

**Міністерство освіти і науки України**

**Луцький національний технічний університет**

(повне найменування вищого навчального закладу)

**Факультет транспорту та механічної інженерії**

(повне найменування факультету)

**Кафедра прикладної механіки та мехатроніки**

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА  
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «БАКАЛАВР»  
КОНСТРУЮВАННЯ ВУЗЛІВ ТОКАРНОГО  
ВЕРСТАТА З ЧПК  
ІЗ ПНЕВМАТИЧНИМ ЗАТИСКОМ**

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти

Групи: ІМ-41

Кухарук Богдан Андрійович

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник:

к.т.н., доцент

Зубовецька Наталія Тарасівна

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Кваліфікаційну роботу

допущено до захисту

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2023 р.

к.т.н., доцент

Гарант освітньої програми:

Божко Тетяна Євгенівна

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Луцьк – 2023 року

# ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет транспорту та механічної інженерії

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

Ступінь вищої освіти: бакалавр

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітня програма: «Прикладна механіка»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Редько Р.Г.

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2023 р.

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

*Кухарука Богдана Андрійовича*

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи «Конструювання вузлів токарного верстата з ЧПК із Пневматичним затиском»

Керівник роботи: Зубовецька Наталія Тарасівна

затверджені наказом вищого навчального закладу від « 28 » грудня 2022 р. № 986/01-02

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи «02» червня 2023 р.

3. Вихідні дані до роботи Паспорти верстата. Кільце підшипника для ВАЗа. Сировина для виробництва Сталь ШХ-15 (ГОСТ 14918-78), діаметр прокату до 120 мм

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

Розділ 1. загальна частина

Розділ 2. конструкторська частина

Розділ 3. охорона праці

Висновки і пропозиції

Список використаних джерел

Додатки

5. Перелік графічного матеріалу:

Загальний вигляд верстата 1л – ф.А1; Кінематична схема 1л. – ф.А1; Розгортка коробки швидкостей 1л-ф.1А1; Шпindel 1л-ф.1А1; Супорт поперечний 1л-ф.1А1; Бабка задня 1л-ф.1А1.

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «\_\_» \_\_\_\_\_ 202\_\_ р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Обґрунтування теми</i>	<i>04.02.2023</i>	
2.	<i>Огляд літератури із Досліджуваної проблеми</i>	<i>18.02.2023.</i>	
3.	<i>Загальний розділ</i>	<i>25.02.2023</i>	
4.	<i>Конструкторський розділ</i>	<i>8.04.2023</i>	
5.	<i>Висновки та пропозиції</i>	<i>15.04.2023</i>	
6.	<i>Формування списку використаних джерел</i>	<i>29.04.2023</i>	
7.	<i>Формування додатків</i>	<i>06.05.2023</i>	
8.	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	<i>20.05.2023</i>	
9.	<i>Нормоконтроль</i>	<i>27.05.2023</i>	
10.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	<i>02.06.2023</i>	
11.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи бакалавра до захисту</i>	<i>16.06.2023</i>	

Здобувач вищої освіти

\_\_\_\_\_ (підпис)

( \_\_\_\_\_ ) (прізвище, ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

\_\_\_\_\_ (підпис)

( \_\_\_\_\_ ) (прізвище, ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Кухарук Б.А. Конструювання вузлів токарного верстата з ЧПК із пневматичним затиском. Рукопис.

Кваліфікаційна робота бакалавра ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131 Прикладна механіка. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2023.

Кваліфікаційна робота бакалавра складається з вступу, трьох розділів, висновків і пропозицій, списку використаних джерел, додатків.

У роботі досліджено конструкції сучасних токарних верстатів з числовим програмним керуванням (ЧПК) та методи обробки на них. Наведено загальний вигляд верстату та циклограма його роботи. Досліджено недоліки та запропоновано вдосконалення.

Проведено модернізацію токарного верстата з ЧПК для покращення його динамічних характеристик, а саме, модернізовано привід головного руху з безступінчастим регулюванням. Наведено розрахунок механізму затиску та силового приводу.

Висвітлено питання охорони праці щодо освітлення та електробезпеки. Проведено розрахунок транспортера для прибирання стружки.

Ключові слова: верстат з ЧПК, модернізація, привід головного руху, механізм затиску, пневмоциліндр.

## ABSTRACT

Kukharuk B.A. Design of CNC lathe assemblies with pneumatic clamp.  
Manuscript.

Qualification work of the bachelor's OP "Applied Mechanics " specialty 131  
Applied mechanics . Lutskiy national technical university . Lutsk , 2023 .

Qualification work consists of an introduction , three sections, conclusions and proposals , list of used sources , applications .

The designs of modern computer numerical control (CNC) lathes and their processing methods were investigated in the study. The general structure of the lathe and its operation cycle were presented. The drawbacks were examined, and improvements were proposed.

A CNC lathe was upgraded to enhance its dynamic characteristics, specifically by modernizing the main drive with continuously adjustable control. The calculation of the clamping mechanism and the power drive was provided.

Occupational safety issues regarding lighting and electrical safety were highlighted. The calculation of a chip removal conveyor was carried out.

Keywords: CNC lathe, modernization, main drive, clamping mechanism, pneumatic cylinder.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА.....	8
1.1. Огляд і аналізування сучасних конструкцій токарного оснащення з ЧПК верстатів .....	8
1.2. Методи обробки на токарних верстатах з ЧПК.....	10
1.3. Опис верстата і його основних вузлів .....	12
1.4. Обґрунтування модернізації верстата та пропоновані вдосконалення.....	19
РОЗДІЛ 2 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	23
2.1. Розрахунок привода головного руху з безступінчастим регулюванням.....	23
2.2. Розрахунок поліклінової пасової передачі.....	32
2.3. Розрахунок шпинделя на жорсткість.....	36
2.4. Розрахунок підшипників.....	42
2.5. Розрахунок механізму затиску.....	44
2.6. Розрахунок затискного механізму патрона.....	49
2.7. Розрахунок силового приводу.....	49
РОЗДІЛ 3 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	51
3.1. Безпека в промислових умовах.....	51
3.2. Освітлення.....	51
3.3. Електробезпека.....	52
3.4. Розрахунок транспортера для прибирання стружки.....	54
ВИСНОВКИ і ПРОПОЗИЦІЇ .....	57
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	58
ДОДАТКИ.....	59

## ВСТУП

Токарний верстат з числовим програмним керуванням (ЧПК ) дуже поширений на ринку промислового верстатобудування. ЧПК – автоматизоване управління верстатом за допомогою комп'ютерів та програмного забезпечення обробки. До винаходу верстатів з ЧПК управління верстатом здійснювалося вручну або механічно. Залежно від виду основних операцій обробки верстат з ЧПК поділяють на такі технологічні групи: токарний верстат ЧПК, фрезерний верстат ЧПК, свердлильний, свердлильно-фрезерний, шліфувальний, багатоцільовий верстат з ЧПК, що обробляє та ін. У наш час кожне сучасне підприємство, що займається механічною обробкою має на озброєнні верстати з числовим програмним керуванням.

Токарні верстати з ЧПК функціонально ідентичні верстатам з ручним управлінням. Відмінністю є те, що за допомогою електроніки відбувається переміщення виконавчих органів. Це і є основною перевагою роботи на верстатах з ЧПК. Саме високий рівень автоматизації роботи на даних верстатах і є їх основною перевагою. Оператор верстату втручається у процес перетворення заготовки у деталь мінімально. Основне завдання оператора - підготовчо-заклучні операції, такі як, установка і зняття деталі, налагодження інструменту тощо.

Таким чином, існує можливість обслуговування одним працівником одночасно декілька верстатів. Також до переваг відноситься гнучкість виробничої системи. Тобто, потрібно лише замінювати програму для виготовлення різних деталей. Повторювальність обробки та висока точність теж є вагомими перевагами. Можна виготовити багато подібних деталей необхідної якості, користуючись однією і тією ж програмою. Сама методика роботи за програмою дозволяє більш точно передбачати час обробки деякої партії деталей і значить більш повно завантажувати обладнання. Токарний верстат з ЧПК коштує досить дорого і вимагає великих витрат на установку і обслуговування, ніж звичайний станок. Тим не менш, його висока

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

продуктивність легко може перекрити всі витрати при грамотному використанні та відповідних обсягах виробництва.

В процесі виготовлення деталей на токарних верстатах з ЧПК і складною задачею є автоматизація завантаження, затиску заготовки і зняття готових деталей. Розміщення деталі на верстаті і її закріплення повинно відповідати технологічним вимогам залежно від простоти конструкції деталі та зручності розміщення затискного улаштування і приводу до нього. Тому питанню щодо автоматизації процесів завантаження, установки та закріплення заготовки на токарних верстатах старої конструкції надають велике значення. Із практичного досвіду виявлено, що дуже ефективним є використання пневматичних затискних улаштувань. Ті, що є в наявності типові конструкції затискних пневмоциліндрів придатні для використання на автоматизованому верстаті у випадку установки деталі в центрах або в патроні.

Ефективно можуть бути використані і затискні улаштування на гідравлічній основі. Проте установка гідроприводу для окремого верстата може привести до здороження витрат на реконструкцію. Ми рекомендуємо установку одної гідросилової станції для обслуговування декількох поруч розміщених верстатів. Такі витрати можуть окупитися в короткий термін, що дає значну економію електроенергії.

Кваліфікаційна робота враховує сучасні напрямки розвитку науки та техніки а також відповідає проектним рішенням виробництв. При проектуванні верстатів важливими елементами є розробка кінематичної та структурно-кінематичної схем, силові розрахунки вузлів та приводів. Від них залежить необхідна якість та точність оброблених деталей а також довговічність верстаного обладнання.

Метою кваліфікаційної роботи «Конструювання вузлів токарного верстата з ЧПК із пневматичним затиском» є розробка високопродуктивного токарного верстата з пневмозатиском патрона та задньої бабки верстата та допоміжного обладнання для серійного випуску продукції

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

## РОЗДІЛ 1

### ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

#### 1.1. Огляд і аналізування сучасних конструкцій токарного оснащення з ЧПК

Токарні верстати з ЧПК використовують для зовнішньої і внутрішньої обробки складних заготовок деталей типу тіл обертання. Вони складають найбільш значну групу за номенклатурою в парку верстатів з ЧПК. На даних верстатах можна виконувати традиційний комплекс технологічних операцій таких як: свердління, відрізка, нарізування різьблення, точіння та ін [1].

Ознаки класифікації токарних верстатів з ЧПК:

- Розташування осі шпинделя (горизонтальні і вертикальні верстати);
- Число використовуваних в роботі інструментів (одно- і багатоінструментальні верстати);
- Способи їх закріплення (на супорті, в револьверної голівці, в магазині інструментів);
- Вид виконуваних робіт (центрові, патронні, патроно-центрові, карусельні, пруткові верстати);
- Ступінь автоматизації (напівавтомати і автомати).

Центрові верстати з ЧПК служать для обробки заготовок деталей типу валів з прямолінійним і криволінійним контурами. На цих верстатах можна нарізати різьбу різцем по програмі.

Патронні верстати з ЧПК призначені для обточування, свердління, розгорткування, зенкування, ценкування, нарізання різьби мітчиками в осьових отворах деталей типу фланців, зубчастих коліс, кришок, шківів та ін.; можливо нарізання різцем внутрішньої і зовнішньої різьби за допомогою програми.

Патронно-центрові верстати з ЧПК служать для зовнішньої і внутрішньої обробки різноманітних складних заготовок деталей типу тіл

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

обертання і володіють технологічними можливостями токарних центрових і патронних верстатів.

Для обробки заготовок складних корпусів використовують карусельні верстати з ЧПК.

Токарні верстати з ЧПК (рис. 1.1) оснащують револьверними головками або магазином інструментів. Револьверні головки бувають чотирьох-, шести- і дванадцятипозиційні, причому на кожній позиції можна встановлювати по два інструменти для зовнішньої і внутрішньої обробки заготовки. Вісь обертання головки може розташовуватися паралельно осі шпинделя, перпендикулярно до неї або похило.

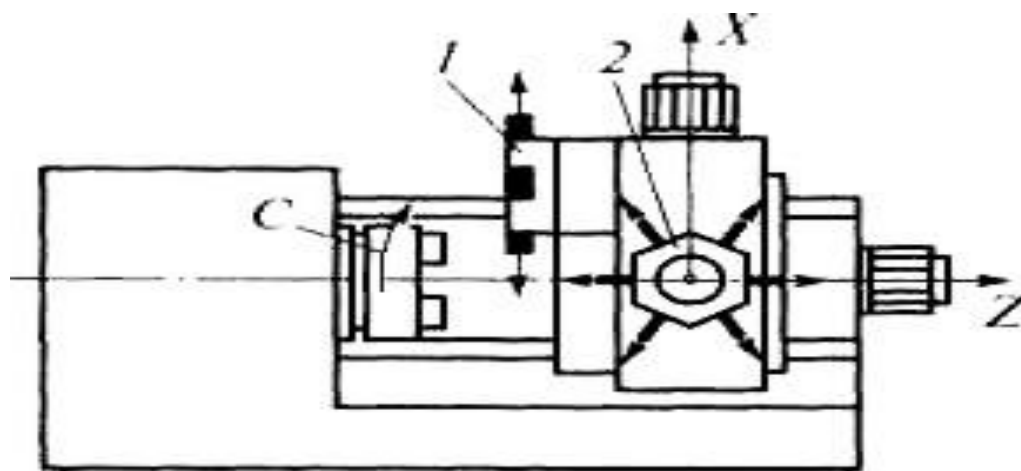


Рисунок 1.1 Токарний верстат з ЧПК: 1, 2- револьверні головки

При установці на верстаті двох револьверних головок в одній з них (1) закріплюють інструменти для зовнішньої обробки, в іншій (2) - для внутрішньої (рис. 1.1). Такі головки можуть розташовуватися співвісно одна відносно іншої або мати різне розташування осей. Індексування револьверних головок виробляється, як правило, шляхом застосування загартованих і шліфованих плоскозубчатих торцевих муфт, які забезпечують високу точність і жорсткість індексування головки. У пази револьверних головок встановлюють змінні взаємозамінні інструментальні блоки, які налаштовують на розмір поза верстата, на спеціальних приладах, що значно підвищує продуктивність і точність обробки. Різцеві блоки в револьверної

голівці базують або на призмі, або циліндричним хвостовиком. Різець закріплюють гвинтами через притиску планку. Для установки різця по висоті центрів служить підкладка. Два регулювальних гвинта, розташованих під кутом  $45^\circ$  один до іншого, дозволяють при налагодженні вивести вершину різця на задані координати. Подача СОЖ в зону різання здійснюється через канал в корпусі, що закінчується соплом, що дозволяє регулювати напрямок подачі МОР.

Магазини інструментів (місткістю 8... 20 інструментів) застосовують рідко, адже достатньо десяти інструментів для токарної обробки однієї заготовки. Практично для токарної обробки однієї заготовки потрібно не більше 10 інструментів. Використання більшої кількості інструментів доцільно у випадках точіння важкооброблюваних матеріалів, коли інструменти мають малий період стійкості.

Якщо стерти межі між токарськими та фрезерними верстами, то з'являється можливість розширити технологічні властивості токарних верстатів (позацентрове свердління, фрезерування контуру завдяки програмуванню повороту шпинделя, різенарізання за умови неспіввідності елементів заготовок).

## 1.2 Методи обробки на токарних верстатах з ЧПК

При розміщенні шпиндельної бабки між центрами і при її переміщенні можлива обробка довгих деталей з високою точністю і концентрацією операцій (чотирьохсупортна обробка).

Підвищення концентрації інструментів можливо на верстатах нових компонувань, у котрих 3...5 супортів, що мають повздовжні направляючі, працюють за принципом розподілу припуску між різцями як по глибині, так і по довжині обробки.

Якісно новий рівень, що наближає верстат до напівавтомату багатосерійного виробництва, передбачає поділ переміщень робочого органа на основні (робочі) і допоміжні (налагоджувальні), що виконуються

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

роздільно супортами і незалежно ріжучими інструментами багаторізевого пристрою, у якому налагоджувальне переміщення різців здійснюється кроковими двигунами, а затиск – гідроциліндрами (рис. 1.2).

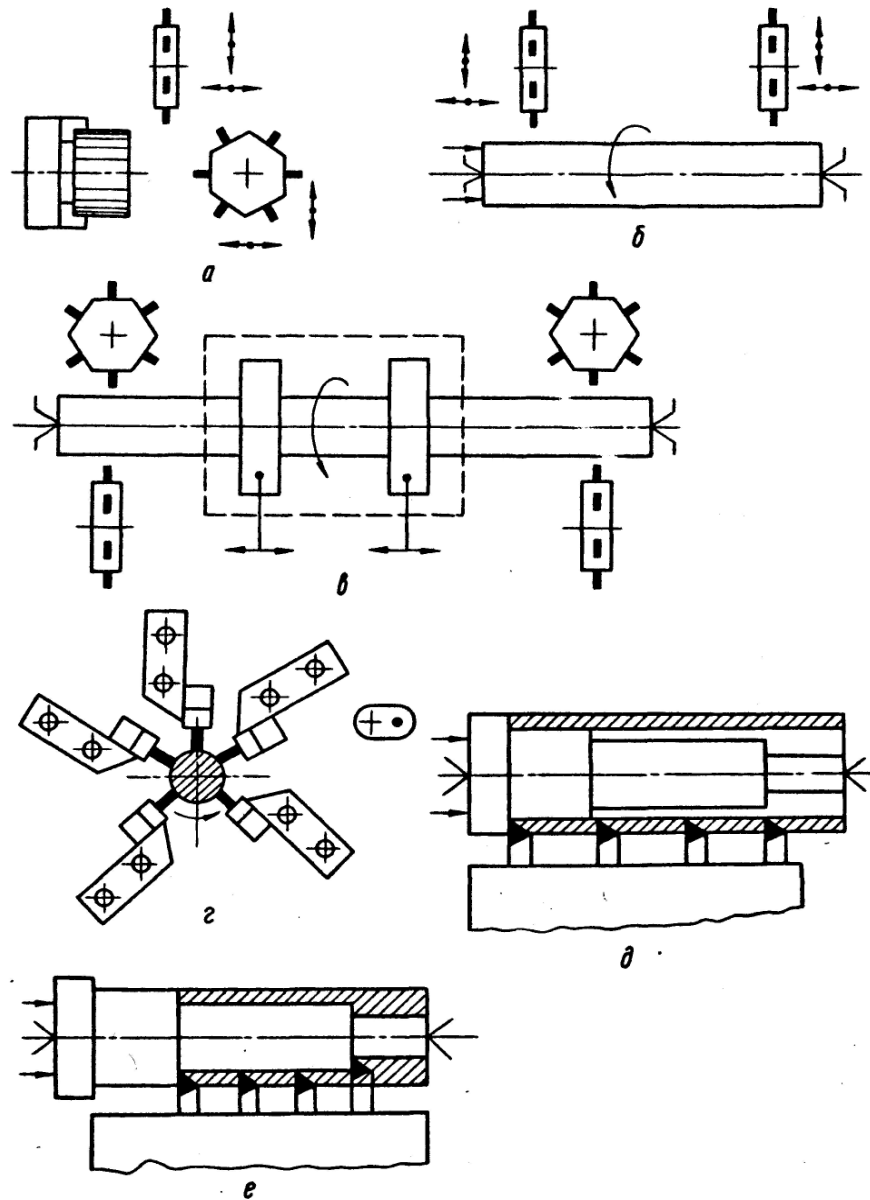


Рисунок 1.2 Схеми концентрації операцій на токарних верстаках з ЧПК

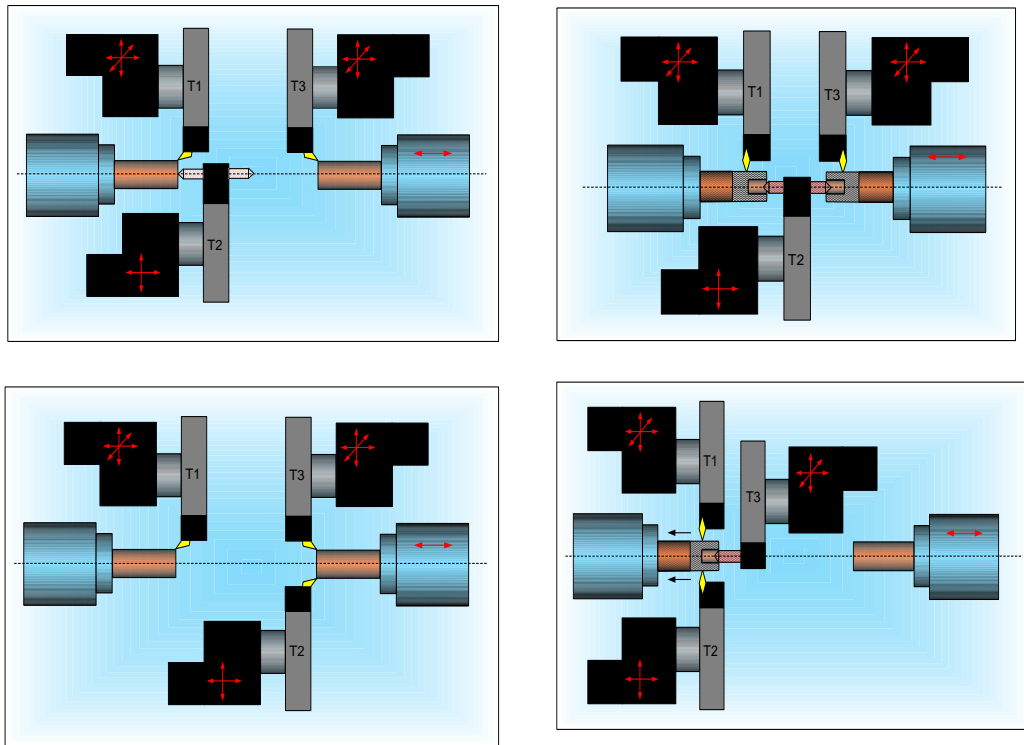


Рисунок 1.3 Схеми обробки на токарних верстатах з трьома РГ

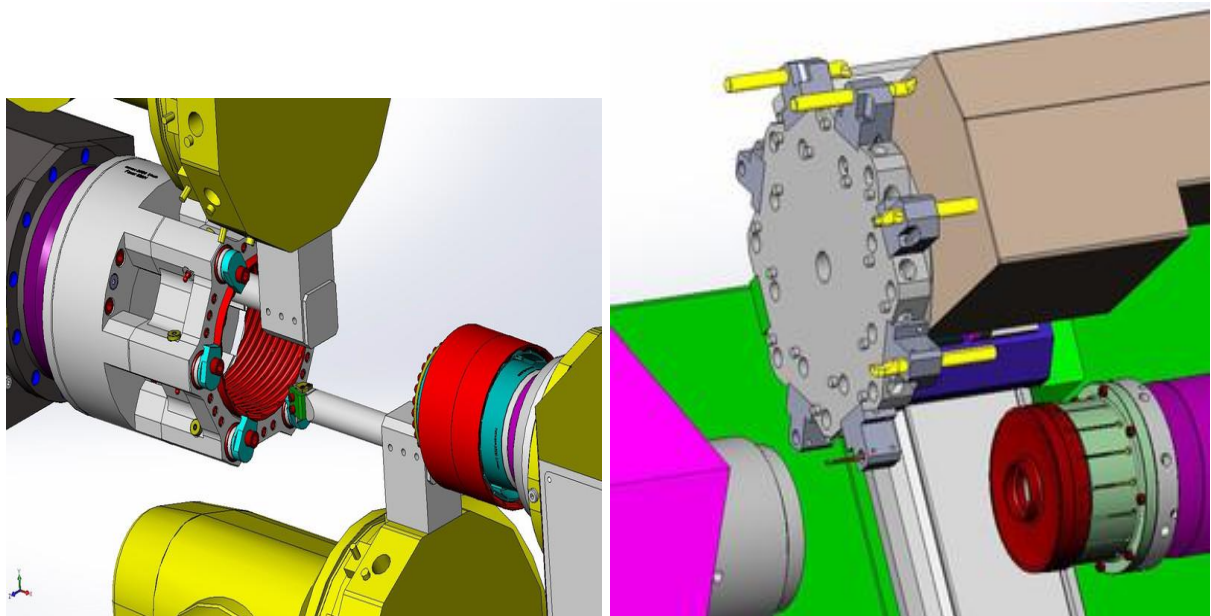


Рисунок 1.4 Схеми обробки на токарних верстатах з проти шпинделями

### 1.3 Опис верстата і його основних вузлів

Одношпindelний токарний верстат з ЧПК, призначений для токарної обробки деталей типу тіл обертання по програмі, яка вводиться вручну або записаний на жорсткому диску (рис 1.5).

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

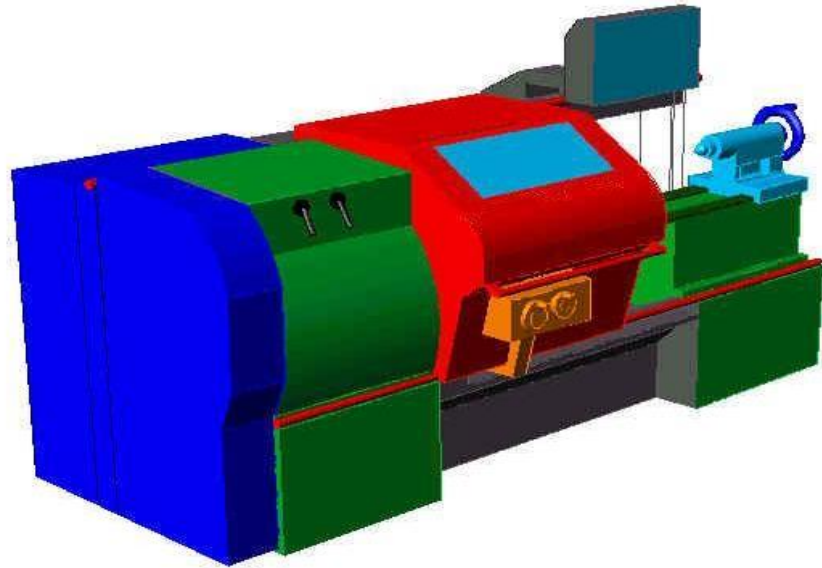


Рисунок 1.5 Загальний вигляд верстата

На цьому верстаті можливо виконувати обробку деталей зі ступінчастим і криволінійним профілем, у тому числі і нарізання різьби. Деталі, які оброблюються на даному верстаті, виготовляються із легованої, зносостійкої, жароміцної та жаростійкої сталей, тому верстат має володіти високою жорсткістю. Широкий діапазон частот обертання дозволяє обробляти деталі з чавуну, сталі, алюмінію та інших металів і сплавів. Програмне управління верстата дозволяє оброблювати деталі дуже складного профілю з великою кількістю переходів в автоматичному режимі, що є економічно вигідно для серійного, малосерійного і одиничного виробництва [2,3].

На цьому верстаті для приводу головного руху був використаний асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором фірми SIEMENS серії 1PH7. Цей двигун дорожче вітчизняного загальнопромислового асинхронного двигуна серії 4A, але він має ряд істотних переваг, а саме це – високі частоти обертання, великі крутний момент і потужність. Це дозволяє застосувати комбінований безступінчастий привід і розширити діапазон частот обертання шпинделя.

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

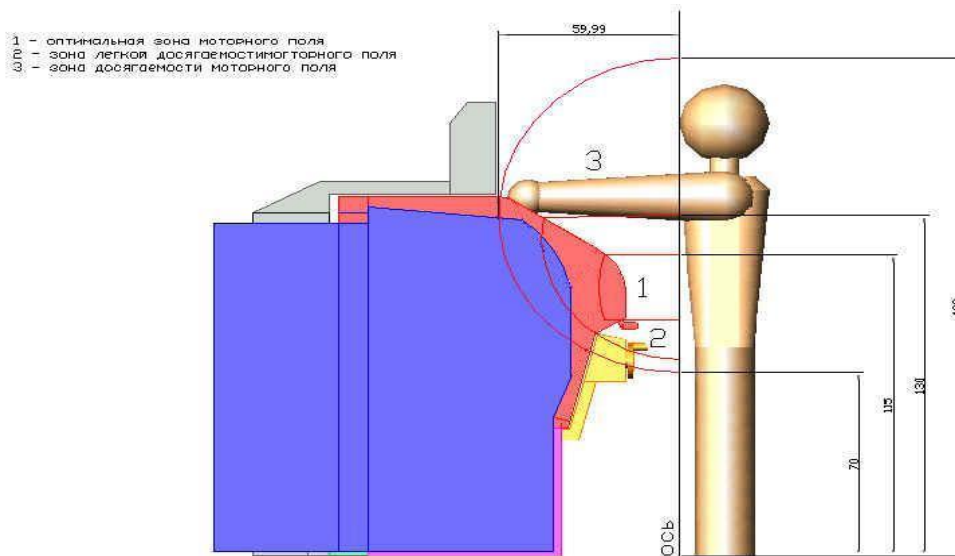


Рис.1.6 Ергономічна зона верстата

В приводі головного руху використовується датчик зворотнього зв'язку фірми SIEMENS абсолютний датчик (енкодер) 6FX2001-2E202, який слугує для контролю кутового положення шпинделя (наприклад, застосовується при нарізанні однозахідної чи багатозахідної різьби).

У якості приводу повздовжньої та поперечної подачі застосовані синхронні серводвигуни фірми SIEMENS серії 1FK6063. Це полюсний двигун, з крутним моментом 11Нм, та частотою обертання ротора 3000об/хв. Застосовуючи ці двигуни, не потрібно встановлювати додаткові оптоелектронні датчики лінійного переміщення, для визначення положення супорта, адже в двигунах вже є вмонтований датчик кутового положення ротора, отримуючи данні з якого, через передатну функцію, програмно розраховується поточне положення супорта.

На торці шпинделя верстата, встановлений, на конус, токарний самоцентруючий клиновий патрон, з можливістю його підналадки, який дозволяє встановлювати деталі з великою точністю. Приводиться в дію за допомогою, встановленого на кінці шпинделя, пневмоциліндра, який в свою чергу приводиться в дію за допомогою стиснутого повітря від, вбудованого в верстат, повітряного компресора.

На верстаті встановлена шпindelна бабка, яка забезпечує чотири діапазони швидкостей обертання. I діапазон включає частоти обертання 12,5...40об/хв, II діапазон – 50...160об/хв, III діапазон – 200...630об/хв, IV діапазон – 500...1600об/хв. В межах кожного діапазону зміна чисел оборотів безступінчасте.

Обертання шпинделя забезпечує електродвигун головного руху. Обираємо з короткозамкненим ротором асинхронний частотно-регульований електродвигун потужністю 9кВт фірми SIEMENS.

Від двигуна на вал шпindelної бабки обертання передається за допомогою полікліновидного паса. Змащування шпindelної бабки здійснюється від станції змащування, яка вмонтована на основі верстата.

Передня опора шпинделя являє собою двошрядний радіально-опорний роликовий підшипник с конічними роликами, а задня опора – однорядний радіально-опорний роликовий підшипник з конічними роликами.

Затиск заготовки виконується від пневмоциліндра, який передає рух через тягу. Переміщення тяги, призводить до переміщення клину, який знаходиться в зачепленні з кулачками патрона. В залежності від напрямку дії привода, кулачки переміщуються вниз (поршень переміщується вліво) чи вгору (поршень переміщується вправо).

В нижній частині шпindelної бабки, знаходить вал, з закріпленою на ньому шестернею, обертання якого передається на датчик кутового положення. Інформація, яка надходить від нього, використовується для подальшої обробки в системах ЧПК.

Переміщення супорта забезпечують приводи повздовжніх та поперечних подач, який складається з високомоментного двигуна 1FK6063, глухої співвісної муфти і гвинтової пари кочення. Профіль гайки ідентичний профілю різьби гвинта. В канавках гвинта і гайки розміщені кульки, котрі обертаються і переміщуються вздовж канавки. Кульково-гвинтова пара є достатньо жорсткою, має можливість створювати попередній натяг, також має мале тертя та відсутність зазорів.

					045B-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

В основі верстата встановлюються станина, електродвигун головного руху, станція змащування, напрямні каретки шпindelної бабки, насос подачі СОЖ, компресор. На станині встановлюються шпindelна бабка, каретка, привід повздовжньої подачі, задня бабка.

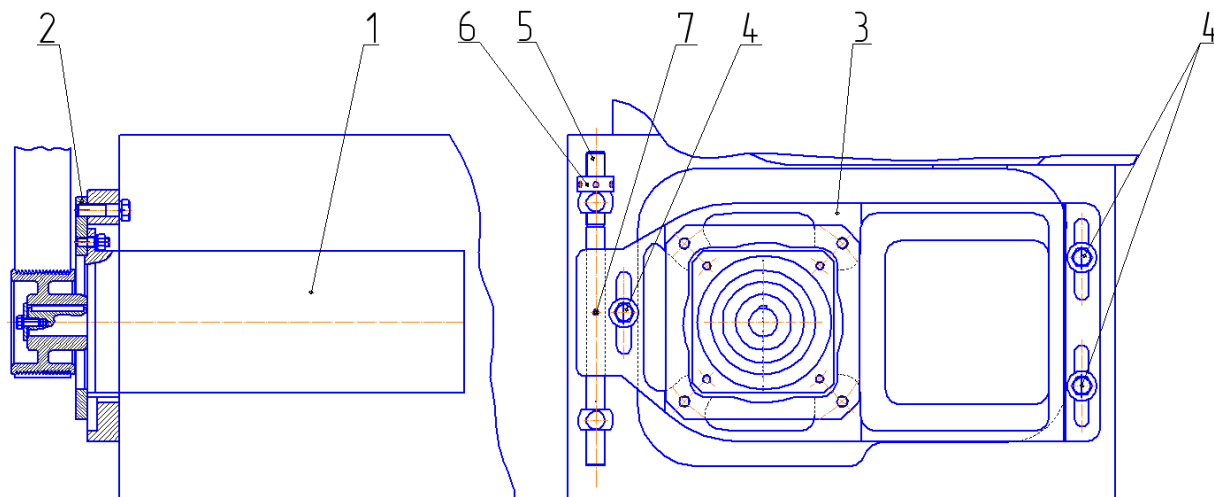


Рисунок 1.7 Загальний вигляд приводу

Двигун головного приводу 1 (асинхронний з частотним регулюванням) монтується через перехідною фланець 2 на плиті 3, що закріплюється трьома гвинтами 4 на підставці верстата. Для вертикального переміщення плити при одяганні і натягу ремня використовується тяга 5 з гайками 6 (рис1.7).

Супортна група. Конструкція супортної групи відрізняється застосуванням комбінованих поперечних направляючих - лівою похилою, правою – прямокутної (рис. 1.8).

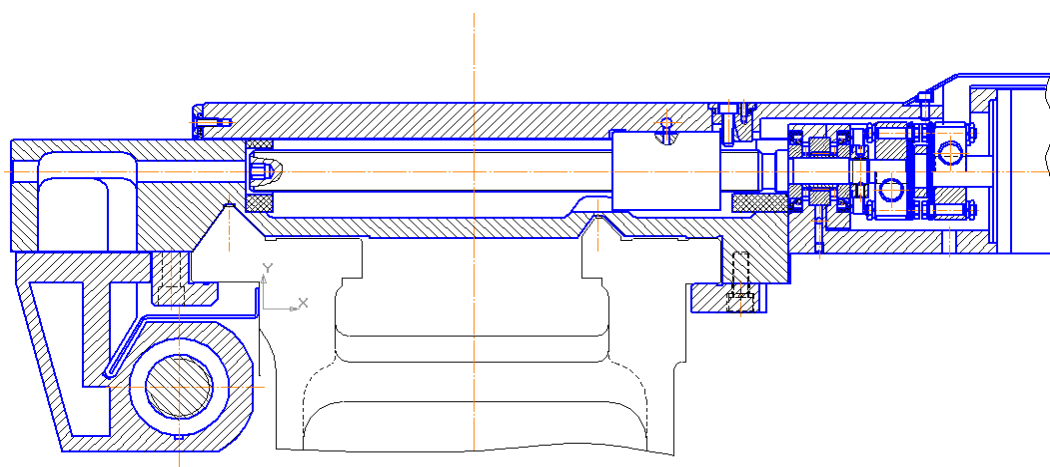


Рисунок 1.8 Загальний вигляд приводу поперечних подач

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

Регулювання основних вузлів. Регулювання натягу ременя Регулювання проводиться переміщенням плити 3 допомогою обертання гайки 6 на тязі 5. Перед регулюванням необхідно відпустити фіксуєчий гвинт 7, після регулювання затягнути його. Перевірка натягу пасової передачі головного приводу проводиться відтягуванням ременя із зусиллям 90 Н, прикладеним до середини ременя, при цьому прогин ременя повинен становити 12 мм.

Регулювання положення колійних кулачків на поздовжньої і поперечної лінійках. На кожній лінійці (поз. 21 і поз.15) передбачено 2 паза для установки кулачків аварійного відключення подачі та аварійного відключення електроприводу верстата. На супортній групі верстату змонтовано блоки колійних електрорелеперемикачів. На них впливають кулачки.

Необхідно встановлювати кулачки аварійного відключення таким чином, щоб вони впливали на штоки блоку кінцевих вимикачів, тобто на 5...8 мм до кулачків аварійного відключення електроприводу верстата [ 3].

Якщо програміст чи наладчик зробив помилку за командою кулачків відбувається відключення подачі, яка має певний напрям без вдарення у прилеглі вузли. Верстат та програмне керування не вимикаються. У пам'яті системи зберігається інформація від датчиків. На тих же лінійках містяться кулачки передавання команди на попереднє сповільнення переміщення швидкості, якщо супорт та каретка стають у фіксоване положення. Привід реверсують після спрацьовування кінцевого вимикача "уповільнення". По нульовому імпульсу датчика проводять точну зупинку в межах кроку гвинта.

Регулювання положення задньої бабки в поперечному положенні. Для збігу осі пінолі з віссю шпинделя в поперечному напрямку передбачені два регулювальних гвинти 1 і 2, за допомогою яких поєднують поверхні плиток А, розташованих на опорній плиті і корпусі бабки.

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

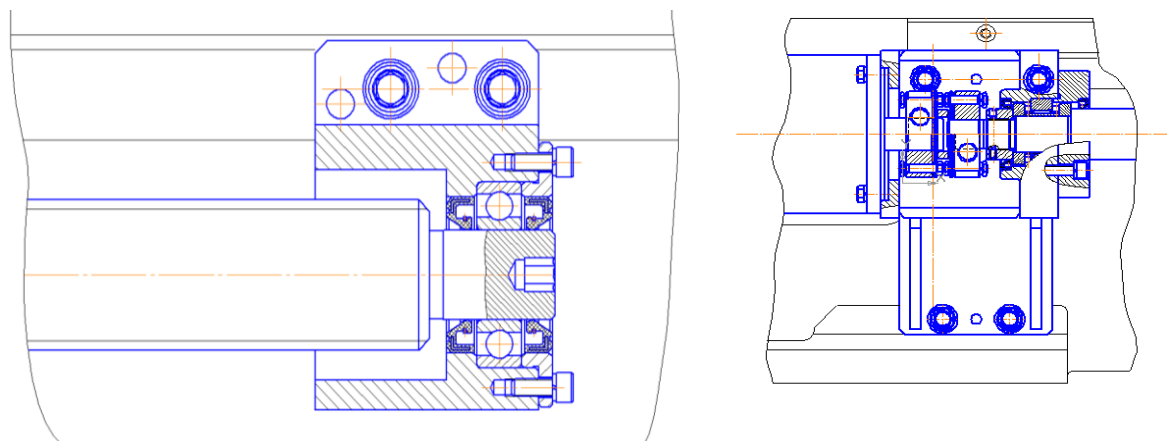


Рисунок 1.9 Загальний вигляд приводу повздовжнього переміщення

Регулювання натягу в гвинтовій кульковою парі.

На верстаті встановлені кулькові пари поздовжнього і поперечного переміщень. Регулювання натягу проводиться поворотом напівгайок 2, 3 (число западин на напівгайці 2 - 57, на напівгайці 3 - 58). Поворот напівгайок одну западину призводить до осьового зсуву 1 - 1,2 мкм.

У разі необхідності регулювання натягу слід проводити в наступному порядку:

- Відвернути гвинти 8 і зняти кришки 4 з ущільненнями 5;
- Віджати фіксують штифти 6 в корпусі 1, стиснувши пружини 7;
- Повернути полуґайкі 2 і 3 на необхідну кількість западин в потрібну сторону до входу штифтів 6 у відповідні западини на полуґайках 2 і 3;
- Закріпити кришки 4 гвинтами 8.

Регулювання зусилля затиску заготовки в патроні. Зміною тягового зусилля, що розвивається пневмоциліндром регулюється зусилля затиску заготовки. Сила на тязі лінії шпинделя вибирається у проміжку від 15 до 45 кН. Установка патрона сила на тязі 15 кН відповідає сумарному зусиллю на трьох кулачках приблизно 25 кН, а сила на тязі 45 кН - приблизно 75 кН. Потрібно також обов'язково враховувати коефіцієнт тертя на кулачках патрона при регулюванні зусилля, наносити рифлення на кулачки а також розраховувати необхідне зусилля затиску патрона, яке залежить від сили

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

різання з урахуванням співвідношення між його діаметром та максимальною відстанню від місця прикладання сили різання до кулачків патрона.

#### 1.4 Обґрунтування модернізації верстата та пропоновані вдосконалення

Основними недоліками базової моделі верстата являються наступні: технологічні можливості верстата не дозволяють отримати готові деталі складного профілю за один установ; відсутні датчики лінійного положення, що в свою чергу призводить до неточного орієнтування супорта; застаріла програма управління ЧПК; недостатньо широкий діапазон частот обертання шпинделя.

Вказані недоліки усунені в новій моделі шляхом внесення наступних конструкторських змін.

Замість базового асинхронного двигуна SIEMENS 1PH7 107, використаний асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором фірми SIEMENS серії 1PH7 163. Цей двигун дорожчий, але він володіє рядом суттєвих переваг, а саме це – високі частоти обертання, більший крутний момент і потужність. Це дозволило застосувати комбінований безступінчастий привод і розширити діапазон частот обертання шпинделя.

У приводі головного руху використовується датчик зворотного зв'язку 6FX-2001-2E202, який слугує для контролю нарізання однозахідної та багатозахідної різьби на верстаті.

Був розрахований пневмоциліндр для затискного пристрою. Це дозволило закріплювати у патроні верстата деталі, які будуть оброблятися у важких умовах, з жорсткими режимами різання і великими силами різання.

В якості датчика зворотного зв'язку в приводах повздовжнього та поперечного переміщення застосований оптоелектронний датчик лінійних переміщень ЛІР-8. Це лінійна оптична вимірювальна система, яка призначена для перетворення лінійних переміщень робочих органів верстатів в електричні сигнали, які містять інформацію про величину і напрям цих переміщень. Вона має суттєві переваги: не чутка до забруднення, вимагає

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

менш точного регулювання відстані між головкою зчитування і лінійкою, а також в ній відсутні навідні електромагнітні поля.

Тому в приводах повздовжнього і поперечного переміщення встановлюємо оптоелектронний датчик лінійних переміщень ЛІР-8. Довжина вимірювання до 320 мм; габарити поперечного перерізу 49x20 мм; точність  $\pm 3$  мкм/м. В конструкцію датчика входить скляна лінійка зі штриховою шкалою, дискретністю 20 мкм. Шкала виконана у вигляді світлонепроникної штриховки і прозорих між штрихових пробілів однакої ширини. В загальний комплект зчитуючої головки входить джерело світла, конденсатор, а також повзунок зі скануючим растром і кремнієвими фотоелементами. В основі даної системи вимірювання лінійних розмірів лежить фотоелектричний принцип зчитування штрихів шкали лінійки. При переміщенні лінійки відносно зчитуючої головки світлові промені попадають в отвір растрової лінійки і після підсилення оптичною системою уловлюються фотодіодами, в котрих світловий потік перетворюється в електричний сигнал. Оскільки отвори растрової лінійки для кожної пари фотодіодів зміщені на  $j \cdot \lambda$  періода, електричні вихідні сигнали при взаємному переміщенні лінійок зміщені по фазі на відповідну величину. Синусоїдальні вихідні сигнали в роздільних електронних блоках піддаються інтерполяції і перетворенню в цифрову форму, а потім передаються до системи ЧПК.

У верстаті також замінена система програмного управління на NC-200. Призначена для комплектування метало оброблюваного обладнання фрезерно-сверлильно-розточної і токарно-карусельно-револьверної груп. Пристрій ЧПК являє собою малогабаритний, моноблочний пристрій, в якому з'єднані в єдине ціле: блок управління, пульт оператора і верстатний пульт. пристрій призначений для управління верстатами з кількістю осей не більше 4-х і дискретними входами/виходами не більше 64/48. Закладений принцип компактності зробив можливим отримання в пристрої високої надійності і низької ціни.

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

Програмне забезпечення являє собою можливість використання множини постійних циклів, які дозволяють ефективно вирішувати задачі програмування типових рухів, зекономлюючи при цьому час на розрахунки десятків кадрів і об'єму пам'яті.

Дана система управління характерна наступними особливими функціями: управління прискоренням/гальмуванням; об'ємна захищена зона – задання об'ємної захищеної зони дозволяє визначити частину простору, де переміщення заборонені; контрольовані зони для кожної вісі – задання контрольованих зон дозволяє визначити для програми логіки верстата конкретне місцезнаходження вісі; компенсація дрейфу приводів – функція компенсації дрейфу приводів дійсна для всіх інтерпольованих осей, дана функція виконується одночасно для всіх вісей; функція контролю відстані, яку проходить вісь – ці параметри призначені для контролю відстані, яку пройшла вісь; вивід помилки кругового контуру – вивід помилки кругового контуру здійснюється в режимі осцилографа в реальному часі при виконанні кадру кругової інтерполяції; компенсація тертя – при переході з квадранта в квадрант по круговому контуру вісі мають точки зміни напрямку руху, в цих точках швидкість руху вісі рівна нулю і подальший її рух потребує подолання сили тертя покою в механізмах верстата (в редукторах, в напрямних осях), що призведе в цей момент к збільшенню помилки; правильно підібрана компенсація сил тертя спокою зменшить цю помилку і покращить точність кругового контуру; підбір параметрів для компенсації тертя виконується за допомогою осцилографування помилки кругового контуру при виконанні кадру кругової інтерполяції; сплайнова інтерполяція – сплайнова інтерполяція застосовується, для того, щоб з'єднати задану послідовність окремих точок в гладкий безперервний контур, реалізований С-сплайн; С-сплайн забезпечує гладкий контур з точним проходженням через всі точки точки сплайна, з безперервною кривизною і можливістю задання умов на його краях.

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		21

Технічні характеристики ЧПК:

- число координат які управляються (зі шпинделем) – 5;
- число каналів датчиків переміщення – 4;
- число вихідних аналогових каналів ЦАП – 5;
- число каналів електронного штурвалу – 1;
- число дискретних каналів входу/виходу: 32/24; 64/48;
- об'єм пам'яті: ОЗУ (DRAM) – 4..8Mb; ЗУ(Flash Disk) – 2..8Mb;
- інтерфейс FDD – 3,5”; 1,44Mb;
- послідовний канал зв'язку – RS-232;
- дисплей – TFT 10,4; роздільна здатність – 640x480; 256 кольорів;
- алфавітно-цифрова клавіатура – 101 клавіша;
- номінальна напруга живлення ~220В, 50Hz;
- споживча потужність (без периферії) – 45mA;
- габаритні величини 432x340x160мм;
- вага – 9кг.

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

## РОЗДІЛ 2

### КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

#### 2.1. Розрахунок привода головного руху з безступінчатим регулюванням Кінематичний розрахунок приводу головного руху

Металорізальні верстати є основним видом технологічного обладнання в машинобудуванні. Верстатобудування забезпечує технологічну базу всіх машинобудівних галузей. Кінематичний розрахунок основних вузлів металорізальних верстатів (привід головного руху і привід подач) дозволяє краще зрозуміти і засвоїти закономірності пристрої верстатів і їх функціонування. При вирішенні цього завдання необхідно прагнути до розробки оптимального варіанту кінематичної структури і мінімальним витратам на його виготовлення.

Кращим варіантом приводу є той, який при однаковому загальному діапазоні регулювання має більше число швидкостей, одержуваних короткими кінематичними ланцюгами, менші діапазони регулювання групових передач, найменша кількість деталей (зубчасті колеса, вали, муфти тощо). Такий варіант дозволяє підвищити ККД і надійність роботи, скоротити число джерел похибок, зменшити габарити, металоємність і знизити трудомісткість виготовлення приводу.

При розробці головного руху виконуються наступні етапи [5]:

- визначення діапазону регулювання, знаменника геометричного ряду і частот обертання шпинделя;
- вибір структурної формули та побудова структурної сітки приводу;
- Розробка графіка частот обертання шпинделя з вибором електродвигуна;
- визначення чисел зубів шестерень і діаметрів шківів ремінних передач по передавальним відносинам групових передач;
- розробка і оформлення кінематичної схеми;

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		23

- перевірка правильності кінематичного розрахунку складанням рівнянь кінематичного балансу для всіх його ланцюгів;

- коригування параметрів кінематичної схеми при виході розрахункових частот обертання шпинделя за межі допустимих значень.

При безступінчастому регулюванні швидкостей приводу для отримання діапазону регулювання рекомендується використовувати систему комбінованого регулювання. У цьому випадку між пристроєм для безступінчастого регулювання і шпинделем вводиться механічна ступінчаста структура (перебір), що розширює діапазон регулювання. Безступінчасте регулювання може здійснюватися регулюючими електродвигунами, механічними варіаторами і гідро двигунами [4].

Проектуємо привід головного руху, який має забезпечити на шпинделі частоти обертання рівними:  $n_{шп.маx}=1600\text{об/хв}$ ;  $n_{шп.мін}=12,5\text{об/хв}$ . Дані заносимо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1- Дані приводу головного руху

Частота обертання шпинделя $\text{хв}^{-1}$	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125
Крутний момент на шпинделі Н м	130	130	130	130	130	130	130	109	85,5	67	53
Потужність, КВт	2,3	3	3,7	4,7	6	7,7	9,3	10	10	10	10
Частота обертання шпинделя, $\text{хв}^{-1}$	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
Крутний момент на шпинделі Н м	40,5	38	30	24	18	14,6	11,4	9	7	5,55	4,18
Потужність	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

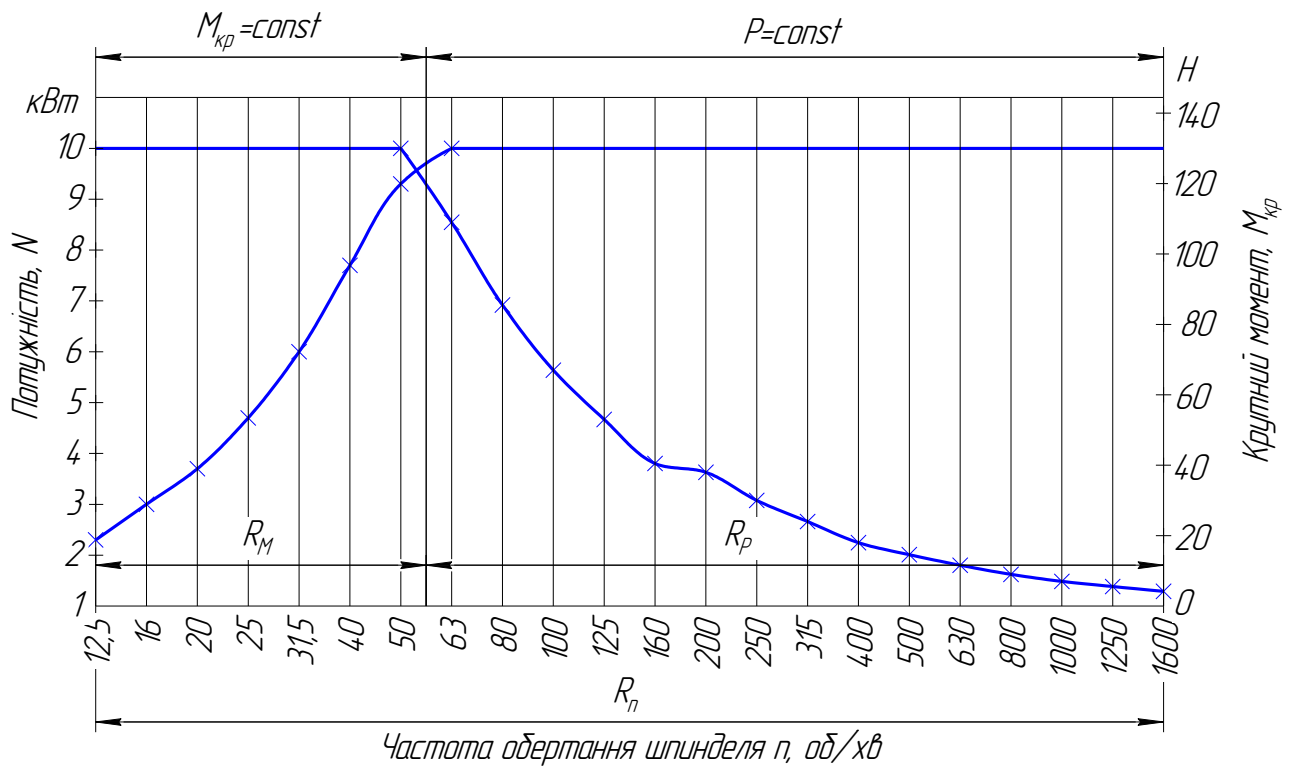


Рисунок 2.1 Необхідні характеристики навантажень

До частоти обертання  $60 \text{ хв}^{-1}$  привід працює з постійним крутним моментом на шпинделі  $130 \text{ Н м}$ , а від  $60 \text{ хв}^{-1}$  до  $1600 \text{ хв}^{-1}$  привід працює з постійною потужністю  $10 \text{ кВт}$ .

В токарно-гвинторізному верстаті з ЧПК встановлюємо привод головного руху з безступінчастим регулюванням. Переваги даного приводу:

- налаштування оптимальної швидкості різання дає підвищення продуктивності праці;
- плавна зміна швидкості різання під час робочого циклу верстата;
- автоматизоване переключення швидкостей;
- простота конструкції і зниження металоємності коробки швидкостей у порівнянні зі ступінчастим приводом.

Обираємо асинхронний електродвигун, який має короткозамкнений ротор марки 1PH7 163-NB фірми SIEMENS, технічні характеристики якого [3]:

$$n_{\text{ном}} = 500 \text{ об/хв.},$$

$$n_{\text{max}} = 6500 \text{ об/хв.},$$

$$M_{кр.ном.}=229 \text{ Нм}$$

Розраховуємо його діапазон регулювання при його постійній потужності:

$$R_D = \frac{n_{д.макс}}{n_{д.ном}} = \frac{6500}{500} = 13$$

Отже  $R_D=13>8$ ;

Обчислюємо діапазон регулювання коробки швидкостей:

$$R_k = \frac{R_n}{R_D}$$

де  $R_n = n_{макс} / n_{мин} = 1600 / 12,5 = 128$  - загальний діапазон регулювання привода

$$R_k = \frac{128}{13} = 10$$

Визначимо умовну розрахункову частоту, нижче якої можливе регулювання з  $M=const$ :

$$n_{расч} = n_{мин} \sqrt[3]{R_n} \div n_{мин} \sqrt[4]{R_n} = 12,5 \cdot \sqrt[3]{128} \div 12,5 \cdot \sqrt[4]{128} = 63 \div 42$$

Приймаємо  $n_{расч}=R_p=63 \text{ об/хв.}$

$$R'_{дв} = \frac{63}{12,5} = 5,04$$

Так як  $R_{дв} < R_n$ ,  $R_{дв} \cdot R'_{дв} = 13 \cdot 5 = 65 < R_n = 128$ , то для даного верстату будемо використовувати привід з комбінованим регулюванням. Для даного приводу розрахункова частота  $n_p$ , забезпечується регулюванням з постійним моментом у межах  $R_m$ , а вище – регулюванням з постійною потужністю в діапазоні  $R_p$ .

Діапазон регулювання ступінчатої структури:

$$R_{см} = \frac{R_n}{R'_{дв}} = \frac{128}{65} = 1,97$$

Вказаний діапазон може бути реалізований двома групами передач чи структурою з перебором.

Структурна формула коробки передач у відповідності з кінематичною схемою має вигляд:

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$Z_{cm} = I \cdot 2_{x1} \cdot 2_{x2}$$

Обираємо значення знаменника зі стандартного ряду, який найбільш відповідає експлуатаційним умовам і рекомендоване для даного типу обладнання. У відповідності до вищевказаного обираємо  $\phi=1,26$ .

У відповідності до нормами верстатобудування, за ОСТ21111-1-72 стандартний ряд значень частот обертання для знаменника прогресії  $\phi=1,26$ , маємо вид: 8000; 6300; 5000; 4000; 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1000; 800; 630; 500; 400; 315; 250; 200; 160; 125; 100; 80; 63; 50; 40; 31,5; 25; 20; 16; 12,5.

Тоді в діапазоні  $R_{двН}$  регульований двигун забезпечить:

$$p'_{факт} = \frac{\lg 13}{\lg 1,26} + 1 \approx 12$$

а в діапазоні  $R'_{двМ}$

$$p_{факт} = \frac{\lg 5,04}{\lg 1,26} + 1 \approx 8$$

В сумі регульований двигун забезпечить 20 умовних ступенів швидкостей.

Визначаємо число ступенів коробки швидкостей:

$$Z = 1 + \frac{\lg R_s}{\lg \phi_s} = 1 + \frac{\lg 128}{\lg 1,26} \approx 22$$

Приймаємо  $Z_K=22$ .

На верхньому валу відмічаємо частоти обертання двигуна  $n_{двmax}$ ,  $n_{двном}$ ,  $n_{двmin}$ , на вихідному валу – частоти обертання шпинделя у відповідності з нормативним рядом. Будуємо лінію пониження для номінальної частоти обертання двигуна  $n_{двном} = 500 об / хв$ , яка відповідає нижній частоті обертання для заданого діапазону регулювання привода з постійною потужністю ( $n_{расч} = 63 об / хв$ ). Частоти обертання в діапазоні 12,5-63 об/хв регулюються з постійним моментом. Паралельно лінії пониження 63-160-315-500 (вказані частоти обертання валів, через які проходить лінія пониження) будуємо лінію пониження від  $n_{min} = 12,5 об / хв$  привода (лінія 12,5-31,5-63- $n_{двmin}^1$ , де

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		27

$n_{\text{об min}}^1 = 100 \text{ об/хв}$  - частота обертання двигуна, яка відповідає  $n_{\text{min}} = 12,5 \text{ об/хв}$ . Аналогічно будемо лінію 315-800-1600- $n_{\text{об max}}$ . Побудована лінія пониження відповідає складній структурі, тобто вали II III IV зв'язані подвійними блоками.

Таким чином, реалізована формула:

$$Z = 15_1 \cdot I \cdot 2_3 \cdot 2_4 = 22$$

яка описує структуру, зображену на кінематичній схемі. Кількість швидкостей 15 являється сумою умовної кількості швидкостей, які відображають електричну групу: 7 швидкостей при роботі в діапазоні  $N=\text{const}$  і 8 швидкостей в діапазоні  $M=\text{const}$  з урахуванням того, що  $n_{\text{об ном}}$  являється загальною точкою для обох діапазонів (рис. 2.2).

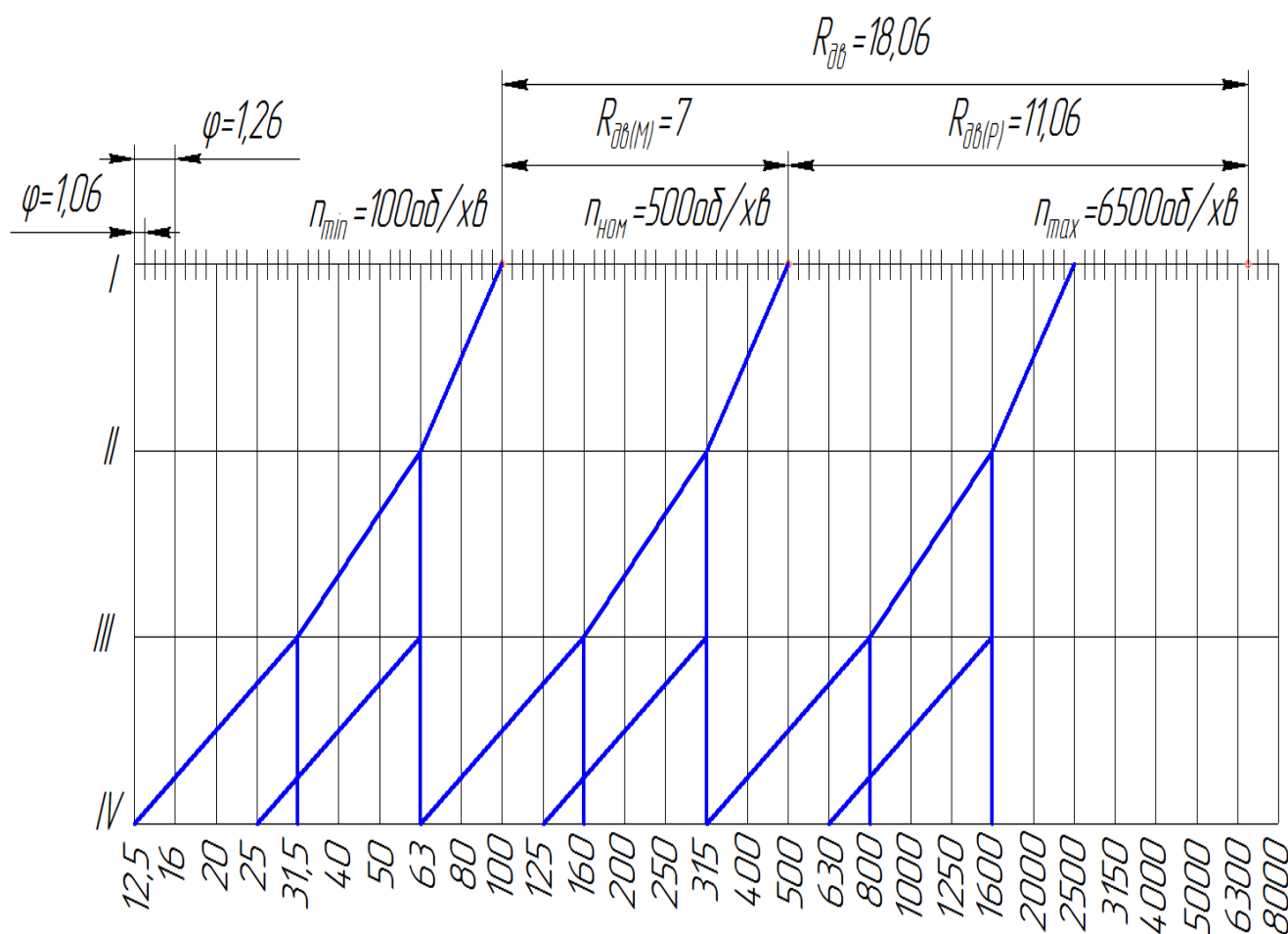


Рисунок 2.2 Графік частот обертання шпинделя

Проводимо силовий розрахунок приводу головного руху [5,6]

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		28

З умови жорсткості валів за кутом кручення визначаємо орієнтовні діаметри валів, по формулі:

$$d = (105 \div 125) \sqrt[4]{\frac{N_{ef}}{n_1 \cdot \eta_{ш-i}}};$$

де  $N_{ef}$  – потужність, кВт;  $n_i$  – частота  $i$ -го вала, об/хв;  $\eta_{ш-i}$  – умовний ККД від шпинделя до  $i$ -го вала, починаючи зі шпинделя.

$$d_1 = 110 \sqrt[4]{\frac{10}{160 \cdot 0,97}} = 54,58 \text{ мм}; \quad d_2 = 110 \sqrt[4]{\frac{10}{40 \cdot 0,97 \cdot 0,99}} = 76,99 \text{ мм};$$

$$d_{шп} = 110 \sqrt[4]{\frac{10}{12,5 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,99}} = 102,72 \text{ мм};$$

Приймаємо:  $d_1=55$ мм;  $d_2=77$ мм;  $d_{шп}=103$ мм.

Визначаємо потужність холостого ходу ( $N_{x.x.}$ ) в приводі, по формулі:

$$N_{x.x.} = K_M \cdot d_{cp} (n_1 + n_{21} + n_m + c n_{min}) = \\ = 4 \cdot 10^{-6} \cdot 66(160 + 40 + 2,34 \cdot 12,5) = 0,6 \text{ кВт}$$

де  $d_{cp} = \frac{55 + 77}{2} = 66$ мм - середній діаметр валів ланцюга передач (без

шпинделя);  $c = 1,5 \cdot \frac{d_{шп}}{d_{cp}} = 1,5 \cdot \frac{103}{66} = 2,34$  - коефіцієнт впливу шпинделя.

Визначаємо максимальну споживчу потужність електродвигуна:

$$N_{cn.дв.маx} = \frac{N_{ef.маx}}{K \cdot \eta} + N_{x.x.} = \frac{10}{1,2 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,96} + 0,6 = 10,57 \text{ кВт}$$

Визначаємо  $z_{min}$ , приймаємо  $m=3$ , за формулою  $z_{min} = \frac{d}{m}$ :

$$z_{min1} = \frac{55}{3} = 18; \quad z_{min2} = \frac{77}{3} = 24; \quad z_{min3} = \frac{103}{3} = 35;$$

Визначаємо передаточні відношення і числа зубів у відповідності з графіком частот:

$$i_{n.n.} = \frac{n_1}{n_{дв.}} = \frac{315}{500} = 0,63 \quad i_1 = \frac{z_1}{z_3} = \frac{315}{315} = 1;$$

$$i_2 = \frac{z_2}{z_4} = \frac{160}{315} = 0,508; \quad i_3 = \frac{z_5}{z_7} = \frac{315}{315} = 1; \quad i_4 = \frac{z_6}{z_8} = \frac{63}{160} = 0,394;$$

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		29

$$\begin{cases} z_1/z_3 = 1 \\ z_1 + z_3 = 88 \end{cases}$$

Звідси  $z_1=44, z_3=44$ .

$$\begin{cases} z_2/z_4 = 0,508 \\ z_2 + z_4 = 88 \end{cases}$$

Звідси  $z_2=30, z_4=58$ .

$$\begin{cases} z_5/z_7 = 1 \\ z_5 + z_7 = 92 \end{cases}$$

Звідси  $z_5=46, z_7=46$

$$\begin{cases} z_6/z_8 = 0,394 \\ z_6 + z_8 = 92 \end{cases}$$

Звідси  $z_6=26, z_8=66$

Визначення діаметрів зубчастих коліс

Визначимо діаметр ділительного кола

$$d_1 = m \times z_1 = 3 \times 44 = 132(\text{мм})$$

$$d_2 = m \times z_2 = 3 \times 30 = 90(\text{мм})$$

$$d_3 = m \times z_3 = 3 \times 44 = 132(\text{мм})$$

$$d_4 = m \times z_4 = 3 \times 58 = 174(\text{мм})$$

$$d_5 = m \times z_5 = 3 \times 46 = 138(\text{мм})$$

$$d_6 = m \times z_6 = 3 \times 26 = 78(\text{мм})$$

$$d_7 = m \times z_7 = 3 \times 46 = 138(\text{мм})$$

$$d_8 = m \times z_8 = 3 \times 66 = 198(\text{мм})$$

Визначимо діаметри кіл вершин зубів

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times m = 132 + 2 \times 3 = 138(\text{мм})$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times m = 90 + 2 \times 3 = 96(\text{мм})$$

$$d_{a3} = d_3 + 2 \times m = 132 + 2 \times 3 = 138(\text{мм})$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \times m = 174 + 2 \times 3 = 180(\text{мм})$$

$$d_{a5} = d_5 + 2 \times m = 138 + 2 \times 3 = 144(\text{мм})$$

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		30

$$d_{a6} = d_6 + 2 \times m = 78 + 2 \times 3 = 84(\text{мм})$$

$$d_{a7} = d_7 + 2 \times m = 138 + 2 \times 3 = 144(\text{мм})$$

$$d_{a8} = d_8 + 2 \times m = 198 + 2 \times 3 = 204(\text{мм})$$

Визначимо відстань між осями сусідніх валів

$$a_{\omega 1} = \frac{d_1 + d_3}{2} = \frac{132 + 132}{2} = 132(\text{мм})$$

$$a_{\omega 2} = \frac{d_5 + d_7}{2} = \frac{138 + 138}{2} = 138(\text{мм})$$

Рівняння балансу кінематичного ланцюга

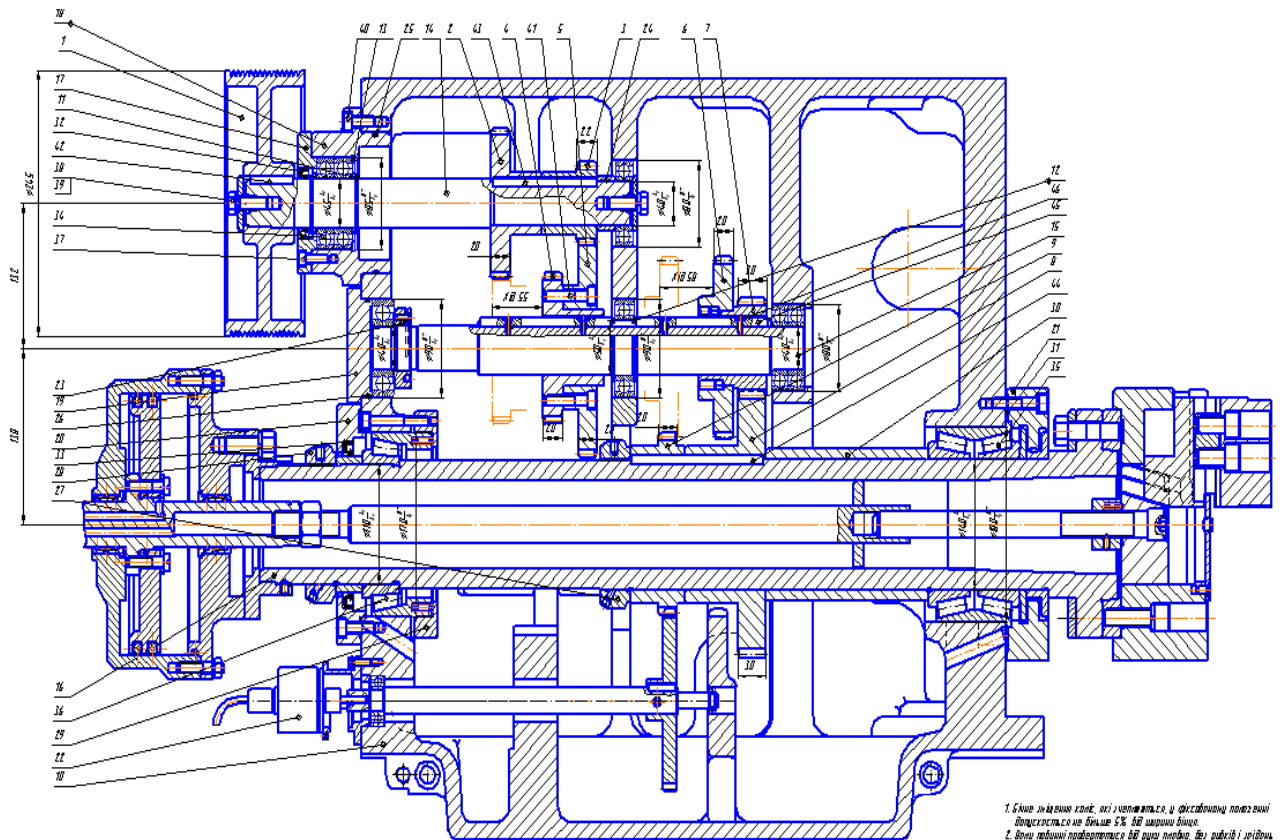
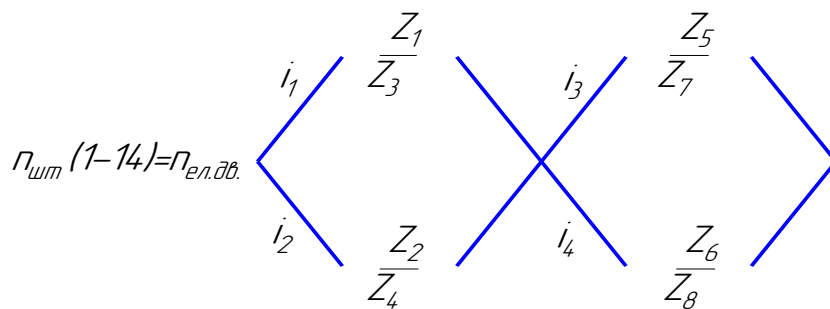


Рисунок 2.3 Розгортка коробки швидкостей

					045B-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		31



$$M = 9740 \frac{12}{280} = 382,6 \text{ Нм}$$

Виходячи з цього, обираємо переріз паса Л, який має такі параметри:

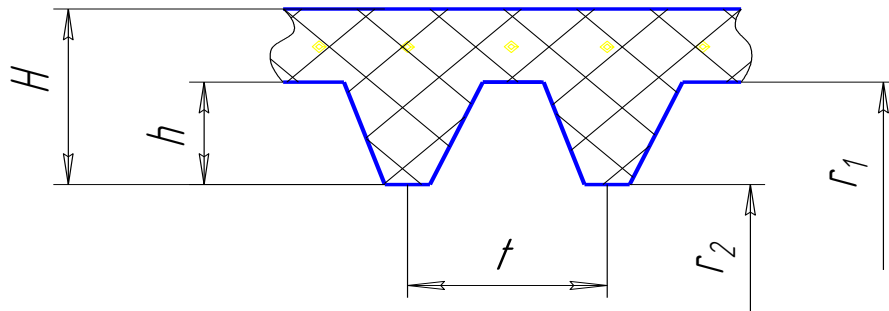


Рисунок 2.5 Переріз паса

$H=9,5\text{мм}$ ;  $t=4,8\text{мм}$ ;  $h=4,85\text{мм}$ ;  $r_1=0,2\text{мм}$ ;  $r_2=0,7\text{мм}$ .

Визначаємо діаметри шківів. Нехай діаметр меншого шківа  $d_1=140\text{мм}$ .

Тоді діаметр веденого шківа  $d_2=d_1 \cdot 1,75=245\text{мм}$ .

Уточнюємо передатне відношення з урахуванням відносного ковзання  $S=0,01$

$$i = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - S)} = \frac{245}{145 \cdot (1 - 0,01)} = 1,707$$

Визначимо міжосьову відстань:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + H = 0,55(140 + 245) + 9,5 = 221,25$$

$$a_{\max} = d_1 + d_2 = 140 + 245 = 385$$

Приймаємо проміжне значення  $a=300\text{мм}$ .

Визначаємо розрахункову довжину паса:

$$L_p = 2 \cdot a + 1,57(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 300 + 1,57(140 + 245) + \frac{(245 - 140)^2}{4 \cdot 300} = 1214\text{мм}$$

Найближче стандартне значення  $L_p=1200\text{ мм}$ .

Уточнюємо міжосьову відстань:

$$a = 0,25 \cdot \left[ (L_p - \omega) + \sqrt{(L_p - \omega)^2 - 8y} \right] = 0,25 \cdot [(1200 - 605) + \sqrt{(1200 - 605)^2 - 8 \cdot 2756,25}] = 293$$

$$\omega = 0,5\pi(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (140 + 245) = 605 \text{ мм}$$

$$y = \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2 = \left( \frac{245 - 140}{2} \right)^2 = 2756,25$$

Визначаємо кут обхвату малого шківa  $d_1$ :

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{2} = 180 - 57 \frac{245 - 140}{2} = 159,35^\circ$$

Визначаємо швидкість паса:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 280}{60000} = 2,05 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнти:

Кута обхвату  $C_\alpha = 0,97$ ;

Режиму роботи  $C_p = 0,73$

Швидкості

$$C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 2,05^2 = 0,93$$

Визначаємо найменшу міжосьову відстань, яка необхідна для надягання паса:

$$a_{\min} = a + 0,01L;$$

$$a_{\min} = 293 + 0,01 \cdot 1200 = 305 \text{ мм}$$

Приймаємо вихідну довжину  $L_0 = 1600$  мм і відносну довжину  $L/L_0 = 1,25$ .

Приймаємо коефіцієнти довжини паса

$$C_L = 0,9 + 0,1L/L_0 = 1,025$$

Визначаємо число ребер у поліклиновому пасі:

$$z = 10F / [F]_{10};$$

$$\text{де } [F]_{10} = (F_{10} \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta F_i) \cdot C_p,$$

де  $F_{10}$  – колова сила, яка допускається, для передачі поліклиновим пасом з десятима ребрами при передатному відношенні  $i = 0,57$ ,  $\alpha = 160^\circ$ , еталонної довжини  $L_0 = 1600$  мм, роботі в одну зміну з постійним навантаженням;

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		34

$\Delta F_i = 2\Delta T_i / d_i = 2 \cdot 0 / 0,14 = 0$  - складова, яка враховує вплив передатного відношення.

$$\Delta T_i = 0 \text{ Нм.}$$

$$[F]_{10} = (1190 \cdot 0,97 \cdot 0,98) \cdot 0,73 = 825$$

Визначаємо вихідну потужність

$$N_0 = 11 \text{ кВт.}$$

Визначаємо похибку до моменту на передатне число

$$\Delta M = 4 \text{ кг·м.}$$

Визначаємо похибку до потужності

$$\Delta N = 0,001 \Delta M_i n_1;$$

$$\Delta N = 0,001 \cdot 4 \cdot 1600$$

$$\Delta N = 6,4 \text{ кВт.}$$

Потужність, яка допускається  $[N]$ , кВт:

$$[N] = (N_0 C_\alpha C_L + \Delta N_i) C_p;$$

$$[N] = (22 \cdot 0,97 \cdot 0,98 + 6,4) 0,73 = 18 \text{ кВт.}$$

Рахуємо чисто ребер у пасі:

$$z = \frac{10N}{[N]} = \frac{10 \cdot 22}{18} = 15,2$$

Приймаємо  $z=16$ .

Номінальна потужність, яка передається пасом:

$$N_{\text{ун}} = N \cdot \eta = 22 \cdot 0,859 = 19 \text{ кВт}$$

де  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії механізму від вала пасової передачі до шпинделя.

Ширина шківів:

$$B = (z - 1)s + 2f$$

де  $s$  – крок ребер, мм;  $f$  – довжина вільної частини шківів, мм.

$$b = (13 - 1) \cdot 4,8 + 2 \cdot 5,5 = 68,6 \text{ мм}$$

Визначаємо колове зусилля, яке передається пасом (по номінальній потужності):

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$P = \frac{1020 \cdot N_{ном}}{v} = \frac{1020 \cdot 22}{2,05} = 4820 \text{ Н}$$

де  $v=4,65\text{м/с}$  – мінімальна робоча швидкість паса для даного верстата.

Натяг паса:

$$S_1 = \frac{m}{m-1} P = 1,38 * 4820 = 6650 \text{ Н};$$

$$S_2 = \frac{S_1}{m} = \frac{6650}{3,59} = 1900 \text{ Н},$$

Сила, яке діє на вал, під час роботи верстату:

$$Q = S_1 + S_2 = 6650 + 1900 = 8550 \text{ Н}.$$

Рахуємо робочий ресурс паса:

$$N_0 = N_{оц} \frac{L_p}{60\pi d_1 n_1} = 5,7 * 10^6 \frac{1250 * 60}{60 * 3,14 * 200 * 1600} \approx 1953 \text{ ч}.$$

### 2.3. Розрахунок шпинделя на жорсткість

Потужність привода головного руху  $P=12\text{кВт}$ , максимальна частота обертання шпинделя модернізованого верстата  $n_{\max}=1600\text{об/хв}$ , клас точності верстата П. Для шпиндельного вузла, який проектується, у якості передньої опори приймаємо двохрядний конічний роликотідшипник 2-607920 (ГОСТ 21512-76), а у якості задньої опори – однорядний конічний роликотідшипник 17716Л - ГОСТ 520-71.

Наближений розрахунок на жорсткість шпиндель розглядаємо у вигляді балки на пружних опорах, яка навантажена між опорами силою в зачепленні  $Q$  і рівнодійної тангенціальної та радіальної складових сил різання  $P_p$  (рис. 2.6).

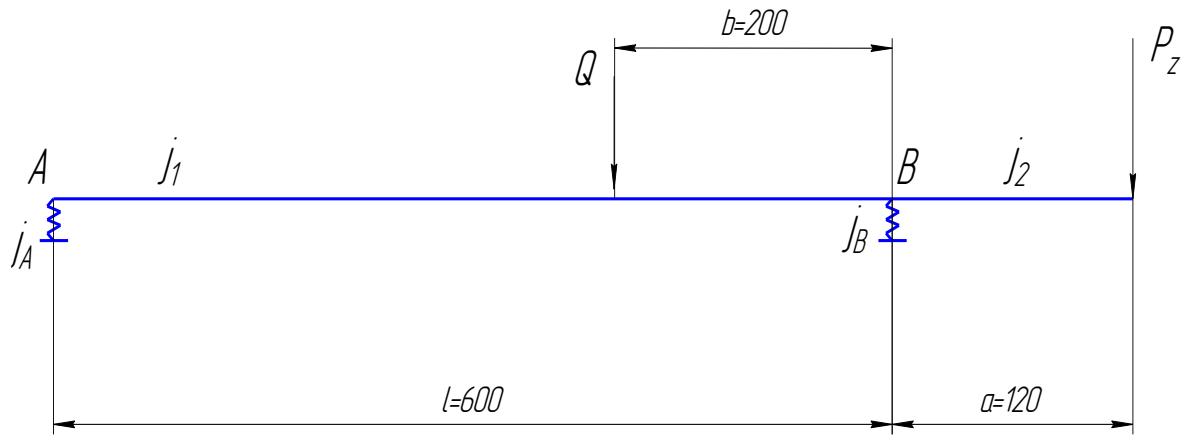


Рисунок 2.6 Розрахункова схема шпиндельного вузла

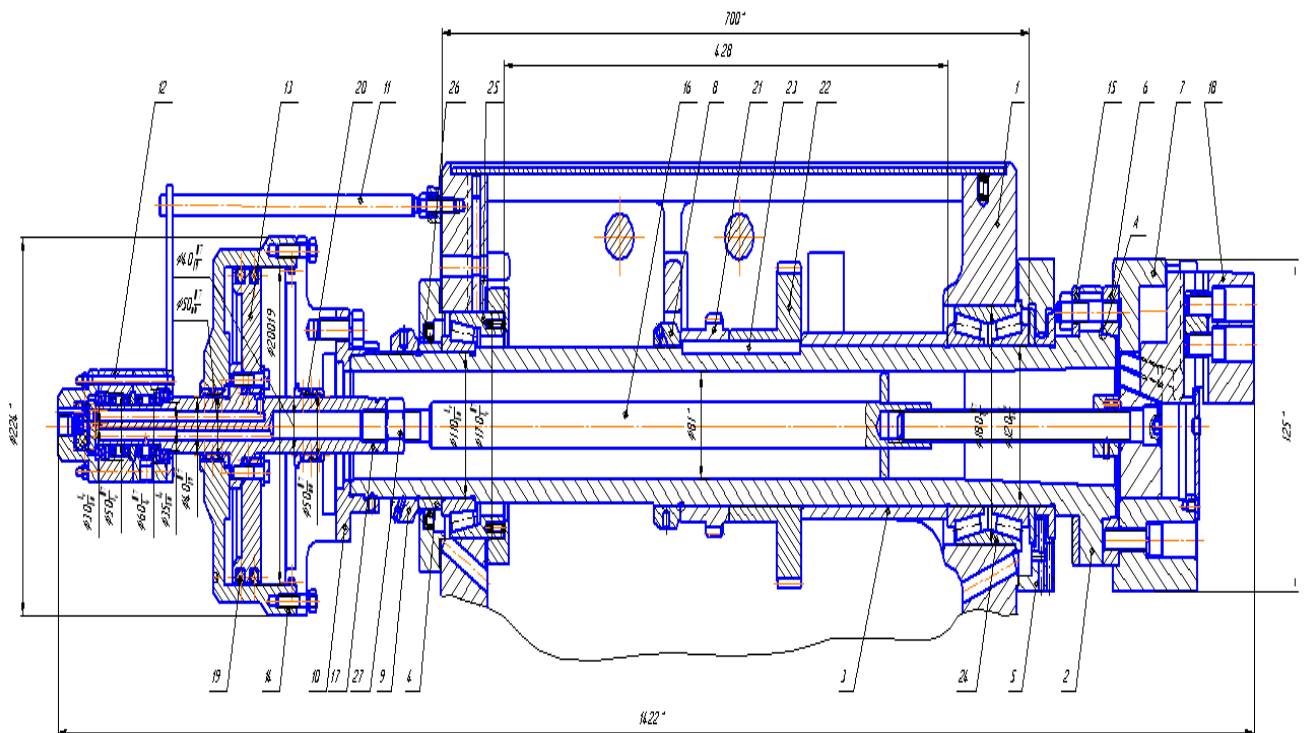


Рисунок 2.7 Конструктивна схема шпиндельного вузла

Сила зачеплення  $Q$  розраховується за формулою:

$$Q = \frac{P_0}{\cos \alpha}$$

де  $P_0$  – колова складова сили в зачепленні, Н;  $\alpha=20^\circ$  – кут зачеплення зубчатих коліс.

Колова складова  $P_0$  рівна:

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		37

$$P_0 = P_z \times \frac{d_p}{d_n}, H$$

де  $P_z$  – тангенціальна складова сили різання, Н;  $d_i$  – діаметр початкової окружності приводного колеса шпинделя, мм;  $d_p$  – розрахунковий діаметр в мм, який дорівнює:

$$d_p = \frac{1}{4} \times d_{\max}, мм$$

де  $d_{\max}$  – найбільший діаметр заготовки, яка обробляється на верстаті, мм.

Отже, виходячи з цього, отримаємо:

$$d_p = \frac{1}{4} \times 125 = 31,25 мм,$$

$$P_0 = 2000 \times \frac{31,25}{165} = 378,78 H,$$

$$Q = \frac{378,78}{\cos 20^\circ} = 403,08 H.$$

Радіальне пружне переміщення шпинделя  $y_1$  у зоні різання від сили  $P$  з урахуванням деформацій шпинделя і деформацій його опор визначається по формулі:

$$y_1 = P \times \left[ \frac{l \times a^2}{3 \times E \times J_1} + \frac{a^3}{3 \times E \times J_2} + \frac{1}{j_B} \times \frac{(l+a)^2 + \frac{j_B}{j_A} \times a^2}{l^2} \right], мм$$

де  $l$  – відстань між опорами шпинделя, мм;  $a=c+d$  – відстань від передньої опори до зони різання, мм;  $c$  – довжина передньої консолі шпинделя, мм;  $d$  – відстань від кінця шпинделя до точки прикладання сили  $P$ , мм;  $b$  – відстань від приводного колеса до передньої опори шпинделя, мм;  $E$  – модуль пружності, який рівний для сталі  $E=2 \times 10^5$  МПа;  $j_B, j_A$  – радіальні жорсткості передньої і задньої опор шпинделя, Н/мм;  $J_1$  – усереднений момент інерції перерізу шпинделя в прольоті між опорами шпинделя, мм<sup>4</sup>;  $J_2$  – усереднений момент інерції перерізу шпинделя на його консолі, мм<sup>4</sup>.

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		38

Радіальне пружне переміщення шпинделя  $\gamma_2$  в зоні різання від сили  $Q$  з урахуванням його власних пружних деформацій і пружних деформацій опор:

$$y_2 = Q \times \left[ \frac{1}{J_B} \times \frac{(l+a) \times (l-b) - \frac{J_B}{J_A}}{l^2} - \frac{a}{6 \times E \times J_1 \times l} \times (b^3 + 2 \times l^2 \times b^2 - 3 \times l \times b^2) \right], \text{мм}$$

Сумарна деформація шпинделя дорівнює:

$$y = y_1 + |y_2|, \text{мм}$$

Навантаження від сили різання:  $P=2000\text{H}$

$$J_1 = \frac{\pi}{64} \times (D^4 - d^4), \text{мм}^4$$

де  $d$  – діаметр отвору шпинделя, мм;  $D$  – середній зовнішній діаметр шпинделя, мм.

$$J_1 = \frac{\pi}{64} \times (70^4 - 45^4) = 976803(\text{мм}^4),$$

$$J_2 = \frac{\pi}{64} \times (100^4 - 60^4) = 4270400(\text{мм}^4).$$

Розраховуємо жорсткість передньої опори  $J_B$ . В передній опорі розміщується підшипник кочення серії 2-607920.

$$F_r = 2000\text{H}$$

Встановлюємо з попереднім натягом  $e = -3\text{мкм}$ .

Радіальна податливість:  $\delta_{r0} = 1,5\text{мкм}$

Відносний попередній натяг:

$$\frac{e}{\delta_{r0}} = \frac{-3}{1,2} = -2(\text{мкм})$$

Коефіцієнт  $\beta$ , який враховує натяг чи зазор в підшипнику:  $\beta=0,25$ .

Визначаємо радіальну податливість в контакті найбільш навантаженого тіла кочення з доріжкою кочення у підшипнику з попереднім натягом:

$$\delta_r' = \beta \times \delta_{r0} = 0,25 \times 1,5 = 0,375(\text{мкм})$$

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		39

Визначаємо радіальну податливість в контакті кілець підшипника з посадковими поверхнями валу та корпусу:

$$\delta_r'' = \frac{4 \times P \times k}{\pi \times d \times B} \times \left(1 + \frac{d}{D}\right)$$

де  $k = 0,05 \div 0,25$ ;  $d$ ,  $D$ ,  $B$  – відповідно внутрішній, зовнішній діаметри і ширина підшипника, мм.

$$\delta_r'' = \frac{4 \times 2000 \times 0,05}{\pi \times 80 \times 80} \times \left(1 + \frac{80}{140}\right) = 0,031(\text{мкм})$$

Радіальна податливість в підшипнику дорівнює:

$$\delta_r = \delta_r' + \delta_r'' = 0,375 + 0,031 = 0,4(\text{мкм}) = 0,0004\text{мм}$$

Визначимо жорсткість опори  $J_B$ :

$$j_B = \frac{P}{\delta_r} = \frac{2000}{0,0004} = 5000000(\text{Н / мм})$$

Розраховуємо жорсткість задньої опори  $J_A$

У якості задньої опори стоїть однорядний підшипник радіальний роликовий 17716Л.

$$F_r = 2000\text{Н}$$

Радіальна податливість:  $\delta_{r0} = 15,5\text{мкм}$

Відносний попередній натяг:

$$\frac{e}{\delta_{r0}} = \frac{-3}{15,5} = -0,194(\text{мкм})$$

Коефіцієнт, який враховує натяг чи зазор в підшипнику:  $\beta = 0,9$ .

Визначаємо радіальну податливість в контакті найбільш навантаженого тіла кочення з доріжкою кочення в підшипнику з попереднім натягом:

$$\delta_r' = \beta \times \delta_{r0} = 0,9 \times 15,5 = 13,95(\text{мкм})$$

Визначаємо радіальну податливість в контакті кілець підшипника з посадочними поверхнями вала і корпусу:

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$\delta_r'' = \frac{4 \times P \times k}{\pi \times d \times B} \times \left(1 + \frac{d}{D}\right)$$

де  $k = 0,05 \div 0,25$ ;  $d, D, B$  – відповідно внутрішній, зовнішній діаметри і ширина підшипника, мм.

$$\delta_r'' = \frac{4 \times 2000 \times 0,05}{\pi \times 70 \times 26,25} \times \left(1 + \frac{70}{125}\right) = 0,1(\text{мкм})$$

Радіальна податливість в підшипнику дорівнює:

$$\delta_r = \delta_r' + \delta_r'' = 13,95 + 0,1 = 14,05(\text{мкм}) = 0,01405\text{мм}$$

Визначимо жорсткість опори  $J_A$ :

$$j_A = \frac{P}{\delta_r} = \frac{2000}{0,01405} = 142552(\text{Н / мм})$$

Розрахуємо радіальне пружне переміщення шпинделя  $\gamma_1$  в зоні різання від сили  $P$  з урахуванням деформації шпинделя і деформації його опор:

$$y_1 = 2000 \times \left[ \frac{620 \times 126^2}{3 \times 2 \times 10^5 \times 976803} + \frac{126^3}{3 \times 2 \times 10^5 \times 4270400} + \frac{1}{5000000} \times \frac{(620 + 126)^2 + \frac{5000000}{142552} \times 126^2}{620^2} \right] = 0,036(\text{мм})$$

Розрахуємо радіальне пружне переміщення шпинделя  $\gamma_2$  в зоні різання від сили  $Q$  з урахуванням його власних пружних деформацій і пружних деформацій опор:

$$y_2 = 403,08 \times \left[ \frac{1}{5000000} \times \frac{(620 + 126) \times (620 - 488) - \frac{5000000}{142552}}{333^2} - \frac{126}{6 \times 2 \times 10^5 \times 976803 \times 620} \times \frac{488^3 + 2 \times 620^2 \times 48^2 - 3 \times 620 \times 488^2}{620^2} \right] = -7,14 \times 10^{-4}(\text{мм})$$

Сумарна деформація шпинделя дорівнює:

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$y = 0,03 + \left| -7,14 \times 10^{-4} \right| = 0,036714 \text{ мм}$$

$$y_{\max} \leq 0,0002 \times l = 0,0002 \times 620 = 0,124 (\text{мм})$$

$$y_{\max} \leq 0,124 (\text{мм})$$

$$y = 0,036714 \text{ мм} < y_{\max} = 0,124 \text{ мм}$$

#### 2.4. Розрахунок підшипників

Підберемо підшипник кочення для вала I, який має частоту обертання  $n_{\min}=1600$  об/хв та  $n_{\max}=2500$  об/хв з передачею крутних моментів прямозубими колесами [8]. Привод працює з помірними поштовхами Сумарні реакції опор:

$$P_A = \sqrt{P_{Ax}^2 + P_{Ay}^2} = \sqrt{914,9^2 + 332^2} = 973,275 (H)$$

$$P_B = \sqrt{P_{Bx}^2 + P_{By}^2} = \sqrt{643,7^2 + 235^2} = 685,255 (H)$$

В якості опор приймаємо радіальні однорядні шарикопідшипники 208К ГОСТ 8338-75. Підшипники встановлюються на жорсткі двохопорні вали з відстанню між опорами  $L_{on} \leq 10 \cdot d$ . Прогин вала під дією зовнішніх сил не має викликати великих кутів зміщення його осі, а перекіс зовнішніх кілець відносно внутрішніх не має перевищувати 10...15.

Статичну радіальну вантажопідйомність визначають по формулі:

$$C_{op} = 12,3 \times i \times z \times D_w^2 \times \cos \alpha$$

де  $i$  – число рядів тіл кочення в підшипнику;  $z$  – число тіл кочення в однорядному підшипнику, число тіл кочення в одному ряду багаторядного підшипника при однаковому числі їх в кожному ряду;  $D_w$  – діаметр тіл кочення (шарика), мм;  $\alpha$  – номінальний кут контакту підшипника для розрахунку вантажопід'ємності, град. для радіальних підшипників  $\alpha=0$ .

Тоді отримаємо:

$$C_{op} = 12,3 \times 1 \times 13 \times 5,95^2 \times 1 = 5640,85 (H)$$

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		42

Для визначення динамічної радіальної вантажопідйомності обираємо значення коефіцієнта  $f_c$ , попередньо визначивши відношення:

$$\frac{D_w \times \cos \alpha}{D_0}$$

де  $D_0$  – діаметр окружності комплекту шариків, мм.

Його можна визначити як середнє значення суми зовнішнього і внутрішнього діаметрів підшипника:

$$D_0 = \frac{D + d}{2} = \frac{35 + 55}{2} = 45(\text{мм})$$

Тоді, виходячи з відношення

$$\frac{D_w \times \cos \alpha}{D_0} = \frac{5,95 \times 1}{45} = 0,132$$

використовуючи лінійну інтерполяцію, отримуємо значення коефіцієнта  $f_c=58,6$ .

Динамічна радіальна вантажопідйомність визначається за формулою:

$$C_p = f_c \times (i \times \cos \alpha)^{0,7} \times z^{0,667} \times D_w^{1,8}$$

де  $f_c$  – коефіцієнт, який залежить від геометрії деталей підшипників, точності їх виготовлення та матеріалу.

Тоді отримуємо:

$$C_p = 58,6 \times 1 \times 13^{0,667} \times 5,95^{1,8} = 8035,7(H)$$

Порівняємо розраховані значення статичної і динамічної радіальної вантажопідйомності, котрі не перевищують розраховані:

$$C_{op} = 5640,85 < C_0 = 5650$$

$$C_p = 8035,7 < C = 10400$$

Так як осьове навантаження на підшипники відсутні, то приймаємо еквівалентне динамічне радіальне навантаження:

$$P = P_B \times K_B \times K_T$$

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		43

де  $K_B$  – динамічний коефіцієнт безпеки, який враховує вплив умов роботи вузла на довговічність підшипника;  $K_T$  – коефіцієнт, який враховує вплив температурного режиму роти вузла на довговічність підшипника.

Прийmemo  $K_B=1,3$ ;  $K_T=1,0$ . Тоді отримаємо:

$$P = 973,275 \times 1,3 \times 1,0 = 1265,257(H)$$

Довговічність підшипника визначається по формулі:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left( \frac{C}{P} \right)^P$$

де  $L_h$  – довговічність підшипників;  $C$  – з довідника;  $n$  – частота обертання вала;  $P$  – еквівалентне динамічне радіальне навантаження.

Тоді:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 1500} \times \left( \frac{10400}{1265,257} \right)^3 = 78174(\text{часов})$$

Таким чином, з вірогідністю  $P_B=0,9$ , що відповідає рівню 90% - відсотковій надійності можна стверджувати, що довговічність обраних підшипників складає 15147 годин.

Фонд робочого часу в годинах при сорокагодинній роботі у неділю, складає приблизно  $\Phi_2 \approx 2000$  год. При двохзмінному режимі роботи з коефіцієнтом використання  $K_u=0,7$  річний фонд роботи верстата в годинах складе:

$$\Phi_{p.z.} = 2 \times \Phi_2 \times K_u = 2 \times 2000 \times 0,7 = 2800(\text{годин})$$

Довговічність підшипників в календарних роках:

$$L_2 = \frac{L_h}{\Phi_{p.ч.}} = \frac{78174}{2800} = 27,8(\text{років})$$

що більш ніж достатньо.

## 2.5. Розрахунок механізму затиску

В даній роботі розраховуємо зусилля при точінні циліндра  $\varnothing 220$  мм, який виконаний з підшипникової сталі ШХ-15. Операційний ескіз

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		44

технологічного процесу механічної обробки деталі представлений на рисунку 2.8

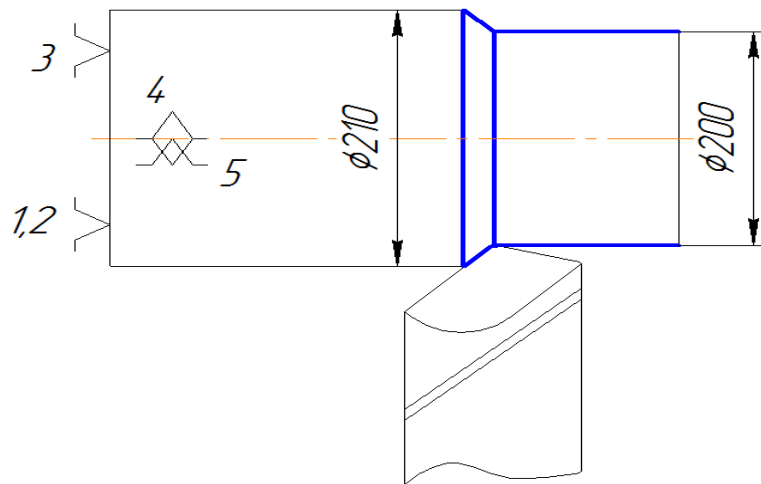


Рисунок 2.8 Операційний ескіз обробки

Вихідні дані:

- оброблюваний матеріал: Сталь ШЧ-15;
- вид оброблення: чорнове;
- інструмент: прямий прохідний різець з пластинкою ВК-6;
- устаткування: токарно-гвинторізний верстат з ЧПК;
- глибина різання  $t=(220-200)/2=10$ мм;
- подача:  $S=0,209$ мм/об.

Розраховуємо сили різання [10, 11]

1) Швидкість різання:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} K_v \cdot K_{uv}$$

де  $C_v=420$  ;  $x=0,15$  ;  $y=0,2$ ;  $m=0,2$ ;  $K_v=K_{mv} \cdot K_{pv} \cdot K_{uv}$ ,

де,  $K_{mv} = K_2 \cdot \left(\frac{190}{HB}\right)^{n_v} = 1$  - коефіцієнт, що враховує вплив фізико-

механічних властивостей на швидкість різання;

$K_{nv}=0.8$ - урахує якість поверхні заготовки;

$K_{uv}=0.65$  - матеріал різального інструменту (ВК-6);

$T=60$  хв - період стійкості різця,

$K_v=1.25 \cdot 0.8 \cdot 0.65=0.65$

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$V = \frac{420}{60^{0.2} \cdot 10^{0.15} \cdot 0,209^{0.2}} \cdot 0,65 \cdot 1 = 116,55 \text{ м/хв}$$

2) Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 116,55}{3,14 \cdot 200} = 185,5$$

Приймаємо  $n_{\phi} = 200$  об/хв. Тоді швидкість різання буде:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 200}{1000} = 125,66 \text{ м/хв}$$

3) Головна складова сили різання:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot V^n \cdot K_p$$

$$C_p = 204, \quad x=1, \quad y=0,75, \quad n=0,$$

$$K_p = K_{tr} \cdot K_{\phi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{r p} = 0.8 \cdot 1.25 \cdot 0.89 \cdot 0.93 \cdot 1 = 0.82,$$

$$\text{де, } K_{tr} = \left( \frac{HB}{190} \right)^n = 1,$$

$$K_{\gamma p} = 1.25, \text{ для } \gamma = -15^\circ, \quad K_{\phi p} = 0.89, \text{ для } \phi = 90^\circ,$$

$$K_{\lambda p} = 1, \text{ для } \lambda = 0^\circ, \quad K_{r p} = 0.93, \text{ для } r = 1,$$

$$P_z = 10 \cdot 204 \cdot 10^1 \cdot 0.209^{0.75} \cdot 1 \cdot 0.82 = 5170,75 \text{ Н}$$

4) Потужність різання:

$$N = \frac{P_z \cdot V}{1000 \cdot 60} = \frac{5170,75 \cdot 125,66}{1000 \cdot 60} = 10,8 \text{ кВт}$$

5) Основний час обробки:

$$T_o = \frac{L}{S_{xg}} = \frac{50}{200} = 0,25 \text{ хв}$$

Розраховуємо сили затиску

В процесі обробки заготовки на неї діє система сил. З одної сторони діють складові сили різання, з іншої – сила затиску, яка перешкоджає провертанню та зміщення заготовки від установочних елементів цього патрону [9,11].

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		46

Силу затиску, необхідну для надійного закріплення заготовки, розраховуємо використовуючи розрахункову схему затиску заготовки (рис.2.9)

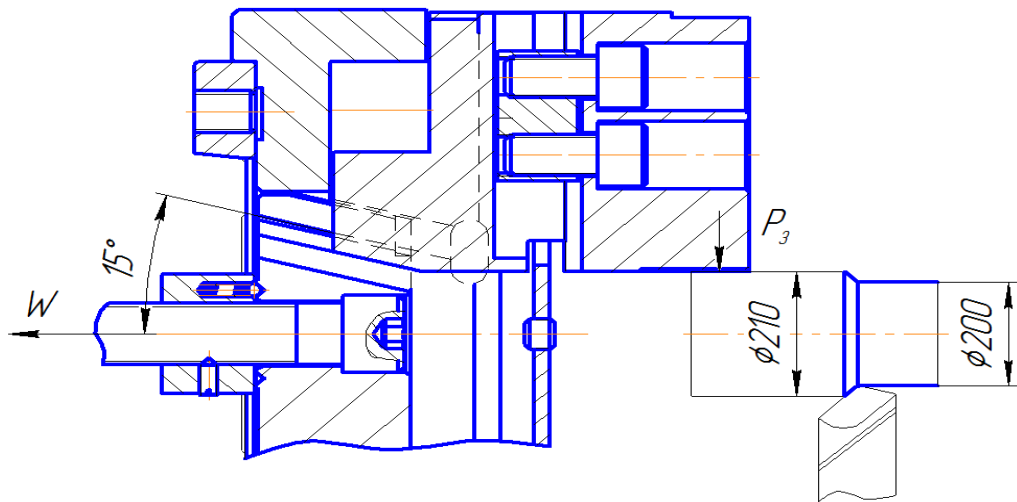


Рис. 2.9 Схема затиску заготовки

Умова рівноваги заготовки в патроні для обертових оброблюваних заготовок, що мають високу жорсткість (рис. 2.10). За нижче приведеними умовами визначаємо силу затиску:

1. Момент закріплення  $M_k$  повинен бути більший моменту  $M_p$  крутного, що викликаний силою різання, і який намагаються повернути заготовку навколо осі обертання ( $M_k > M_p$ ).

2. Сумарна осьова сила зчеплення повинна бути більша сумарної осьової сили різання  $P_0$  ( $\sum R > P_0$ ) за умови відсутності упору.

3. Момент затиску  $M_3$  від сили зчеплення повинен бути більшим згинаючого моменту  $M_{зг}$  від складових сил різання, а сили різання намагаються повернути заготовку відносно точки опори ( $M_3 > M_{зг}$ ).

Сумарний крутний момент від дотичної складової сили різання, яка прагне повернути заготовку в кулачках дорівнює:

$$M_p = \frac{P_z \cdot d_1}{2}$$

Поворот заготовки перешкоджає момент сили затиску, який визначається наступним чином:

$$M_3 = \frac{W \cdot f \cdot d_2}{2}$$

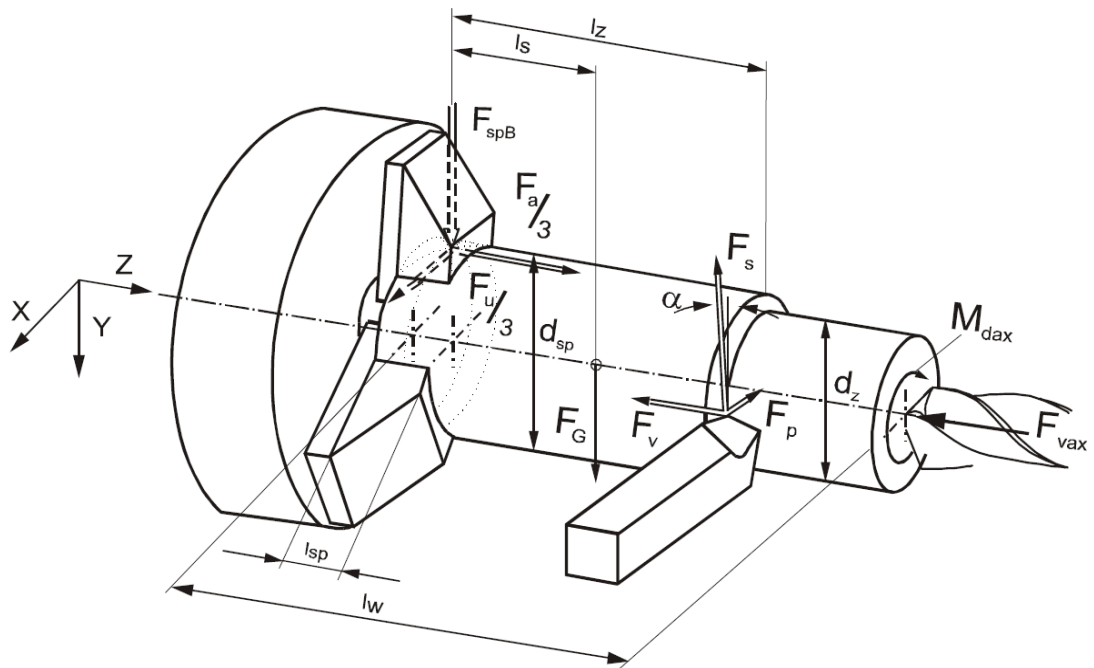


Рис. 2.10 Розрахункова схема

З умови рівноваги моментів даних сил  $M_3 \geq M_p$ , і з урахуванням коефіцієнта запасу, визначаються необхідні затискне зусилля, яке буде перешкоджати повороту заготовки в кулачках.

$$P_3 = \frac{K \cdot P_z \cdot D_{pi3}}{f \cdot D_{зат} \cdot n}$$

де,  $K$  – коефіцієнт запасу,  $f$  – коефіцієнт тертя затискних елементів з заготовкою ( $f_{on}=0.26$ );  $n$  – кількість затискних елементів ( $n=3$ ),  $D_{pi3}=200$ мм,  $D_{зат}=220$ мм.

Розрахунок затискного зусилля заготовки дає їй нерухоме положення під час обробки:

$$K = K_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3;$$

$K_0=1,5$  – коефіцієнт запасу;

$K_1=1,2$  – за неодноразової обробки;

$K_2=1,3$  – збільшення сили різання щодо затуплення різального інструмента;

$K_3=1,2$  – нерівномірне різання;

$K=1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,3 \cdot 1,2=2,5$ ;

$$P_3 = \frac{2,5 \cdot 5170,75 \cdot 200}{210 \cdot 0,26 \cdot 3} = 15784 \text{ Н}$$

## 2.6. Розрахунок затискного механізму патрона

Пристаючи до розрахунку затискного механізму необхідно визначитись з його конструкцією. Для розрахунку використовуємо кулачковий патрон з клиновими затискними механізмами, рух яких передається центральною втулкою, яка в свою чергу зв'язана з силовим приводом. При розрахунку затискного механізму визначаємо зусилля  $W_3$ , яке створюється силовим приводом, котре затискним механізмом збільшується і передається постійному кулачку:

$$W_1 = 3P_3(tg(\alpha + \varphi_1) + tg(\varphi_2)),$$

де,  $P_3=15784 \text{ Н}$  – сила затиску на один кулачок,  $\alpha$  – кут нахилу напрямної кулачка,  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  – кути тертя (кулачок – корпус; кулачок – заготовка)

$$W = 3 \cdot 15784 \cdot (tg(15 + 8,53) + 0,12) = 19637,4 \text{ Н}$$

## 2.7 Розрахунок силового приводу

Для створення вихідного зусилля  $W$  використовується силовий привод, який встановлюється на задній кінець шпинделя. В його конструкції можна виділити силову частину, яка обертається разом зі шпинделем, і муфту, для підводу робочої середи. В якості затискного механізму прийнятий затиск пневмоциліндром, так як в будь-якому виробництві маються трубопроводи для подачі стиснутого повітря.

Розраховуємо діаметр поршня, так, щоб зусилля яке він буде розвивати, відповідало необхідному.

$$D = \sqrt{\frac{4(PW + 962)}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (0,6 \cdot 8000 + 962)}{3,14}} = 200 \text{ мм}$$

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		49

де  $P$  – тиск у магістралі (МПа);

$W$  – необхідне зусилля на штоку (Н);

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 35^2}{4} = 962 \text{ мм}^2 \text{ – площа штока.}$$

Отже, для того, щоб розвинути на штоку зусилля 20000Н для надійного затиску заготовки у патроні, нам необхідно використати пневмоциліндр з діаметром поршня 200мм (рис. 2.11).

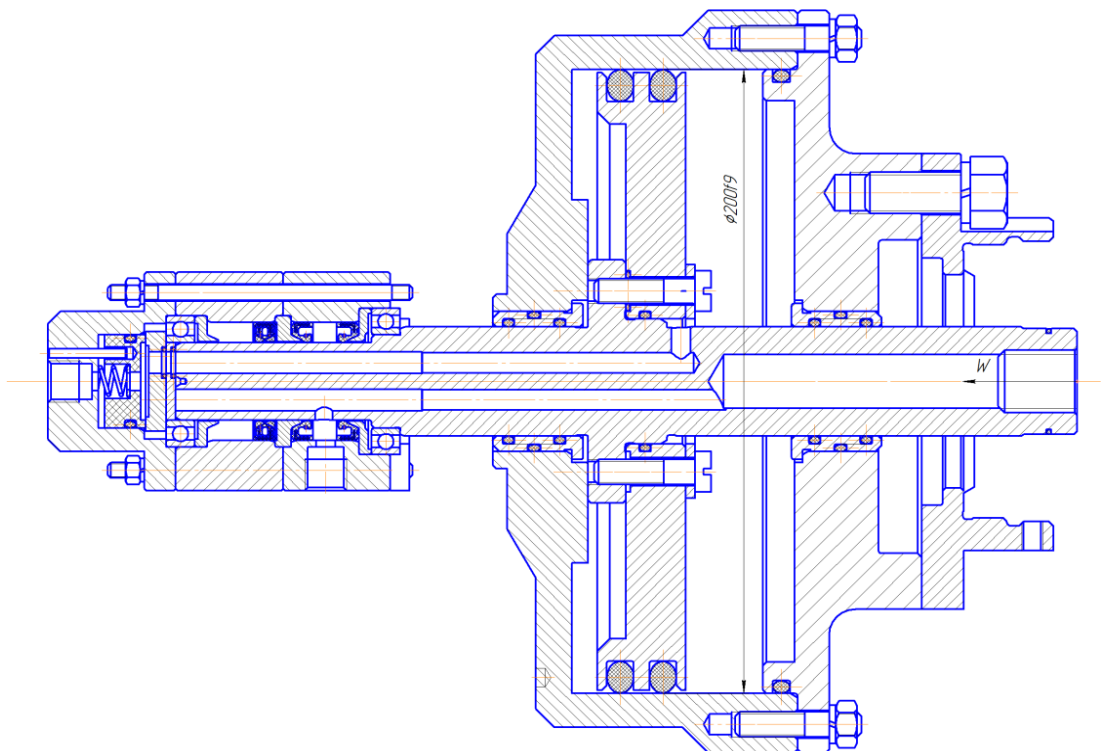


Рисунок 2.11 Силовий привод (пневмоциліндр)

Опис роботи пневмоциліндра. Повітря до отворів пневмоциліндра підводиться від спеціального нерухомого колектора, який знаходиться на обертовому хвостовику пневмоциліндра. Дана конструкція привода затиску забезпечує надійний затиск деталі. Механізм затиску встановлено на шпинделі безпосередньо за шківом приводної передачі. Обертовий пневмоциліндр 2. Стиснене повітря підводиться до пневмоциліндра через втулку. Вона має нерухомий корпус, до якого підводиться стиснене повітря.

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		50

## РОЗДІЛ 3

### ОХОРОНА ПРАЦІ

#### 3.1. Безпека в промислових умовах

До небезпечних чинників при обробці металів пластичним деформуванням відносяться: стружка; рухомі частини верстату; нагріті поверхні устаткування, інструменту, деталі; висока напруга у мережі; підйомно-транспортний пристрій і вантажі, які пересуваються; підвищена або знижена температура .

До шкідливих чинників відносяться: високі вологість та швидкість руху повітря у робочій зоні; підвищений рівень ультразвуку та різних випромінювань (теплових, іонізуючих, інфрачервоних); підвищена концентрація порошків та газів; шум і вібрації; недостатнє освітлення, підвищена яскравість світла [12].

Продуктивність праці і збереження здоров'я досягаються за умови забезпечення відповідності технічних параметрів устаткування з фізіологічними, антропометричними, психофізичними і психологічними можливостями людини. Тому необхідно чітко дотримуватися правил безпеки праці на машинобудівних підприємствах.

#### 3.2. Освітлення

При освітленні виробничого приміщення використовуємо природне, штучне і сполучене освітлення. Якщо у світлий час доби освітлення є недостатнім за нормативами, то природнє освітлення доповнюється штучним.

Коефіцієнт природного Освітлення  $K_{EO}=2$ . Розмір світлових прорізів: всього 5 вікон 2,5x2 м.

Аварійне – включають для продовження роботи коли раптове відхилення робочого. Освітлення робочого процесу (при аварії) і зв'язане з цим порушення норм обслуговування устаткування можуть викликати

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		51

пожежу, вибух, тривале порушення технологічного процесу і роботи насосних, вентиляційних і інших установок.

Евакуаційне освітлення – передбачено для евакуації людей із приміщень при аварійному відключенні робочого Освітлення на місцях, небезпечних для проходу людей, сходових клітках. Вихідні двері відзначені світловими сигналами покажчиками.

Основна задача освітлення – створення найкращих умов для бачення.

У відповідності зі СНиП II-4-79 «Штучне освітлення» вибираємо освітлення. Норми проектування для характеристики зорової роботи високої точності з чистої оброблюваної поверхні, найменшим об'єктом, розрізнення від 0,3 до 0,5 мм, III розряді зорових робіт, середнього контрасту об'єкта розрізнення з тлом, світлої характеристики тла. Дані по освітленості зводимо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Освітлення

Норма освітленості робітників поверхонь у виробничому приміщенні		Фактична освітленість робітників поверхонь у виробничому приміщенні	
система комбінованого Освітлення, лк	система загального Освітлення, лк	система комбінованого Освітлення, лк	система загального Освітлення, лк
750	300	1000	500

Освітлення виробничого приміщення робимо люмінесцентними лампами які відповідають ДСТУ 6825-74. Лампи низького тиску. Тип ламп ЛД-40, потужність 40 Вт, напруга 103 В. Світильник Л 20 ІБ для стельового кріплення, 2x40 Вт – для двох ламп по 40 Вт, стельовий. Висота приміщення цеху 5,7 м. Верстат має місцеве освітлення.

### 3.3. Електробезпека

Проходячи через організм людини електричний струм робить на організм термічний, електрометричний і біологічний вплив [13].

У цеху застосована трифазна чотирьох провідна мережа з глухою-заземленою нейтральною крапкою обмотки, джерела струму напругою  $U=220/380$  В та частотою  $f=50$  Гц.

Основним заходом, що забезпечує безпеку за умови виникнення напруги на неструмоведучих частинах обладнання (станин верстатів, корпусів електродвигунів, каркасів шаф, пультів керування), що можуть виявитися під напругою вище 42 В змінного струму, являється заземлення.

Схема занулення устаткування представлена на рис. 3.1.

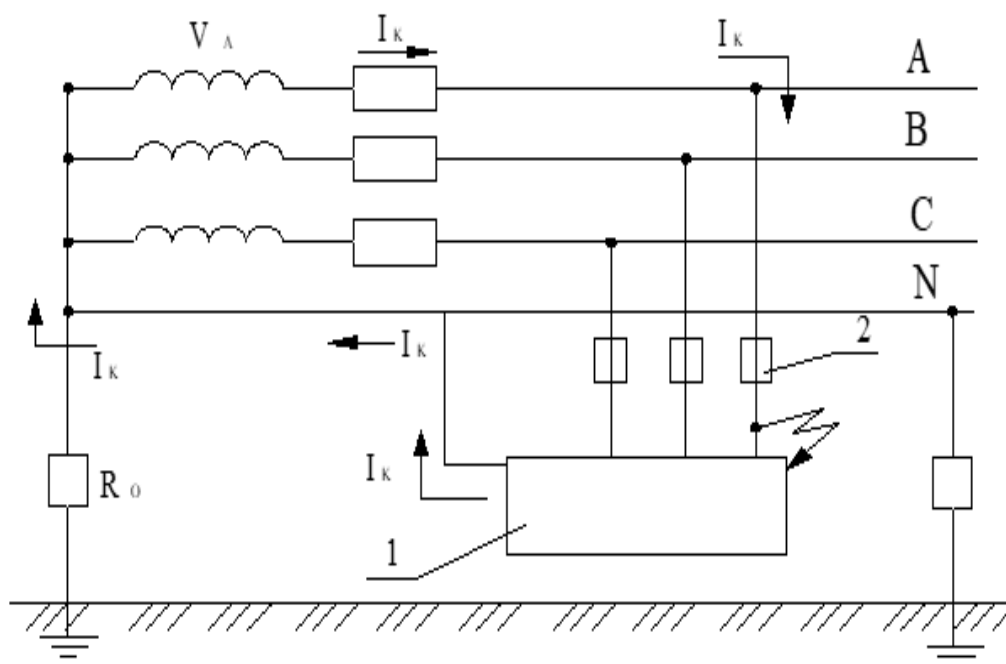


Рисунок 3.1 – Схема занулення устаткування

- 1- Корпус верстата
- 2- Плавкі запобіжники

Перетворенні замикання на корпус обладнання у однофазне коротке замикання – це є принципом дії занулення. Метою даного занулення являється автоматичне відключення пошкодженого обладнання від мережі живлення. Таким захистом є комутаційні апарати (запобіжники) чи автоматичні вимикачі, які установлені перед устаткуванням для його захисту від струмів якого замикання.

Для захисту працюючих об поразки електричним струмом прийняті наступні міри: забезпечена неприступність неізольованих струмоведучих частин – вони розташовані усередині станини. Електромагнітні блокування вимикачів забезпечує відключення напруги у випадку відкриття дверей огороження, кожухів або при знятті кришок.

Робоча ізоляція забезпечує роботу електроустановки і захист від враження електрострумом. Відповідно до вимог ДСТ 12..2.009-80, опір ізоляції електроустаткування в будь-якій незаземленій крапці не менш 1 МОм, а ізоляція обмоток електродвигуна без приєднувальних проводів не менш 0,5 МОм.

Організаційні заходи, що забезпечують безпечну експлуатацію устаткування, включають наступний комплекс заходів призначення осіб, які відповідають за експлуатацію, обслуговування і ремонт електроустаткування в даному цеху, перевірку спеціальною кваліфікаційною комісією знань працівників, що обслуговують електроустаткування на виробництві; інструктаж з техніки безпеки верстатників, операторів, наладчиків. Індивідуальні засоби захисту для працюючих – гумові рукавиці, гумові килимки, боти, дерев'яні трапи. Електрики, зайняті обслуговуванням і ремонтом електроустаткування в цеху мають 4 кваліфікаційну групу по техніці безпеки.

З метою попередження працюючих про можливу небезпеку на корпусах електроустаткування, шафах з електроустаткуванням верстата і пульта керування встановлений знак „ обережно! електрична напруга ”. Відповідно ДО ДЕРЖСТАНДАРТУ 12.4.027-76 „ Знак електричної напруги. Форма і розміри. Технічні вимоги ”.

#### 3.4. Розрахунок транспортера для прибирання стружки

Для зливної стружки у вигляді спіралі можливо застосування шнекового транспортера з безопорним гвинтом. Такі транспортери складаються з шнека (Ш), що вільно розміщується в жолобі (Ж). Кінець гвинта з боку приводу

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		54

закріплений в шарнірній муфті (М), що забезпечує вільне плавання гвинта в жолобі в межах кута  $\alpha$  [14].

Цей транспортер має наступні недоліки: стружка підминається під гвинт і на виході сходить у вигляді спресованої спіралі; у гвинта малий фронт прийому стружки; безопорні транспортери можуть бути виготовлені завдовжки не більше 33.5 м, оскільки довший гвинт виявляється нежорстким. Але при цьому такий транспортер доцільний в експлуатації і широко застосовується в машинобудуванні.

Середню годинну продуктивність гвинтового транспортера визначимо по емпіричній формулі:

$$Q = 0.1 \cdot n \cdot t \cdot F \cdot \gamma \cdot k \cdot m \cdot 60 \text{ т/год}$$

Де 0.1 – коефіцієнт, який враховує проковзування стружки при транспортуванні;  $n$  – число обертів гвинта в хв.;  $t$  – крок гвинта, м;  $F$  – корисний робочий переріз в  $\text{м}^2$ ;  $\gamma$  – насипна вага стружки в  $\text{т}/\text{м}^3$ ;  $m$  – число витків транспортера;  $k$  – коефіцієнт, який враховує кут нахилу транспортера.

Транспортер має кут нахилу -  $20^\circ$ , тому  $k = 0.7$ , гвинт транспортера обертається з частотою  $20 \text{ хв}^{-1}$ .  $t = 0.1$ ;  $m = 1$ .

Для витків діаметром  $100 \div 200$  мм з перерізом  $20 \div 30$   $\text{мм}^2$ ;  
 $\gamma = 0.3 \div 0.4 \text{ т}/\text{м}^3$

$$Q = 0.1 \cdot 20 \cdot 0.1 \cdot 0.1 \cdot 0.35 \cdot 0.7 \cdot 1 \cdot 60 = 0.03 \text{ т/год}$$

Приблизна маса стружки яка знімається в годину – 0.021 т/год. Запас по продуктивності:  $0.03/0.021 = 1.43$ . Потужність, яка споживається приводом визначається по формулі

$$N = \frac{L \cdot g \cdot r \cdot n \cdot m \cdot \omega}{716.2 \cdot 1.36 \cdot \eta}, \text{ кВт}$$

де  $L$  – довжина частини гвинта, вільно лежачої в жолобі, м;  $g$  – вага 1 погонного метра гвинта, кг;  $n$  – число обертів гвинта в хвилину;  $r$  – радіус витка гвинта, м;  $m$  – число витків в транспортері;

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		55

$\omega$  - коефіцієнт опору обертання гвинта, який враховує вид стружки і вид припасовки гвинта до жолобу.  $\eta = 0.85$  ККД приводу;  $L=2\text{м}$ ;  $g = 50$  кг;  $r = 0.11$  м;  $n = 20 \text{ х}6^{-1}$ ;  $m = 1$ ;  $\eta=0.85$  ( для черв'ячного редуктора). При сипкій стружці і не припасованому шнекові  $\omega = 1.8$

$$N = \frac{2 \cdot 50 \cdot 0.11 \cdot 20 \cdot 1 \cdot 1.8}{716.2 \cdot 1.36 \cdot 0.85} = 0.47 \text{ кВт}$$

Двигун транспортера стружки має потужність 1.1 кВт, тому транспортер, що застосовується у верстаті, придатний для обробки конкретної деталі.

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		56

## ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

В даній кваліфікаційній роботі на тему «Конструювання вузлів токарного верстата з ЧПК із пневматичним затиском» було проведено модернізацію верстата для покращення його динамічних характеристик, а саме розробка високопродуктивного токарного верстата з пневмозатиском патрона задньої бабки верстата та допоміжного обладнання для серійного випуску продукції. Висвітлено питання охорони праці - зокрема проведено розрахунок транспортера для прибирання стружки.

Суть роботи викладено у пояснювальній записці та у графічному матеріалі, який містить необхідні конструкторські розробки.

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кузнецов Ю.М. Технологічне обладнання з ЧПК: механізми і оснащення: навч. посіб. для студентів ВНЗ напрямів підгот. "Інженерна механіка" та "Машинобудування" / Ю. М. Кузнецов, О. Ф. Саленко, О. О. Харченко, В. Т. Щетинін. - Київ : Точка, 2014. - 499 с.
2. Гевко Б.М Технологія обробки на верстатах з ЧПК : навч. посіб. для студ. машинобуд. спец. техн. ВНЗ / Б. М. Гевко, А. В. Матвійчук, А. М. Артюхов, А. І. Пік, А. В. Гагалюк , Р. І. Лотоцький; Терноп. нац. техн. ун-т ім. І. Пулюя. - Т. : Крок, 2014. - 131 с.
3. Онофрейчук Н.В. Основи обробки та програмування на верстатах з числовим програмним керуванням: підручник/ Н.В. Онофрейчук. – Львів: Видавництво «Світ», 2019. – 252 С.
4. Металообробне обладнання. Кінематичний аналіз металорізальних верстатів. Навч. Посіб. / Ю.М. Данильченко, О.В. Шевченко, В.А. Ковальов, В.Н. Волошин. – К: НТУУ «КПІ», 2007. – 57 с.
5. Бочко В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник / За ред. Сіліна Р.І - Львів: Видавництво «Бескид Біт», 2008. – 448 С.
6. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.
7. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с
8. Підшипники кочення: Ч.1. Кулькові підшипники [Електронний ресурс] : навч. наоч. посіб. для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ;

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		58

уклад. А. К. Скуратовський. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,94 Мбайт).  
– Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 51 с.

9.       Методологія підготовки випускної роботи за спеціальністю 131 -  
Прикладна механіка (освітній рівень – бакалавр; спеціалізація – технології  
машинобудування): Навчальний посібник / В.Д. Рудь, Т.Є. Божко,  
Т.Н. Гальчук. - Луцьк: РВВ Луцького НТУ, – 2017. – 487 с.

10.      Металорізальні інструменти : навчальний посібник / С. В. Швець.  
– Суми : Сумський державний університет, 2019. – 272 с.

11.      Мазур М.П. Основи теорії різання матеріалів : підручник [для  
вищ. навч. закладів] / М.П. Мазур, Ю.М. Внуков, В.Л. Доброскок, В.О.  
Залога, Ю.К. Новосьолов, Ф.Я. Якубов ; під заг. ред. М.П. Мазура. – 2-е вид.  
перероб. і доп. – Львів : Новий світ-2000, 2011. – 422 с.

12.      Жидецький В.Ц. Основи охорони праці: підручник/  
В. Ц. Жидецький. – 5-те вид., доповн. – К. : Знання, 2014. – 373 с.

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

14.      Пістун І.П. Охорона праці в галузі машинобудування: навчальний  
посібник/І.П. Пістун, Р.Є. Стець, І.О. Трунова. – Суми: Університетська книга,  
2011. – 557 с.

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		59

# Додатки

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		60

Ім'я користувача:  
Роман Поліщевич

ID перевірки:  
1015379145

Дата перевірки:  
01.06.2023 22:00:36 EEST

Тип перевірки:  
Doc vs Library + My Database

Дата звіту:  
01.06.2023 22:07:42 EEST

ID користувача:  
100004530

Назва документа: 2023\_131\_Кухарук Б.А. -2

Кількість сторінок: 51 Кількість слів: 8654 Кількість символів: 60781 Розмір файлу: 1.53 MB ID файлу: 1015044604

## 16.4% Схожість

Найбільша схожість: 8.23% з джерелом з Бібліотеки (ID файлу: 8718046)

Пошук збігів з Інтернетом не проводився

16.4% Джерела з Бібліотеки

481

Сторінка 53

## 0% Цитат

Вилучення цитат вимкнено

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнено

## 0% Вилучень

Немає вилучених джерел

## Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

146

					045В-23.00.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ПОДАННЯ  
ГОЛОВІ ЕКЗАМЕНАЦІЙНОЇ КОМІСІЇ  
ЩОДО ЗАХИСТУ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

Направляється здобувач КУХАРУК Б.А. до захисту кваліфікаційної роботи

(прізвище та ініціали)

за спеціальністю 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

Освітня програма «Прикладна механіка»

на тему: Конструювання вузлів токарного верстата

(назва теми)

з ЧПК із пневматичним затиском

Кваліфікаційна робота і рецензія додаються.

Декан факультету транспорту та механічної інженерії

(підпис)

Довідка про успішність

КУХАРУК Б.А. за період навчання в університеті, на факультеті

(прізвище та ініціали здобувача)

з 2019 року до 2020 року повністю виконав індивідуальний навчальний план за спеціальністю і освітньою програмою з таким розподілом оцінок за національною шкалою: відмінно 13 %, добре 34 %, задовільно 12 %; шкалою ECTS: А 13 %; В 1 %; С 33 %; D 5 %; Е 7 %.

Секретар факультету

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

045В-23.00.00.00.000 ПЗ

Лист

62

Рецензія  
на кваліфікаційну роботу

Здобувач вищої освіти: Кухарук Богдан Федорівич

Тема: Конструктивна взаємодія жаропрочного верстатка з ЧПК із використанням записки

Коротка характеристика кваліфікаційної роботи: Доведено аналіз конструкцій верстатків з ЧПК. Висвітлено переваги та недоліки конструкцій по класифікації. Доведено переваги та недоліки верстатка з ЧПК та висвітлено методи.

Самостійні розробки і пропозиції автора: Розроблено пошук способів взаємодії з верстатком за допомогою програмного забезпечення.

Практичне значення роботи: Конструктивна взаємодія верстатка з ЧПК, що дозволяє збільшити швидкість роботи.

Недоліки: Супротивна конструкція не вивчена

Загальний висновок: Кваліфікаційна робота високого рівня виконана, містить конструктивні розробки та аналіз переваг та недоліків. Робота заслуговує на високу оцінку.

Рецензент: Савогауєвас Федорівич  
(прізвище, ім'я, по-батькові, посада)

Рецензент кваліфікаційної роботи

«09» травня 2023 р.



Факультет

Кафедра

тракторознавства та машинобудівної інженерії  
приміщень механіки та мехатроніки

ВІДУК

КЕРІВНИКА НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Здобувач вищої освіти

Журавська Богдана Андріївна  
(прізвище, ім'я, по батькові)

група

ІН-ІІ

Тема кваліфікаційної роботи

Конструювання вузла механічного  
привода з ЧПК в пневматичній  
системі

Керівник

Будькевичка Надія Іванівна

Актуальність теми

робота виконує функції контролю  
побудованої системи та механізму  
пневматичної системи

Об'єкт дослідження

Характеристика теоретичного рівня, наявності самостійних розробок і практичної значимості роботи

робота виконує функції контролю  
побудованої системи та механізму  
пневматичної системи

Зауваження та недоліки

вартість системи та вартість

Загальний висновок

Керівник

(підпис)

Будькевичка Надія Іванівна  
(прізвище, ім'я, по батькові)

«0» серпня 2023 р.

Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Рецензія  
на кваліфікаційну роботу

Здобувач вищої освіти: Духарук Богдан Андрійович

Тема: Конструювання вузлів токарного верстата з ЧПК із тривимірним затесуванням

Коротка характеристика кваліфікаційної роботи: Дослідження конструкції токарних верстатів з ЧПК як методу впровадження верстатних функцій до функційних верстатів токарного верстата

Самостійні розробки і пропозиції автора: модернізація привідного механізму

Практичне значення роботи: застосування конструкцій до ввведення частотного привода роботи по режиму ритмичного чергування частот обертання шпинделя.

Недоліки: вартість механізму в не виважені.

Загальний висновок: кваліфікаційна робота виконана згідно вимог на кафедрі машинобудування, де поставлені завдання виконано; зображені записи оформлено "фізично"

Рецензент: Безік Л. Ю., доцент катедри АРІ  
(прізвище, ім'я, по-батькові, посада)

Рецензент кваліфікаційної роботи Лотня  
(підпис)

«03» червня 2023 р.

Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата