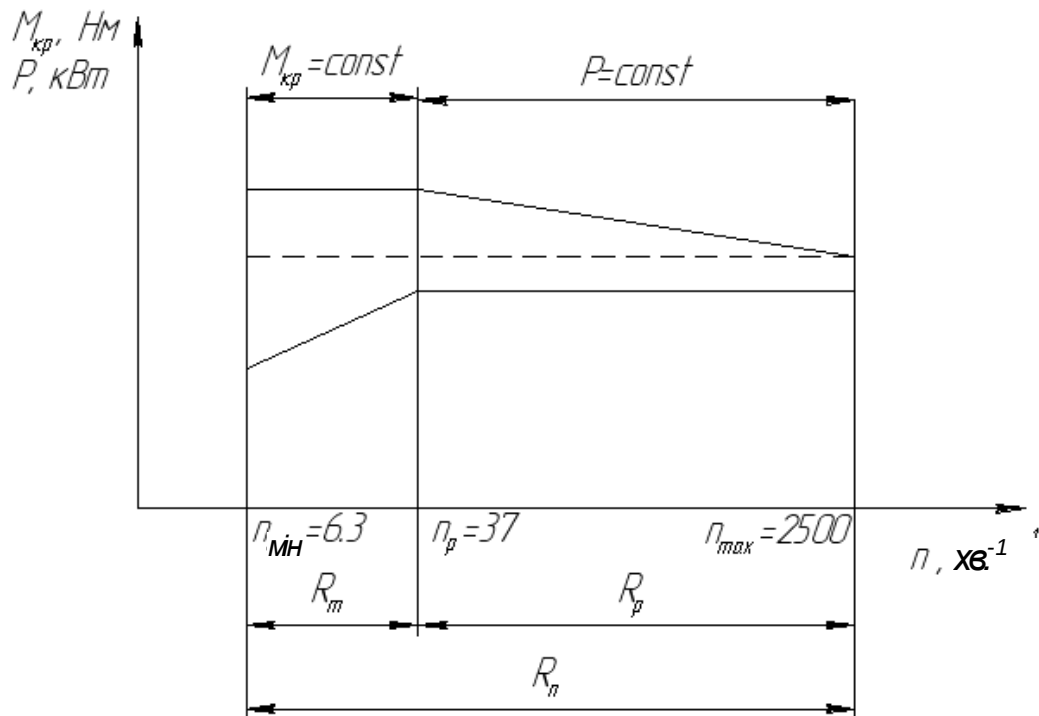


Рис. 2.1 - Графік залежності потужності на шпинделі від частоти обертання

Визначимо число інтервалів $\lg \varphi$, які перетинають на графіку частот обертання промені, що зображають передачі групи, а саме:

$$K_m = \frac{\lg R_k}{\lg \varphi} = \frac{\lg 5.6}{\lg 1.26} = 7.4. \quad (2.8)$$

Однак при $\varphi = 1.26$ число інтервалів $\lg \varphi$, які перетинають на графіку частот обертання промені, що зображують передачі групи, не може перевищувати 9 (для виконання умови $0.25 \leq u \leq 2$). Тому остаточно приймаємо $K_m = 9$. Три інтервали, що залишилися, можна отримати лише в результаті регулювання).

Фактичні діапазони регулювання КШ та приводу в цілому [33]:

$$R_{\phi.k.} = \varphi^{k_m}, \quad R_{\phi.n.} = R_d \cdot R_{\phi.k.} \quad (2.9)$$

Фактичні діапазони регулювання: $R_{\phi.k.} = 1.26^9 = 31$; $R_{\phi.n.} = 402$.

Число K_1 інтервалів між максимальною частотою обертання шпинделя та максимальною частотою обертання електродвигуна, а також число K_2 інтервалів між максимальною та мінімальною частотами обертання шпинделя:

$$K_1 = \frac{\lg\left(\frac{n_{\text{эд. max}}}{n_{\text{ун. max}}}\right)}{\lg \phi} = \frac{\lg\left(\frac{6700}{2500}\right)}{\lg 1,26} = 4,3 \quad (2.10)$$

$$K_2 = \frac{\lg R_{\phi.n}}{\lg \phi} = \frac{\lg 402}{\lg 1,26} = 26 \quad (2.11)$$

Приймаємо $K_1=4$ і $K_2=26$, тоді $K_{\text{ЗАГ.}} = K_1 + K_2 = 4 + 26 = 30$.

По нормалі Н11-1 «Нормальні ряди чисел у верстатобудуванні» вибираємо стандартний ряд частот обертання (хв-1) [33]: 8000; 6300; 5000; 4000; 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1000; 800; ;315; 250; 200; 160; 125; 100; 80; 63; 50; 40; 31,5; 25; 20; 16; 10; 8; 6,3 і будуємо графік частот обертання (рис. 2.2).

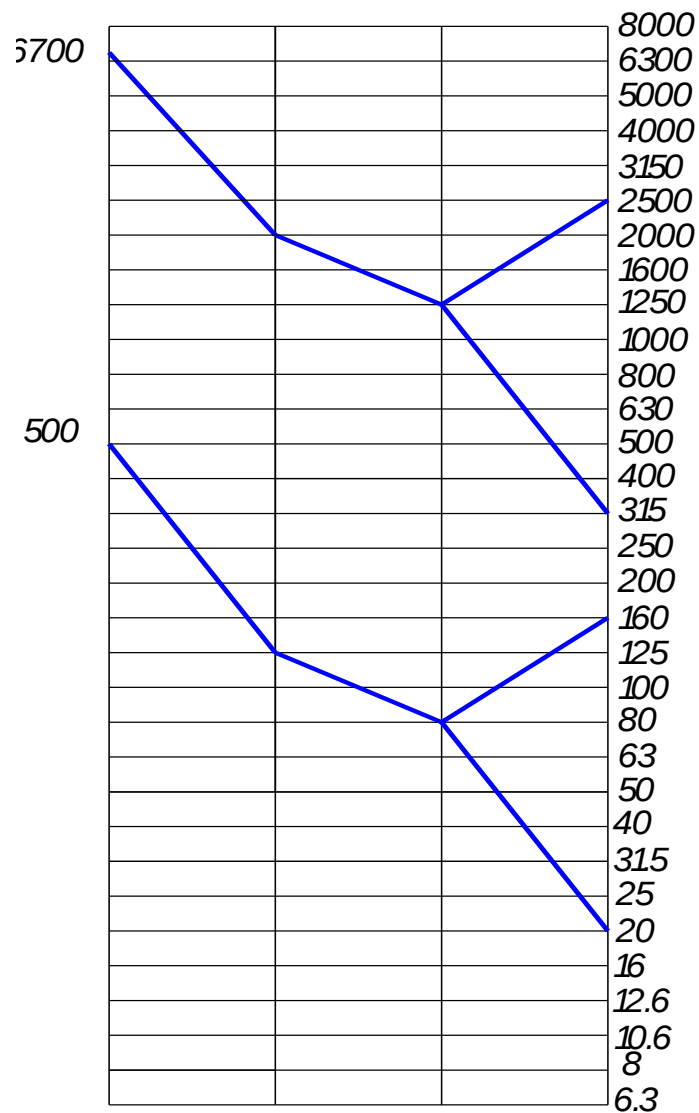


Рис. 2.2 - Графік частот обертання

При визначенні чисел зубів необхідно:

- отримати передавальне відношення $i_1 = z_1/z_2$;
- забезпечити постійну суму зубів у межах 2-х валової передачі

$$\Sigma z = z_1 + z_2 = \text{const.}$$

За передавальними відношеннями вибираємо числа зубів шестерень за [33]:

$$\begin{cases} z_1/z_2 = 0,625 \\ z_1 + z_2 = 86 \end{cases}$$

Звідси $z_1 = 33$, $z_2 = 53$.

$$\begin{cases} z_3/z_4 = 2 \\ z_3 + z_4 = 86 \end{cases}$$

Звідси $z_2 = 58$, $z_3 = 28$.

$$\begin{cases} z_5/z_6 = 0,25 \\ z_5 + z_6 = 86 \end{cases}$$

Звідси $z_5 = 17$, $z_6 = 69$

2.2. Силовий розрахунок та розрахунок на міцність коробки швидкостей

2.2.1. Розрахунок зубчастих передач.

Крутний момент на валу електродвигуна приводу головного руху токарного верстата з ЧПК визначається за формулами [33]:

$$T_{\partial} = \frac{N_n \times 10^3}{\omega}, \quad T_{\partial} = 9550 \times \frac{N_n}{n_n}, \quad (2.12)$$

де N_n – номінальна потужність електродвигуна приводу, кВт;

ω - кутова швидкість валу електродвигуна, рад/с;

n_n - задана у технічній характеристиці електродвигуна номінальна частота обертання.

Тоді

$$T_{\delta} = 9550 \times \frac{11}{1500} = 70 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент на першому валу приводу:

$$T' = 9550 \times \frac{N_n}{n_1} \times \eta_1, \quad (2.12)$$

де n_1 – частота обертання першого валу приводу;

η_1 - коефіцієнт корисної дії передач від електродвигуна до першого валу; він включає коефіцієнт корисної дії поліклінопасової передачі ($\eta=0,94\dots0,96$) та коефіцієнт корисної дії підшипників кочення першого валу ($\eta=0,99$). $\eta_1=0,95*0,99=0,9405$.

Тоді крутний момент на I валу

$$T' = 9550 \times \frac{11}{2000} \times 0,9405 = 49,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Приймаємо розрахункову частоту обертання валу, яка відповідає верхньому значенню $\frac{1}{3} \times D$ для визначення крутного моменту на II валу. Тобто $n_2=80 \text{ хв}^{-1}$; $\eta_2=0,9405*0,98=0,9217$.

Тоді крутний момент на II валу:

$$T'' = 9550 \times \frac{11}{250} \times 0,9217 = 387,3.$$

Модулі зубчастих коліс при розрахунку зубчастих передач визначаються виходячи з міцності зубів на згин m_{3z} , та втоми поверхневих шарів (по контактним напруженнях) $m_{нов}$. [33]:

Модулі для сталевих прямозубих коліс визначаються за формулами:

$$m_{нов} = \frac{100}{z} \times \sqrt[3]{\left(\left(\frac{68}{[\sigma_{нов}]} \right)^2 \times \frac{i \pm 1}{i \times \psi_0} \times \frac{k \times N}{n} \right)}, \quad (2.13)$$

$$m_{3z} = 100 \times \sqrt{\left(\frac{19,5}{z \times \psi \times y \times [\sigma_{3z}]} \times \frac{k \times N}{n} \right)}, \quad (2.14)$$

де z - число зубів лімітуючого колеса;

$[\sigma_{нов}], [\sigma_{зг}]$ - відповідно допустимі контактні напруження по втомі поверхневих шарів і напруження згину, МПа;

$N=N_n \cdot \eta_i$ - номінальна потужність, що передається, кВт;

η_i - к.к.д. від електродвигуна до передачі, що розраховується;

n - розрахункова частота обертання меншого колеса, об/хв;

y - коефіцієнт форми зуба при $z=20..60$, $y=0,243...0,268$;

i - передавальне відношення, яке завжди приймаємо $i \geq 1$; для сповільнюваних передач беремо передавальне число зубчастої передачі, тобто величину, обернену передавальному відношенню;

$\psi_0=0,7...1,6$ - при симетричному розташуванні та жорстких валах;

$\psi_0=0,4...0,6$ - при консольно-розташованій шестірні;

$\psi = b / m = 6...10$, де b - ширина шестерні зуба; m - модуль шестерні;

k - коефіцієнт навантаження

$$k=k_d \times k_k \times k_p,$$

де k_d - коефіцієнт динамічного навантаження; $k_d=1,1...1,2$;

k_k - коефіцієнт концентрації навантаження; $k_k=1,2...1,4$;

k_p - коефіцієнт режиму; $k_p=1,1...1,3$.

Допустимі контактні напруження $[\sigma_{нов}]$ відповідно до [33] визначають за формулою:

$$[\sigma_{нов}] = \frac{\sigma_{нов(1,2)}^0}{S_n} \quad (2.15)$$

де $\sigma_{нов(1,2)}^0$ - границя контактної витривалості лімітуючої ланки зубчастої передачі (шестірні або колеса);

S_n - коефіцієнт безпеки при розрахунку зубів на контактну міцність; індекси: 1-для шестерні, 2-для колеса.

В якості матеріалу для зубчастих коліс приймаємо Сталь 40Х. Термообробка - об'ємне загартування. Твердість при цьому становить HRC 45..55, $S_n = 1,1$.

Границя контактної витривалості [33]

$$\sigma_{нов(1,2)}^0 = 18 \times HRC_{cp} + 150 = 18 \times 50 + 150 = 1050 \text{ МПа},$$

допустимі контактні напруження

$$[\sigma_{нов}] = \frac{1050}{1,1} = 954,545 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруження згину $[\sigma_{зг}]$ [33]:

$$[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_{зг(1,2)}^0}{S_u} \quad (2.16)$$

де $\sigma_{зг(1,2)}^0$ – границя згинальної витривалості лімітуючої ланки зубчастої передачі;

S_u - коефіцієнт безпеки при розрахунку зубів на згин, $S_u = 1,75$.

Границя згинальної витривалості $\sigma_{зг(1,2)}^0 = 500 \text{ МПа}$ [33], а допустимі напруження згину

$$[\sigma_{зг}] = \frac{500}{1,75} = 285,714 \text{ МПа}.$$

Тоді для передачі вал I-II прийемо $k_d = 1,15$, $k_\kappa = 1,3$, $k_p = 1,2$,

$$k = 1,15 \times 1,3 \times 1,2 = 1,794.$$

При розрахунку $m_{нов}$ $k = 1,794$, $k_p = 1$

$$k = 1,15 \times 1,3 \times 1 = 1,495.$$

При розрахунку $m_{зг}$ $k = 1,495$

Розраховуємо модулі для першої передачі

$$i = 33/53, y = 0,243, \psi = 6, \psi_0 = 0,6;$$

$$m_{нов} = \frac{100}{53} \times \sqrt[3]{\left(\left(\frac{68}{954,545}\right)^2 \times \frac{0,625 + 1}{0,625 \times 0,6} \times \frac{1,794 \times 7,35}{2000}\right)} = 0,18 \text{ мм},$$

$$m_{зг} = 100 \times \sqrt[3]{\left(\frac{19,5}{53 \times 6 \times 0,243 \times 285,714} \times \frac{1,795 \times 7,35}{2000}\right)} = 1,9 \text{ мм}.$$

Приймаємо $m = 2 \text{ мм}$.

Розраховуємо модулі для другої передачі

$$i = 58/28$$

$$m_{нов} = \frac{100}{28} \times \sqrt[3]{\left(\left(\frac{68}{954,545}\right)^2 \times \frac{2+1}{2 \times 0,6} \times \frac{1,794 \times 7,35}{2000}\right)} = 0,11 \text{ мм},$$

$$m_{32} = 100 \times \sqrt[3]{\left(\frac{19,5}{29 \times 6 \times 0,243 \times 285,714} \times \frac{1,795 \times 7,35}{2000}\right)} = 2,15 \text{ мм}.$$

Приймаємо $m = 2$ мм.

Розраховуємо модулі для третьої передачі

$$i = 17/69$$

$$m_{нов} = \frac{100}{69} \times \sqrt[3]{\left(\left(\frac{68}{954,545}\right)^2 \times \frac{1,96+1}{1,96 \times 0,6} \times \frac{1,794 \times 7,35}{2000}\right)} = 0,12 \text{ мм},$$

$$m_{32} = 100 \times \sqrt[3]{\left(\frac{19,5}{69 \times 6 \times 0,243 \times 285,714} \times \frac{1,495 \times 7,35}{2000}\right)} = 1,7 \text{ мм}.$$

Приймаємо $m = 2$ мм.

Визначення діаметрів зубчастих коліс.

Визначимо ділильні діаметри зубчастих коліс:

$$d_1 = m \times z_1 = 2 \times 33 = 66 \text{ мм},$$

$$d_2 = m \times z_2 = 2 \times 53 = 106 \text{ мм},$$

$$d_3 = m \times z_3 = 2 \times 58 = 116 \text{ мм},$$

$$d_4 = m \times z_4 = 2 \times 29 = 58 \text{ мм},$$

$$d_5 = m \times z_5 = 2 \times 17 = 34 \text{ мм},$$

$$d_6 = m \times z_6 = 2 \times 69 = 138 \text{ мм}.$$

Визначимо діаметр кіл вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times m = 66 + 2 \times 2 = 70 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times m = 106 + 2 \times 2 = 110 \text{ мм},$$

$$d_{a3} = d_3 + 2 \times m = 116 + 2 \times 2 = 120 \text{ мм},$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \times m = 58 + 2 \times 2 = 62 \text{ мм},$$

$$d_{a5} = d_5 + 2 \times m = 34 + 2 \times 2 = 38 \text{ мм},$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \times m = 138 + 2 \times 2 = 142 \text{ мм}.$$

Визначимо відстань між осями валів:

$$a_{\omega 1} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{66 + 106}{2} = 86 \text{ мм},$$

$$a_{\omega 2} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{116 + 58}{2} = 87 \text{ мм},$$

$$a_{\omega 3} = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{34 + 138}{2} = 87 \text{ мм},$$

Визначимо ширину зубчастих вінців:

$$b_1 = b_2 = b_3 = b_4 = b_5 = b_6 = \psi \times m = 8 \times 2 = 16 \text{ мм}.$$

2.2.2. Розрахунок валів на міцність

2.2.2.1. Проектний розрахунок валів

Під час роботи валів КШ основними навантаженнями є сили, що діють зубчастих передачах. Ці сили у валах, що обертаються, викликають напруження, що змінюються за знакозмінним симетричним циклом.

У результаті попереднього розрахунку на міцність визначається діаметр валу. Він розраховується на чисте кручення без урахування впливу згину [35]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times T}{\pi \times [\tau_{кр}]}} \quad (2.17)$$

де T - крутний момент на розрахунковому валу, Н·мм;

$[\tau_{кр}]$ - понижене допустиме напруження кручення, МПа.

Допустимі напруження на вихідних ділянках при попередньому розрахунку для валів з конструкційних вуглецевих сталей приймаємо заниженими $[\tau_{кр}] = 15 \dots 20$ МПа [35]. Діаметри валів на інших ділянках призначаємо виходячи з технологічних вимог і конструктивних міркувань.

Вал I:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 49400}{\pi \times 17,5}} = 24,2 \text{ мм}.$$

Вал II:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 387300}{\pi \times 17,5}} = 48,31 \text{ мм.}$$

Конструктивно збільшуємо діаметри валів та приймаємо:

$$d_I = 25 \text{ мм; } d_{II} = 50 \text{ мм;}$$

2.2.2.2. Перевірочний розрахунок першого вала коробки швидкостей на міцність

Для визначення реакцій в опорах складаємо розрахункову схему. Вал при цьому розглядається як балка на двох шарнірних опорах. При визначенні реакцій опор, розрахункову схему валу представляємо з графічним зображенням сил, що діють на вал у різних площинах (рис.2.3). На розрахунковій схемі також зображаємо епюри згинальних і крутних моментів у різних площинах (рис.2.4).

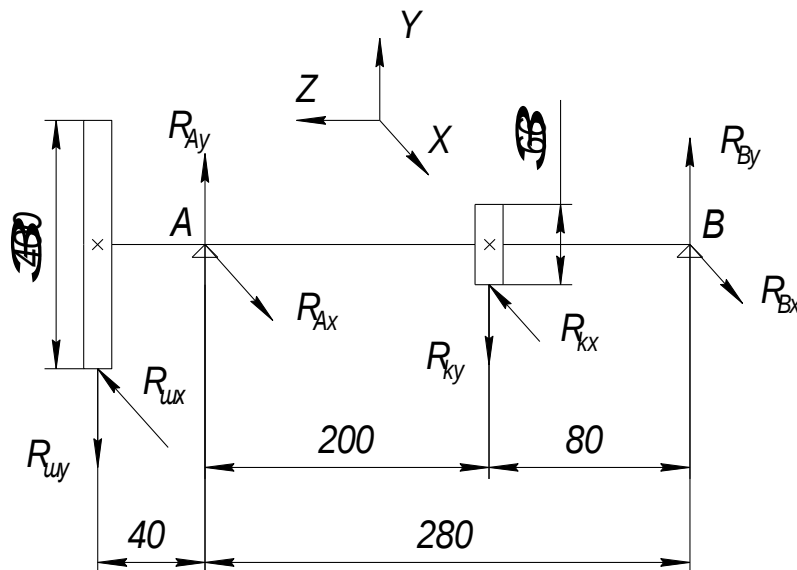


Рис. 2.3 - Розрахункова схема першого вала коробки швидкостей

Колова сила P на валу у площинах ZOX і дорівнює:

$$P = \frac{2 \times T}{D}, \quad (2.18)$$

де T – крутний момент на валу, Н·м;

D - діаметр ділительного кола зубчастого колеса, м.

Радіальна сила, що діє на вал у зубчастому зачепленні:

$$P_y = P \times \operatorname{tg}(\alpha_w), \quad (2.19)$$

де P - колова сила, що діє на вал, Н,

α_w - кут зачеплення, $\alpha_w=20^\circ$.

На зубчастому колесі: $T = 49,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $D = 0,066 \text{ м}$.

Тоді:

$$P_{kx} = \frac{2 \times 49,4}{0,066} = 1497 \text{ Н},$$

$$P_{ky} = 1497 \times \operatorname{tg} 20^\circ = 545 \text{ Н}.$$

Для шківів: $D = 0,4 \text{ м}$

$$T = 9550 \times \frac{11}{1500} \times 0,95 = 66,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тоді:

$$T_{uy} = T_{ux} \times \operatorname{tg} 20^\circ = 66,3 \times \operatorname{tg} 20^\circ = 241 \text{ Н}$$

У двох взаємно-перпендикулярних площинах за діючими на вал силами визначають реакції опор і згинальні моменти. Після цього проводять їх геометричне додавання в небезпечному перерізі:

$$M_u = \sqrt{(M_{zx}^2 + M_{zy}^2)}, \quad (2.20)$$

де M_{zx} - максимальний згинальний момент в небезпечному перерізі, що діє горизонтальній площині, Н·м;

M_{zy} - максимальний згинальний момент у небезпечному перерізі, що діє у вертикальній площині, Н·м.

Визначимо опорні реакції валу І.

У площині ZOY $m_B=0$:

$$P_{uy} \times 0,32 - R_{Ay} \times 0,28 + P_{ky} \times 0,08 = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{P_{uy} \times 0,32 + P_{ky} \times 0,08}{0,28} = \frac{241 \times 0,32 + 545 \times 0,08}{0,28} = 430,6$$

У площині ZOY $m_A=0$

$$P_{uy} \times 0,04 - P_{ky} \times 0,2 + R_{By} \times 0,28 = 0$$

$$R_{By} = \frac{P_{ky} \times 0,2 - P_{uy} \times 0,04}{0,28} = \frac{545 \times 0,2 - 241 \times 0,08}{0,28} = 320,3$$

$$\text{Перевірка } \sum Y = 0; \quad -P_{uy} + R_{Ay} - P_{ky} + R_{By} = -241 + 430,6 - 545 + 320,1 = 0$$

У площині ZOX $m_B = 0$:

$$-P_{ux} \times 0,32 + R_{Ax} \times 0,28 - P_{kx} \times 0,08 = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{P_{kx} \times 0,08 + P_{ux} \times 0,32}{0,28} = \frac{1497 \times 0,08 + 663 \times 0,32}{0,28} = 1186,3$$

У площині ZOY $m_A = 0$:

$$-R_{Bx} \times 0,28 + P_{kx} \times 0,2 - P_{ux} \times 0,04 = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{P_{kx} \times 0,2 - P_{ux} \times 0,04}{0,28} = \frac{1497 \times 0,2 - 663 \times 0,04}{0,28} = 976,6$$

$$\text{Перевірка: } \sum X = 0; \quad -P_{ux} + R_{Ax} - P_{kx} + R_{Bx} = -663 + 1186,3 - 1497 + 976,6 = 0$$

Будуємо епюри згинальних моментів у площинах ZOX та ZOY (рис. 2.4) і визначимо сумарні згинальні моменти в місцях дії сил.

$$M'_z = \sqrt{((M'_{zx})^2 + (M'_{zy})^2)} = \sqrt{26,52^2 + 9,64^2} = 28,22 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M''_z = \sqrt{((M''_{zx})^2 + (M''_{zy})^2)} = \sqrt{78,14^2 + 28,28^2} = 83,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Уточнений розрахунок на витривалість валу здійснюємо шляхом перевірки коефіцієнта запасу міцності. Він визначається за формулою [35]:

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2} \geq [n], \quad (2.21)$$

або

$$n = \frac{n_\sigma \times n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 \times n_\tau^2}}, \quad (2.22)$$

де $[n]$ – допустима межа міцності, зазвичай приймають: $[n] = 2 \dots 3$;

n_σ і n_τ – коефіцієнти запасу міцності за нормальними і дотичними напруженнями. Їх визначають за формулами:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \times \epsilon_\sigma} \times \sigma_v + \psi_\sigma \times \sigma_m}, \quad (2.23)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta \times \varepsilon_{\tau}} \times \tau_v + \psi_{\tau} \times \tau_m} . \quad (2.24)$$

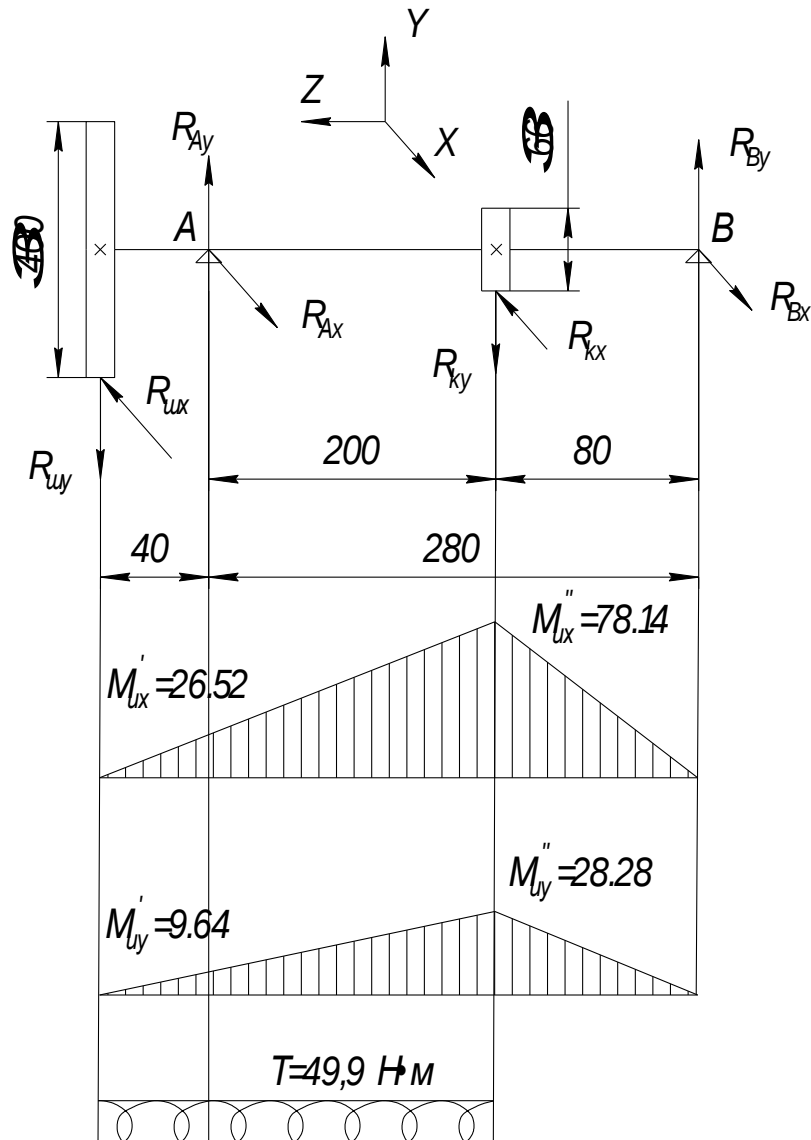


Рис. 2.4 - Епюри згинальних моментів, що діють на перший вал коробки швидкостей

У формулах (2.23), (2.24) прийняті наступні позначення:

σ_{-1} та τ_{-1} – границі витривалості для матеріалу валу при симетричних циклах згину та кручення;

k_{σ} і k_{τ} - ефективні коефіцієнти концентрацій напружень при згинанні та крученні;

β - коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні; при шорсткості $Rz \leq 20 \text{ мкм}$ $\beta = 0,9 \dots 1,0$;

σ_v і τ_v - амплітуди циклів нормальних та дотичних напружень;

σ_m і τ_m - середнє значення нормальних та дотичних напружень;

ε_σ та ε_τ - масштабні коефіцієнти для нормальних та дотичних напружень;

ψ_σ і ψ_τ - коефіцієнти, що відображають співвідношення границь витривалості при симетричному циклі згину та пульсуючому циклі кручення.

В залежності від границі міцності матеріалу валу визначаються значення σ_{-1} . Прийmemo матеріал валу - сталь 40Х.

Тоді границя витривалості при симетричному циклі кручення:

$$\sigma_{\sigma} = 650 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \times \sigma_{\sigma} = 0,43 \cdot 650 = 279,5 \text{ МПа}.$$

Границя витривалості при симетричному циклі кручення:

$$\tau_{-1} = 0,58 \times \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 279,5 = 162,11 \text{ МПа}.$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напруг k_σ і k_τ залежать від границі міцності σ_B матеріалу і за наявності галтелей або виточок вибираються за [35].

Прийmemo: $k_\sigma = 1,9$; $k_\tau = 1,4$.

Значення масштабних коефіцієнтів ε_σ і ε_τ приведені у [35].

Прийmemo: $\varepsilon_\sigma = 0,88$; $\varepsilon_\tau = 0,77$.

Середні значення нормальних напружень та амплітуду циклів та σ_v та σ_m визначимо за формулами [35]:

$$\sigma_v = \frac{M_z}{W}, \quad (2.25)$$

$$\sigma_m = \frac{4 \times F_a}{\pi \times d^2}, \quad (2.26)$$

де M_z - сумарний згинальний момент у аналізованому перерізі, Н·м;

F_a - осьова сила, що діє на вал, Н;

W - момент опору в аналізованому перерізі мм^3 ; для круглого суцільного перерізу він дорівнює [35]:

$$W = \frac{\pi \times d^3}{32} = 0,1 \times d^3, \quad (2.27)$$

де d - діаметр валу, мм.

При передачі крутного моменту прямозубими колесами вважають, що відсутнє осьове навантаження на вал. Нормальні напруження, що виникають у його поперечному перерізі, змінюються за симетричним циклом, тоді $\sigma_m = 0$ [35].

Виходячи з найбільш несприятливого знакозмінного циклу зміни дотичних напружень визначаємо значення τ_v і τ_m . Вважають, що напруження кручення змінюються за віднульовим (пульсуючим) циклом [35]:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2 \times W_k}, \quad (2.28)$$

де T - крутний момент, що передається валом;

W_k - момент опору крученню перерізу, що розглядається.

Для круглого перерізу:

$$W_k = \frac{\pi \times d^3}{16} \quad (2.29)$$

Для симетричного циклу згину та пульсуючого циклу кручення ψ_σ і ψ_τ приведені у [35]. Прийmemo $\psi_\sigma = 0,05$, $\psi_\tau = 0$.

Проведемо розрахунок для перерізу 1.

Сумарний згинальний момент: $M_{13} = 28,22 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Момент опору:

$$W = \frac{\pi \times 25^3}{32} = 2650,719 \text{ мм}^3.$$

Амплітуда циклів:

$$\sigma_v = \frac{28,22 \times 1000}{2650,719} = 17,483 \text{ МПа}.$$

Середнє значення нормальних напружень: $\sigma_m = 0$.

Момент опору кручення:

$$W_k = \frac{\pi \times 25^3}{16} = 5301,438 \text{ мм}^3.$$

Дотичні напруження:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{49,4 \times 1000}{2 \times 5301,438} = 5,084 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнти запасу міцності:

$$n_\sigma = \frac{279,5}{\frac{1,9}{0,95 \times 0,88} \times 17,483 + 0,05 \times 0} = 7,034;$$

$$n_\tau = \frac{162,11}{\frac{1,4}{0,95 \times 0,77} \times 5,084 + 0 \times 5,084} = 16,661;$$

$$n = \frac{7,034 \times 16,661}{\sqrt{7,034^2 + 16,661^2}} = \frac{117,194}{18,085} = 6,48 > [n] = 2.$$

Проведемо розрахунок для перерізу 2.

Сумарний згинальний момент: $M_{13} = 83,1 \text{ Н} \cdot \text{м.}$

Момент опору:

$$W = \frac{\pi \times 25^3}{32} - \frac{6 \times 3,5 \times (30 - 3,5)^2}{2 \times 30} = 2403,587 \text{ мм}^3.$$

Амплітуда циклів:

$$\sigma_v = \frac{83,1 \times 1000}{2403,587} = 78,783 \text{ МПа.}$$

Момент опору кручення:

$$W_k = \frac{\pi \times 25^3}{16} = 3066,41 \text{ мм}^3.$$

Дотичні напруження:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{49,4 \times 1000}{2 \times 3066,41} = 8,06 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнти запасу міцності:

$$n_\sigma = \frac{279,5}{\frac{1,9}{0,95 \times 0,88} \times 78,783 + 0,05 \times 0} = 1,561;$$

$$n_{\tau} = \frac{162,11}{\frac{1,4}{0,95 \times 0,77} \times 8,06 + 0 \times 5,33} = 10,51;$$

$$n = \frac{1,561 \times 10,51}{\sqrt{1,561^2 + 10,51^2}} = 1,55 < [n] = 2.$$

Тому приймаємо $d_f=30$ мм. Проведемо ще раз розрахунки.

Проведемо перерахунок для перерізу 1.

Сумарний згинальний момент: $M_{13} = 28,22$ Н·м.

Момент опору:

$$W = \frac{\pi \times 30^3}{32} = 4209,243 \text{ мм}^3.$$

Амплітуда циклів:

$$\sigma_v = \frac{38,614 \times 1000}{4209,243} = 11,01 \text{ МПа.}$$

Середнє значення нормальних напружень: $\sigma_m=0$.

Момент опору кручення:

$$W_k = \frac{\pi \times 30^3}{16} = 8418,486 \text{ мм}^3.$$

Дотичні напруження:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{44,9 \times 1000}{2 \times 8418,486} = 3,201 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнти запасу міцності:

$$n_{\sigma} = \frac{279,5}{\frac{1,9}{0,95 \times 0,88} \times 11,01 + 0,05 \times 0} = 11,17;$$

$$n_{\tau} = \frac{162,11}{\frac{1,4}{0,95 \times 0,77} \times 3,201 + 0 \times 3,201} = 26,461;$$

$$n = \frac{11,17 \times 26,461}{\sqrt{11,17^2 + 26,461^2}} = \frac{117,194}{18,085} = 10,291 > [n] = 2.$$

Проведемо перерахунок для перерізу 2.

Сумарний згинальний момент: $M_{13} = 83,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Момент опору:

$$W = \frac{\pi \times 30^3}{32} = 2649,375 \text{ мм}^3.$$

Амплітуда циклів:

$$\sigma_v = \frac{175,646 \times 1000}{2649,375} = 66,3 \text{ МПа}.$$

Момент опору кручення:

$$W = \frac{\pi \times 30^3}{32} = 2649,375 \text{ мм}^3.$$

Дотичні напруження:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{49,4 \times 1000}{2 \times 5298,75} = 4,65 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнти запасу міцності:

$$n_\sigma = \frac{279,5}{\frac{1,9}{0,95 \times 0,88} \times 66,3 + 0,05 \times 0} = 1,8;$$

$$n_\tau = \frac{162,11}{\frac{1,4}{0,95 \times 0,77} \times 4,65 + 0 \times 3,466} = 18,1;$$

$$n = \frac{1,8 \times 18,1}{\sqrt{1,8^2 + 18,1^2}} = 2,18 > [n] = 2.$$

2.3. Висновки по розділу 2

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Розроблено конструкцію приводу головного руху токарного верстата з ЧПК, що складається з асинхронного частотно-регульованого електричного двигуна, поліклінопасової передачі, розширювальної двоступеневої коробки швидкостей та шпиндельного вузла. Привід забезпечує максимальну

потужність 11 кВт на шпинделі та безступеневе регулювання частоти обертання в діапазоні $6,3 \dots 2500 \text{ хв}^{-1}$

2. Проведено кінематичний розрахунок приводу в результаті якого визначено визначені передавальні відношення поліклінопасової передачі, зубчастих передач коробки швидкостей та числа зубів зубчастих коліс.

3. Побудовано графік залежності потужності на шпинделі від частоти обертання та графік частот обертання приводу. Розроблено кінематичну схему приводу головного руху токарного верстата з ЧПК.

4. Розраховано основні силові характеристики приводу – крутні моменти на валах і потужності, що передаються.

5. Розроблено конструкцію двоступеневої коробки швидкостей. Вибрано матеріали та проведено проєктний і перевірочний розрахунок циліндричних передач коробки швидкостей по допустимих контактних напруженнях та напруженнях згину. Визначено геометричні параметри зубчастих коліс.

6. Проведено проєктний розрахунок валів коробки швидкостей. Проведено перевірочний розрахунок першого валу на втомну міцність. Встановлено що коефіцієнт запасу міцності для цього валу становить 2,18, що більше гранично допустимого коефіцієнту запасу міцності, який рівний 2.

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Розроблення конструкції шпиндельного вузла із задньою опорою з керованим натягом

Для шпиндельного вузла вибрано схему з двома опорами на базі роликових конічних підшипників [36]. Виходячи із конструкції шпиндельного вузла верстата мод. 16K20T1, у передній опорі використовуємо стандартний дворядний конічний роликовий підшипник 697716 [36].

Для створення з керованого натягу шпиндельного вузла у його задній опорі пропонується встановити розроблений підшипник, здатний змінювати натяг як в осьовому, так і радіальному напрямку (рис. 3.1). В основі його лежить упорно-радіальний роликовий конічний підшипник, однорядний.

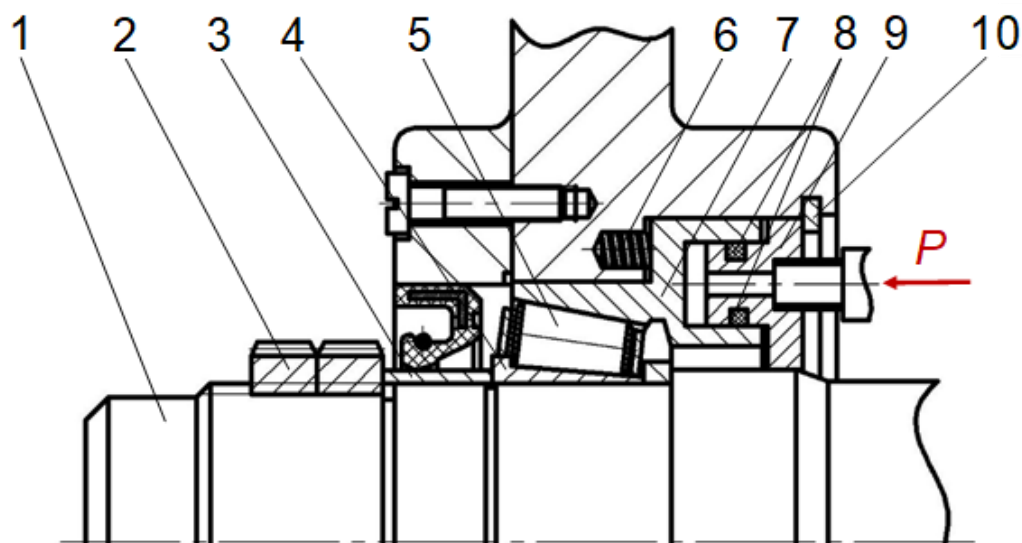


Рис. 3.1 - Конструкція розробленої задньої опори шпиндельного вузла з гідравлічним керуванням натягом

На опорній шийці шпинделя 1 встановлений упорно-радіальний роликовий конічний підшипник, який складається із внутрішнього кільця 3, роликів 5, та спеціальної конструкції зовнішнього кільця 7, яке встановлене в корпусі коробки швидкостей. Внутрішнє кільце 4 жорстко зафіксоване на шпинделі за допомогою гайок 2 та розпірного кільця 3. У зовнішньому кільці виконана порожнина у вигляді кільця у яку встановлюється поршень 9, що

зафіксований кільцем 10 з метою недопущення його осевого переміщення. Між поршнем 9 і зовнішнім кільцем 7 створена кільцева порожнина, в яку за допомогою гідравлічної системи через отвір у поршні 9 подається під певним тиском рідина. Між поршнем 9 і зовнішнім кільцем 7 встановлені ущільнення 8 для запобігання витіканню рідини. Зовнішнє кільце 7 з торця підпружинене пружинами 6, розміщеними у корпусі шпіндельної бабки, для забезпечення зворотного зміщення при зменшенні тиску у порожнині між поршнем 9 і зовнішнім кільцем 7.

Для вибору зазору між тілами кочення та кільцями керованого підшипника застосовано гідравлічну систему. Створення осевої сили натягу здійснюється з використанням енергії перетворення гідравлічного тиску на осеву силу. Рідина, яка надходить у керований підшипник характеризується двома основними величинами:

- тиск рідини (олії), МПа;
- витрата рідини або гідровитрати одиниці об'єму в одиницю часу, л/хв.

У підшипнику тиск p , що діє на зовнішнє кільце 7, яке у свою чергу впирається в тіла кочення підшипника 5, створює осеву силу натягу P_a . Гідровитрата є аналогом швидкості переміщення кільця 7, що передає осеву силу натягу і може бути цікавим лише при вивченні перехідного процесу.

3.2. Розрахунок керованого підшипника задньої опори

Осєва сила для створення натягу створюється в результаті тиску p , що подається кільцеву порожнину керованого підшипника. Тиск діє однаково на всі поверхні кільцевої порожнини, але рухається тільки зовнішнє кільце підшипника. Розрахункова схема для визначення осевої сили в залежності від тиску в кільцевій порожнині представлена рис. 3.2.

Осєва сила P_a визначається за залежністю:

$$P_a = p \cdot A \cdot \eta, \quad (3.1)$$

де p – тиск в кільцевій камері, МПа.

A - площа кільця, кільцевої камери, мм

η - коефіцієнт, що враховує втрати, зокрема на тертя в камері підшипника, який приймається рівний 0,95.

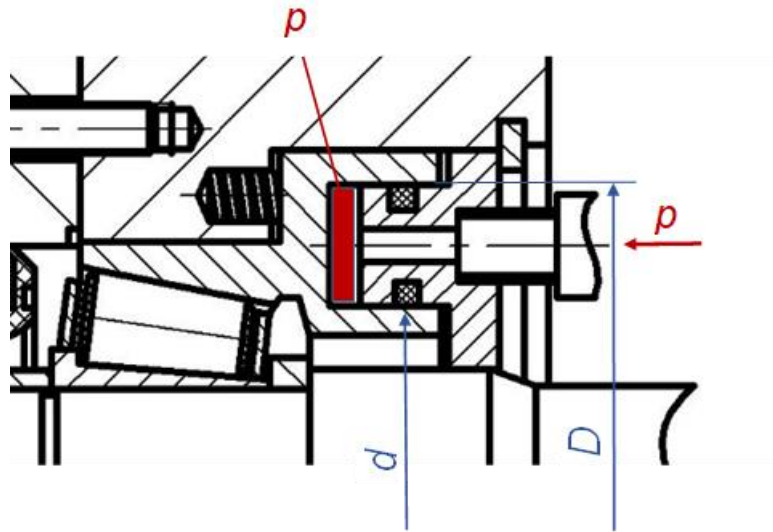


Рис. 3.2 - Розрахункова схема для визначення осьової сили натягу

Площа кільця визначається за формулою:

$$A = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4, \quad (3.2)$$

де D – зовнішній діаметр кільця;

d – внутрішній діаметр кільця.

У відповідності до розробленої конструкції $D = 140$ мм, $d = 100$ мм

Площа кільця за (3.2):

$$A = \pi \cdot (140^2 - 100^2) / 4 = 7536 \text{ мм}^2.$$

Для оцінки тисків та сил в системі визначимо зміну осьової сили P_a від тиску p . Тиск p приймемо в діапазоні від 0 до 1 МПа з кроком 0,1 МПа. Результати моделювання приведені на рис. 3.3.

3.3. Розроблення системи керування натягом підшипника задньої опори

Залежності між навантаженням на підшипник і пружним зближенням кілець регульованого підшипника описується залежністю [36]:

$$P = i \cdot z \cdot C_{\delta} \cdot \delta_r \cdot f(p), \quad (3.3)$$

де i – число рядів роликів у підшипнику;

z - число роликів у підшипнику;

C_{δ} - коефіцієнт, що залежить від типу підшипника Н/мм,

δ_r - пружне зближення кілець підшипника;

$f(p)$ - інтервал розподілу навантаження; $p = e/(\delta_r)$, e - попередній натяг,

мм.

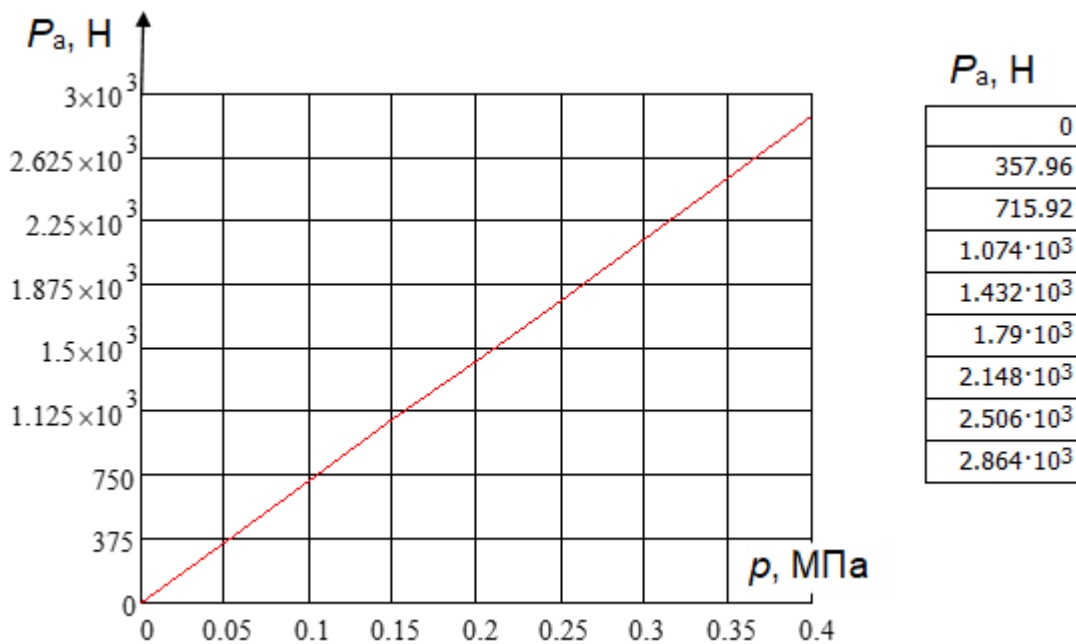


Рис. 3.3 - Графічна залежність осьової сили P_a від тиску в кільцевій камері p .

На основі балансу жорсткості елементів технологічної системи, параметра швидкохідності шпиндельного вузла $d \cdot n_{\max}$. (тут d - діаметр валу під підшипник; $n_{\max}$ - максимальна частота його обертання) і залежності між навантаженням P на підшипники і пружним зближенням δ_r кілець регульованого підшипника вибираємо число ступенів регулювання натягу підшипників і відповідний їм тиск.

Для попереднього дослідження припустимо, що для даного шпиндельного вузла необхідні три ступені регулювання натягу при тиску 0,15; 0,1 та 0,05 МПа. Осьове зусилля при цьому складає відповідно 1074 Н; 716 Н та 358 Н. Перший ступінь застосовується при найважчих умовах і великих силах

впливу на шпиндельний вузол, а останній – при легких умовах, наприклад, як чистові режими різання, малі припуски та малі сили.

Гідравлічна система регулювання натягу в регульованому підшипнику приведена на рис. 3.4.

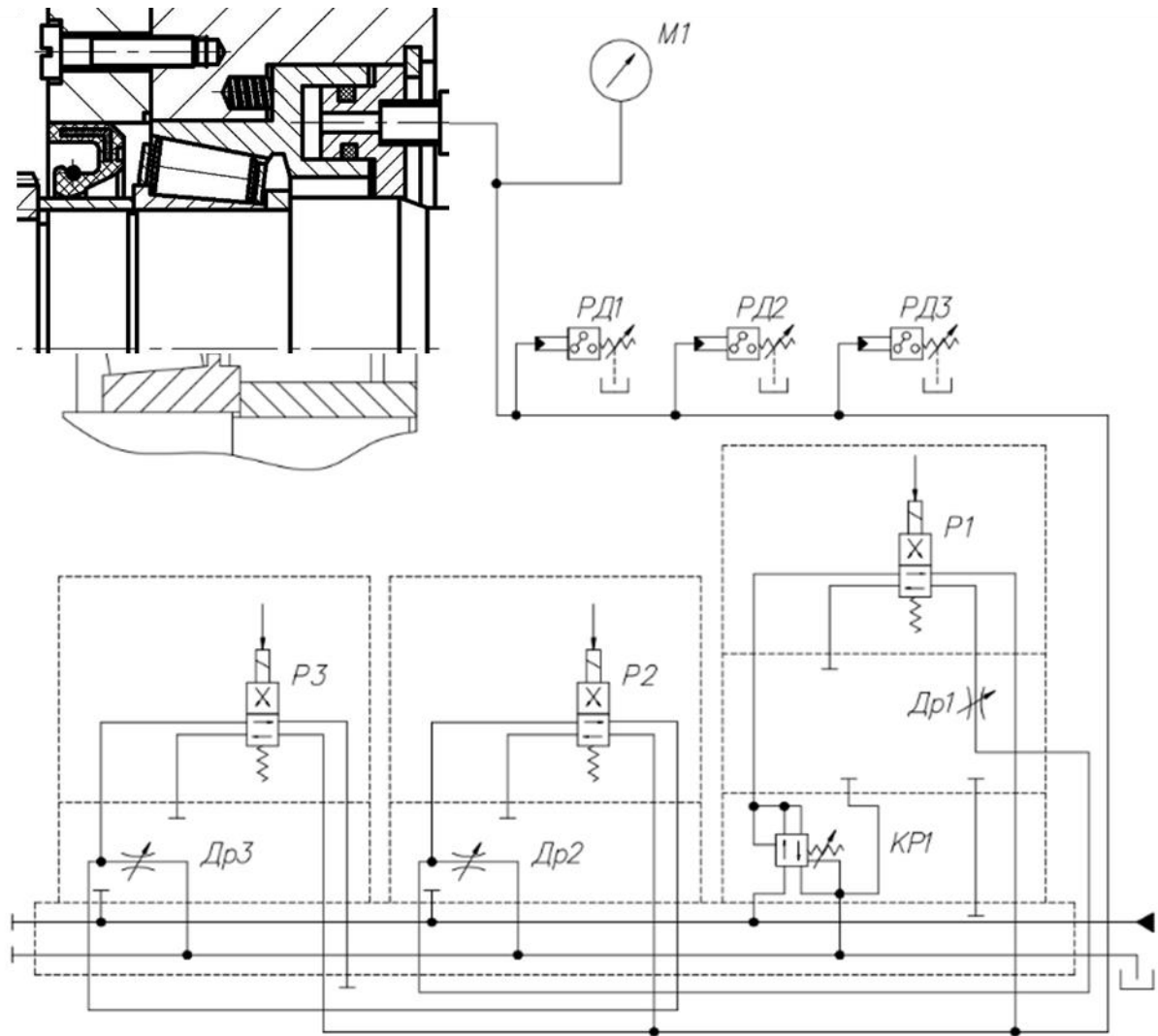


Рис. 3.4 - Гідравлічна схема регулювання натягу в регульованому підшипнику

Гідравлічна система регулювання натягу є функціональним блоком, до складу якого входять редукційний клапан *KP1*, три розподільники *P1*, *P2* і *P3* і дроселі *Др1*, *Др2* і *Др3*, які є дільниками тиску. При відключенні розподільників камера регулювання натягу підключається безпосередньо до виходу клапана *KP1*, і створюється тиск 0,15 МПа, при якому натяг підшипника найбільший.

При спрацьовуванні розподільників $P1$ і $P2$ камера підключається до діляника тиску, утвореного дроселями $Dp1$ і $Dp2$, і забезпечується тиск $0,1$ МПа. При спрацьовуванні розподільників $P1$ і $P3$ камера підключається до діляника тиску, утвореного дроселем $Dp1$ і паралельно включеними дроселями $Dp2$ і $Dp3$. При цьому створюється тиск $0,05$ МПа, що викликає мінімальний натяг. Контроль за включенням необхідних ступенів тиску здійснюється за допомогою реле $РД1$, $РД2$ та $РД3$ тиску, а за зміною тиску при налаштуванні за допомогою манометра $M1$.

3.4. Дослідження впливу жорсткості регульованої опори на жорсткість шпинделя

3.4.1. Конструкція та розрахункова схема шпиндельного вузла

Конструктивна схема шпиндельного вузла та еквівалентна їй розрахункова схема для визначення жорсткості переднього кінця шпинделя приведені на рис. 3.5. Конструкція шпиндельного вузла передбачає для сприйняття радіального навантаження встановлення у передній опорі стандартного дворядного конічного роликового підшипника 697716Л [36], а у задній опорі спеціально розробленого роликового конічного підшипника з керованим натягом.

При дослідженні жорсткості шпиндель подається у вигляді невагомго стержня за яким зберігаються пружні властивості його реальної конструкції, який має моменти інерції I_i та модуль пружності матеріалу E .

Для обчислення моментів інерції ділянок I_i розбиваємо шпиндель на три ділянки постійного діаметра та певної довжини. Оскільки перепад діаметрів у міжопорній частині шпинделя невеликий по розрахунковій довжині (не перевищує 10% від середнього) то замінюємо цю ділянку змінного перерізу ділянкою постійного перерізу з моментом інерції рівним [37]:

$$I_{np} = \frac{\sum l_i \cdot I_i}{\sum l_i}, \quad (3.4)$$

де I_i - момент інерції перерізу i -ї ступені;

l_i - довжина i -ї ступені.

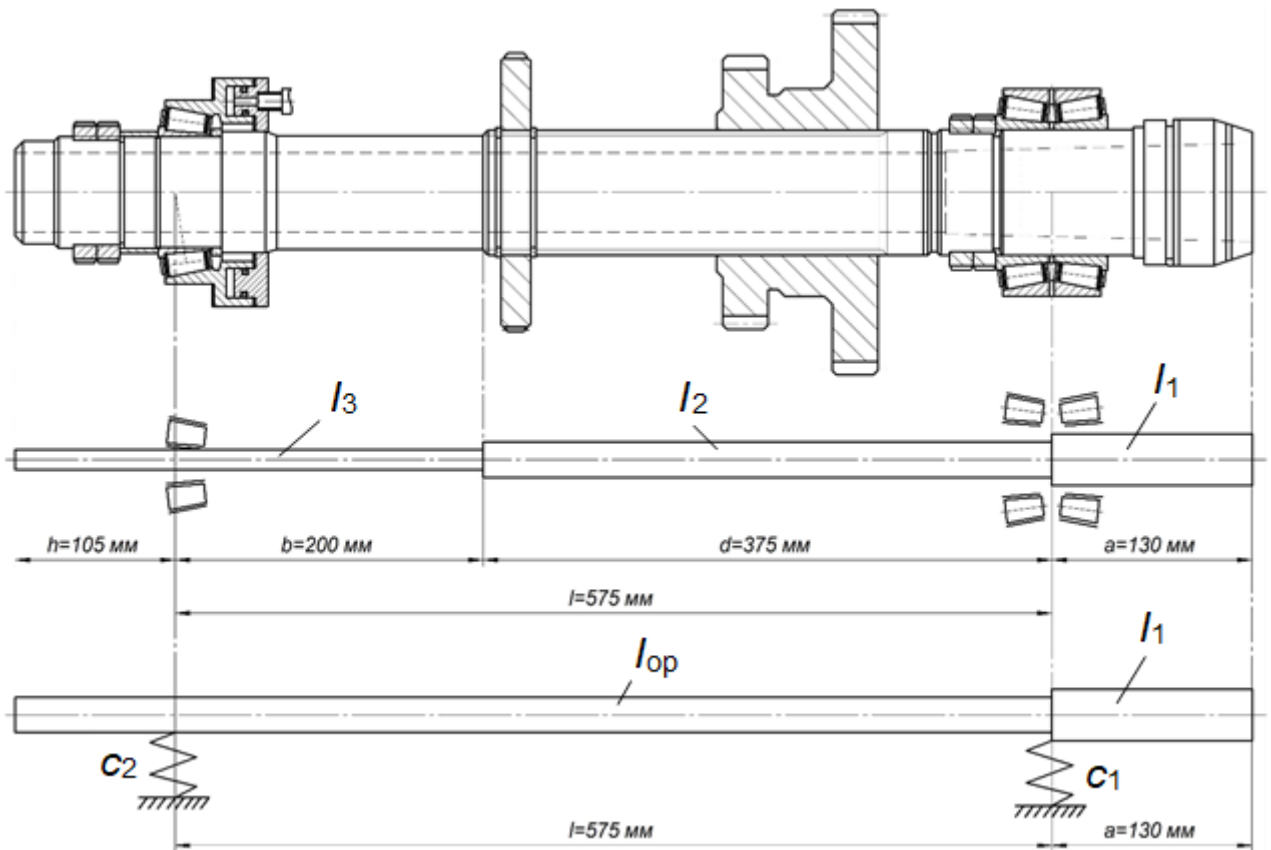


Рис. 3.5 - Конструктивна та еквівалентна їй розрахункова схема шпиндельного вузла

Момент інерції пустотілої ступені шпинделя визначається за залежністю:

$$I_i = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}, \quad (3.5)$$

де D - зовнішній діаметр i -ї ступені;

d - внутрішній діаметр i -ї ступені.

Визначаємо моменти інерції ділянок шпинделя за (3.5):

$$I_1 = \frac{\pi(D_1^4 - d_1^4)}{64} = \frac{\pi(85^4 - 55^4)}{64} = 2,112 \cdot 10^6 \text{ мм}^4;$$

$$I_2 = \frac{\pi(D_2^4 - d_2^4)}{64} = \frac{\pi(80^4 - 50^4)}{64} = 1,703 \cdot 10^6 \text{ мм}^4;$$

$$I_3 = \frac{\pi(D_3^4 - d_3^4)}{64} = \frac{\pi(75^4 - 50^4)}{64} = 1,246 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Момент інерції у міжопорній частині шпинделя за (3.4)

$$I_{op} = \frac{I_2 d + I_3 b}{d + b} = \frac{1,703 \cdot 10^6 \cdot 375 + 1,246 \cdot 10^6 \cdot 200}{375 + 200} = 1,544 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

3.4.2. Розрахунок радіальної жорсткості опор шпиндельного вузла

Жорсткість однорядного конічного роликового підшипника, який працює з невеликим зазором чи натягом при сумісній дії радіального F_r і осьового навантаження (при $\frac{F_a}{F_r} \geq 2$) визначається за залежністю [36]:

$$c_2 = 7300 \cdot l^{0,8} \cdot z^{0,9} \cdot F_a^{0,1} \cos^2 \alpha \cdot \sin^{-0,1} \alpha, \quad (3.6)$$

де z - число роликів;

l - ефективна довжина ролика, мм;

F_a - осьове навантаження на підшипник

α - кут нахилу осі роликів, град.

Жорсткість однорядного конічного роликового підшипника за (3.6):

$$c_2 = 7300 \cdot 23^{0,8} \cdot 12^{0,9} \cdot F_a^{0,1} \cos^2 10^\circ \cdot \sin^{-0,1} 10^\circ = 0,8 \cdot 10^6 \cdot F_a^{0,1}.$$

У відповідності до графічної залежності [36] для роликового конічного двохрядного підшипника з діаметром внутрішнього кільця 80 мм його радіальна жорсткість становить $c_1 = 2400 \text{ Н/мкм} = 2,4 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}$.

3.4.3. Математична модель радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла

Коефіцієнт впливу податливості переднього кінця шпинделя:

$$\delta_A = \alpha_{AA}, \quad (3.7)$$

де α_{AA} - зміщення в точці А від одиничної сили, прикладеної в точці А.

Коефіцієнт впливу податливості α_{AA} складається з двох частин:

$$\alpha_{AA} = \alpha'_{AA} + \alpha''_{AA}, \quad (3.8)$$

де α'_{AA} - коефіцієнти впливу податливості пружної балки на жорстких опорах;

α''_{AA} - коефіцієнти впливу податливості жорсткої балки на пружних опорах.

Для визначення коефіцієнтів впливу податливості пружної балки на жорстких опорах використаємо метод Верещагіна [38]:

$$\delta = \sum_{i=1}^n \frac{1}{EI_i} M_i \omega_i, \quad (3.9)$$

де M_i - площа i -ї ділянки епюри згинального моменту;

ω_i - координата центру ваги ділянки першої епюри, взята на другій епюрі згинального моменту.

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості α'_{AA} , розрахункова схема для визначення якого приведена на рис. 3.6.

Використовуючи метод Верещагіна

$$\alpha'_{AA} = \frac{1}{EI_1} M_1 \omega_1 + \frac{1}{EI_{op}} M_2 \omega_2, \quad (3.10)$$

$$\text{де } M_1 = \frac{1}{2} a^2; \omega_1 = \frac{2}{3} a; M_2 = \frac{1}{2} a l; \omega_2 = \frac{2}{3} a.$$

Підставивши значення у (3.10) отримаємо

$$\alpha'_{AA} = \frac{a^3}{3EI_1} + \frac{la^2}{3EI_{op}} \text{ мм/Н.}$$

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості α''_{AA} , розрахункова схема для визначення якого приведена на рис. 3.6,б.

З умови подібності трикутників CBB_1 та CAA_1 отримаємо:

$$\frac{\delta_{op} + \delta_2}{\delta_1 + \delta_2} = \frac{l + a}{l}, \quad (3.11)$$

Звідки

$$\delta_{op} = \frac{\delta_1(l+a) + \delta_2 a}{l}. \quad (3.12)$$

Деформація i -ї опори визначається за залежністю:

$$\delta_i = c_i \cdot R_i, \quad (3.13)$$

де c_i - радіальна жорсткість i -ї опори;

R_i - реакція i -ї опори.

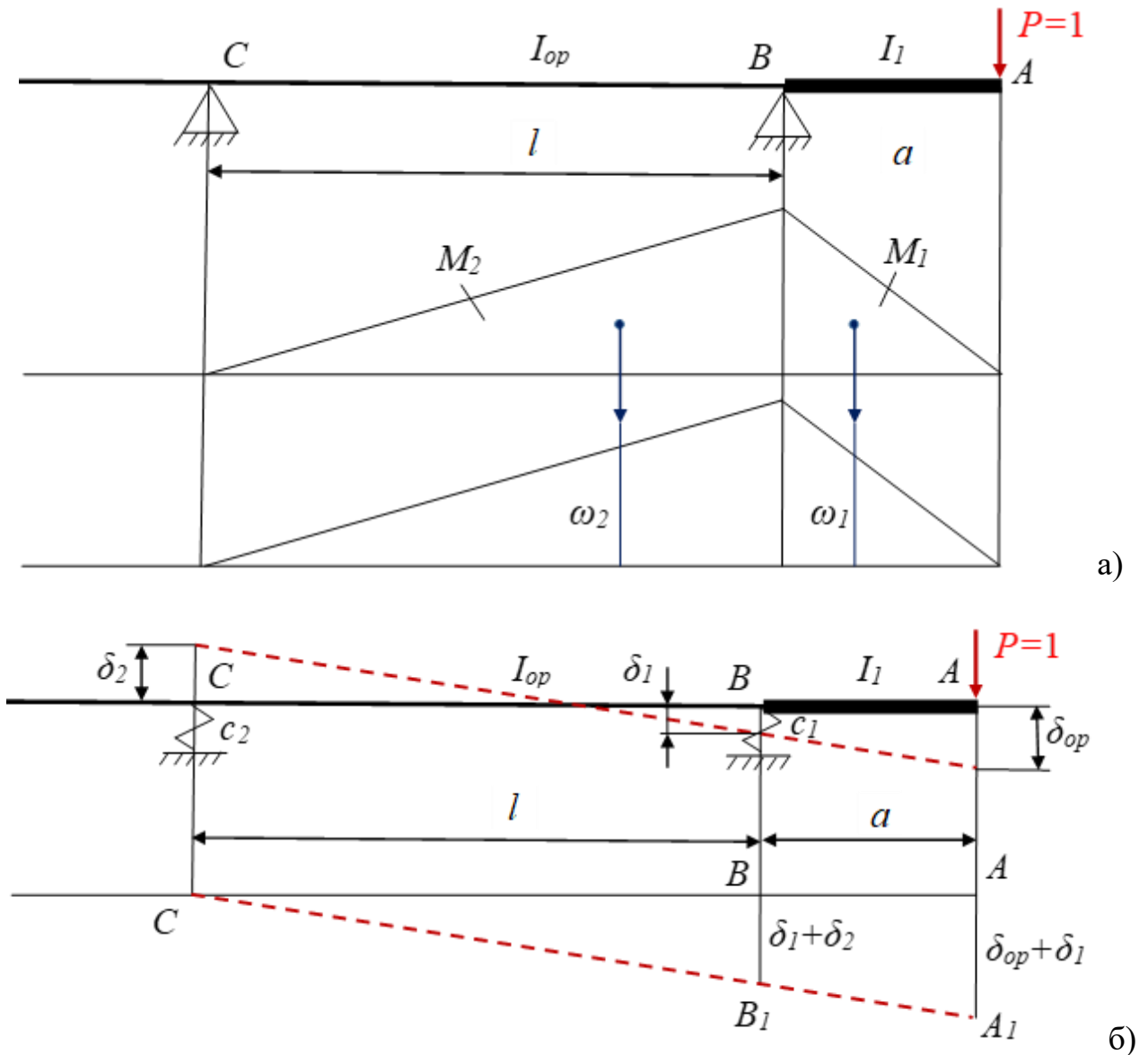


Рис. 3.6 - Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості α'_{AA} (а) та коефіцієнту впливу податливості α''_{AA} (б)

Визначивши реакції в передній і задній опорах при дії одиничної сили $P=1$ підставивши їх у (3.13) отримаємо деформації передньої і задньої опор

шпинделя.

Підставивши визначені деформації передньої і задньої опор шпинделя у (3.12) отримаємо залежність для визначення коефіцієнти впливу податливості жорсткої балки на пружних опорах:

$$\alpha''_{AA} = \frac{(l+a)^2}{l^2} k_B + \frac{a^2}{l^2} k_C, \quad (3.14)$$

де k_1 - радіальна податливість передньої опори;

k_2 - радіальна податливість регульованої задньої опори

Радіальні податливості передньої та задньої опор шпинделя визначаються за залежностями:

$$k_1 = \frac{1}{c_1}; \quad k_2 = \frac{1}{c_2}. \quad (3.15)$$

Підставивши залежності (3.15) у (3.14) отримаємо:

$$\alpha''_{AA} = \frac{(l+a)^2}{l^2} \cdot \frac{1}{c_1} + \frac{a^2}{l^2} \cdot \frac{1}{c_2}. \quad (3.16)$$

Тоді коефіцієнт впливу податливості α_{AA} за (3.8) буде мати вигляд:

$$\alpha_{AA} = \frac{a^3}{3EI_1} + \frac{la^2}{3EI_{op}} + \frac{(l+a)^2}{l^2} \cdot \frac{1}{c_1} + \frac{a^2}{l^2} \cdot \frac{1}{c_2}. \quad (3.17)$$

Підставивши залежність жорсткості конічного роликового підшипника задньої опори з керованим натягом у (3.17), отримаємо:

$$\alpha_{AA} = \frac{a^3}{3EI_1} + \frac{la^2}{3EI_{op}} + \frac{(l+a)^2}{l^2} \cdot \frac{1}{c_1} + \frac{a^2}{l^2} \cdot \frac{1}{0,8 \cdot 10^6 \cdot F_a^{0,1}}. \quad (3.18)$$

Радіальна жорсткість переднього кінця шпинделя в залежності від жорсткості керованої задньої опори визначиться за формулою:

$$c_{un} = \frac{1}{\left(\frac{a^3}{3EI_1} + \frac{la^2}{3EI_{op}} + \frac{(l+a)^2}{l^2} \cdot \frac{1}{c_1} + \frac{a^2}{l^2} \cdot \frac{1}{1,004 \cdot 10^6 \cdot F_a^{0,1}} \right)}. \quad (3.19)$$

3.4.4. Моделювання радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя

Вихідні дані для моделювання радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя в залежності від жорсткості керованої задньої опори приведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 - Вихідні дані для моделювання радіальної жорсткості

№п/п	Назва величини	Позначення, одиниці вимірювання	Числове значення
1.	Момент інерції перерізу в міжопорній частині шпинделя	I_{op} , мм ⁴	$1,544 \cdot 10^6$
2.	Момент інерції перерізу переднього кінця шпинделя	I_1 , мм ⁴	$2,112 \cdot 10^6$
3.	Модуль пружності	E , Н/мм ²	$2,1 \cdot 10^5$
4.	Радіальна жорсткість передньої опори	c_1 , Н/мм	$2,4 \cdot 10^6$
5.	Радіальна податливість задньої опори	c_2 , Н/мм	$0,8 \cdot 10^6 \cdot F_a^{0,1}$
7	Міжопорна віддаль	l , мм	575
9.	Виліт переднього кінця шпинделя	a , мм	130

За допомогою пакета MathCAD отримано залежність жорсткості задньої регульованої опори від осьового навантаження F_a в діапазоні від 200 до 1000 Н. (рис. 3.7). Приведена залежність має нелінійний характер. На основі моделювання встановлено, що при збільшенні осьового навантаження F_a на зовнішнє кільце керованої задньої опори в 5 разів, радіальна жорсткість опори збільшилася з 1359 до 1596 Н/мкм, тобто у 1,17 разів.

Проведемо моделювання радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя в залежності від жорсткості керованої задньої опори за допомогою пакета MathCAD.

Осьове навантаження F_a на зовнішнє кільце спеціального конічного роликового підшипника керованої задньої опори будемо змінювати у межах від 300 до 3000 Н. Результати моделювання приведені на рис. 3.8.

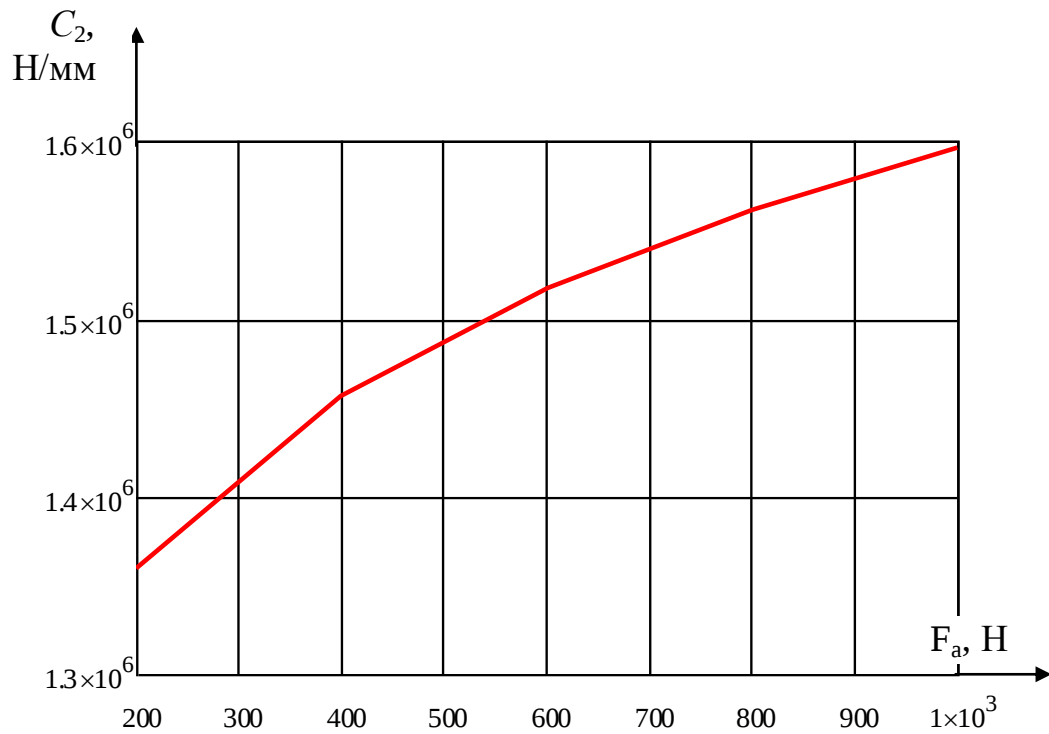


Рис. 3.7 - Графік залежності радіальної жорсткості задньої регульованої опори від осьового навантаження F_a

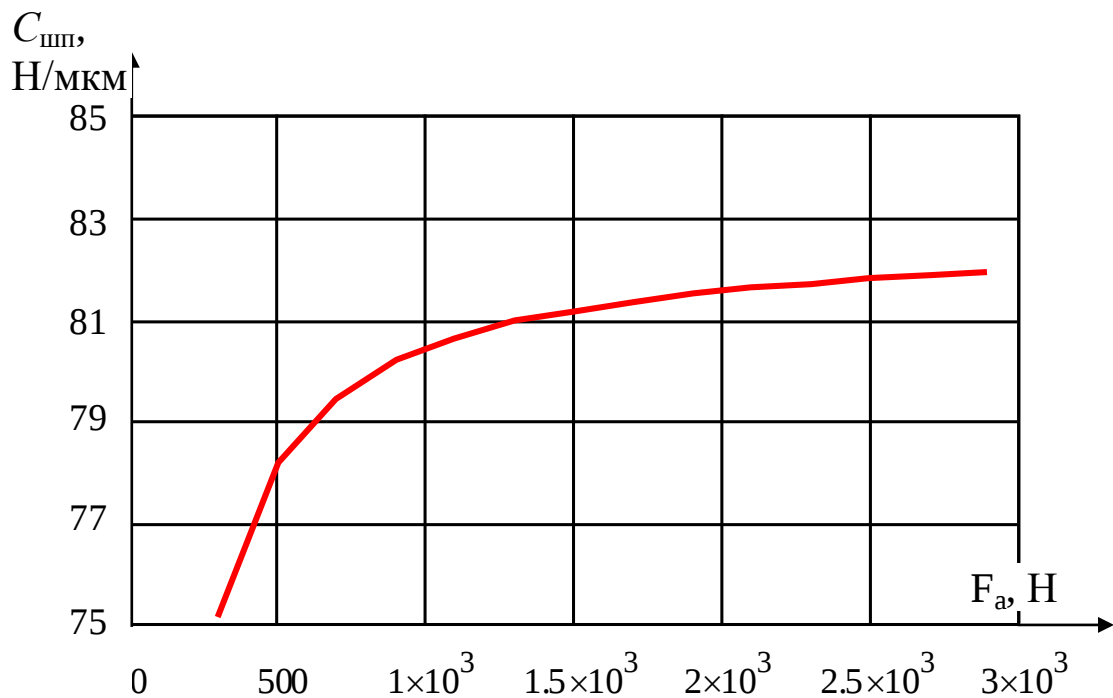


Рис. 3.8 - Графік залежності радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя від осьового навантаження на опору F_a

Як видно із графіка (рис. 3.8) залежність радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя від осьового навантаження має нелінійний характер. Графічна залежність показує, що жорсткість переднього кінця змінюється від 75 до 82 Н/мкм. Таке незначне збільшення жорсткості викликано значною долею деформації тіла шпинделя в загальному балансу жорсткості шпиндельного вузла через значні його осьові розміри.

3.5. Висновки по розділу 3

Результати, які досягнуті у розділі 3, дозволяють зробити наступні висновки:

1. Розроблено конструкцію шпиндельного вузла із встановленим у задній опорі запропонованим підшипником, здатним змінювати натяг як в осьовому, так і радіальному напрямку шляхом вибору зазору між тілами кочення та кільцями з використанням гідравлічної системи.

2. Отримано залежності для осьової сили створення натягу від тиску, що подається у кільцеву порожнину керованого підшипника керованого підшипника задньої опори.

3. На основі параметру швидкохідності шпиндельного вузла і залежності між навантаженням на підшипник і пружним зближенням кілець регульованого підшипника вибрано три ступені регулювання натягу підшипника і відповідний тиск, що становить відповідно 0,15; 0,1 та 0,05 МПа.

4. Розроблено гідравлічну систему регулювання натягу в регульованому підшипнику, яка окремим функціональним блоком.

5. Розроблено розрахункову схему шпиндельного вузла для визначення жорсткості переднього кінця шпинделя, у якій шпиндель подається у вигляді невагомий стержня за яким зберігаються пружні властивості його реальної конструкції, що вставлений на пружних опорах.

6. Розроблено математичну модель радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла з використанням канонічних рівнянь

методу сил. Проведено розрахунок коефіцієнтів впливу податливості шпиндельного вузла, як жорсткої балки на пружних опорах та пружної балки на жорстких опорах.

7. Проведено моделювання жорсткості задньої регульованої опори в залежності від осьового навантаження. На основі моделювання встановлено нелінійний характер цієї залежності. Збільшення осьового навантаження на зовнішнє кільце керованої задньої опори до 1000 Н збільшує радіальну жорсткість опори з 1359 до 1596 Н/мм.

8. Реалізація моделі радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя в залежності від осьового навантаження на зовнішнє кільце задньої керованої опори показала її нелінійний характер. Вставлено, що жорсткість переднього кінця змінюється від 75 до 82 Н/мм в залежності від осьового навантаження на зовнішнє кільце задньої керованої опори.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Вплив виробничого фактору на організм працюючого

Небезпека ураження людей електричним струмом може виникнути у разі дотику до частин електроустановки або обладнання, що нормально не перебуває під напругою, але з можливістю опинитися під ним при замиканні на корпус електроустаткування [42, 43].

Заготовка, що обертається, може призвести до намотування одягу, волосся на інструмент, механічного пошкодження живих тканин організму.

Обробка різанням відбувається із застосуванням мастильно-охолоджуючих рідин, через що повітря забруднюється аерозолями (туманами) цих речовин, а так само металевим пилом при обробці на токарних верстатах з ЧПК без використання мастильно-охолоджуючих рідини [42, 43].

Шкідливі речовини з повітря проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і токсично впливають на організм людини, викликаючи подразнення слизових оболонок дихальних шляхів. У процесі обробки утворюється залізний пил, який, потрапивши у легені, осідає там. Внаслідок впливу шкідливих речовин можуть виникнути професійні захворювання [42, 43].

Правильно спроектоване та виконане освітлення на машинобудівних підприємствах забезпечує можливість нормальної виробничої діяльності. Недостатнє освітлення негативно впливає працівників. Воно погіршує зір та стан нервової системи людини. Крім того, від освітлення залежить продуктивність праці та якість продукції. Отже, його недолік може спричинити погіршення виробничого процесу [42, 43].

Причиною збудження вібрацій є невідновлені силові впливи, що виникають при роботі машин і агрегатів. Джерелом їх можуть бути кривошипно-шатунні механізми, гідравлічні удари при розриві тощо.

Розрізняють загальну та локальну вібрації. Загальна викликає струс всього організму, місцева залучає до коливального руху окремі частини тіла [42, 43].

Основні джерела шуму на ділянці – гідроприводи, шум від удару при розриві, електродвигуни, зубчасті та пасові передачі, підшипники, особливо за наявності зносу, перекосів та дисбалансу частин, що рухаються, а також сам процес різання та вібрації технологічної оброблювальної системи [42, 43].

Несприятливі параметри мікроклімату робочих місць та виробничих приміщень: відповідно до стандартів встановлюємо оптимальні та допустимі метеорологічні умови для робочої зони приміщення. Оптимальна температура повітря $18\div 22^{\circ}\text{C}$; оптимальні величини відносної вологості становлять $40\div 60\%$; швидкість руху повітря в зимовий час не повинна перевищувати $0.2\div 0.5$ м/с, влітку – $0.2\div 1.0$ м/с [42, 43].

Робітники постійно піддаються фізичним навантаженням і нервово-психічним навантаженням. Нервово-психічні навантаження поділяються на: розумове перенапруження; перенапруга аналізаторів; монотонність праці; емоційні навантаження.

4.2. Заходи щодо розробки безпечних умов праці на виробничій ділянці

Для забезпечення безпеки електроустановки обладнуються захистом, який може бути виконаний у вигляді захисного заземлення, опір якого не повинен перевищувати нормовану величину $R_m=4$ Ом [42, 43].

Заготовки та інструмент, що обертається, повинен бути огорожений захисними кожухами і віддалений від людини на безпечну відстань. Спецодяг працівника повинен бути застебнутий на всі гудзики, не повинно бути частин, що звисають, на голові – косинка або кепка [42, 43].

На ділянці необхідно вловлювання аерозолів та пилу за допомогою вентилятора, що відсмоктує забруднене повітря трубопроводами до пилогазоочисної установки.

На дільниці, де працює токарний верстат з ЧПК, присутнє як природнє освітлення, так і штучнє, що здійснюється електричними лампами. Освітлення з метою створення найкращих умов бачення має відповідати таким вимогам [42, 43]:

а) освітленість на робочому місці має відповідати характеру зорової роботи, що визначається об'єктом розрізнення, тлом, контрастом;

б) необхідно забезпечити досить рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні, а також у межах навколишнього простору.

Ефективним засобом захисту від вібрації є віброізоляція. Вона є найбільш ефективним методом зниження загальної вібрації на робочих місцях, а також віброзахисту обладнання та приладів. Між джерелом вібрації (машиною) і об'єктом (людиною, фундаментом), що захищається, поміщають пружні елементи - амортизатори, що перешкоджають передачі коливань. Це можуть бути найпростіші гумові амортизатори у формі циліндрів, кілець або призм.

Для зниження шуму можна застосувати такі методи [42, 43]:

- зменшення шуму у джерелі;
- раціональне планування дільниць та цехів;
- акустична обробка приміщень;
- зменшення шуму на шляху його поширення;
- регулярна перевірка і налагодження устаткування та усунення шумів, що виникають у процесі зносу устаткування.

Потрібно підтримувати постійність нормованих властивостей мікроклімату, оскільки їх коливання можуть призвести до виникнення простудних захворювань, захворювань дихальних шляхів та серцево-судинної системи працівника [42, 43].

Робоче місце та взаємне розташування його елементів повинні забезпечувати безпечне та зручне технічне обслуговування та чищення.

Для зведення до мінімуму фізичних та нервово-психічних перевантажень при організації робочого місця повинні виконуватися такі умови [42, 43]:

- конструкція робочого місця повинна забезпечувати зручну робочу позу людини, що досягається регулюванням висоти та кута нахилу підставки для ніг при її застосуванні та (або) висоти та розмірів робочої поверхні;

- конструкцією робочого місця має бути забезпечене виконання трудових операцій у зонах моторного поля (оптимальної, легкої досяжності та досяжності) залежно від необхідної точності та частоти дій.

При проектуванні робочого місця в залежності від характеру роботи слід роботу в положенні сидючи віддавати перевагу роботі в положенні стоячи або забезпечити чергування обох положень (наприклад, із застосуванням допоміжного крісла).

Організація робочого місця має забезпечувати можливість зміни робочої пози. Організація робочого місця повинна забезпечувати стійке положення та волю рухів працюючого, сенсорний контроль діяльності та безпеку виконання трудових операцій [42, 43]. Організація робочого місця повинна виключати або допускати рідко і короткочасно роботу в незручних позах (які, наприклад, характеризуються необхідністю сильно нахилитися вперед або в сторони, присідати, працювати з витягнутими або високо піднятими руками і т.п.), що викликають підвищену стомлюваність. Організація робочого місця має забезпечувати необхідний огляд зони спостереження з робочого місця. Засоби відображення інформації повинні бути розміщені в зонах інформаційного поля робочого місця з урахуванням частоти та значущості інформації, що надходить, типу засобу відображення інформації, точності та швидкості стеження та зчитування. Органи управління мають бути розміщені на робочому місці з урахуванням робочої пози, функціонального призначення органу управління, частоти застосування, послідовності використання, функціонального зв'язку з відповідними засобами відображення інформації. Відстань між органами управління повинна унеможливлювати зміни положення органу управління при маніпуляції з суміжним органом управління. Робоче місце за потреби має бути оснащене допоміжним обладнанням. Його компонування має забезпечувати оптимізацію праці та її безпеку.

4.3. Заходи щодо захисту працюючих від ураження електричним струмом

Технічні способи забезпечення електробезпеки включають такі наступні захисні заходи [42, 43].

1 Заземлення неструмоведучих частин (корпуси електричних машин; корпуси трансформаторів, апаратів, світильників; приводи електричних апаратів, вторинні обмотки вимірювальних трансформаторів; каркаси розподільчих щитів, щитів управління, щитків та шаф; металоконструкції) має бути виконано із сталевोї смуги перетином 24 мм^2 та товщиною 3 мм. Рухомі частини (металорукави і т.д.) мають бути заземлені оголеним мідним проводом при відкритій підкладці перетином 4 мм^2 . Відключення верстатів та іншого електрообладнання при короткому замиканні здійснюється за рахунок автоматів та запобіжників, що знаходяться в доступному місці.

2. Недоступність струмопровідних частин забезпечується шляхом розташування двигунів, релейної апаратури, трансформаторів і т.д., у станинах верстатів та у закритих шафах. Живлення до верстатів має підводитись через збірну шину, розташовану на висоті 2 м. Від шини до верстатів кабелі ізолюють подвійною ізоляцією (труби, бронешланги). Пульт управління оператора, керуюча та регулююча апаратура, мають живлення змінним струмом малої напруги – 42 В, що виключає небезпеку ураження електрострумом. Для безпечної експлуатації застосовуються захисні засоби: гумові рукавички, калоші, гумові килимки, дерев'яні настили, окуляри і т.д. Індивідуальні захисні засоби випробовуються не рідше 1 разу на рік за допомогою підвищеної напруги. Від коротких замикань та великих перевантажень використовуються електрозахисні засоби:

- запобіжники, розраховані на струми до 2,5; 4,5; 10; 60 А
- теплові реле, що вбудовуються в пускачі та захищають електродвигун від перевантажень;
- автомати, розраховані на струми до 5; 10; 100А.

3. Особи, що обслуговують електроустановки, повинні бути навчені та атестовані на знання правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок.

4.4. Оцінка можливих наслідків надзвичайних ситуацій на підприємстві та розробка заходів щодо їх запобігання

Підприємства машинобудівної промисловості часто відрізняються підвищеною пожежною небезпекою, тому що їх характеризує: складність виробничих установок; значна кількість займистих і горючих рідин, зріджених горючих газів, твердих згораючих матеріалів; велика кількість ємностей та апаратів, в яких знаходяться пожежонебезпечні продукти під тиском; розгалужена мережа трубопроводів із запірно-пусковою та регулювальною арматурою; велика оснащеність електроустановками [44].

Дані показують, що причиною пожеж на машинобудівних підприємствах є порушення технологічного процесу. Певною мірою це пов'язано з великою різноманітністю та складністю технологічних процесів. Вони, як правило, крім операцій механічної обробки матеріалів та виробів включають процеси очищення та знежирення, сушіння та фарбування, пов'язані з використанням речовин, що володіють високою пожежною небезпекою. Складність протипожежного захисту сучасних машинобудівних підприємств посилюється їх великими розмірами, великою щільністю забудови, збільшенням місткості товарно-матеріальних складів, застосуванням у будівництві полегшених конструкцій з металу та полімерних матеріалів, що мають низьку вогнестійкість [44].

Пожежна безпека може бути забезпечена заходами пожежної профілактики та активного пожежного захисту. Поняття пожежної профілактики включає комплекс заходів, необхідні попередження виникнення пожежі чи зменшення його наслідків. Під активним пожежним захистом розуміються заходи, що забезпечують успішну боротьбу з пожежами або

вибухонебезпечною ситуацією [44].

Для оцінки пожежної небезпеки того чи іншого технологічного процесу необхідно знати, які вогненебезпечні речовини або суміші використовуються або виходять або можуть утворюватися в процесі виробництва всередині технологічних апаратів, за яких умов та з яких причин вони можуть опинитися поза ними. Більш високу небезпеку мають підприємства з наявністю речовин, здатних утворювати вибухонебезпечні суміші з повітрям (горючі гази, горючі пилоподібні матеріали) [44].

Категорія виробництва з пожежної небезпеки значною мірою визначає вимоги до будівлі, її конструкцій та планування, організацію пожежної охорони та її технічну оснащеність, вимоги до режиму та експлуатації.

Заходи щодо пожежної профілактики поділяються на організаційні, технічні, режимні та експлуатаційні [44].

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію машин та внутрішньозаводського транспорту, правильний утримання будівель, території, протипожежний інструктаж робітників та службовців тощо.

До технічних заходів належать дотримання протипожежних правил, норм при проектуванні будівель, при влаштуванні електропроводів та обладнання, опалення, вентиляції, освітлення, правильне розміщення обладнання.

Заходи режимного характеру – це заборона куріння у не встановлених місцях, виконання зварювальних та інших робіт у пожежонебезпечних приміщеннях тощо.

Експлуатаційними заходами є своєчасні профілактичні огляди, ремонти та випробування технологічного обладнання.

У вибухонебезпечних зонах дозволяється застосовувати лише вибухозахищене електроустаткування, що забезпечує безпеку його використання у вибухонебезпечних середовищах [44]. У вибухонебезпечних приміщеннях та зонах зовнішніх установок застосовують спеціальне електроосвітлювальне обладнання у вибухозахищеному виконанні.

Застосування автоматичних засобів виявлення пожеж є однією з основних

умов забезпечення пожежної безпеки в машинобудуванні, оскільки дозволяє сповістити черговий персонал про пожежу та місце її виникнення [44].

4.5. Забезпечення стійкості роботи ділянки в умовах надзвичайних ситуацій.

На стійкість функціонування ділянки в надзвичайних ситуаціях впливають такі фактори: надійність, захист робітників і службовців від наслідків стихійних лих, аварій, а також впливу первинних та вторинних факторів, що вражають [44].

Шляхи та способи підвищення стійкості функціонування ділянки, на якій розміщений токарний верстат з ЧПК, в умовах надзвичайних ситуацій у мирний та військовий час дуже різноманітні та визначаються конкретними специфічними особливостями підприємства. Оцінка стійкості об'єкта до впливу різних факторів, що уражають, проводиться з використанням спеціальних методик. Вихідними даними щодо розрахунків з оцінки стійкості ділянки є: можливі максимальні значення параметрів вражаючих чинників; показники об'єкта та її елементів. Максимальні значення параметрів факторів, що вражають, визначаються розрахунковим шляхом [44].

Оцінка ступеня стійкості об'єкта до впливу сейсмічної (ударної) хвилі полягає у виявленні основних елементів об'єкта (цехів, ділянок, систем), від яких залежить його функціонування та випуск необхідної продукції, певної межі стійкості кожного елемента та об'єкта в цілому, зіставлення знайденої межі стійкості об'єкта з очікуваним значенням сейсмічної (ударної) хвилі та висновку про його стійкість [44].

Оцінка стійкості об'єкта впливу світлового випромінювання ядерного вибуху полягає у: визначенні максимального значення світлового імпульсу; визначенні ступеня вогнестійкості будівель та споруд; виявлення елементів, що загоряються, будівель, конструкцій і речовин; визначення значень світлових імпульсів, при яких відбувається займання елементів зі спалених матеріалів;

знаходження межі стійкості будівлі до світлового випромінювання та зіставлення цього значення з очікуваним максимальним світловим імпульсом на об'єкті [44].

Оцінка стійкості об'єкта до впливу проникаючої радіації ядерного вибуху полягає у визначенні максимального значення дози випромінювання, що очікується на об'єкті, визначення ступеня ураження людей та пошкодження матеріалів та приладів, чутливих до радіації.

Основні заходи щодо підвищення стійкості, що проводяться на об'єктах у мирний час, передбачають: захист робітників та службовців та інженерно-технічного комплексу від наслідків стихійних лих, аварій, а також первинних та вторинних вражаючих факторів ядерного вибуху; забезпечення надійності управління та матеріально-технічного постачання; світломаскування об'єкта; підготовку його до відновлення порушеного виробництва та переведення на режим роботи в умовах надзвичайної ситуації [44].

Надійний захист робітників та службовців є найважливішим фактором підвищення стійкості роботи будь-якого машинобудівного об'єкта. З цією метою зводяться захисні споруди: укриття для найбільшої працюючої зміни підприємства. Від стійкості будівель та споруд залежить переважно стійкість всього об'єкта. Підвищення їхньої стійкості досягається будовою каркасів, рам, підкосів, проміжних опор для зменшення прольоту несучих конструкцій. Невисокі споруди для підвищення їх міцності частково обсипають ґрунтом [44].

Електроенергія повинна надходити на об'єкт із двох напрямків, при живленні з одного напрямку необхідно передбачати автономне (аварійне) джерело (пересувну електростанцію).

Особлива увага має приділятися стійкості систем постачання газу. Вся система газопостачання закріплюється, що дозволяє відключити пошкоджені ділянки і використовувати лінії, що збереглися.

Винятково важливе значення має створення сталої системи водопостачання об'єкта. Постачання водою повинно здійснюватися від двох джерел – основного та резервного, одне з яких має бути підземним [44].

Стійкість роботи об'єктів багато в чому визначається також надійністю систем паро- та теплопостачання. Промислові об'єкти повинні мати два джерела пари і тепла: зовнішній (ТЕЦ) та внутрішній (місцеві котельні). Котельні необхідно розміщувати в підвальних приміщеннях або спеціальному обладнаному, або у окремій захисній споруді [44].

Теплова мережа закріплюється, паралельні ділянки з'єднуються. Паропроводи прокладаються під землею у спеціальних траншеях. На паротеплових мережах встановлюються запірно-регулюючі пристрої [44].

Підготовка об'єктів до відновлення повинна передбачати плани першочергових відновлювальних робіт з кількох варіантів можливого пошкодження, руйнування об'єкта з використанням сил самих об'єктів, наявних будівельних матеріалів, з урахуванням необхідності розміщення обладнання на відкритих майданчиках, перерозподілу робочої сили, приміщення та обладнання [44].

Для своєчасного та організованого проведення заходів щодо підвищення стійкості об'єкта розробляється план – графік послідовності їх здійснення у загрозливий період.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В даній кваліфікаційній роботі магістра вирішено важливу науково-прикладну задачу розроблення шпиндельного вузла токарного верстату з ЧПК з керованим натягом, створеним гідравлічним способом, та дослідження його жорсткості.

2. Проведений аналіз існуючих способів створення нерегульованого натягу, таких як створення постійного натягу, створення натягу пружинами та створення натягу за допомогою кілець різних розмірів.

3. Проаналізовані конструкції, область застосування, переваги та недоліки наступних пристроїв для створення регульованого натягу в опорах шпиндельних вузлів: гідравлічних (пневматичних), відцентрових механічного типу та з гнучким середовищем; електромагнітних; п'єзоелектричних

4. На основі проведеного аналізу багатьох робіт встановлено, що відповідно до фактичних умов роботи існує два способи вибору попереднього натягу: емпіричний метод та теоретичний метод, в якому для аналізу та розрахунку розглядаються лише найбільш чутливі параметри.

5. Переважно для побудови теоретичних моделей попереднього навантаження використовуються методи, основою яких є термодинамічні моделі. Вони включають технології моделювання підшипників і підшипників-роторів.

6. Теоретичні роботи з встановлення величин попереднього натягу і його регулювання можна поділити: на роботи, які базуються на критерії втомної довговічності; роботи, які базуються на критерій ковзання тіла кочення; роботи, які базуються на критерії виділення тепла (підвищення температури); роботи, які базуються на багатопараметричному критерії.

7. Розроблено конструкцію приводу головного руху токарного верстата з ЧПК, що складається з асинхронного частотно-регульованого електричного двигуна, поліклінопасової передачі, розширювальної двоступеневої коробки швидкостей та шпиндельного вузла. Привід забезпечує максимальну

потужність 11 кВт на шпинделі та безступеневе регулювання частоти обертання в діапазоні $6,3 \dots 2500 \text{ хв}^{-1}$

8. Розроблено кінематичну схему приводу та проведено його кінематичний розрахунок, в результаті якого визначено визначені передавальні відношення поліклінопасової передачі, зубчастих передач коробки швидкостей та числа зубів зубчастих коліс. Побудовано графік залежності потужності на шпинделі від частоти обертання та графік частот обертання приводу.

9. Розроблено конструкцію двоступеневої коробки швидкостей. Вибрано матеріали та проведено проєктний і перевірочний розрахунок циліндричних передач коробки швидкостей. Проведено проєктний та перевірочний розрахунок валів коробки швидкостей.

10. Розроблено конструкцію шпиндельного вузла із встановленим у задній опорі запропонованим підшипником, здатним змінювати натяг як в осьовому, так і радіальному напрямку шляхом вибору зазору між тілами кочення та кільцями з використанням гідравлічної системи.

11. На основі параметру швидкохідності шпиндельного вузла і залежності між навантаженням на підшипник і пружним зближенням кілець регульованого підшипника вибрано три ступені регулювання натягу підшипника і відповідний тиск, що становить відповідно 0,15; 0,1 та 0,05 МПа. Розроблено гідравлічну систему регулювання натягу в регульованому підшипнику, яка окремим функціональним блоком.

12. Розроблено розрахункову схему шпиндельного вузла для визначення жорсткості переднього кінця шпинделя, у якій шпиндель подається у вигляді невагомому стержня за яким зберігаються пружні властивості його реальної конструкції, що вставлений на пружних опорах.

13. Розроблено математичну модель радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла з використанням канонічних рівнянь методу сил. Проведено розрахунок коефіцієнтів впливу податливості шпиндельного вузла, як жорсткої балки на пружних опорах та пружної балки на жорстких опорах.

14. Проведено моделювання жорсткості задньої регульованої опори в залежності від осьового навантаження. Встановлено, що збільшення осьового навантаження на зовнішнє кільце керованої задньої опори до 1000 Н збільшує радіальну жорсткість опори з 1359 до 1596 Н/мкм.

15. В результаті реалізації моделі радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя в залежності від осьового навантаження вставлено, що жорсткість переднього кінця шпинделя змінюється від 75 до 82 Н/мкм.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Li T. Research Development of Preload Technology on Angular Contact Ball Bearing of High Speed Spindle: A Review/ T. Li, P. Kolar, X.-Y. Li, J. Wu// International Journal of Precision Engineering and Manufacturing – 06, 2020. – p. 1163-1185.
2. Jiang, S., Mao, H. Investigation of variable optimum preload for machine tool spindle// International Journal of Machine Tools and Manufacture – Vol. 50, Issue 1, 2010 – p. 19-28.
3. Tu J.F. Active thermal preload regulation for machine tool spindles with rolling element bearings/ J.F. Tu, J.L. Stein// Journal of Manufacturing Science and Engineering. – 118(4), 1996. – p. 499–505.
4. Hu G. Study on variable pressure/position preload spindle-bearing system by using piezoelectric actuators under close-loop control/ G. Hu, D. Zhang, W. Gao, Y. Chen, T. Liu, Y. Tian // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 125, 2018. – p. 68–88.
5. Hwang, Y. K. Development of a newly structured variable preload control device for a spindle rolling bearing by using an electromagnet/ Y.K. Hwang, C.M. Lee// International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 50(3), 2010. – p.253–259.
6. Hwang, Y.K. Development of automatic variable preload device for spindle bearing by using centrifugal force/ Y.K. Hwang, C.M. Lee// International Journal of Machine Tools and Manufacture – 49(10), 2009. – p. 781–787.
7. Kim, D.H. A study on the development of a new conceptual automatic variable preload system for a spindle bearing/ D.H. Kim, C.M. Lee// The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 65(5–8), 2013. – p. 817–824.
8. Kim D.H. Development of an automatic variable preload device using uniformly distributed eccentric mass for a high-speed spindle/ D.H. Kim, C.M. Lee//

International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. – 18(10), 2017. – p. 1419–1423.

9. Razban, M. A speed-dependent variable preload system for high speed spindles/ M. Razban, M.R. Movahhedy// Precision Engineering. – 40, 2015. – p. 182–188.

10. Choi C. H. A study on the development of a deformable rubber variable preload device/ C.H. Choi, D.H. Kim, C.M. Lee // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. – 15(12), 2014. – p. 2685–2688.

11. Choi C.H. A variable preload device using liquid pressure for machine tools spindles/ C.H. Choi, C.M. Lee // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. – 13(6), 2012. – p. 1009–1012.

12. Hwang Y.K. Development of a newly structured variable preload control device for a spindle rolling bearing by using an electromagnet/ Y.K. Hwang, C. M. Lee // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 50(3), 2010. – p. 253–259.

13. Chen J. S. Bearing load analysis and control of a motorized high speed spindle/ J.S. Chen, K.W. Chen// International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 45(12–13), 2005. – p. 1487–1493.

14. Hu G. Study on variable pressure/position preload spindle-bearing system by using piezoelectric actuators under close-loop control/ G. Hu, D. Zhang, W. Gao, Y. Chen, T. Liu, Y. Tian // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 125, 2018. – p. 68–88.

15. Данильченко Ю.М., Кузнєцов Ю.М. Прецизійні шпиндельні вузли на опорах кочення (теорія і практика). – Тернопіль-Київ, Економічна думка, 2003 – 344 с.

16. Hwang Y. K. A review on the preload technology of the rolling bearing for the spindle of machine tools. / Y.K. Hwang, C. . Lee // International Journal of Precision Engineering & Manufacturing. – 11(3), 2010. – p. 491–498.

17.Cao H. Mechanical model development of rolling bearing-rotor systems: A review / H. Cao, L. Niu, S. Xi, X. Chen // Mechanical Systems and Signal Processing. – 102, 2018. – p. 37–58.

18.Harris, T.A. How to compute the effects of preloaded bearings// Production Engineering. – 19, 1965. – p. 84–93.

19.Hagiu, G.D. Preload-service life correlation for ball bearings on machine tool main spindles/ G.D. Hagiu, M.D. Gafitanu // Wear. – 172(1), 1994. – p. 79–83.

20.Hernot, X. Calculation of the stiffness matrix of agular contact ball bearing by using the analytical approach/ X. Hernot, M. Sartor, J. Guillot // Journal of Mechanical Design. – 122(1), 2000. – p. 83–90.

21.Cai J. Theoretical analysis of preload of high-speed machine spindle bearing/ J. Cai, S.Y. Jiang // Precision Manufacturing and Automation. – 3, 2008. – p. 29–32.

22.Hwang Y.K. Development of a simple determination method of variable preloads for high speed spindle-s in machine tools/ Y.K. Hwang, C.M. Lee// International Journal of Precision Engineering & Manufacturing. – 16(1), 2015. – p. 127–134.

23.Xu T. A preload analytical method for ball bearings utilizing bearing skidding criterion/ T. Xu, G.Xu, Q. Zhang, C. Hua, H. Tan, S. Zhang// Tribology International. –67, 2013. – p. 44–50.

24.Yuan S.H. Investigation on the minimum axial force to aviod sliding for high-speed ball bearings/ S.H. Yuan, K. Guo, J.B. Hu // Transaction of Beijing Institute of Technology. – 31(9), 2011. – p. 1027–1031.

25.Jia Q. Y. Calculation and selection of preload for angular contact ball bearings// Bearing. – 1, 1996. – p. 5–7.

26.Kim S.M. Prediction of thermo-elastic behavior in a spindle–bearing system considering bearing surroundings / S.M. Kim, S.K. Lee// International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 41(6), 2001. – p. 809–831.

27.Liu, X.J. Numerical analysis method on preload selection for machine tool spindle under different load conditions/ X.J. Liu, J. Hong, Z.G. Liu // Computer Aided Engineering. – 20(2), 2011. – p. 90–94.

28.Li H.L. Analysis on initial preload of paired angular contact ball bearings/ H.L. Li, N. Xia, S.E. Deng, J.H. Li, L.Y. Liu // Bearings,8, 2013. – p. 1–3.

29.Zverv I. An elastic deformation model of high speed spindles built into ball bearings/ I. Zverv, Y.S. Pyoun, K.B. Lee, J.D. Kim, I. Jo, A. Combs// Journal of Materials Processing Technology. – 170(3), 2005. – p. 570–578.

30.Jiang S. Investigation of variable optimum preload for a machine tool spindle/ S. Jiang, H. Mao // International Journal of Machine Tools and Manufacture. - 50(1), 2010. – p. 19–28.

31.Xu T. An optimum preload method for machine tool spindle ball bearings/ T. Xu, G. Xu, Q. Zhang, S. Zhang, A. Luo // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture. - 230(11), 2016. – p. 2016–2025.

32.Neugebauer R Werkzeugmaschinen. Aufbau, Funktion und Anwendung von spanenden und abtragenden Werkzeugmaschinen. – Berlin: Springer-Verlag GmbH, 2012 – 478 s.

33.Бочков В.М., Сілін, Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник. – Львів: Бескид Біт, 2008– 448 с.

34.SINAMICS S. 1PH7 Induction Motors for Machine Tools. Configuration Manual 04/2009/ [Електронний ресурс]. - Режим доступу: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/831/36174831/att_82064/v1/Configuration_manual_1PH7_en-US.pdf (дата звернення: 12.12.2024).

35.Рудь Ю.С. Основы конструирования машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. – Кривий Ріг: Видавець ФОП Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.

36.Верба І.І., Даниленко О.В. Статичний розрахунок шпиндельних вузлів на опорах кочення: Методичні вказівки до виконання розрахунків у дипломних

проектах та курсових проектах з дисциплін «Металорізальні верстати», «Металорізальні верстати та обладнання автоматизованого виробництва», «Конструювання обладнання металообробних цехів» для студентів напряму підготовки 6.050503, спеціальностей «Металорізальні верстати та системи» та «Інструментальне виробництво» і спеціальностей 7.05050201, 8.05050201 «Технологія машинобудування». Частина 1. – К.: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2017. – 104 с.

37.Волошин В.Н. Розрахунок власних частот і форм поперечних коливань валів технологічних машин. Методичні вказівки та завдання до виконання практичної роботи №3 з дисципліни «Динаміка машин» для студентів освітнього ступеня магістра спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»/ – Тернопіль, ТНТУ, 2024. – 18 с.

38.Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів: Підручник. – К.: Вища школа, 2004. – 665с.

39.Сеник А.А. Динамічні характеристики шпиндельного вузла з керованим натягом токарного верстата з ЧПК / А.А. Сеник, І.Т. Ярема, В.В. Крищишин // Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (11-12 грудня 2024 р.). – Тернопіль: ТНТУ, 2024. – С. 197.

40.Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Кобельник Володимир Романович; Тернопіль, 2013 – 168 с.

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

42.Голубенко О.Л., Касьянов М.А., Гунченко О.М. Охорона праці в машинобудівному виробництві. Підручник. – Луганськ. Східноукраїнський університет ім. В. Даля, 2010 – 456.с.

43.Пістун І.П., Стець Р.Є., Трунова І.О. Охорона праці в галузі машинобудування. Навчальний посібник (стереотипне видання) – Суми:

Університетська книга, 2023 – 556 с.

44.Левчук К.О., Романюк Р.Я., Толок А.О. Цивільний захист: навчальний посібник. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2016. – 325 с.

ДОДАТКИ

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	К-сть.	Прим.
				Документація		
A1			KPM MBM 23-637.03.00.000 СК	Бабка шпиндельна		
				Складальні одиниці		
				Деталі		
		1	KPM MBM 23-637.03.00.001	Шків	1	
		2	KPM MBM 23-637.03.00.002	Кришка	1	
		3	KPM MBM 23-637.03.00.003	Кільце	1	
		4	KPM MBM 23-637.03.00.004	Вал	1	
		5	KPM MBM 23-637.03.00.005	Колесо зубчате	1	
		6	KPM MBM 23-637.03.00.006	Кільце	1	
		7	KPM MBM 23-637.03.00.007	Колесо зубчате	1	
		8	KPM MBM 23-637.03.00.008	Втулка	1	
		9	KPM MBM 23-637.03.00.009	Кільце	1	
		10	KPM MBM 23-637.03.00.010	Блок зубчатий	1	
		11	KPM MBM 23-637.03.00.011	Кришка		
		12	KPM MBM 23-637.03.00.012	Кільце	1	
		13	KPM MBM 23-637.03.00.013	Блок зубчатий	1	
		14	KPM MBM 23-637.03.00.014	Блок зубчатий	1	
		15	KPM MBM 23-637.03.00.015	Шпиндель	1	
		16	KPM MBM 23-637.03.00.016	Кришка	1	
		17	KPM MBM 23-637.03.00.017	Корпус	1	
				KPM MBM 23-637.03.00.000		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Бабка шпиндельна	
Розробив	Крищишин					
Перевірив	Ярема					
Реценз.						
Н. контр.	Кобельник					
Затвердив	Крупа				ТНТУ, ФМТ гр. MBM-61	
					Літера	Аркуш
						2

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	К-сть.	Прим.
		20	KPM MBм 23-637.03.00.020	Кришка	1	
		21	KPM MBм 23-637.03.00.021	Колесо зубчате	1	
				Стандартні вироби		
		22		Підшипник 208		
				ГОСТ 8338-75	3	
		23		Підшипник 7306		
				ГОСТ 333-79	2	
		24		Підшипник 17713Л	2	
				ГОСТ 520-71		
		27		Підшипник 105	2	
				ГОСТ 8338-75		
				Інші вироби		
		18		Муфта	1	
		19		Датчик	1	
		25		Підшипник з керованим		
				натягом	1	
		26		Підшипник 697716Л	1	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	KPM MBм 23-637.03.00.000	Арк.
						2