

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Обґрунтування конструкції елементів приводу головного руху
вертикально-фрезерного верстату

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МВмз-61

Спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Герасим'юк В.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Крупа В.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
Освітній ступінь магістр
Напрямок підготовки _____
(шифр і назва)
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о завідувача кафедри *к.т.н., доц.*

Кобельник В.Р..

« _____ » _____ 201__ р.

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Герасим'юку Валерію Михайловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Обґрунтування конструкції елементів приводу головного руху вертикально-фрезерного верстату

Керівник проекту (роботи) Крупа Володимир Васильович, к.т.н.,

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

Затверджені наказом по університету від «29» серпня 2019 року №4/7-737__

2. Термін подання студентом проекту (роботи) до 10.12.2018

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Паспорт вертикально-фрезерного верстату безконсольного типу 6540, креслення типових конструкцій та механізмів вузлів вертикально-фрезерних верстатів, креслення типових деталей для обробки на вертикально-фрезерному верстаті

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

Зміст. Вступ. Аналітичний розділ. Аналіз схем формоутворення. Обґрунтування компонувальної схеми верстату. Технологічний розділ. Науково-дослідний розділ.

Конструкторський розділ. Спеціальний розділ. Обґрунтування економічної ефективності.

Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Екологія

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

1. Загальний вигляд верстату –1 ф. А1; 2. Кінематична схема верстату–1 ф. А1; 3.

3. Шпindelна бабка –2 ф. А1; 4. Шпindelний вузол – 1 ф. А1; 5. Компонувальна схема верстату 1 ф. А1. 6. Привод верстату– 1 ф. А1;7. Аналіз схем формоутворення;

3-4 Демонстраційні листи

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Обґрунтування економічної ефективності	Кривий П.Д. к.т.н., проф.		
Спеціальний розділ	Сеник А.А., к.т.н., доц.		
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	Окіпний І.Б., к.т.н., доц. Клепчик В.М.		
Екологія	Лясота О.М., к.т.н., доц.		
Номоконтроль	Ярема І.Т., к.т.н., доц.		
Рецензент			

7. Дата видачі завдання

02.09.2019

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1.	Аналітичний розділ	25.09.2019	
2.	Аналіз формоутворення та компоновальної схеми верстату	30.09.2019	
3.	Технологічний розділ	10.10.2019	
4.	Науково-дослідний розділ	15.11.2019	
5.	Конструкторський розділ	01.12.2019	
7.	Спеціальний розділ	07.12.2019	
6.	Обґрунтування економічної ефективності	12.12.2019	
7.	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.	15.12.2019	
8.	Екологія	18.12.2019	
9.	Оформлення пояснювальної записки	20.12.2019	
10.	Оформлення графічної частини	20.12.2019	
11.	Оформлення демонстраційної частини	20.12.2019	
12.	Оформлення роботи в цілому	22.12.2019	
13.	Захист роботи	23-29.12.2019	

Студент

(підпис)

Герасим'юк В.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

Крупа В.В.

(прізвище та ініціали)

Анотація

Герасим'юк В.М. Обґрунтування елементів конструкції приводу головного руху вертикально-фрезерного верстату. Спец. 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2019р.

У дипломній роботі проведено аналіз конструктивних особливостей базової моделі верстату, а також верстатів-аналогів. Здійснено аналіз загальних структур приводів головного руху вертикально-фрезерних верстатів. Проведено обґрунтування компоувальної схеми та технологічних параметрів для модернізації верстата. Здійснено розробку структури модернізованого приводу на основі морфологічної матриці. На основі проведено аналізу вибрано оптимальну компоувальну схему шпиндельного вузла та проведено дослідження впливу кількості підшипників в передній опорі на жорсткість шпиндельного вузла. Проведено кінематичний і силовий розрахунок ступеневої та безступеневої частин приводу, на основі яких розроблено конструкції коробки швидкостей, шпиндельного вузла, а також системи переключення між ступеневою і безступеневою частинами приводу головного руху вертикально-фрезерного верстату. Проведено розрахунок вартості модернізації приводу головного руху верстата. Розроблені технічні рішення обґрунтовано на основі вимог охорони праці, безпеки життєдіяльності та охорони навколишнього середовища.

Ключові слова: вертикально-фрезерний верстат, привод головного руху, коробка швидкостей, шпиндельний вузол, привод.

Abstract

Herasymiuk V.M. Substantiation of main motion drive assembly components of a vertical milling machine. 133 - Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2019.

Analysis of the structural features of the machine-tool basic model, as well as similar machine-tool, has been carried out in the diploma paper. Analysis of the general structures of the vertical-milling machine main feed drive was performed. The component scheme and technological parameters for the updating of the machine were interpreted. The structure of the improved drive basing on the morphological matrix was developed. The optimal compiling scheme of the spindle unit was chosen basing on it and investigation of the effect of the bearings number in the initial support on the spindle unit rigidity was performed. Kinematic and strength calculations of the speed drive and variable-speed drive part were done, basing on which the design of the gear-box, spindle unit and the system of gearing between speed drive and variable-speed drive of the main feed drive of the vertical-milling machine have been carried out. The calculation of the expenditures for the updating of the main feed of the machine-tool was done. The developed engineering solutions were interpreted to meet the requirements of the health and safety program and the program of the environment protection.

Key words: vertical-milling machine, main feed drive, gear-box, spindle unit, drive.

ЗМІСТ

ВСТУП	9
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	12
1.1 Аналіз конструкції базової моделі верстата	12
1.1.1. Технічна характеристика верстата моделі 6540	13
1.1.2. Опис конструкцій складових елементів верстату	14
1.2. Аналіз конструкції і технічні характеристики верстатів	17
аналогічно призначення	
1.3. Загальні відомості про структури приводів та їх аналіз	20
1.4. Типи підшипників для високошвидкісних шпиндельних вузлів та	
їх характеристика	24
1.5. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження	28
2. АНАЛІЗ СХЕМ ФОРМОУТВОРЕННЯ	29
3. ОПТИМІЗАЦІЯ КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ ВЕРСТАТУ	34
3.1. Побудова матриці можливих компоновок	34
3.2. Запис узагальнених структурних формул множин компоновок,	
що задовольняють умовам відбору	36
3.3. Визначення структурних формул компоновок, які відповідають	
усім умовам відбору	37
3.4. Побудова знайденої компоновки	37
4. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	38
4.1. Основні параметри режимів різання при фрезеруванні	38
4.2. Обґрунтування швидкості різання, виходячи із можливостей	
інструментальних матеріалів	39
4.3. Обґрунтування сили та потужності різання	43
4.4. Визначення сил різання, що діють на шпиндель	45
5. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	46
5.1. Розробка структури приводу головного руху вертикально-	
фрезерного верстата	46

5.2. Обґрунтування структури безступеневої частини приводу на основі морфологічної матриці	48
5.2.1. Розробка морфологічної матриці для структури безступеневого приводу	48
5.2.2. Аналіз типів муфт для приводу головного руху	49
5.2.3. Аналіз характеристик клино- та зубчастопасових передач	49
5.2.4. Розробка структури безступеневого приводу	53
5.3. Аналіз компоувальних схем шпиндельних вузлів фрезерних верстатів	58
5.4. Розрахунок та вибір компоувальної схеми шпиндельного вузла на основі типових компоунок	62
5.4.1. Вибір методики розрахунку	62
5.4.2. Аналіз впливу числа підшипників в передній опорі на жорсткість шпиндельного вузла	64
6. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	68
6.1 Вибір діапазону регулювання виконавчих механізмів верстату.	68
6.2. Кінематичний розрахунок ступеневої частини приводу	68
6.2.1. Вибір електродвигуна	68
6.2.2. Визначення діапазону регулювання	69
6.3. Кінематичний розрахунок безступеневої частини приводу	74
6.3.1. Вибір привідного двигуна. Побудова діаграми потужності	74
6.4. Силовий розрахунок коробки швидкостей і її принцип роботи	77
6.4.1. Визначення міжосьових відстаней та розрахунок модуля	78
6.4.2. Розрахунок діаметрів валів	82
6.4.3. Опис конструкції та принципу роботи коробки швидкостей	86
6.5. Опис модернізованої конструкції шпиндельної бабки та принципу роботи приводу головного руху	86
6.6. Конструювання шпиндельного вузла.	89
7. СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	90
8. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	101

9. ЕКОЛОГІЯ	114
10. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБґРУНТУВАННЯ	120
ВИСНОВКИ	120
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	129
ДОДАТКИ	136

ВСТУП

На багатьох машинобудівних підприємствах України використовується частина парку верстатів, які фізично та морально застарілі. В більшості випадків вони не відповідають сучасним вимогам, які стосуються швидкохідності обробки, надійності, точності тощо. Існує потреба їхньої модернізації. Одним із найпоширенішим напрямом модернізації фрезерних верстатів є збільшення максимальної кількості обертів шпинделя, відповідно до можливостей сучасних інструментальних матеріалів. В основному існуючі приводи замінюють двигуном постійного струму, що напругу, або через двоступеневий редуктор з'єднаний із шпинделем. Це забезпечує високу частоту та відповідний діапазон регулювання. Проте такий метод модернізації не завжди виправданий у випадках, коли необхідно забезпечувати низьку частоту обертання шпинделя, що супроводжується високим крутним моментом. Внаслідок зміни швидкісних та силових параметрів процесу фрезерування виникає необхідність внесення змін у конструкції механізмів і вузлів верстату, зокрема у шпиндельний вузол, коробку швидкостей тощо. Можливий варіант поряд із використанням ступеневого приводу встановити додатковий – для забезпечення високих частот обертання шпинделя. Такий метод є менш затратним, оскільки повністю або частково використовується існуюча конструкція, а також забезпечує значно ширший діапазон регулювання. Підвищення частоти обертання шпинделя вимагає зміни компоувальної схеми шпиндельного вузла, заміни опор, повного перерахунку його характеристик, зокрема динамічних. При модернізації такого приводу змінюються навантаження і діапазони роботи і інших вузлів та елементів приводу, тому необхідно змінювати їх конструкції, проводити їх перерахунок.

Тому обґрунтування параметрів елементів приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата є безумовно актуальною задачею

Мета роботи: розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності обробки на вертикально-фрезерному верстаті за рахунок модернізації приводу головного руху та обґрунтування його параметрів

Основні завдання:

1. Здійснити аналіз кінематичних та силових параметрів приводу головного руху та можливостей сучасних інструментальних матеріалів.

2. Провести аналіз схем формоутворення та обґрунтування компоувальної схеми верстату.
3. Розробити оптимальну загальну структуру приводу головного руху, а також окремих його частин
4. Провести обґрунтування компоновки шпindelного вузла з урахуванням змінених умов обробки
5. Провести кінематичний та силовий розрахунок ступеневої та безступеневої частин приводу головного руху.
6. Розробити конструкцію приводу головного руху на основі обґрунтованої структурної схеми
7. Розробити конструкцію шпindelного вузла вертикально-фрезерного верстату
8. Визначити економічну ефективність розроблених технічних рішень, а також провести їх обґрунтування на основі вимог до охорони праці, безпеки життєдіяльності та охорони навколишнього середовища

Об'єкт дослідження – привод головного руху вертикально-фрезерного верстату.

Предмет дослідження – швидкісні і силові характеристики та структура приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата.

Методи дослідження. Основою роботи є комплексний підхід до розробки та конструкції приводу головного руху з урахуванням необхідних частот обертання шпинделя, потужності різання, на основі можливостей сучасних інструментальних матеріалів, а також обґрунтовано його структуру на основі сучасних підходів до проектування металорізальних верстатів.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у науковому обґрунтуванні структури приводу головного руху на основі комплексного підходу з використанням методу морфологічного аналізу.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновано конструкцію приводу головного руху з ступеневою та безступеневою частинами, зокрема коробки швидкостей та шпindelного вузла.

Апробація. Результати досліджень за тематикою магістерської роботи доповідались на VIII Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених

та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя, 27-28 листопада 2019 р.) і опублікована у збірнику тез доповідей.

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Аналіз конструкції базової моделі верстата

Вертикально-фрезерний верстат 6540– безконсольного типу, призначений для обробки деталей складної конфігурації, типу дисків, плит, важелів, корпусних деталей та інших, що потребують для обробки великої кількості інструментів, можлива одночасна обробка по трьох координатах [1] (рис. 1.1).

Фрезерний вертикальний верстат моделі 6540 має наступні рухи [1,2]:

- 1) Обертання шпинделя
- 2) Поздовжню подачу стола
- 3) Поперечну подачу стола
- 4) Вертикальну подачу бабки
- 5) Швидкий поздовжній і поперечний хід стола
- 6) Швидке переміщення бабки
- 7) Осьове ручне переміщення гільзи шпинделя

Привід стола в поздовжньому і поперечному напрямку і вертикальне переміщення бабки здійснюється від одної коробки подач, змонтованої на задній стінці станини. Обертання шпинделя здійснюється від електродвигуна змінного струму через коробку швидкостей. Управління верстатом кнопочне і здійснюється централізовано з підвісного пульта.

У верстаті передбачена система блокування яка виключає можливість одночасного включення рухів які включають один одного, і на рівні з іншими запобіжними приладами захищає механізми від поломок.

1.1.1. Технічна характеристика верстата моделі 6540

Технічні характеристики вертикально-фрезерного верстату безконсольного типу 6540 [1] приведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Технічні характеристики верстату 6540

Позначення параметрів		Дані
Габаритні розміри верстата		2540x2655x2795
Загальна вага верстата ,кг		5000
Найбільша вага оброблюваної деталі, кг		800
Розміри робочої поверхні стола, мм	довжина	1000
	ширина	400
Число Т-подібних пазів		3
Відстань між пазами, мм		90
Ширина паза, мм		18
Поздовжній хід стола, мм		800
Поперечний хід стола, мм		400
Хід шпindelної бабки, мм		430
Число подач стола і бабки		Безступінчасте регульоване
Межі подач стола, мм/хв	Поздовжні	10 – 2000
	Поперечні	10 – 2000
Швидкий хід стола, мм/хв	Поздовжні	3000
	Поперечні	3000
Межі подач бабки, мм/хв		4 – 800
Швидкий хід бабки, мм/хв		800
Найменша відстань від торця шпindelю до робочої поверхні стола, мм		100
Відстань від осі шпindelю до направляючої стійки, мм		430
Найбільша відстань від середини стола до направляючої стійки, мм		630
Кількість ступеней швидкості шпindelю		18
Межі швидкостей шпindelю, об/хв		31,5 – 1600
Кінець фрезерного шпindelю		№3 ГОСТ 836-62
Хід гільзи, мм		120
Максимальний діаметр фрези, мм		200

Діаметр шпинделя (від переднього підшипника), мм	105
Ціна поділки лімба, мм	0,03
Можливість фрезерування по подачі	можливе
Переміщення стола на 1 оберт рукоятки маховика (поздовжнє і поперечне), мм	2
Переміщення гільзи шпинделя на 1 оберт маховика рукоятки, мм	4

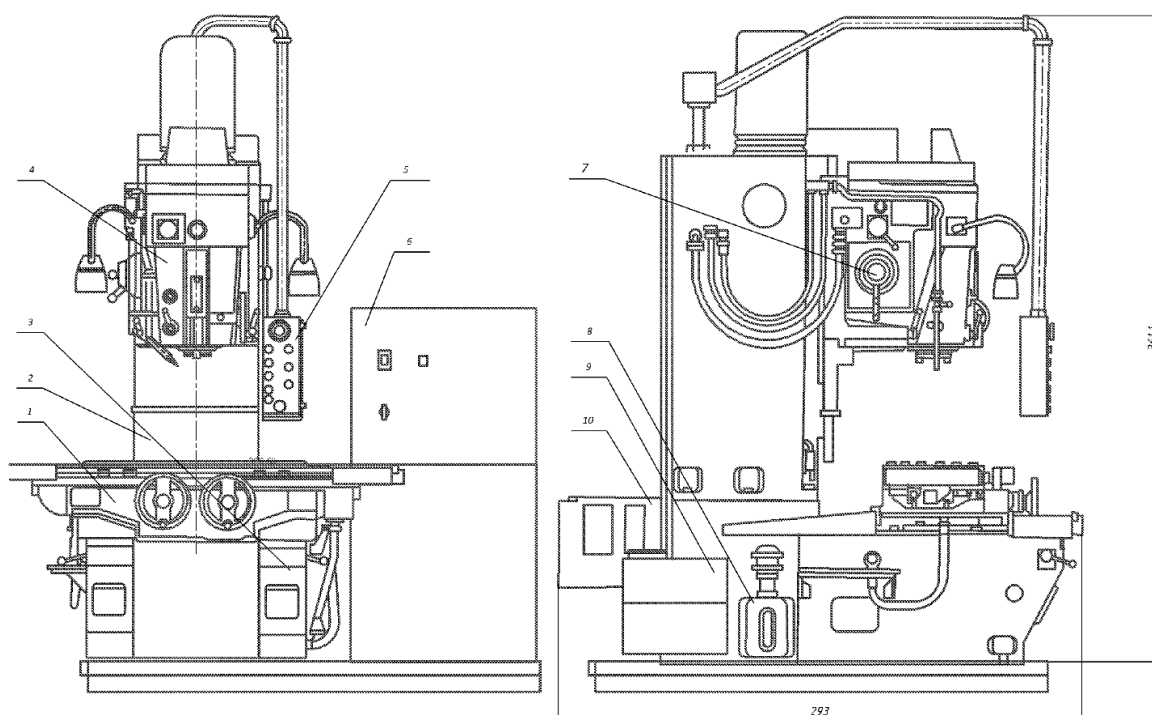


Рис. 1.1. Загальний вигляд верстату

1.1.2. Опис конструкцій складових елементів верстату

Станина

Станина представляє собою жорстку основу, на якій кріпиться стійка, коробка подач, гідростанція і насос охолодження. Станина має плоскі коритоподібні направляючі, по яких рухаються салазки і стіл в поперечному напрямку.

Від перекидання, при крайніх положеннях стола, салазки утримуються планками. В станині змонтований вал поздовжньої подачі і гвинт поперечної подачі. Крім цього, є ще ручні механізми зажиму салазок які змонтовані на планках. Направляючі захищенні від попадання стружки кожухами. Кожухами також

закрита гідростанція, насос охолодження.

Для відводу стружки в станині передбачені бокові канали. В середині станини розміщуються спеціальні відсіки для розміщення охолоджуючої рідини і масла. На боковій стінці станини справа закріплені кронштейни для кріплення лінійки відліку поперечного переміщення, тут же внизу передбачений злив охолоджуючої рідини.

Бабка

Бабка представляє собою жорстку коробку, яка монтується на направляючих стійки і кріпиться планками які утримують її від перекидання. У вертикальному положенні бабка утримується гвинтом подачі.

В парі гвинт-гайка передбачена можливість вибору зазору. В середині бабки змонтовано коробка швидкостей яка передає оберти на шпindel, вона має 18 ступеней чисел обертів. Привід коробки швидкостей здійснюється від електродвигуна змінного струму через пасову передачу. Змащування бабки здійснюється від лопатного насосу.

На передній лицевій стороні бабки розташовані: амперметр, який показує навантаження електродвигуна; індикаторний пристрій для точної установки фрези на розмір по висоті; рукоятки зажиму гільзи шпинделя.

Зліва на бабці розташовані: механізм переключення швидкостей; рукоятка переключення швидкостей (перебору); колодки із шлангами підводу гідравліки, електрики і охолоджуючої рідини; кран запуску охолодження; лампа освітлення; рукоятка для зажиму бабки на направляючих.

Справа на бабці розташовані: маховик для переміщення гільзи шпинделя в осьовому напрямку через конічну пару, гвинт-гайка; кнопка для періодичної змазки направляючих і гвинта подачі; масло вказівники рівня масла і роботи насоса.

Зверху на бабці змонтовані гальмуюча електромагнітна муфта приводів зажиму інструмента закріплених на шпинделі. Знизу на бабці кріпиться маслофільтр і кожухи захисту направляючих стійки. Вибір зазору в направляючих стійки і бабки здійснюється за допомогою клинів.

Привід бабки представляє собою жорсткий коритоподібний корпус, встановлений і закріплений на стійці.

В корпусі змонтовані електродвигун приводу коробки швидкостей з плитою

для регулювання натягу пасової передачі; опорний фланець із шківом і шліцевим валом для безпосередньої передачі обертів в бабку; підвіска гвинта з гвинтом подачі на якому висить бабка; ролик і блоки через які за допомогою круга здійснюється розгрузка бабки; встановлений конічний вимикач, який обмежує рух бабки вверх.

Зверху на приводі бабки встановлена підвіска пульта.

Коробка подач.

Коробка подач представляє собою відливку коробчастого перерізу і кріпиться на задній стінці станини. На коробці подач встановлений електродвигун постійного струму з безступінчастим регулюванням в діапазоні 1:10, що відповідає обертам електродвигуна в межах від 150 до 1500 об/хв, швидке переміщення здійснюється при 3000 об/хв.

В коробці змонтовано 12 електромагнітних муфт.

Шість муфт здійснюють зміну напрямку руху стола, салазок і бабки, тобто на кожний рух дві муфти.

Електромагнітні муфти здійснюють незалежне включення поздовжнього, поперечного і вертикального переміщення, а також всіх трьох рухів в ту чи іншу сторону. Електродвигун постійного струму в поєднанні з електромагнітними муфтами дозволяють здійснювати дистанційне управління з можливістю зміни величини подач в процесі різання а також напрямку руху.

Наявність трьох тормозних муфт забезпечує мінімальний перебіг частин які рухаються: стола, салазок і бабки як при відключенні руху, так і при зміні напрямку руху.

Наявність регулювання електродвигуна постійного струму в межах 1:10 і 2^8 переборів з передаточним відношенням 1:10 забезпечує діапазон подач для стола, салазок і бабки 1:200 в межах від 10 – 20000 мм/хв. Включення і виключення переборів здійснюється трьома електромагнітними муфтами, управління якими здійснюється перемикачем з підвісного пульта.

Конструкція коробки подач забезпечує доступ до муфт, а також демонтаж і заміну муфт без зняття коробки подач.

Змазка механізмів здійснюється шляхом наливання на електромагнітні муфти і розбризкування зануреними в масляний резервуар обертовими частинами.

Салазки

На салазках змонтовані механізми подачі стола і салазкою рукоятки переключення з ручної на механічну подачу, маховики ручних переміщень і блокуючі пристрої передбачають можливість вибору зазору у парі гвинт-гайка.

Рукоятками переключення з ручної на механічне вибирається рух подачі салазок вручну (від маховиків і механічне)

Маховиками ручних переміщень здійснюється поздовжня і поперечна подача стола. Обертання маховика поздовжньої подачі стола іде в право, обертання проти годинникової стрілки стіл – вліво; поперечна подача по часовій стрілці стіл від себе, проти часової стрілки стіл на себе.

Система блокування при механічній подачі виключає можливість роботи вручну.

Два маховика ручної подачі верстата зручно розташовані і дозволяють одночасно вести роботу з поздовжньою і поперечною подачами.

Для відліку переміщення стола і салазок передбачені лінійки з точністю відліку 1 мм.

Стійка.

Стійка кріпиться на станині. На стійці є плоскі направляючі, по яких переміщується бабка. На стійці зверху кріпиться привід бабки. До задньої стінки стійки кріпиться кожух який закриває електродвигун.

В нижній частині стійки на задній її стінці кріпиться накидний фланець з циліндричними шестернями, який знімає обертання з вихідного вала коробки подач на проміжний валик кінцевого редуктора, який кріпиться на передній стінці стійки і передає рух на ходовий гвинт переміщення бабки.

1.2. Аналіз конструкції і технічні характеристики верстатів аналогічно призначення

Успіх останніх років в області удосконалення вертикально-фрезерних верстатів, а також удосконалення заготівельних операцій, дозволяє в багатьох випадках використовувати замість токарних, горизонтально-фрезерних і інших верстатів. По кількості типорозмірів група фрезерних верстатів загального і

спеціального призначення охоплює понад 30% загального типорозміру верстатів що виготовляються [2-5].

Верстатами аналогічного призначення є фрезерні обробні центри верстати, які працюють в напіваавтоматичному чи автоматичному циклі. До таких верстатів-аналогів можна віднести моделі: HAAS (мод. VM-2, VM-3), Hardinge Bridgeport (мод. 5ax 500, VMC480P³, VMC600P³, VMC800P³, VMC1000P³), Leadwell CNC мод. V-30, ROMI (мод. D-400, D-560, D-760, D-1000), Zenitech (VMC800 VMC1000)та ін [6-8].

В вищеперелічених верстатах в приводах головного руху використовується двигун постійного струму з широким діапазоном регулювання, що дає можливість відмовитися від громіздких коробок швидкостей, забезпечивши при цьому безступеневе регулювання приводу головного руху. Привод подач в основному електромеханічний від високомоментного електродвигуна через передачу гвинт-гайка кочення. В приводі передбачено зовнішній зворотній зв'язок по положенню робочого органу і зворотній зв'язок по швидкості [6-8].

Технічні характеристики деяких вищеперелічених верстатів зведемо в таблицю:

Таблиця 1.2. Технічні характеристики деяких верстатів аналогічного призначення

Параметр	HAAS VM-2	Bridgeport VMC480P ³	Leadwell V-30	ROMI D-800	Zenitech VMC800	DMTG X5032
1	2	3	4	5		6
1. Габаритні розміри стола, мм	914× 457	480×400	400×890	800×400	800×460	1320× 320
2. Найб. переміщ. стола, мм:						
- по осі X:	762	600	760	700	680	1200
- по осі Y:	508	400	410	590	400	300
- по осі Z:	508	430	410	430	600	380
- гільзи шпинделя	-	-	110	-		70
3. Відстань від торця шпинделя до поверхні стола, мм	120- 610	135-430	130-540	125-410	150-650	60-410

4. Внутрішній конус шпинделя	ISO40	ISO40	ISO40	ISO40	ISO40	ISO50
5. Макс. частота оберт. шп. об/хв.:	12000	10000	8000	14000	8000	8000
6. Подача мм/хв.: - стола - шпин. бабки	0-4000 0-4000	0-12000 0-12000	0-5000 0-5000	0-8000 0-8000	0-10000 0-10000	0-2000 0-2000
7. Швидкість швидкого переміщення, м/хв. X/Y/Z:	10/10/8	36/36/36	20/29/15	14/14/15	30/30/24	2.3/2.3/4
8. Потужність електродвигуна ПГР, кВт	12	7,5	7,5	10	7.5	7,5
9. Габ. розм. верстата, мм: - довжина - ширина - висота	2789 2522 2997	2559 2347 3010	2250 2100 2368	2139 2230 2560	2450 2200 2300	2294 1770 1904
10. Маса, кг	3402	4200	4500	3300	4650	3500

Побудуємо діаграми потужності та максимальної частоти обертання верстатів, поданих в табл. 1.2.

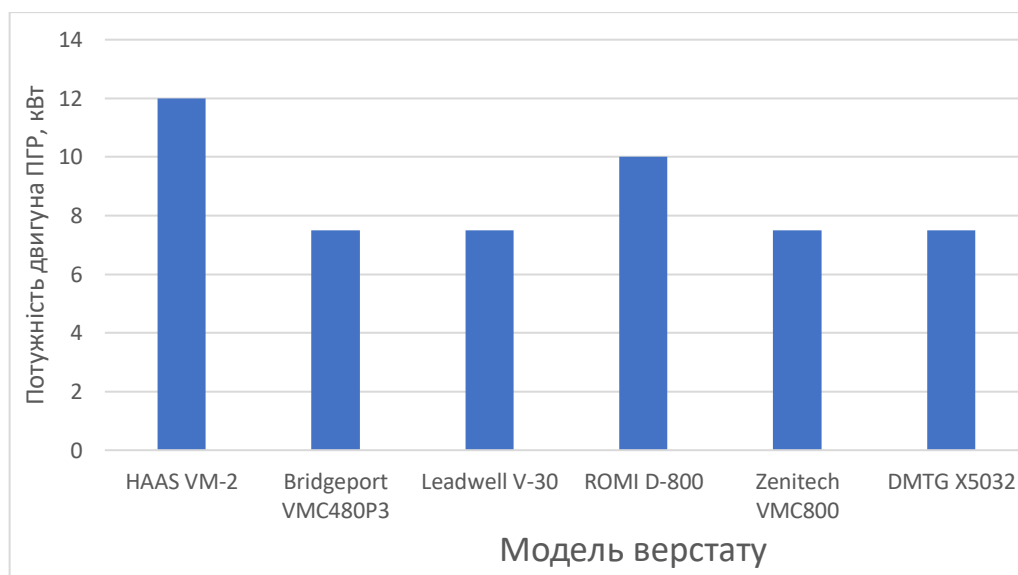


Рис. 1.2. Діаграма потужностей двигунів приводів головного руху верстатів аналогічного призначення

Аналіз діаграми (рис. 1.2) показує, що у верстатах аналогічного призначення приводи головного руху обладнані двигунами потужністю від 7,5 до 12 кВт. Середня потужність – 10 кВт.

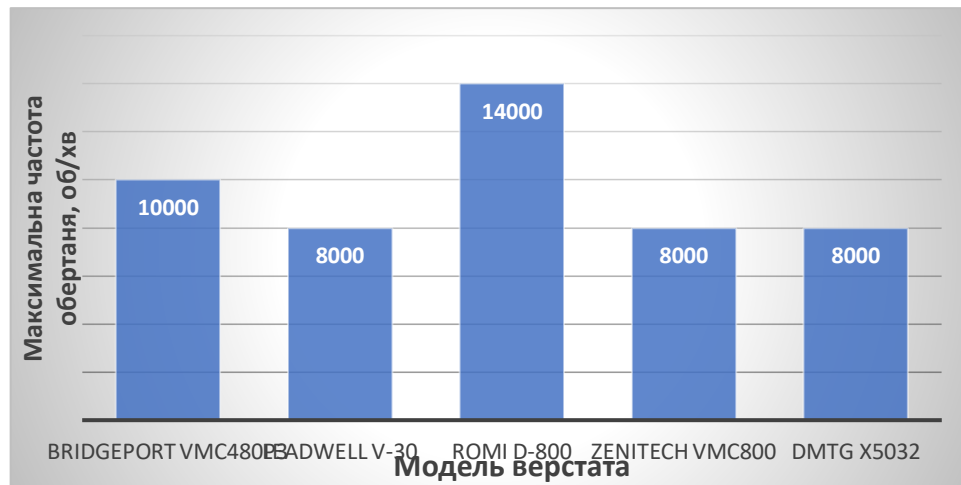


Рис. 1.3. Діаграма максимальних частот обертання шпинделя верстатів аналогічного призначення

Аналіз діаграми (рис. 1.3) показує, що максимальні частоти ПРГ становлять від 8000 до 14000 об/хв, що значно вище, ніж у верстата-прототипа.

1.3. Загальні відомості про структури приводів та їх аналіз

Сукупність пристроїв, що приводять в роботу робочі органи верстата називають приводом. Приводи головного руху розрізняють:

- за видом приводного двигуна;
- за способом перемикання частот обертання;
- за компоновкою.

Основним призначенням приводів металорізальних верстатів є забезпечення необхідних формують рухів при різанні металів [9]. Компоновка приводу головного руху визначається загальною компоновкою верстату, яка пов'язана з його службовим призначенням і типорозміром, а також зв'язками між його окремими елементами приводу: двигуном, коробкою швидкостей і шпindelною бабкою. Вдосконалення двигунів постійного і змінного струму з власним регулюванням і систем їх регулювання дозволяє повністю відмовитися від механічних коробок швидкостей, виконувати шпindelну бабку в вигляді окремого уніфікованого вузла. Однак для забезпечення частот обертання шпинделя $n < 100$ об/хв необхідні високі крутні моменти, що найпростіше забезпечуються коробками швидкостей з великими передаточними відношеннями. Для приводів із

обертотним головним рухом робочого органу використовують зубчасті або пасові передачі. Як правило, швидкості робочих органів верстатів змінюються в широких межах, тому приводи повинні мати заданий діапазон регулювання.

Використовуються наступні структури приводів:

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

В більшості випадків привод повинен мати ланки для узгодження швидкості двигуна та виконавчого органу, а також пристрої для передачі та перетворення руху від кінцевої ланки приводу до робочого органу. Для приводів головного руху це можуть бути зубчасті або пасові передачі. Привод повинен забезпечувати обробку з постійною потужністю в певній частині загального діапазону регулювання D_p . Загальний діапазон регулювання D_p і діапазон регулювання при постійній потужності $D_{пН}$ залежать від діапазону розмірів оброблюваних деталей і режимів різання. Конструкція приводу головного руху залежить від форми оброблюваної поверхні, різального інструменту, точності та якості обробки, продуктивності, ступеня автоматизації, плавності рухів тощо. Приводи головного руху повинні мати жорстку механічну характеристику, невеликий час перехідних процесів, малі втрати потужності, постійну потужність на кінцевій ланці, що не залежить від швидкості [9].

- Найбільш розповсюдженим типом приводів для фрезерних верстатів середніх типорозмірів, коли не потрібно змінювати частоту в процесі роботи являється привод з асинхронним нерегульованим двигуном і коробкою швидкостей [9]. Структура такого приводу представлена на рисунку 1.4.



Рис 1.4. Структура приводу головного руху з асинхронним нерегульованим двигуном та коробкою швидкостей

- Широке розповсюдження у приводах головного руху фрезерних верстатів з ЧПК отримали приводи із безступеневим регулюванням на базі двигунів постійного струму та асинхронних частотно регульованих двигунів. Хоча діапазон регулювання з постійною потужністю лежить в межах $5 \dots 10$, але в певних випадках це не забезпечує потрібних характеристик в усьому діапазоні. Тому широко розповсюджені приводи з безступеневим регулюванням двигунами та розширювальними коробками передач. Частота обертання двигунів з електричним регулюванням змінюється у двох зонах. Від мінімальної частоти обертання n_{\min} до номінальної $n_{\text{ном}}$ регулювання здійснюється із постійним моментом. Вище $n_{\text{ном}}$ регулювання частоти обертання здійснюється із постійною потужністю.

- Типові структури приводу головного руху фрезерних верстатів з ЧПК приведені на рис. 1.5 [9-10]. Привод по схемі а (рис. 1.5) включає регульований двигун, пасову передачу та шпindelний вузол. Привод по схемі б (рис. 1.5) виконаний прямим, тобто вал електродвигуна через з'єднувальну муфту безпосередньо зв'язаний із шпindelним вузлом.

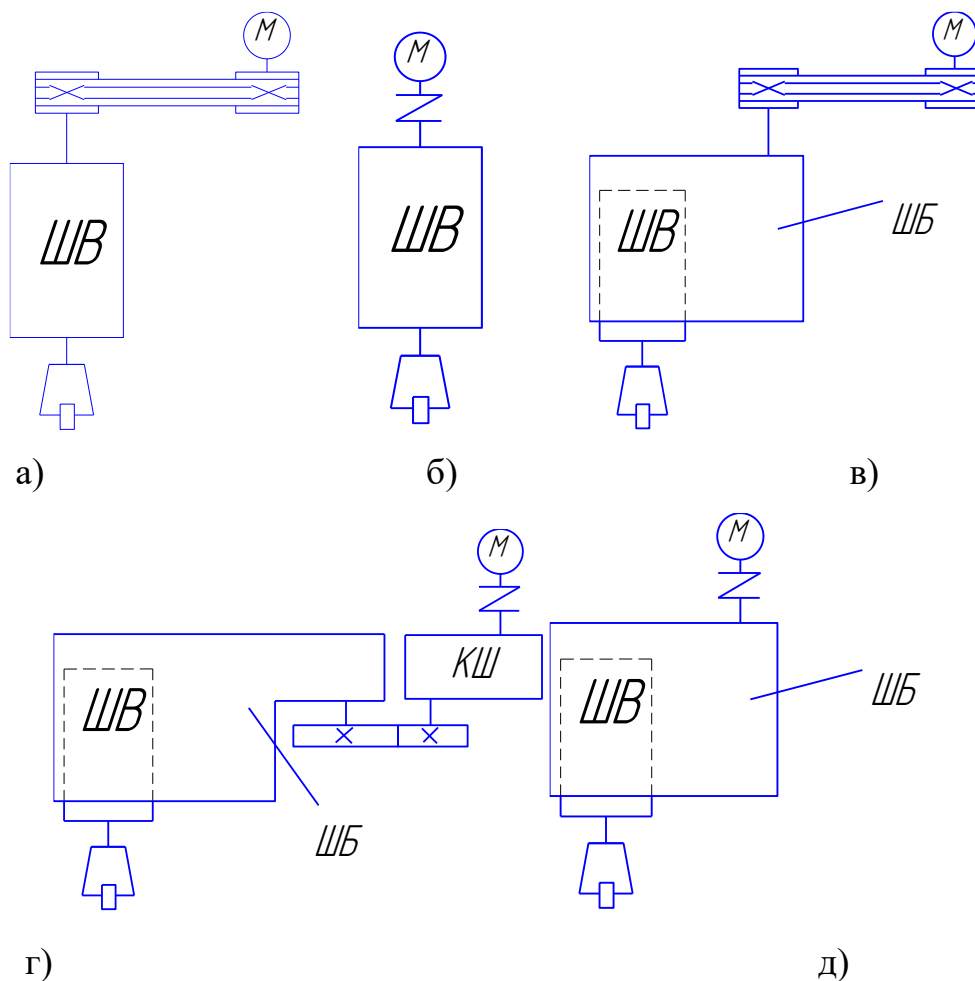


Рис. 1.5. Структури приводів із безступеневим регулюванням частоти обертання шпindelів

На схемах в, г (рис. 1.5) показані приводи головного руху, які включають регульований двигун та шпindelну бабку із шпindelним вузлом. В шпindelній бабці вмонтована коробка швидкостей. Кількість ступеней вмонтованої коробки залежить від діапазону регулювання двигуна з постійною потужністю та діапазону регулювання шпинделя з постійною потужністю. Привод з пасовою передачею використовується для передачі невеликих обертових моментів. Привод, виконаний по схемі д (рис. 1.5) включає регульований двигун, розширювальну коробку швидкостей та шпindelну бабку із шпindelним вузлом. Як правило така структура приводу використовується у випадках вертикально-рухомої шпindelної бабки з метою зменшення її маси. Приклади конструктивного виконання приводів головного руху по схемах а, б та в (рис. 1.5) приведені на рис. 1.6.

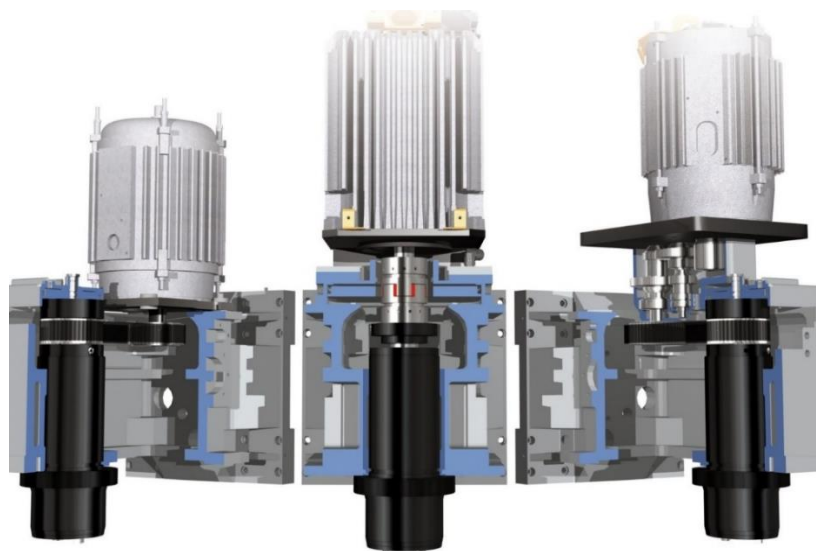


Рис. 1.6 – Приводи головного руху вертикально-фрезерних верстатів фірми HAAS Automation: а) прямий привод з пасовою передачею; б) прямий привод з пасовою передачею; в) привод з розширювальною коробкою швидкостей.

Мотор-шпindelі є приводами головного руху, реалізованими у вигляді мехатронних модулів (рис. 1.7). В даний час вони все частіше використовуються при конструюванні верстатів, замінюючи собою інші приводу головного руху. Це пов'язано із зростанням загального числа мехатронних модулів, що застосовуються при створенні сучасних верстатів. Велику роль відіграє модульний принцип проектування, застосовуваний при розробці та виготовленні обладнання на верстатобудівних підприємствах [9-10].

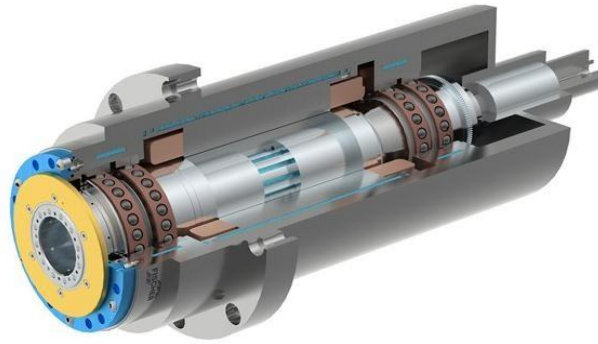


Рис. 1.7. Мотор-шпиндель

Навіть при виробництві спеціальних верстатів виробники найчастіше купують вже готові рішення, підбираючи необхідний мотор-шпиндель, виходячи з вимог до приводу головного руху проектованого верстата.

1.4. Типи підшипників для високошвидкісних шпиндельних вузлів та їх характеристика

В даний час в шпиндельних вузлах крім підшипників кочення використовуються електромагнітні, аеростатичні і гідростатичні підшипники (табл. 1.3) [11].

Шпинделі з електромагнітними підшипниками можуть бути використані для вирішення широкого спектра технологічних задач високошвидкісного різання. Через відносно великий повітряний зазор між ротором і статором підшипника в осьовому і радіальному напрямку тертя і знос практично відсутні [12]. Гранична частота обертання обмежується міцністю елементів конструкції самого шпинделя, які можуть бути зруйновані дією відцентрових сил. Оскільки магнітні підшипники дозволяють активно контролювати свої жорсткість і демпфуючі властивості, можна регулювати ці функції за допомогою їх контуру управління [12-15]. Статична жорсткість магнітного підшипника, завдяки системі управління, теоретично нескінченна, однак, допустима максимальна навантаження значно нижче, ніж у порівнянних за розмірами опор кочення.

Таблиця 1.3 Порівняння властивостей підшипників

Експлуатаційні показники	Тип підшипника			
	Кочення	Гідростатичний	аеростатичного	Електромагнітний
Швидкохідність	B ¹⁾	З	ОВ	ОВ ²⁾
Довговічність	B	ОВ ³⁾	ОВ ³⁾	ОВ ³⁾
Точність	B	ОВ	ОВ	ОВ
Жорсткість	B	ОВ	Н	У
Демпфування	Н	ОВ	С	В
Тертя	З	у ⁴⁾	Н	ОН
Складн. конструкції	Н ⁵⁾	В	В	ОВ
Вартість	Н ⁵⁾	В	В	ОВ
Н - низький С - середній В - високий (О) – дуже високий	1) залежить від конструкції і системи змащення підшипника 2) максимальна 3) практично необмежена в нормальних умовах 4) низьке, при використанні води 5) середня, при маслоповітряному змащенні			

Навіть при високих частотах обертання, ротор електромагнітного підшипника може бути переміщений по заданій траєкторії в межах повітряного зазору, що дозволяє певною мірою самостійно балансувати шпиндель [12]. Через високу вартість системи управління і периферійних пристроїв ці підшипники в даний час застосовуються епізодично, в особливих випадках. Наприклад, при проведенні досліджень вони використовуються для безконтактного прикладання статичного або динамічного навантаження до шпинделя або в якості додаткових опор, встановлених з підшипниками кочення, щоб забезпечити активний вплив на експлуатаційні характеристики шпиндельного вузла [16].

Гідростатичні підшипники часто використовуються для вирішення завдань механообробки, що вимагають високої точності. Гарне демпфування і висока жорсткість забезпечують їм перевагу в порівнянні з підшипниками кочення в досягненні мінімального радіального і осьового биття. В результаті підвищеного нагріву рідини через внутрішнього тертя швидкохідність шпинделів обмежена величинами $<1,0 \cdot 10^6$ мм/хв (наприклад, для шпинделів з інструментальним з'єднанням HSK-A63, близько 10000 об/хв). Останні дослідження показують, що

використання води в якості робочої рідини мінімізує втрати на тертя і оптимізує швидкісні характеристики гідростатичного підшипника. У роботах [17-21] пропонуються конструкції шпиндельних вузлів з комбінованими опорами (підшипники кочення в поєднанні з гідростатичними опорами). Такі рішення дозволяють поліпшити демпфірування і відповідно динамічні характеристики шпиндельного вузла.

Аеростатичні підшипники використовуються при набагато більш високих швидкостях обертання, ніж традиційні підшипники з рідким мастилом. Вони працюють за тим же принципом, але робочим середовищем є стиснене повітря з динамічною в'язкістю на два-три порядки нижчою, ніж у рідин. При підвищенні тиску, стисливість повітря може викликати автоколивання. Низький тиск спричиняє відносно низькі питомі навантаження і жорсткість, що вимагають збільшення габаритів опори в порівнянні з іншими типами підшипників (кочення або гідростатичними) [22]. Щоб забезпечити високу несучу здатність і жорсткість, в підшипниках повинні бути мінімальні робочі зазори. В'язкість повітря на відміну від рідин менше залежить від його температури і збільшується з її ростом.

Шпинделі з високою осьюовою і радіальною жорсткістю, як правило, встановлені на підшипниках кочення. Високоточні шпиндельні підшипники поєднують високі точність і жорсткість з хорошими показниками економічної ефективності при низьких витратах на складання і обслуговування виробів [22-26]. Обмеження швидкохідності підшипників кочення обумовлені тертям між тілами і доріжками кочення, тілами кочення і сепаратором, і особливостями їх геометрії [24-26]. Для підвищення швидкохідності були розроблені спеціальні види високошвидкісних і гібридних підшипників.

Високошвидкісні радіально-упорні кулькові підшипники мають більшу кількість кульок меншого розміру, ніж звичайні. Зменшення розмірів тіл кочення істотно знижує відцентрові сили в підшипнику, не надаючи відчутного впливу на його жорсткість. Однак допустиме навантаження таких підшипників трохи нижче. Сучасні кулькові підшипники мають менші втрати на тертя і простіше змащуються, тому що геометрія їх доріжок кочення і сепараторів оптимізована [24].

Кульки гібридних підшипників виконані з нітриду кремнію (Si_3N_4) з більш низькою щільністю ($3,16 \text{ г / см}^3$) і високим модулем пружності (320000 Н / мм^2) в

порівнянні зі звичайними (підшипникова сталь 100Cr6 має щільність 7,85 г / см³ і модуль пружності 210000 Н / мм²). Керамічний матеріал в поєднанні зі сталлю має відмінні трибологічні властивості, що забезпечує зниження тертя і зменшення зносу [22-26]. В результаті швидкохідність гібридних підшипників (D_{mn}) збільшується до максимуму $3,0 \cdot 10^6$ мм/хв при використанні мастила масло-повітря.

Модуль пружності здійснює вирішальний вплив на пружні деформації. Для гібридних підшипників, чим вище модуль пружності, тим вище жорсткість при тому самому попередньої навантаженні, але вище і напруження контакту між тілами і доріжками кочення і нижче допустиме навантаження через меншого розміру плям контакту між тілами і доріжками кочення. Щоб зберегти контактні напруги на рівні, порівнянному зі сталевими підшипниками, доводиться знижувати попередній натяг гібридних підшипників.

Для підвищення несучої здатності гібридних підшипників розроблені спеціальні високо-азотовані підшипникові сталі. Більш тонка мікроструктура цих сталей, в поєднанні з більшою міцністю в порівнянні з традиційними підшипниковими сталями, забезпечує більш високий рівень максимальних навантажень [24]. Одне з останніх напрямків вдосконалення підшипників полягає в напиленні на поверхні тіл і доріжок кочення спеціальних покриттів, призначених для підвищення зносостійкості і зниження тертя контактуючих поверхонь [27].

Динамічна вантажопідйомність високошвидкісних і гібридних підшипників істотно (іноді в кілька разів) більше їх допустимого статичного навантаження, завдяки еластогідродинамічному ефекту. Цю експлуатаційну особливість особливо важливо враховувати при проектуванні механізмів затиску інструменту і в випадках використання шпиндельного вузла в якості тримача інструменту.

Завдяки особливостям конструкції радіально-упорних підшипників, дія відцентрових сил і температурні деформації викликають зміну натягу і осьові зміщення їх кілець. Залежно від схеми установки підшипників це веде до зростання або зниження натягу. Зростання натягу може викликати його заклинювання [26]. Зниження натягу супроводжується зменшенням жорсткості підшипника, від якої залежить жорсткість конструкції всього шпиндельного вузла, що в свою чергу, позначається на його експлуатаційних характеристиках [15, 24-26].

1.5. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження

Враховуючи викладене в п. 1.1-1.5 можна зробити наступні висновки:

1. З урахуванням аналізу потужності та швидкохідності приводів головного руху верстатів аналогічного призначення доцільним є модернізація приводу головного руху верстату-прототипу

2. Одним із пріоритетних способів модернізації – забезпечення широкого діапазону регулювання та високої максимальної частоти обертання шпинделя

3. Для забезпечення високої частоти обертання доцільно змінити структуру та конструкцію окремих елементів приводу головного руху.

Мета роботи: розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності обробки на вертикально-фрезерному верстаті за рахунок модернізації приводу головного руху та обґрунтування його параметрів

Основні завдання:

1. Здійснити аналіз кінематичних та силових параметрів приводу головного руху та можливостей сучасних інструментальних матеріалів.

2. Провести аналіз схем формоутворення та обґрунтування компоувальної схеми верстату.

3. Розробити оптимальну загальну структуру приводу головного руху, а також окремих його частин

4. Провести обґрунтування компоновки шпиндельного вузла з урахуванням змінених умов обробки

5. Провести кінематичний та силовий розрахунок ступеневої та безступеневої частин приводу головного руху.

6. Розробити конструкцію приводу головного руху на основі обґрунтованої структурної схеми

7. Розробити конструкцію шпиндельного вузла вертикально-фрезерного верстату

8. Визначити економічну ефективність розроблених технічних рішень, а також провести їх обґрунтування на основі вимог до охорони праці, безпеки життєдіяльності та охорони навколишнього середовища

2. АНАЛІЗ СХЕМ ФОРМОУТВОРЕННЯ

2.1. Аналіз формоутворення оброблених поверхонь і вибір раціональних схем оброблення поверхонь

Поверхні деталей машин можуть утворюватися чотирма методами формоутворення: копіювання, сліду, дотику та огинання [9, 28, 29]. При оброблення деталей на вертикально-фрезерному верстаті основними інструментами, що використовуються є торцеві та кінцеві фрези. Проаналізуємо методи формоутворення при різних можливих видах обробки: фрезерування площини торцевою фрезою, фрезерування уступа, фрезерування паза кінцевою фрезою, фрезерування паза на вертикальній площині дисковою фрезою, фрезерування криволінійної поверхні кінцевою фрезою тощо та наведемо всі необхідні рухи формоутворення, допоміжні, установчі та на основі цього сформулюємо необхідний комплекс рухів для верстата.

2.1.1. Фрезерування площини торцевою фрезою

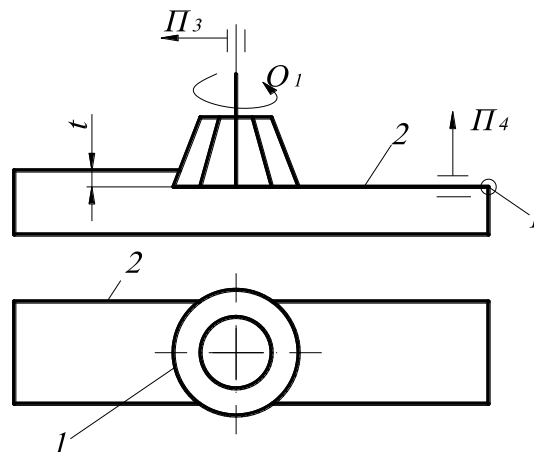


Рисунок 2.1. Схема фрезерування площини торцевою фрезою

Формоутворюючі рухи:

1 – сліду $\Phi_V(O_1)$;

2 – дотику $\Phi_V(O_1)$; $\Phi_S(\Pi_3)$;

Установчі рухи:

Уст (Π_4);

2.1.2. Фрезерування уступа кінцевою фрезою

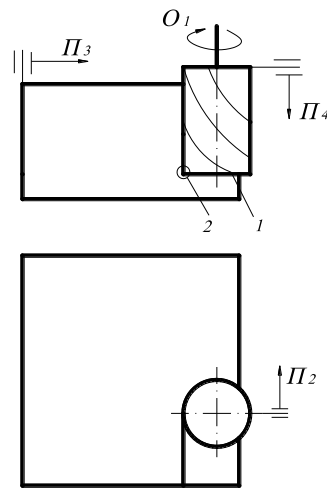


Рисунок 2.2. Схема фрезерування уступа кінцевою фрезою

Формоутворюючі рухи:

1 – сліду $\Phi_V(O_1)$;

2 – дотику $\Phi_V(O_1) \Phi_S(\Pi_2)$;

Установчі рухи:

Уст (Π_3);

Уст (Π_4).

2.1.3. Фрезерування паза кінцевою фрезою

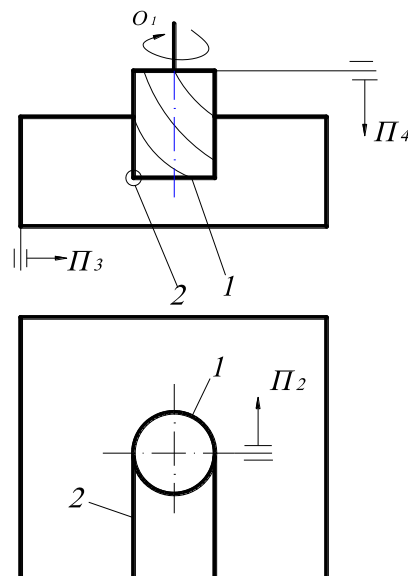


Рисунок 2.3. Схема фрезерування паза кінцевою фрезою

Формоутворюючі рухи:

1 – копіювання $\Phi=0$;

2 – дотику $\Phi_V(O_1) \Phi_S(\Pi_2)$;

Установчі рухи:

Уст (Π_3);

Уст (Π_4);

Рухи врізання:

Вр (Π_2).

2.1.4. Фрезерування паза дисковою фрезою

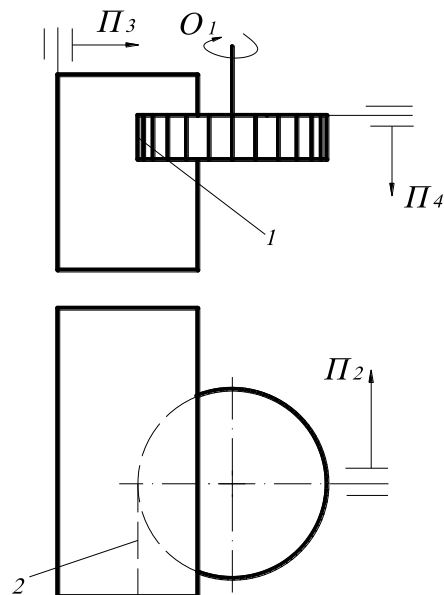


Рис 2.4. Схема фрезерування паза дисковою фрезою

Формоутворюючі рухи:

1 – копіювання $\Phi=0$;

2 – дотику $\Phi_V(O_1)$; $\Phi_S(\Pi_2)$;

Установчі рухи:

Уст (Π_3);

Уст (Π_4)

Рухи врізання:

Вр (Π_2).

2.1.5. Фрезерування криволінійної поверхні кінцевою фрезою

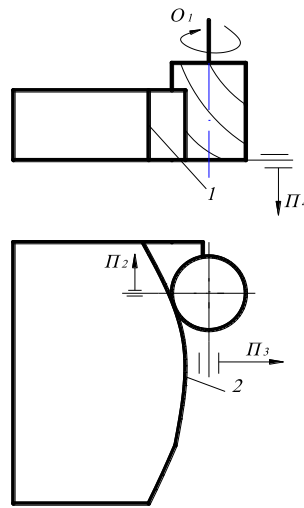


Рис. 2.5. Схема фрезерування криволінійної поверхні кінцевою фрезою
Формоутворюючі рухи:

- 1 – копіювання $\Phi=0$;
- 2 – дотику $\Phi_V(O_1)$; $\Phi_S(P_2;P_3)$;

Установчі рухи:

Уст (P_4);

Рухи врізання:

Вр ($P_2;P_3$).

2.1.6. Формоутворення при свердлінні

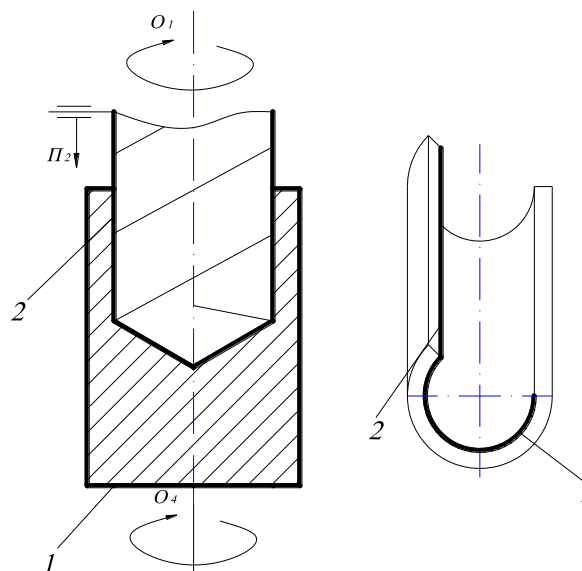


Рис 2.6. Схема формоутворення при свердлінні

Формоутворюючі рухи:

- 1 – сліду $\Phi_V(O_1)$;
- 2 – сліду $\Phi_S(P_2)$;

Установчі рухи:

Уст (Π_3).

2.1.7. Фрезерування «ластівкового хвоста» фасонною фрезею

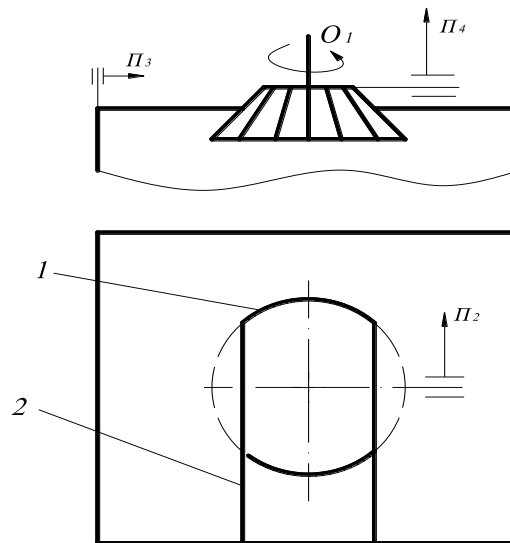


Рис 2.7. Схема фрезерування «ластівкового хвоста» фасонною фрезею

Формоутворюючі рухи:

1 – копіювання $\Phi=0$;

2 – дотику $\Phi_v(O_1)$; $\Phi_s(\Pi_2)$;

Установчі рухи:

Уст (Π_3); Уст (Π_4);

Рухи врізання

Вр (Π_2).

Проаналізувавши формоутворення різних поверхонь, що можуть оброблятися на верстаті, різними видами інструментів складаємо загальну схему формоутворення обробки на даному верстаті.

O_1 – головний рух, обертання фрези;

Π_2 – рух поперечної подачі (може надаватися як заготовці так і інструменту);

Π_3 – рух поздовжньої подачі (може надаватися як заготовці так і інструменту);

Π_4 – рух вертикальної подачі (може надаватися як заготовці так і інструменту);

Отже ми бачимо, що на даному верстаті потрібно забезпечити 4 рухи формоутворення – головний рух – обертання фрези і рухи подач по кожній із координат.

3. ОПТИМІЗАЦІЯ КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ ВЕРСТАТУ

Згідно аналізу схем формоутворення на проектуваному верстаті необхідно забезпечити чотири рухи – один обертальний (інструменту) і три поступальних. В даному розділі проведемо оптимізацію компоувальної схеми верстату на основі математичних умов відбору. Для вибору оптимальної компоновки необхідно побудувати матрицю всіх можливих компоновок, а потім відібрати ті, що задовольняють всім умовам відбору [30].

3.1. Побудова матриці можливих компоновок

Структурні формули фрезерних верстатів в більшості мають 5 або 6 розрядів: блоки X, Y, Z, 0 і блоки поворотного стола і інструментального шпинделя. З метою спрощення аналізу структурні формули можуть бути зведені до чотирьох розрядів, оскільки поворотний стіл можна розглядати як один із конструктивних виконань блоку стола, а блок інструментального шпинделя взагалі виключити з розгляду, оскільки його розрядне місце в формулі повинно завжди залишатися незмінним і перестановкам не підлягає [30].

Постійна наявність інструментального шпинделя, що обертається матиметься на увазі в крайньому правому блоці компоновки, що несе цей шпиндель. Побудова матриці можливих компоновок базується на модульному комплекті, тобто найменшому складі блоків для здійснення операції обробки, який включає стаціонарний блок і ряд рухомих блоків для здійснення формоутворюючих та інших виконавчих рухів.

Замінюємо формоутворюючі та інші рухи блоками компоновок:

$$O_1 \rightarrow C; P_2 \rightarrow X; P_3 \rightarrow Y; P_4 \rightarrow Z$$

Модульний комплект буде мати вигляд: $MK = \{0CXYZ\}$, де 0 – стаціонарний блок, C – блок інструментального шпинделя, X, Y, Z – блоки координатних переміщень.

Відповідно число можливих перестановок $P_4=4!=24$. Якщо врахувати, що компоновки бувають як з вертикальним шпинделем так і з горизонтальним, то число варіантів компоновок збільшується вдвічі.

Найбільший вплив на тип компоновки має розряд стаціонарного блоку, який позначається 0, потім розряд вертикально рухомого блоку, який позначається 1. Це можна пояснити тим, що з розрядним розміщенням стаціонарного блоку пов'язано розподілення рухів між заготовкою і різальним інструментом, а вертикальний блок володіє деякою винятковістю: в компоновці горизонтально-рухомих блоків 2, а вертикально-рухомий – тільки один.

Оскільки розміщення четвертого блоку в формулі визначається розміщенням трьох інших, всі варіанти компоновок можуть бути відображені в трьохмірному просторі. Якщо ж виділити дві основні координати – розрядні розміщення стаціонарного і вертикального блоків то можна скласти двомірну матрицю з попарним записом горизонтально-рухомих блоків [30].

Двомірна матриця $\|A\|$ можливих варіантів компоновок при позначенні вертикально-рухомого блоку 1 та горизонтально-рухомого блоку $\bar{1}$ (не вертикально-рухомий) має вигляд [19]:

$$\|A\| = \begin{pmatrix} \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}\bar{1}0\bar{1} & \bar{1}0\bar{1}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}\bar{1}0\bar{1} & \bar{1}0\bar{1}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}\bar{1}0\bar{1} & \bar{1}0\bar{1}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}\bar{1}0\bar{1} & \bar{1}0\bar{1}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}\bar{1}0\bar{1} & \bar{1}0\bar{1}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}\bar{1}0\bar{1} & \bar{1}0\bar{1}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1}\bar{1} \end{pmatrix}$$

Оскільки згідно завдання ми проектуємо вертикально-фрезерний верстат утворимо з матриці $\|A\|$ матрицю вертикальних компоновок шляхом заміни числового позначення блоків знаками X, Y, Z, врахувавши систему координат, що зображена на рис. 3.1.

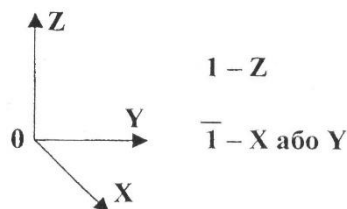


Рис. 3.1 – Система координат, що використовується при побудові вертикальних компоновок

Матриця $\|V\|$ матиме вигляд:

$$\|V\| = \begin{vmatrix} ZXY0 & ZX0Y & Z0XY & 0ZXY \\ ZYX0 & ZY0X & Z0YX & 0ZYX \\ YZX0 & YZ0X & Y0ZX & 0YZX \\ XZY0 & XZ0Y & X0ZY & 0XZY \\ XYZ0 & XY0Z & X0YZ & 0XYZ \\ YXZ0 & YX0Z & Y0XZ & 0YXZ \end{vmatrix}$$

3.2. Запис узагальнених структурних формул множин компонок, що задовольняють умовам відбору

Метою цього етапу є розгляд методів, що дозволяють визначити типи базових компонок по внутрішній структурі і по найважливіших конструкторських ознаках.

Вибір компонок верстату здійснюємо на основі умов структурного відбору, що впливають із технічного завдання, та умов на підвищення якості верстату.

Оскільки верстат повинен бути середнім по масі і обробляти відповідної ваги заготовки, то перші дві умови запишуться наступним чином [30]:

М1.1. Виключення впливу маси заготовки при підніманні і опусканні

Структурна ознака: заготовка не має вертикального переміщення

Формула множини: $\emptyset + \bar{1}\bar{1}01 + \bar{1}0\bar{0}\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}\bar{0}$

М3.1. Зменшення вертикально-переміщуваних та консольних мас

Структурна ознака: вертикально-рухомий блок є кінцевим блоком

Формула множини: $\bar{1}\bar{1}\bar{0} + \bar{0}\bar{1}\bar{0}\bar{0} + \bar{0}\bar{0}\bar{1}\bar{0} + 0\bar{1}\bar{1}$

Для підвищення точності позиціонування вузлів верстату запишемо наступну умову:

М3.3. Рухомі маси розподілені між двома гілками компоновки

Структурна ознака: рухомі блоки розташовані по обидва боки від стаціонарного

Формула компоновки: $\emptyset + \bar{0}\bar{0}\bar{0}\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}\bar{0} + \emptyset$

Для підвищення точності позиціонування заготовки запишемо умову:

М 1.3. Відсутність впливу маси вузлів верстата при поздовжньому переміщенні:

Структурна ознака: Поздовжньо-рухомий блок примикає до стаціонарного

Формула компоновки: $\overline{X} \overline{X} X 0 + \overline{X} 0 0 \overline{0} + 0 0 0 \overline{X} + 0 X \overline{X} \overline{X}$

3.3. Визначення структурних формул компоновок, які відповідають усім умовам відбору

Визначення компоновок, що входять у всі множини виконуємо математичним методом знаходження перетину множин:

$$\begin{array}{r} \emptyset + \overline{1} \overline{1} 0 1 + \overline{1} 0 \overline{0} \overline{0} + 0 \overline{0} \overline{0} \overline{0} \\ \overline{1} \overline{1} \overline{1} 0 + \overline{0} \overline{1} 0 \overline{0} + \overline{0} 0 \overline{1} \overline{0} + 0 \overline{1} \overline{1} \overline{1} \\ \emptyset + \overline{0} \overline{0} \overline{0} \overline{0} + \overline{0} \overline{0} \overline{0} \overline{0} + \emptyset \\ \hline \overline{X} \overline{X} X 0 + \overline{X} 0 0 \overline{0} + 0 0 0 \overline{X} + 0 X \overline{X} \overline{X} \\ \hline \emptyset + Y \overline{1} 0 Z + \emptyset + \emptyset \end{array}$$

В результаті математичного відбору методом перетину множин всім перерахованим умовам відповідає компоновка типу $Y \overline{1} 0 Z$, замінивши в якій горизонтально-рухомі блоки $\overline{1}$ на відповідні координатні переміщення отримаємо наступну формулу компоновок: $Y X 0 Z$, яка з додаванням шпинделя заготовки має вигляд: $Y X 0 Z C_v$.

3.4. Побудова знайденої компоновки

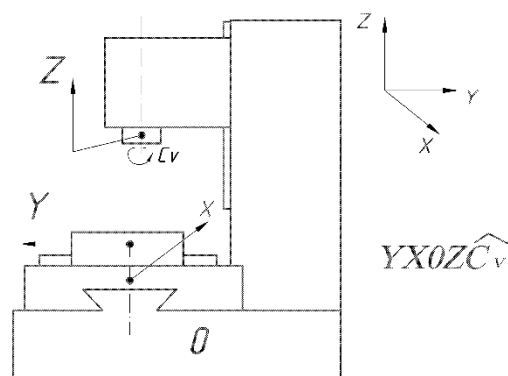


Рис. 3.2 – Варіант компоновки вертикально-фрезерного верстату

Приймаємо отриману компоновку, як базову для проектування верстату.

4. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

4.1. Основні параметри режимів різання при фрезеруванні

За даними фірми «Sandvik Coromant» 20%-на інтенсифікація режимів різання може знизити витрати на одну деталь більш ніж на 10%, оскільки це зменшує витрати на експлуатацію верстатів, накладні витрати і оплату праці операторів. Збільшення терміну служби інструменту на 50% або зниження його вартості на 30% призведе до загального зниження витрат на одну деталь всього лише на 1%, так як витрати на інструментальне оснащення в середньому складають 3 - 5% від виробничих витрат.

Як умовні показники продуктивності при чорнової і чистової обробки використовуються відповідно об'ємна продуктивність різання - Q і продуктивність формоутворення - S_{ϕ} . Перша визначається обсягом матеріалу, що видаляється з заготовки, а друга площею обробленої поверхні в одиницю часу.

Залежність між середнім значенням споживаної потужності - P , в кВт, і параметрами різання для операції фрезерування задається формулою:

$$P_m \approx \frac{k_s \cdot t \cdot B \cdot v_s}{60 \cdot 10^6} \quad (4.1.)$$

де: t - глибина різання, мм; B - ширина обробки, мм; $v_s = s_z \cdot n \cdot z$ - хвилинна подача, мм / хв; s_z – подача на зуб, мм/зуб; n - частота обертання шпинделя; z – кількість зубів.

$k_s = C_p (h_0/h_m)^m$ - питома сила різання, Н / мм² [31]; s_z - подача на зуб, мм; $h_m = f(s_z)$ - середня товщина стружки; h_0 - базова товщина стружки (як правило, 1 мм); C_p - емпіричний коефіцієнт, що залежить від властивостей оброблюваного матеріалу; m - показник степеня ($m \approx 0,2 \dots 0,3$ для різних матеріалів).

Продуктивність обробки різанням визначається технологічними можливостями устаткування, що характеризується його потужністю і фізико-механічними властивостями оброблюваного матеріалу, що характеризується питомою силою різання.

Сама k_c залежить від товщини стружки і, отже, подачі інструменту або заготовки. Причому, зменшення товщини стружки призводить до зростання

питомої сили різання через додаткових витрат енергії на пластичні деформації матеріалу, що видаляється з заготовки. Наслідком цього ефекту є обмеження можливості підвищення якості оброблюваної поверхні за рахунок зниження подачі.

Отже, існують два основні підходи до підвищення продуктивності: силове (традиційне) різання і високошвидкісна обробка. У першому випадку, при невеликих швидкостях обробки, продуктивність забезпечується за рахунок збільшення глибини різання, подачі на зуб інструменту і числа зубів (розмірів інструменту). У другому, при відносно невеликих глибинах і подачах на зуб реалізуються високі швидкості різання. Таку можливість забезпечило появу нових обробних матеріалів (дрібнозернисті тверді сплави з покриттями, різні види кераміки, надтверді матеріали). Сучасна високопродуктивна обробка поєднує в собі обидва ці підходи.

Високі швидкості різання можуть бути отримані за рахунок збільшення частоти обертання шпинделя або радіальних розмірів інструменту. Друге рішення можливо не для всіх операцій. Наприклад, для свердління, розточування і обробки пазів кінцевими фрезами розмір інструменту визначається діаметром оброблюваного отвору або шириною паза і не може вибиратися довільно. При фрезеруванні зі збільшенням діаметра доводиться зменшувати число зубів інструменту з метою обмеження зусилля різання.

4.2. Обґрунтування швидкості різання, виходячи із можливостей інструментальних матеріалів

Аналіз граничних режимів різання проведемо на основі інструментальних матеріалів фірми TaeguTec [32]. Для одного і того ж виду оброблення можуть використовуватись різноманітні інструментальні сплави. Тому для подальшого аналізу та встановлення необхідних швидкостей різання виберемо найбільш універсальні інструментальні сплави: K10, P30, TT9080, TT8080, TT6080 та ST7000.

Проведемо аналіз рекомендованих швидкостей різання цими сплавами основних оброблюваних матеріалів [32]. Результати зведемо в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Швидкості різання різних типів матеріалів

ISO	Матеріал	Режим	HB	K10	P30	TT9080	TT8080	TT6080	CT7000
P	Нелегована сталь (НС) <0.25%С	Відпал	125		60-170	220-370	150-210		270-510
	НС >0.25%С	Відпал	190		60-130	180-310	130-220		230-450
	НС <0.55%С	Загартування і відпуск	250		60-100	115-195	90-170		150-30
	НС >0.55%С	Відпал	220		60-120	130-210	100-190		210-430
	НС >0.55%С	Загартування і відпуск	300		50-100	115-175	70-160		150-280
	Низьколегова на сталь і сталіне лиття	Відпал	200		60-130	175-265	150-220		150-285
		Загартування і відпуск	350		40-90	95-160	70-120		80-130
	Високолегована і інструментальна сталь	Відпал	200		60-130	85-155	70-110		100-170
Загартування і відпуск		325		50-100	75-135	60-100		80-120	
M	Нержавіюча сталь	Ферит	200			115-270	90-200		
		Мартенсит	240			100-230	70-160		
		Аустеніт	180			120-275	100-210		
K	Сірий чавун	Ферит	160	70-130				200-390	
		Пеліт	350	50-110				160-300	
	Високоміцний чавун	Ферит	180	45-90				130-250	
		Перліт	260	40-85				110-210	
	Ковкий чавун	Ферит	130	70-140				210-330	
		Перліт	230	55-115				130-280	
N	Алюміній – ковкий сплав	Не структурований	60	550-700					800-1200
		Структурований	100	600-750					700-1100
	Алюміній – сплав для лиття	Не структурований	75	800-900					800-1200
		Структурований	90	650-800					650-850
		Високотемперат. сплав	130	250-320					250-400
	Сплави міді	Легкорізальні	110	300-400					500-600

		Бронза	90	300-400					600-600
		Електролітна Мідь	100	210-280					350-400
	Неметалічні матеріали	Реактопласти							
		Тверда гума							
S	Жароміцні сплави (на основі Fe)	Відпал	200	50-70		40-80	30-65		
		Структурований	280	40-50		30-60	20-45		
	Жароміцні сплави (на основі Co і Ni)	Відпал	250	50-70		35-70	25-50		
		Структурований	350	35-40		30-60	20-40		
		Лиття	320	45-50		35-65	20-45		
	Титан і титанові сплави	Альфа-сплав	Rm 400	120-145		90-130	60-100		
Бета сплав		Rm 1050	35-45		35-70	25-55			
H	Загартована сталь	Загартування	55 HRC			40-75			
		Загартування	60 HRC			30-55			
	Відбілений чавун	Лиття	400				15-25		
	Чавун з кулькоподібним графітом	Загартування	55 HRC				19-25		

На основі табл.4.1. проведемо аналіз мінімальних та максимальних швидкостей різання для різних класів матеріалів (рис.4.1. а, б).

Необхідні частоти обертання шпинделя визначимо за формулами [33]

$$n_{\max} = \frac{1000V_{\max}}{\pi D_{\min}} \quad (4.2.)$$

$$n_{\min} = \frac{1000V_{\min}}{\pi D_{\max}} \quad (4.3.)$$

де V_{\min} та V_{\max} , відповідно, мінімальна та максимально необхідна швидкість різання,

D_{\min} , D_{\max} - відповідно мінімальний та максимальний діаметр фрези

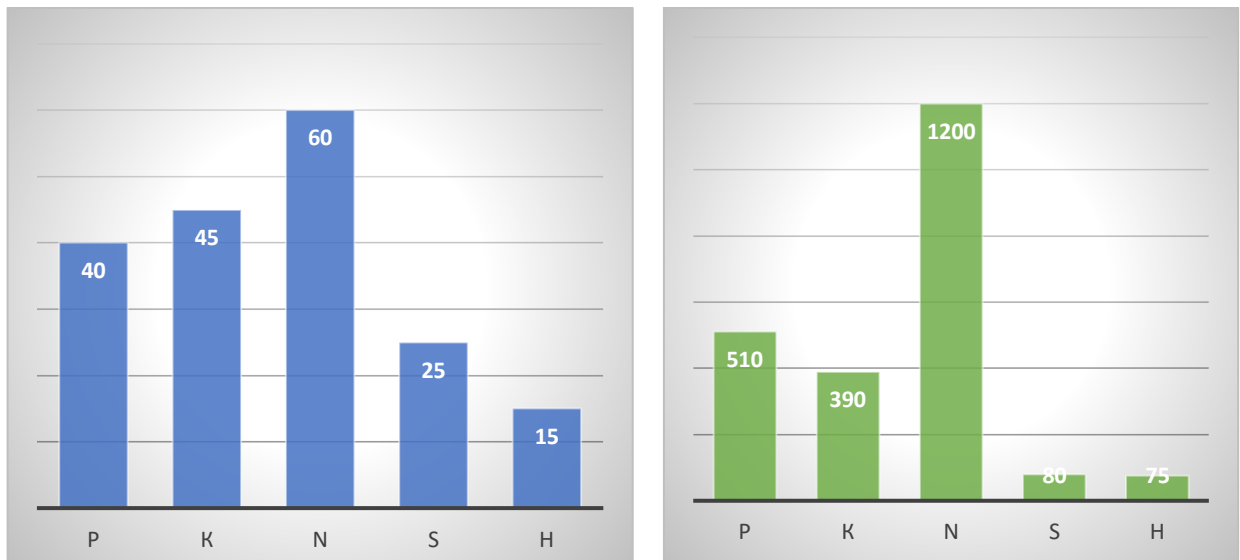


Рис.4.1. Мінімальні а) та максимальні б) швидкості різання для різних класів матеріалів

$$V_{\min} = 15 \text{ м/хв} \quad V_{\max} = 1200 \text{ м/хв}$$

$D_{\max} = 200 \text{ мм}$ - максимальний діаметр інструменту згідно паспорту верстату

$$D_{\min} = 1/5 D_{\max} = 1/5 \cdot 1200 \text{ мм} = 40 \text{ мм}$$

Згідно стандартних типорозмірів приймаємо $D_{\min} = 40 \text{ мм}$

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot 1200}{3,14 \cdot 40} = 9554 \text{ об/хв}$$

$$n_{\min} = \frac{1000 \cdot 18}{3,14 \cdot 200} = 28,66 \text{ об/хв}$$

Мінімальна частота обертання практично цілком відповідає мінімальній частоті обертання верстату-прототипу 31,5 об/хв. Максимальну частоту обертання приймаємо $n_{\max} = 10000 \text{ об/хв}$.

Необхідний діапазон регулювання:

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{10000}{31,5} = 317,15$$

З урахуванням того, що у існуючих двигунів діапазон регулювання і постійною потужністю становить 10-15, то забезпечити лише прямий привід головного руху без розширювальної коробки швидкостей не вдасться. Доцільно в даному випадку, врахувавши, що у верстата-прототипа $n_{\max} = 1600 \text{ об/хв}$, спроектувати додатковий прямий привод головного руху, що забезпечував би частоти від 1600 до 10000 об/хв.

В такому випадку діапазон регулювання $D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{10000}{1600} = 6,25$, що цілком

може забезпечитися прямим приводом

4.3. Обґрунтування сили та потужності різання

В деяких існуючих дослідженнях [34-36] пропонується при визначенні тангенціальної сили різання враховувати стохастичність подачі та глибини різання, які мають місце при роботі як на токарних так і на фрезерних верстах. На нашу думку дані дослідження повинні враховуватись при розрахунку та конструюванні окремих вузлів, а при визначенні граничних силових характеристик модернізованого приводу їх врахування значно ускладнить головну задачу – розрахунок максимальної потужності різання, на основі якої вибрати двигун(и) для приводу головного руху. Тому в подальшому при визначенні сили та потужності різання не будемо враховувати стохастичності значень подачі та глибини різання

4.3.1. Визначення сили різання

Головна складова сили різання при фрезеруванні – кругова сила визначимо із залежності [33]:

$$P_z = \frac{C_p \cdot t^x \cdot s_z^y \cdot B^u \cdot z \cdot K_{MP}}{D^q \cdot n^w}, \quad (4.4)$$

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

Всі дані для розрахунку приведені в таблиці:

Таблиця 4.6. Дані для розрахунку потужності різання

	Конструкційна сталь	Сірий чавун	Алюміній
C_p	825	54.4	22.6
q	1.3	1	0.86
x	1	0.9	0.86
y	0.75	0.74	0.72
u	1.1	1	1
w	0.2	0	0
K_{MP}	0.94	1	1

$$P_z := \frac{10 \cdot 54.4 \cdot 5^1 \cdot 0.2^{0.74} \cdot 70^1}{80^1}$$

$$P_z = 723.334$$

Таблиця 4.7 - Розрахункові значення сили P_z , Н:

	$D_{min}=40\text{мм}$		$D_{max}=200\text{мм}$	
	$t_{min}=0,5\text{мм}$	$t_{max}=5\text{мм}$	$t_{min}=0,5\text{мм}$	$t_{max}=5\text{мм}$
Сталь 45	720	4420	880	6750
СЧ20	680	5230	803	7230
Алюміній	375	1358	752	2110

4.3.2. Визначення потужності різання

Визначаємо потужність різання за формулою[33]:

$$N_{piz} = \frac{P_z \cdot V}{1000 \cdot 60}, \text{ кВт} \quad (4.5)$$

де P_z – сила різання;

V – швидкість різання.

Всі розрахункові дані зводимо в таблицю:

Таблиця – Потужність різання, Вт

	$D_{min}=40\text{мм}$		$D_{max}=200\text{мм}$	
	$t_{min}=0,5\text{мм}$	$t_{max}=5\text{мм}$	$t_{min}=0,5\text{мм}$	$t_{max}=5\text{мм}$
Сталь 45	1584	2840	1936	6122
СЧ20	438	1027	512	1121
Алюміній	75	172	89	185

Максимальна потужність різання при високошвидкісній обробці

$$N_{\text{різ}} = \frac{752 \cdot 1200}{1000 \cdot 60} = 11.04 \text{кВт}$$

Отже максимальна необхідна потужність різання для ступеневої частини приводу головного руху складає $N_{\text{різ}}=6,12\text{кВт}$., для безступеневої – $11,04\text{кВт}$

4.4. Визначення сил різання, що діють на шпиндель

Рівнодіюча радіальна сила в площині перпендикулярній осі шпинделя для всіх фрезерних операцій, виконаних незношеним інструментом, може бути задана виразом [31,37].

$$F_R = (1,1 \dots 1.3) F_t \quad (4.6.)$$

При використанні зношеного інструмента величина F_R , за даними В.Д. Гурина може досягати

$$F_R = 1.9 F_t \quad (4.7.)$$

Величина осьової складової сили різання залежить від виду фрезерування

$$F_a = (0.2 \dots 1.0) F_t \quad (4.8.)$$

Менші значення F_a відповідають довгокромочному фрезеруванню, а великі можуть виникати при торцевому фрезеруванні і обробці канавок кінцевими фрезами. Отримаємо:

$$F_R = (1,1 \dots 1.3) 7230 = 7953 \dots 9399 \text{Н}$$

$$F_a = (0.2 \dots 1.0) 7230 = 1446 \dots 7230 \text{Н}$$

5. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

5.1. Розробка структури приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата

У відповідності до розділу 4 нам необхідно забезпечити частоти обертання шпинделя у діапазоні від 31,5 до 10000 об/хв. З урахуванням наявних електродвигунів та їх характеристик, зокрема діапазону їх регулювання з постійною потужністю, а також необхідної потужності різання при чорновій та чистовій обробках і необхідності забезпечення на верстаті різання інструментами із швидкорізальної сталі (наприклад свердлами, або циліндричними фрезами) встановлюємо додатковий двигун приводу головного руху для забезпечення високих частот обертання шпинделя

Можливі структури приводів зображені на рис. 5.1

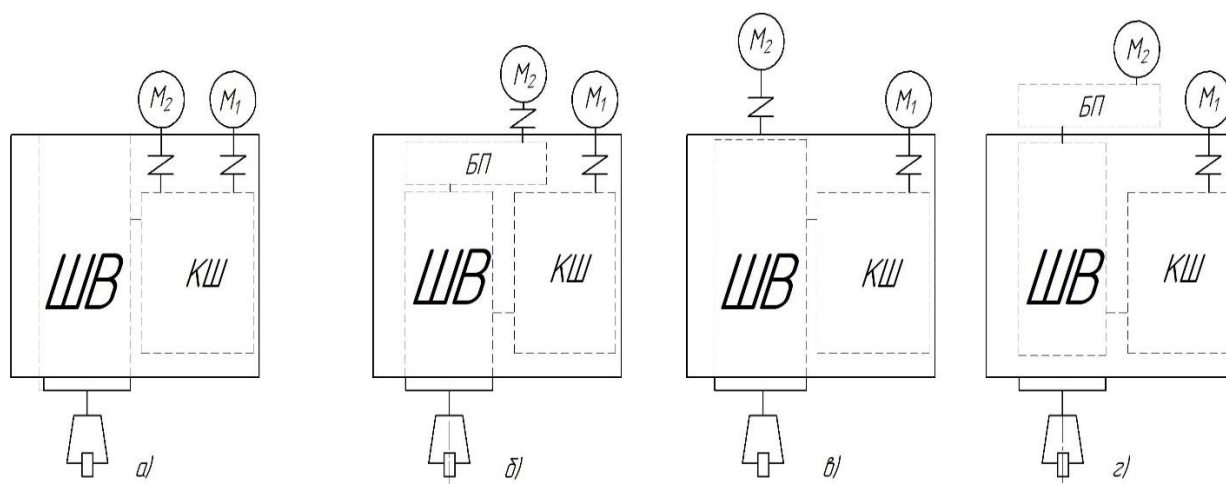


Рис. 5.1. Структури комбінованих приводів головного руху вертикально-фрезерного верстата

Приводи складаються з ступеневої та безступеневої частини, джерелами енергії від двох електродвигунів (M1 та M2 відповідно), коробки швидкостей та шпиндельного вузла.

У приводі на рис. 5.1, а з двигуна із частотним регулюванням через пружну муфту рух передається на один із валів коробки швидкостей і далі на шпиндельний вузол. У приводі на рис. 5.1. б крутний момент від електродвигуна M2 передається через механічну передачу безпосередньо на шпиндель. У приводі 5.1, в додатковий двигун встановлений співвісно зі шпинделем і з'єднаний з ним через муфту

(наприклад обгінну). У приводі, що зображений на рис. 5.1, г механічна передача винесена за межі коробки швидкостей і розміщується безпосередньо на шпиндельній бабці.

Потрібно відзначити, що в даному випадку структура, що зображена на рисунку 5.1 в є неможливою, або конструктивно її дуже складно реалізувати через те, що система затиску інструмента встановлена в центральному отворі шпинделя, а затиск здійснюється через систему тяг гайкою, яка впирається у верхній торець шпиндельного вала. Даний варіант можна було б реалізувати змінивши систему затиску інструмента

Здійснивши аналіз конструкції коробки швидкостей, а також шпиндельної бабки базової моделі верстату згідно [1] робимо висновок про значні труднощі реалізації структури, що зображена на рис. 5.1. а та 5.1., б оскільки весь внутрішній простір шпиндельної бабки займає коробка швидкостей. Для встановлення додаткової передачі необхідно збільшувати внутрішній простір для цього необхідно виготовляти новий корпус шпиндельної бабки), або зменшувати ширину зубчастих коліс та змінювати конструкції валів (зміна ширини коліс приведе до збільшення контактних напружень, що вплине на термін служби). Тому в подальшому приймаємо для розроблення структуру приводу, зображену на рис. 5.1., г., незважаючи на очевидний недолік такої конструкції, а саме: збільшення габаритних розмірів шпиндельної бабки. В процесі розроблення даної структури приводу головного руху необхідно вирішити такі задачі:

- Визначити метод з'єднання веденого елемента передачі з шпинделем верстату
- Обґрунтувати переключення з ступеневого на безступеневий привод, зокрема забезпечити неможливість одночасної роботи обох приводів
- Обґрунтувати нову компоновальні структуру шпиндельного вузла з урахуванням збільшених частот обертання шпинделя.

5.2. Обґрунтування структури безступеневої частини приводу на основі морфологічної матриці

5.2.1. Розробка морфологічної матриці для структури безступеневого приводу

Існують різноманітні безступеневі приводи, деякі структури та компоновки яких подані у п. 1.3. Для обґрунтування безступеневої частини приводу розробимо морфологічну матрицю, використавши [38] (табл. 5.1.), ознаками в якій будуть виступати:

- Тип передачі;
- Місце та тип розміщення розчеплюваного елемента;
- Тип з'єднувальної муфти;
- Тип передачі крутного моменту на вали.

Табл. 5.1. Морфологічна матриця для структури безступеневого приводу

№	Ознаки	Характеристика			
		Пасова зубчаста	Клинопасова передача	Зубчаста з нерухомими колесами	Зубчаста з одним рухомим(и) колесом
1	Тип передачі	Пасова зубчаста	Клинопасова передача	Зубчаста з нерухомими колесами	Зубчаста з одним рухомим(и) колесом
2	Місце розміщення розчеплюваного елемента	На шпинделі	На додатковому валі		
3	Тип розчеплюваного елемента	Розчеплювана муфта	Пересувне колесо		
4	За типом з'єднувальної муфти	кулачкова	зубчаста	фрикційна	Електромагнітна
5	З'єднання розчеплюваного елемента з валом	шліцеве	шпонкове		
6	Передача крутного моменту на шпиндель від колеса	шліцеве з'єднання	Шшпонкове з'єднання	муфта	

Загальна кількість можливих варіантів: $N = 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 3 = 384$ варіанти.

Проведемо аналіз можливих типів муфт та використання передач для додаткового приводу.

5.2.2. Аналіз типів муфт для приводу головного руху

Передача моменту в муфті може здійснюватися:

- механічним зв'язком, вигляді нерухомих з'єднань або кінематичних

пар;

- за рахунок сил тертя або магнітного тяжіння;

- за рахунок сил інерції або електромагнітних полів.

У табл. 5.2. проаналізовані деякі типи муфт різних фірм[39-41] та подані їх характеристики

Табл. 5.2. Типи муфт для приводу головного руху

Вигляд	Характеристика	Номін. Момент Нм	Швидкість об/хв	Зов. діам., мм	Внутр. діам., мм
	ROTEX® GS - муфта без люфту. Основне застосування - системи з великими прискореннями (системи координатного позиціонування, привід шпинделя верстата). Малі габарити, низький момент інерції, різноманітні види з'єднання.	До 1465	1400-19000	10-160	2-95
	RADEX® N - сталева дискова муфта, без люфту. Точна передача крутного моменту. Підвищена жорсткість на кручення. Диски з нержавіючої пружинної сталі. Висока компенсуюча здатність. Робоча температура до 280 ° С. Відстань між валами до 6 м.	15 - 50000	1950- 20000	56 - 495	20 - 220
	VoWex® - зубчаста муфта з круговими зубами. Зубчаста полімерна муфта штепсельних з'єднань з круговими зубами (складається з 2-х частин). Зубчаста муфта з круговими зубами тип М (з	5 - 700	3150- 14000	40 - 175	6 - 80

	<p>3-х частин) з пластмаси або сталі, за принципом подвійного універсального механізму.</p> <p>Не потребує догляду завдяки поєднанню матеріалів полімер - сталь.</p> <p>Компенсує осьове, радіальне і кутовий зсув. Осьове штепсельне - простота монтажу. Область застосування від -25 ° С до +100° С.</p>				
	<p>RUFLEX® - прослизуюча муфта.</p> <p>Крутний момент до 6800 Нм.</p> <p>Стандартна RUFLEX® з цинк-хромовим покриттям жовтого кольору.</p> <p>Установка крутного моменту можлива в змонтованому стані.</p> <p>Нержавіючі фрикційні диски без вмісту азбесту.</p> <p>Допуск посадкового отвору H7, шпоночної канавки по DIN 6885/1. 12-кратне стопоріння з геометричним замиканням регулювальної гайки.</p>	<p>0,5 - 6800</p>	<p>1300-10000</p>	<p>30 - 285</p>	<p>-10 - 120</p>
	<p>SYNTEX® - запобіжна муфта без зазору.</p> <p>Стандартна SYNTEX запобіжна муфта фланцеве виконання.</p> <p>Установка крутного моменту можлива в змонтованому стані за допомогою регулювальної гайки.</p>	<p>6 - 400</p>	<p>1000 - 4000</p>	<p>80 - 162</p>	<p>-20 - 50</p>

	<p>Можлива поставка виконання фрикційне з'єднання вал - маточина.</p> <p>Варіанти зі шківом під пасову передачу, зірочкою ланцюгової передачі, з муфтою ROTEX® GS.</p>				
	<p>MINEX®-S - муфта з постійними магнітами, в якій крутний момент передає через магнітне зчеплення між внутрішнім і зовнішнім ротором.</p> <p>Основне застосування захист приводу від перевантаження.</p> <p>Допустима робоча температура: 250 С - магніти Sm2Co17 150 С - магніти NdFeB.</p>	0,15 - 510	до 3600	46 - 278	5 - 90
	<p>Smartflex</p> <p>Прецизійна муфта для застосування з серво- і кроковими двигунами.</p> <p>Низька вартість.</p> <p>Компенсація великих перекосів валів. Монтаж і демонтаж можливий без переміщення приводу і навантаження.</p> <p>Низький момент інерції маси.</p>	16 – 700	10000 - 2500	46 – 146	8 – 85
	<p>ROBATIC</p> <p>Електромагнітна муфта</p>	10 – 640	8600 – 2200	80 – 290	10 – 70

З урахуванням умов застосування приймемо для застосування у приводі кулачкову муфту, як таку, що забезпечує заданий крутний момент та необхідну частоту обертання.

Особливістю даних муфт є зв'язок між максимальною частотою обертання та посадочним діаметром, який продемонстровано на графіку (рис. 5.2) наприкладі муфт Hytel та Rodex

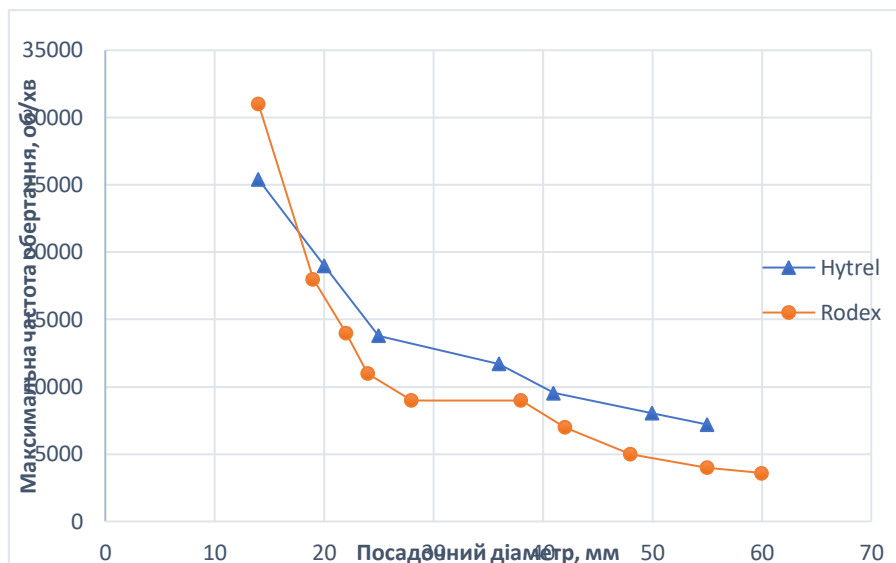


Рис. 5.2. Графік залежності між максимальною частотою обертання муфт та посадочним діаметром вала

З графіка ми бачимо, що із збільшенням посадочного діаметра, а відповідно і максимального моменту – максимальна частота обертів, що допускає муфта зменшується. Необхідно враховувати цю особливість у подальших дослідженнях

5.2.3. Аналіз характеристик клино- та зубчастопасових передач

Основні переваги пасових передач [42-45]:

- простота конструкції та низька її вартість;
- можливість передачі на значні відстані (до 10 м);
- встановлення пасової передачі дає можливість зменшити динамічні навантаження в приводі;
- плавність і безшумність роботи.

Основні недоліки: порівняно великі габарити; обмежена потужність; низька довговічність пасів; наявність ковзання паса.

Основні недоліки клинопасової передачі у порівнянні із зубчастопасовою [42-45]:

- Більше навантаження на вали через необхідність значного натягу
- Максимальна частота обертання 6000 об/хв

З урахуванням того, максимальної частоти обертання 10000 об/хв., а також значних силових навантажень ці недоліки роблять неможливим застосування клинопасової передачі у даному приводі

5.2.4. Розробка структури безступеневого приводу

З урахуванням вищеподаних пунктів, а також максимальної частоти обертання шпинделя морфологічна матриця набуде вигляду (рис. 5.3)

Елементи	Характеристика			
	Тип передачі	Пасова зубчаста	Клинопасова передача	Зубчаста з нерухомим н колесами
Місце розміщення розчеплюваного елемента	На шпинделі	На додатковому валі		
Тип розчеплюваного елемента	Розчеплювана муфта	Пересувне колесо		
За типом з'єднувальної муфти	кулачкова	зубчаста	фрикційна	електромеханічна
З'єднання розчеплюваного елемента з валом	шліцеве	Шпонкове		
Передача крутного моменту на шпиндель від колеса	Шліцеве з'єднання	Шпонкове з'єднання	муфта	

Рис. 5.3. Морфологічна матриця структур безступеневого приводу з відкиданням деяких варіантів ознак

З урахуванням скорегованої морфологічної матриці побудуємо деякі схеми структури приводу (рис. 5.4)

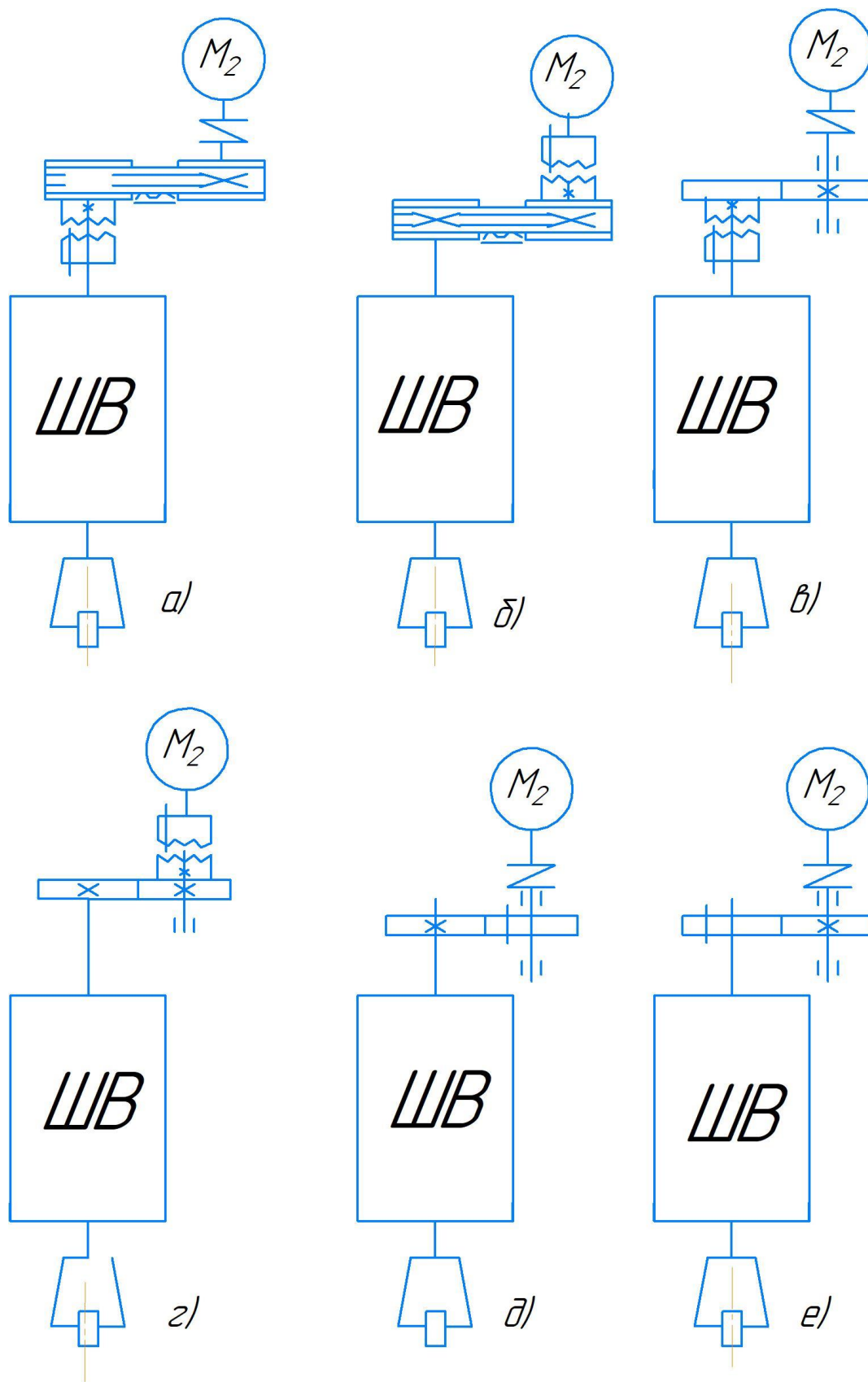


Рис. 5.4. Варіанти структурних схем безступеневої частини приводу

Схеми на рис. 5.4.а,б передбачають використання зубчасто-пасової передачі та розчеплюваних кулачкових муфт. Недоліком схеми рис. 5.4 б в порівнянні схемою рис. 5.4,а є постійне обертання обох шківів при включеному ступеневому приводі (двигуна з коробкою швидкостей). Це в свою чергу спричинить додаткового навантаження на сам привід, змусить його працювати на холостому ході, що

зменшити тривалість роботи механізму в цілому. Цей недолік мають і приводи рис. 5.4, і рис. 5.4,е у порівнянні з рис. 5.4,б і рис. 5.4,д відповідно. Крім того, за дослідженнями [46] встановлено, що при частоті обертання >10000 об/хв зубчастий пас передачі під дією відцентрових сил видовжується, що може впливати на передачу крутного моменту, про що частково сказано у п. 1.3. Недоліком схеми рис. 5.4,а в порівнянні з схемою рис. 5.4,б є використання двох муфт – розчеплюваної і нерозчеплюваної, що збільшить вартість модернізації. Цей недолік і у механізмі рис. 5.4,в.

У приводі рис. 5.4,в крутний момент від двигуна через з'єднувальну муфту передається нерухомому шестерню. З шестерні оберти передаються на колесо, яке вільно посаджене на вал і може з'єднуватись із ним з допомогою кулачкової з'єднувальної муфти. У схемі рис. 5.4,г з'єднувальна муфта розташована між двигуном та шестернею.

На схемі рис. 5.4,д крутний момент з двигуна через муфту передається на приводний вал, який через шліци з'єднаний із шестернею. Шестерня має можливість осевого переміщення, з'єднуючи і роз'єднуючи привід.

Якщо врахувати необхідність розділення приводів (ступеневого та безступеневого) на самому шпинделі, а також те, що пересувне зубчасте колесо вимагає додаткових габаритів то приймаємо для подальшої розробки структурну схему приводу, як на рис. 5.4, б.

5.3. Аналіз компоувальних схем шпиндельних вузлів фрезерних верстатів

Шпиндельні вузли високої жорсткості. Найвищою радіальною і осевою жорсткістю володіють шпиндельні вузли, в передній опорі яких встановлені дворядний циліндричний роликовий підшипник і радіально-упорний кульковий підшипник, а в задній - дворядний циліндричний роликовий підшипник, (рис. 5.5.). Подібна компоновка застосовується для токарних високопродуктивних верстатів, обробних центрів, прецизійних розточувальних верстатів, шліфувальних верстатів та дозволяє сприймати значне силове навантаження.

Висока радіальна жорсткість забезпечується високою жорсткістю циліндричних роликових підшипників. Їх жорсткість в 5-10 разів вище радіальної

жорсткості радіально-упорних кулькових підшипників. Висока осьова жорсткість забезпечується високою жорсткістю радіально-упорного кулькового підшипника. Його жорсткість вище осьової жорсткості радіально-упорного кулькового підшипника в 2-6 разів. Швидкохідність обмежується характеристикою радіально-упорного кулькового підшипника і становить $d_{m,n} = 0,38 \cdot 10^6$ мм·хв⁻¹ при пластичному змащенні і $d_{m,n} = 0,5 \cdot 10^6$ мм·хв⁻¹ при маслоповітряному змащенні.

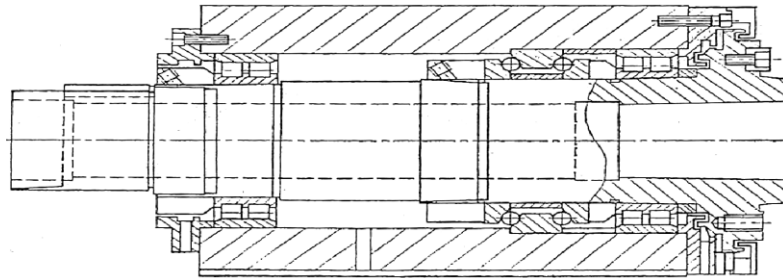


Рис. 5.5. Компоновка шпиндельного вузла високої жорсткості

При збереженні високої радіальної жорсткості шпиндельного вузла для підвищення його швидкохідності замість підшипників серії 2344 застосовують підшипники серії ВТМ-В і ВТМ-А, швидкохідність яких близька із швидкохідністю циліндричних роликових підшипників і становить $d_{m,n} = 0,53 \cdot 10^6$ мм·хв⁻¹ при пластичному змащенні і $d_{m,n} = 0,75 \cdot 10^6$ мм·хв⁻¹ при маслоповітряному змащенні, але при цьому знижується осьова жорсткість [47].

Типова розрахункова схема шпиндельного вузла високої жорсткості є балкою на п'яти пружних точкових опорах, рис. 5.6. В такій схемі передній циліндричний роликовий підшипник замінюється чотирма пружними точковими опорами еквівалентної жорсткості, рівномірно розташованими по його ширині, задній циліндричний роликовий підшипник - однією пружною точковою опорою. Радіально-упорний підшипник передньої опори не враховується в розрахунковій схемі при визначенні радіальної жорсткості. Він, як правило, встановлюється в корпус із зазором і сприймає чисто осьове навантаження.

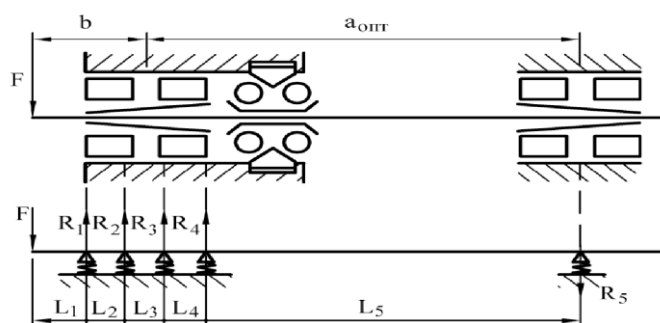


Рис. 5.6. Конструктивна і розрахункова схеми шпиндельного вузла високої жорсткості.

Шпиндельні вузли високої жорсткості і швидкохідності. Перехід від циліндричних роликів підшипників і радіально-упорних кулькових підшипників в передній опорі до комплекту з чотирьох радіально-упорних кулькових підшипників дозволяє підвищити швидкохідність шпиндельного вузла (рис. 5.7). Залежно від характеристик підшипників вона в деяких випадках може бути підвищена до 30% в порівнянні з циліндричними роликівими підшипниками, але при цьому знижується радіальна жорсткість. Осьова жорсткість відповідає жорсткості радіально-упорних кулькових підшипників. У задній опорі, зазвичай, встановлюють однорядний або дворядний циліндричний роликівий підшипник або два радіально-упорних кулькових підшипника для сприйняття сил від приводу шпинделя. Ця компоновка застосовується в швидкісних важконавантажених багатоцільових обробних центрах, токарних, фрезерних верстатах [48, 49]. Є приклади її використання в шпинделях шліфувальних верстатів, коли потрібна висока осьова жорсткість.

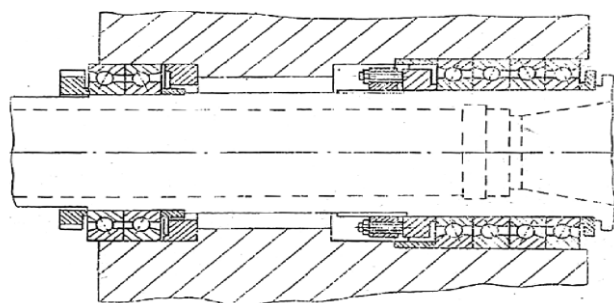


Рис. 5.7. Компоновка шпиндельного вузла високої жорсткості і швидкохідності з чотирма підшипниками в передній опорі

У порівнянні з упорно-радіальними кульковими підшипниками і циліндричними роликівими підшипниками, асортиментний ряд радіально-упорних кулькових підшипників, який випускаються є ширшим. Існує більше десятка модифікацій, що відрізняються осьовою і радіальною жорсткістю, швидкохідністю, вантажопідйомністю, габаритами. Ці параметри істотно впливають на жорсткість шпиндельного вузла, його оптимальні розміри, швидкохідність, навантаження на підшипники.

Існує кілька варіантів застосування проставочних кілець в компонованні передньої опори з чотирма підшипниками:

- підшипники встановлені впритул;
- з проставочним кільцем між другим і третім підшипником, висота кільця може становити дві-три ширини підшипника;
- з проставочним кільцем між усіма підшипниками опори, висота кільця частіше дорівнює ширині підшипника.

Ступінь натягу значно впливає на швидкохідність комплекту з чотирьох підшипників. Зі збільшенням натягу швидкохідність комплекту може знизитися більш ніж в 2,5 рази в порівнянні з легким ступенем натягу і стати відповідною до швидкохідності упорно-радіальних кулькових підшипників і циліндричних роликових підшипників.

У типовій розрахунковій схемі шпиндельного вузла з чотирма радіально-упорними кульковими підшипниками в передній опорі, кожен підшипник передньої опори замінюється однією пружною точковою опорою еквівалентної жорсткості, розташованою посередині підшипника, задній циліндричний роликовий підшипник або два кулькових підшипники - однією пружною точковою опорою еквівалентної жорсткості, рис. 5.8.

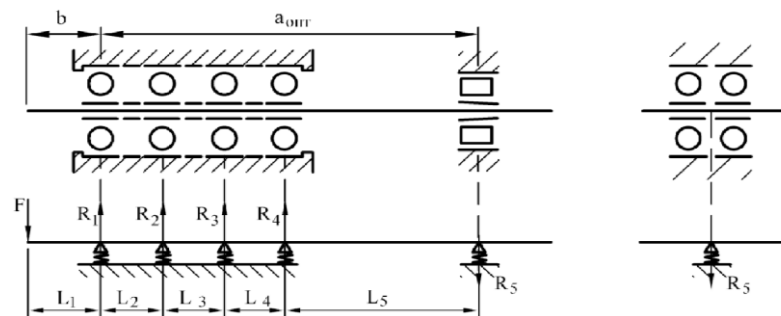


Рис.5.8. Розрахункова і конструктивна схеми шпиндельного вузла з чотирма підшипниками в передній опорі.

Шпиндельні вузли з чотирма підшипниками в передній опорі складні у виготовленні, оскільки чотири підшипника, що встановлюються часто з проставочними кільцями, вимагають значної довжини посадкової поверхні на шпинделі і в корпусі з підвищеними вимогами до точності. Це ускладнює їх обробку. Вони забезпечують порівняно високий рівень осьової і радіальної

жорсткості, але їх швидкохідність відносно невисока і в деяких випадках не перевищує швидкохідність циліндричних роликів підшипників.

Для багатьох схем обробки (точіння, фрезерування, деякі види шліфування, свердління та ін.) осьова складова сил різання спрямована з боку зони різання на шпиндель і не змінює свого напрямку. Осьові сили, що діють у зворотному напрямку (вага шпинделя при вертикальній компоновці, осьова складова сили різання при фрезеруванні і ін.) часто менші або діють рідше. Тому для деяких технологічних задач менш важлива висока двостороння осьова жорсткість шпиндельного вузла, і для підвищення швидкохідності в передній опорі шпинделя встановлюють три радіально-упорних підшипника замість чотирьох (рис. 5.9) [50]. Перші два підшипника сприймають осьові сили, спрямовані з боку зони різання, третій - осьові сили в зворотному напрямку. Тобто в одному напрямку осьова жорсткість досить висока, але при цьому з'являється можливість підвищити швидкохідність на 5%...10% в порівнянні із шпиндельними вузлами з чотирма підшипниками в передній опорі при заданому ступені попереднього натягу.

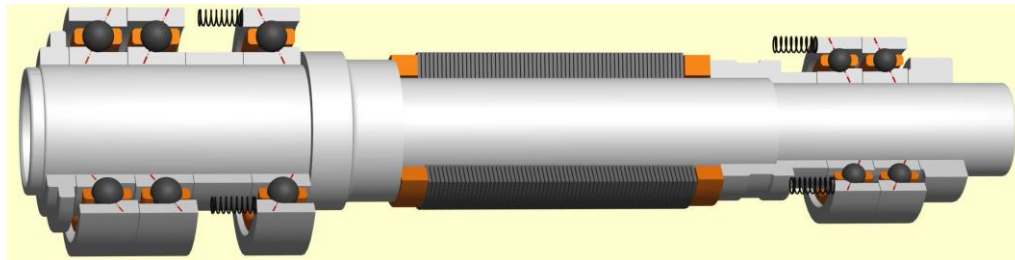


Рис. 5.9. Компоновка шпиндельного вузла з трьома підшипниками в передній опорі

В задній опорі шпиндельних вузлів з трьома радіально-упорними підшипниками для сприйняття радіальних сил від приводу шпинделя застосовують циліндричні роликів підшипники серії NN10, або для забезпечення більш високої швидкохідності - серії N30K. У розвантажених шпиндельних вузлах в задній опорі можуть встановлюватися два радіально-упорних кулькових підшипника. Розрахункова схема подібних вузлів наведена на рис. 5.10.

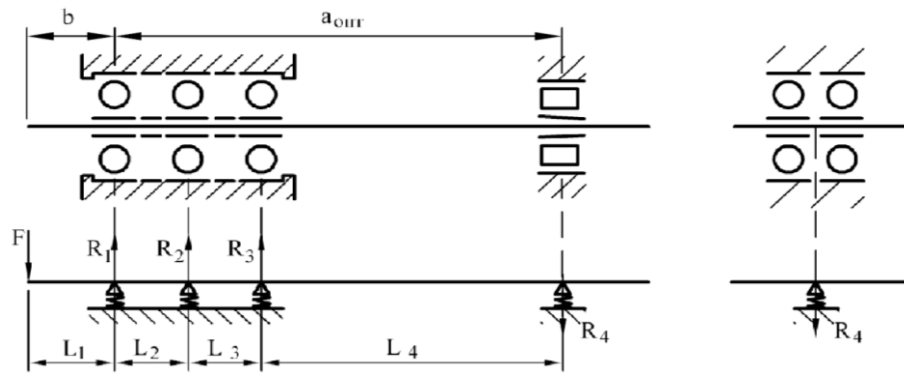


Рис. 5.10. Розрахункова і конструктивна схеми шпиндельного вузла з трьома підшипниками в передній опорі

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

Швидкохідні шпиндельні вузли. З метою подальшого підвищення швидкохідності в передній опорі шпиндельного вузла зменшують число радіально-упорних кулькових підшипників до двох, (рис. 5.11).

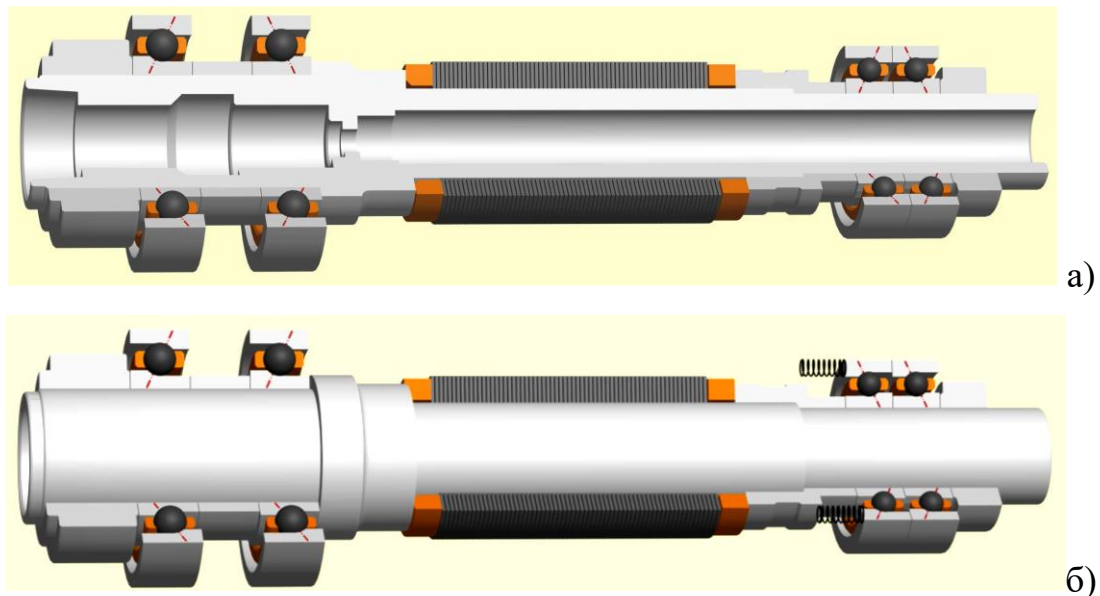


Рис. 5.11. Компоновка шпиндельного вузла з двома підшипниками в передній опорі: а) конфігурація «О»; б) конфігурація «Х»

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

Шпиндельні вузли з двома підшипниками в передній опорі застосовуються в високошвидкісних обробних центрах, шліфувальних і розточувальних верстатах при помірних силах різання [50, 51, 52].

Оцінки підвищення швидкохідності при установці двох кулькових підшипників в передній опорі замість трьох неоднозначні [51, 53]. Швидкохідність залежить від схеми установки підшипників: тандем (Т, DT), лицем до лиця (Х, DF), спина до спини (О, DB).

Схема Т найбільш швидкохідна. Її швидкохідні, в залежності від ступеня натягу, на 20-80% вище швидкохідності компоновання з трьома підшипниками в передній опорі. Але схема Т сприймає осьову силу тільки в одному напрямку, тому осьові сили в зворотному напрямку сприймає задня опора (компоновка TOT). у цьому випадку при нагріванні попередній натяг знижується і може утворитися зазор в підшипниках, в межах якого шпиндель зміщується. Поява зазору в підшипниках шпинделя неприпустимо, оскільки веде до втрати точності обробки і зниження стійкості до вібрації. Не допустити появу зазору в підшипниках при такій компоновці шпиндельного вузла можна обмеженням надлишкової температури в опорах або використанням оригінальних рішень, наприклад використанням в задній опорі пружин, які забезпечують постійний натяг підшипників і ін.

Схеми Х і О (рис. 5.11 а,б відповідно) сприймають осьове навантаження в двох напрямках, але їх швидкохідність за даними фірм SKF і SKP на 11% - 15% нижче, ніж схеми Т. Однак фірма FAG наводить дані, за якими швидкохідність опор по схемі Х не перевищує швидкохідність опори з трьома підшипникам, а швидкохідність опори за схемою О вище швидкохідності за схемою Х на 15%. З точки зору жорсткості так само існують відмінності між цими трьома схемами установки підшипників: схема "О" добре сприймає згинний момент, схема "Х" – менш жорстка, ніж схема "О", гірше сприймає згинний момент, допускає великі кути перекосу кілець, схема "Т" – забезпечує високу радіальну жорсткість [51]. Схема установки підшипників значно впливає на власні частоти вузла [54].

Розрахункова схема являє собою шпиндельний вузол на трьох пружних точкових опорах, в передній опорі кожен підшипник замінюється однією точковою опорою еквівалентної жорсткості, розташованою посередині підшипника, два

підшипника задньої опори замінюються одною точковою пружною опорою еквівалентної жорсткості, розташованою між підшипниками, рис 5.12.

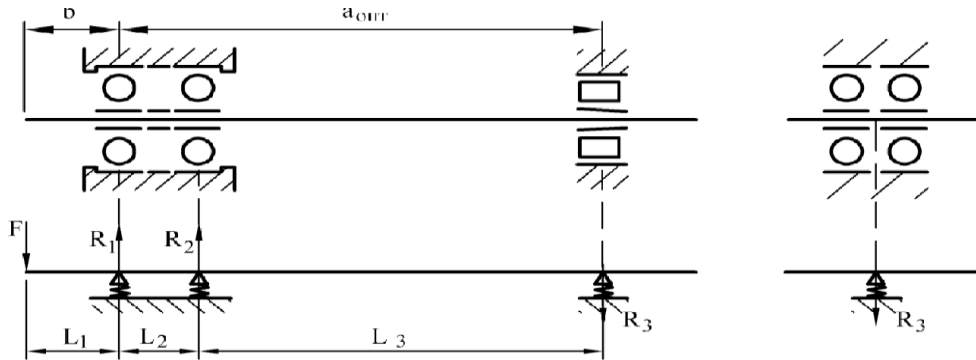


Рис. 5.12. Розрахункова і конструктивна схеми шпиндельного вузла з двома підшипниками в передній опорі

Шпиндельні вузли високої швидкохідності. Для забезпечення найвищої швидкохідності в кожній опорі шпинделя встановлюють по одному радіально-упорному кульковому підшипнику. В шпиндельних вузлах з високою швидкохідністю важливо зберегти сталість попереднього натягу, що досягається установкою пружин для створення попереднього натягу. Необхідно стежити за тим, щоб не було великих осьових навантажень на шпиндель в напрямку їх дії [51, 52].

Для проєктованого верстата в залежності від максимальних осьового та радіального навантажень, а також частоти обертання шпинделя необхідно вибрати оптимальну компоновку шпиндельного вузла

5.4. Розрахунок та вибір компоувальної схеми шпиндельного вузла на основі типових компоновок

5.4.1. Вибір методики розрахунку

Для розрахунку та вибору шпиндельного вузла вибираємо прямого методу розрахунку шпиндельних вузлів сучасних металорізальних верстатів. Метод заснований на рівнянні пружної лінії балки, що лежить на пружній основі. Він дозволяє визначити прогин, жорсткість, кут нахилу осі шпинделя, реакції підшипників, оптимальні конструктивні параметри багатоопорних шпиндельних вузлів. Використано методику автоматизованого розрахунку багатоопорних

шпиндельних вузлів та методику розрахунку шпиндельних вузлів з підшипниками, що мають лінійний контакт тіл кочення, які подані в [14].

З використанням даних методик визначено прогин, кут нахилу осі шпинделя і реакції в опорах з рішення системи рівнянь, що складається з рівнянь граничних умов над опорами і силового балансу. Число рівнянь визначається числом опор - з кожною новою опорою додається одне рівняння граничних умов.

Для основних компоновань шпиндельних вузлів металорізальних верстатів, розрахункова схема з п'ятьма опорами є найбільш загальним випадком по відношенню до розрахункових схем з меншим числом опор.

$$\left\{ \begin{array}{l} y_0 + \Theta_0 L_1 - \frac{FL_1^3}{6EI} = \frac{R_1}{k_1} \\ y_0 + \Theta_0 \sum_{i=1}^2 L_i - \frac{F \left(\sum_{i=1}^2 L_i \right)^3}{6EI} + \frac{R_1 L_2^3}{6EI} = \frac{R_2}{k_2} \\ y_0 + \Theta_0 \sum_{i=1}^3 L_i - \frac{F \left(\sum_{i=1}^3 L_i \right)^3}{6EI} + \frac{R_1 \left(\sum_{i=2}^3 L_i \right)^3}{6EI} + \frac{R_2 L_3^3}{6EI} = \frac{R_3}{k_3} \\ y_0 + \Theta_0 \sum_{i=1}^4 L_i - \frac{F \left(\sum_{i=1}^4 L_i \right)^3}{6EI} + \frac{R_1 \left(\sum_{i=2}^4 L_i \right)^3}{6EI} + \frac{R_2 \left(\sum_{i=3}^4 L_i \right)^3}{6EI} + \frac{R_3 L_4^3}{6EI} = \frac{R_4}{k_4} \\ y_0 + \Theta_0 \sum_{i=1}^5 L_i - \frac{F \left(\sum_{i=1}^5 L_i \right)^3}{6EI} + \frac{R_1 \left(\sum_{i=2}^5 L_i \right)^3}{6EI} + \frac{R_2 \left(\sum_{i=3}^5 L_i \right)^3}{6EI} + \frac{R_3 \left(\sum_{i=4}^5 L_i \right)^3}{6EI} + \frac{R_4 L_5^3}{6EI} = \frac{R_5}{k_5} \\ R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 - F = 0 \\ R_1 \sum_{i=2}^5 L_i + R_2 \sum_{i=3}^5 L_i + R_3 \sum_{i=4}^5 L_i + R_4 L_5 - F \sum_{i=1}^5 L_i = 0 \end{array} \right. \quad (5.1)$$

Систему рівнянь (5.1), складену для розрахункової схеми з п'ятьма опорами, можна перетворити в систему рівнянь для розрахункових схем з чотирма, трьома і двома опорами шляхом видалення відповідного числа рівнянь граничних умов.

В рамках роботи, з використанням розроблених функцій і процедур в середовищі MatCAD проведено розрахунок і аналіз основних компоновань шпиндельних вузлів з метою встановлення функціональних зв'язків між параметрами конструкції, її жорсткістю і оптимальними габаритними розмірами, розробки рекомендацій щодо оптимізації конструкції.

При дослідженні впливу жорсткості підшипників на жорсткість вузла проведено розрахунок для трьох серій підшипників: 719E - легкої, 70E - середньої, 72E - важкої при різному ступені попереднього натягу для кожної з серій: L - легкої, M - середньої, H - важкої, значення діаметра шпинделя 120 мм. Таким чином, було розглянуто дев'ять варіантів підшипників передньої опори шпинделя (табл. 5.3).

Для всіх розглянутих варіантів підшипників передньої опори в задній опорі були встановлені два радіально-упорних підшипники відповідної серії. Характеристики жорсткості підшипників взяті за даними каталогу фірми FAG [55].

Таблиця 5.3.

Характеристики підшипників опор шпинделя, використовувани в розрахунку

Жорсткість, 10^3 Н/мм											Ширина, мм			
Натяг	L			M			H							
Серія	719E	70E	72E	719E	70E	72E	719E	70E	72E	N10	719E	70E	72E	
D, мм	120	481	523	626	355	387	465	220	243	297	1110	20	24	34
	Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	-			

5.4.2. Аналіз впливу числа підшипників в передній опорі на жорсткість шпиндельного вузла

Число кулькових підшипників в передній опорі шпинделя впливає на жорсткість, швидкохідність, оптимальні габарити вузла, реакції підшипників опор. З їх збільшенням ускладнюється конструкція вузла, технологія його виготовлення і зростає вартість. На стадії проектування слід оцінити доцільність збільшення або зменшення числа підшипників в передній опорі з точки зору осьової і радіальної жорсткості, швидкохідності шпиндельного вузла, вантажопідйомності підшипників, технології виготовлення і зборки.

Результати розрахунків жорсткості типових компоновок шпиндельних вузлів відповідно до методики, описаної в п. 5.4.1, наведені в табл. на рис. 5.13. Для чотирьох схем компоновань, де в передній опорі встановлено впритул від одного до чотирьох підшипників, і для діаметра шпинделя - 120 мм, побудовані графіки зміни жорсткості шпиндельного вузла в залежності від жорсткості підшипників передньої опори - варіанти 1-9 табл. 5.3.

Таблиця 5.3. Жорсткість шпиндельного вузла в залежності від варіантів розміщення підшипників передньої опори

Кількість підшипників	Жорсткість шпиндельного вузла, Н/мкм для варіантів опор								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2 підшипники в передній опорі	398,7	409,1	426,7	338,5	348,6	367,9	252,4	264,8	286,4
3 підшипники в передній опорі	436,6	435,4	430,6	379,3	381,7	382,7	293,6	299,7	308,8
4 підшипники в передній опорі	449,2	444,1	439,9	394,6	390,7	384,9	314,9	315,5	315,8

Проведені дослідження показали, що зі збільшенням числа підшипників в передній опорі жорсткість шпиндельного вузла зростає. Додавання кожного наступного підшипника в передню опору дає все менший ефект збільшення жорсткості. Установка четвертого підшипника в передню опору шпинделя збільшує жорсткість вузла на 1...5% в залежності від діаметра шпинделя, серії підшипників і ступеня їх попереднього натягу (рис. 5.13)

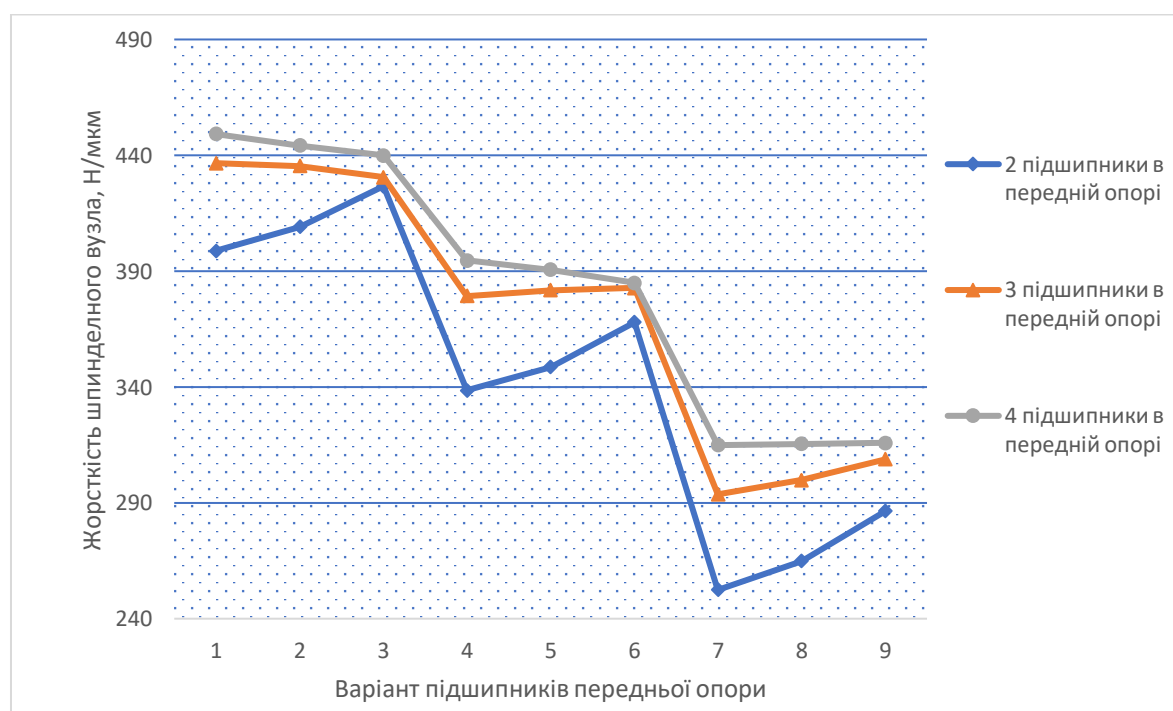


Рис. 5.13. Графіки залежності жорсткості шпиндельного вузла від жорсткості підшипників передньої опори при різному їх числі в передній опорі і діаметрі шпинделя 120 мм

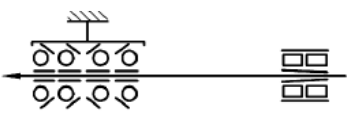
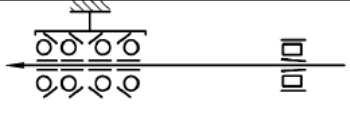
Найбільший вплив на жорсткість шпиндельного вузла чинить ступінь натягу підшипників, а ніж їх серія. Для всіх розглянутих компоновань і діаметрів шпинделя жорсткість вузла для варіантів підшипників 1-3 більша, ніж жорсткість для варіантів 4-6, а жорсткість для варіантів 4-6, більша жорсткості для варіантів 7-9 (рис. 5.13.)

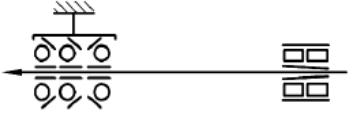

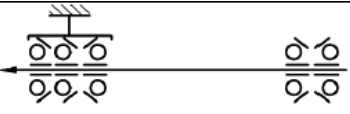
Для компоновок з трьома і чотирма підшипниками в передній опорі жорсткість шпиндельного вузла при застосуванні підшипників легкої серії більша або дорівнює жорсткості вузла при застосуванні підшипників середньої та важкої серії.

Для діаметра шпинделя 120 мм наведені порівняльні характеристики типових схем шпиндельних вузлів у таблиці 5.4. Радіальна жорсткість вузла, Н/мкм, була розрахована з використанням методики розробленої в [14]. Осьова жорсткість шпиндельного вузла практично повністю визначається характеристиками підшипників і їх компонованням в опорі і оцінювалася, виходячи з даних, наданих фірмами виробниками підшипників. Швидкохідність шпиндельного вузла визначається діаметром шпинделя, його компонованням і характеристиками підшипників опор, і оцінювалася за даними фірм-виробників підшипників [56, 57 та ін.].

Таблиця 5.4.

Розрахункові порівняльні характеристики багатоопорних шпиндельних вузлів

№ схеми	Схема компоновки	Тип підшипників передньої в опори	$d_{mn} \cdot 10^{-5}$ мм·хв ⁻¹ змащ: пл./мв.	Радіальна жорсткість , Н/мкм	Осьова жорсткість, Н/мкм
1		B719C	6,0/9,7	440,64	747
2		B719C	6,0/9,7	426,24	332

3		B70E	5,8/8,0	385,92	747
4		B70E	6,1/10,6	377,28	747
5		B719C	8,9/12,5	442,08	332

Оптимальне число підшипників в передній опорі може бути визначено розрахунковим шляхом виходячи з функціонального призначення верстата, сукупного розгляду радіальної, осьової жорсткості і швидкохідності з урахуванням діаметра шпинделя, серії підшипників і ступеня їх попереднього натягу.

Для наших умов приймаємо передню опору з трьома радіально-упорними підшипниками, а задню – з двома радіально-упорними підшипниками, розміщеними за схемою X. [58-59]

6. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

6.1 Вибір діапазону регулювання виконавчих механізмів верстату.

Згідно п.п. 4.3. даної роботи встановлені граничні частоти обертання шпинделя $n_{\min}=31,5$; $n_{\max}=10000$ об/хв. Діапазон регулювання:

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{10000}{31,5} = 317,46$$

Базова модель верстату забезпечує обертання шпинделя $n_{\min}=31,5$; $n_{\max}=1600$ об/хв. з ступеневим регулюванням з $\phi=1,26$. Встановимо на асинхронний двигун систему керування частотою, що дозволить в даному діапазоні отримати будь-яку кількість обертів шляхом пересування шестерень і часткової (частотної) зміни обертів електродвигуна.

Для діапазону регулювання від 1600 об/хв до 10000 об/хв встановимо додатковий привод з безступеневим регулюванням [58, 59].

6.2. Кінематичний розрахунок ступеневої частини приводу

Метою кінематичного розрахунку є визначення діапазону регулювання приводу, вибір оптимальної структурної формули, побудова структурної сітки та графіка чисел обертів, побудова оптимальної кінематичної схеми приводу. При кінематичному розрахунку визначають всі передаточні відношення, а також числа зубів всіх коліс. Для кінематичного розрахунку використаємо стандартну методику, описану в [3,4,9,13,60-65]

6.2.1. Вибір електродвигуна

Визначаємо необхідну потужність електродвигуна:

$$N_{el} = \frac{N_{piz}}{\eta} \quad (6.1)$$

де N_{piz} – максимальна потужність різання;

η – загальний ККД приводу.

Загальний ККД приводу дорівнює добутку ККД його складових:

$$\eta_{np} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (6.2)$$

Приймаємо:

- ККД пасової передачі $\eta_1=0,95$;
- ККД зубчастої передачі з циліндричними колесами $\eta_2=0,97$;
- коефіцієнт тертя в одній парі підшипників $\eta_3=0,99$

Загальний коефіцієнт корисної дії на основі (6.2):

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^4 \cdot \eta_3^6 = 0,95 \cdot 0,97^4 \cdot 0,99^6 = 0,7918$$

Необхідна потужність двигуна:

$$N_{el} = \frac{5,91}{0,7918} = 7,46 \text{ кВт}$$

Приймаємо згідно ГОСТ 19523-74 трифазний асинхронний коротко замкнутий електродвигун серії А02-51-4-61 з синхронною частотою обертання 1500 об/хв. і потужністю 7,5 кВт.

- асинхронна частота обертання $n_{ac}=1460$ об/хв.;
- напруга $U=380$ В;

6.2.2. Визначення діапазону регулювання

Передачі з ступеневим регулюванням компактні, а також прості, мають високий ККД. Кінематичні можливості приводу можна оцінити діапазоном регулювання, який показує відношення максимальних і мінімальних частот обертання шпинделя:

$$D = \frac{n_{max}}{n_{min}}$$

де n_{max} – максимальна частота обертання шпинделя

n_{min} – мінімальна частота обертання шпинделя

$$D = \frac{1600}{31,5} = 50,79$$

Знаходимо кількість ступеней:

$$z = \frac{\lg D}{\lg \phi} + 1 = \frac{\lg 50,79}{\lg 1,26} + 1 = 18,05$$

Знайдене розрахункове значення заокруглюємо до цілого з умовою можливості його розчленування на множники 2, 3 і 4. Приймаємо $z=18$.

Складаємо структурну формулу:

При дотриманні умови $2 \leq P \leq 4$ число 18 розкладається на три складові 3, 3 і 2, тобто на три групи. Згідно цієї умови записуємо структурну формулу:

$$z = P_1(x_1) \cdot P_2(x_2) \cdot P_3(x_3) = 3_{(1)} \cdot 3_{(3)} \cdot 2_{(9)}.$$

Кількість можливих варіантів:

$$K = K_{\text{кін.}} \cdot K_{\text{констр.}} = \frac{(m!)^2}{q!} = \frac{(1 \cdot 2 \cdot 3)^2}{1 \cdot 2} = 18$$

де m – кількість груп в структурі;

q – число груп з однаковим числом передач.

Побудова структурної сітки

Будуємо структурну сітку для формули $z = 3_{(1)} \cdot 3_{(3)} \cdot 2_{(9)}$:

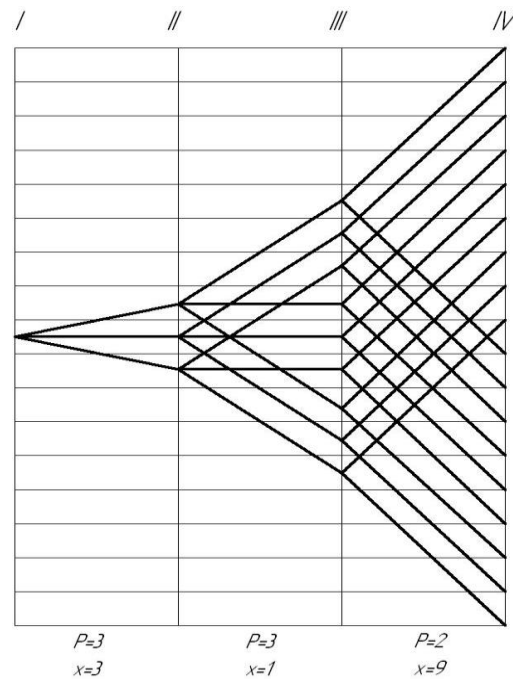


Рис. 6.1. Структурна сітка

Побудова графіка чисел обертів

Графік чисел обертів дає конкретні значення величин передаточних відношень всіх передач приводу і числа обертів всіх валів. Для побудови графіко чисел обертів між валами IV і VI встановлюємо проміжний вал.

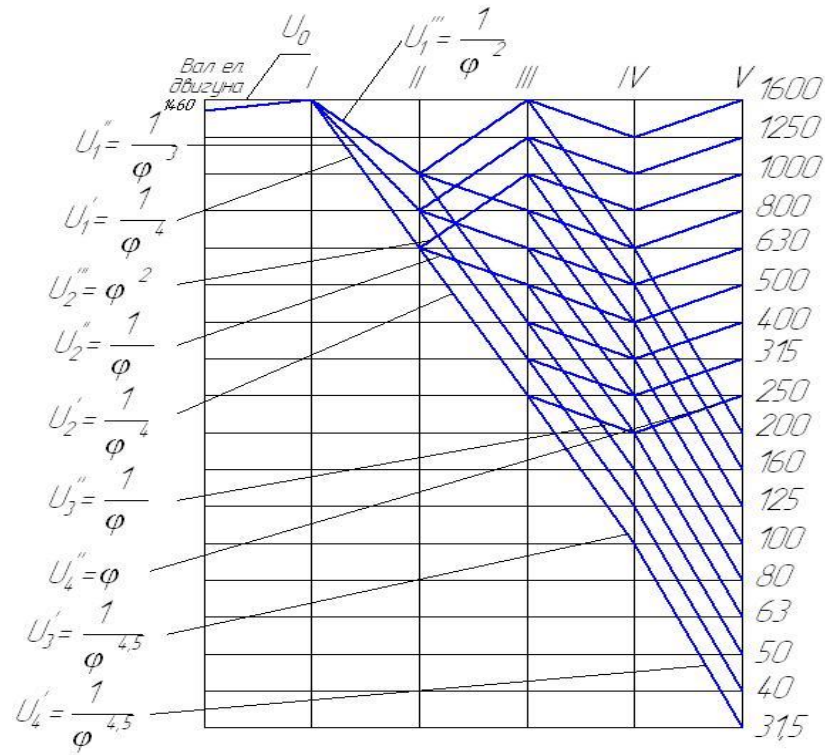


Рис. 6.2. Графік чисел обертів ступеневої частини приводу

Передаточні відношення визначаються по графіку чисел обертів, де кожен промінь представляє собою передаточне відношення певної передачі. Згідно умови задачі, використовуючи графік чисел обертів, отримуємо передаточні відношення всіх передач:

$$U_0 = \frac{1460}{1600} = \frac{1}{1,096}; \quad U_1' = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,26^4} = \frac{1}{2,52}; \quad U_1'' = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,26^3} = \frac{1}{2};$$

$$U_1''' = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,26^2} = \frac{1}{1,588}; \quad U_2' = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,26^4} = \frac{1}{2,52}; \quad U_2'' = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,26};$$

$$U_2''' = \varphi^2 = 1,26^2 = 1,588; \quad U_3' = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,26^4} = \frac{1}{2,52}; \quad U_3'' = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,26};$$

$$U_4' = \frac{1}{\varphi^5} = \frac{1}{1,26^5} = \frac{1}{3,176}; \quad U_4'' = \varphi = 1,26.$$

Визначення чисел зубів коліс.

Маючи конкретні значення передаточних відношень, для кожної незалежної групи визначаємо числа зубів окремих пар зубчастих коліс, що входять в неї. При цьому приймається модуль всіх зубчастих коліс певних груп однаковим, а міжосьову відстань незмінною. Виходячи з цієї умови, можна записати для першої групи:

$$z_{17} + z_{18} = z_{19} + z_{20} = z_{10} + z_{13}, \text{ отримаємо } U_1' = \frac{z_{12}}{z_{15}}; U_1'' = \frac{z_{10}}{z_{13}}; U_1''' = \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

Приймаємо $z_{\min} = 20$, тобто $z_{17} = 20$

Знаходимо кількість зубів решти коліс:

$$z_{18} = \frac{z_{17}}{U_1'} = \frac{20}{\frac{1}{2,52}} = 50,4 \text{ Приймаємо } z_{18} = 50 \quad \Sigma z_i = 20 + 50 = 70$$

$$z_{19} = \frac{\Sigma z \cdot U_1'''}{1 + U_1'''} = \frac{70 \cdot \frac{1}{1,588}}{1 + \frac{1}{1,588}} = 27,043. \text{ Приймаємо } z_{19} = 27$$

$$z_{20} = \frac{z_{19}}{U_1'''} = \frac{27}{\frac{1}{1,588}} = 42,86. \text{ Приймаємо } z_{20} = 43$$

$$z_{10} = \frac{\Sigma z \cdot U_2''}{1 + U_2''} = \frac{70 \cdot \frac{1}{1,26^3}}{1 + \frac{1}{1,26^3}} = 23,333. \text{ Приймаємо } z_{10} = 23$$

$$z_{13} = \frac{z_{10}}{U_1''} = \frac{23}{\frac{1}{1,26^3}} = 46$$

II група

Для зменшення осьових розмірів коробки швидкостей використаємо метод передачі крутного моменту спільним колесом $z_{18} = 50$.

$$\text{Тоді } z_{14} = \frac{z_{18}}{U_2'''} = \frac{50}{1,588} = 31,486. \text{ Приймаємо } z_{14} = 31 \quad \Sigma z = 31 + 50 = 81$$

$$z_{11} = \frac{\Sigma z_{II} \cdot U_2'}{1 + U_2'} = \frac{81 \cdot \frac{1}{1,26^4}}{1 + \frac{1}{1,26^4}} = 23,008. \text{ Приймаємо } z_{11} = 23$$

$$z_{15} = \frac{z_{11}}{U_2'} = \frac{23}{\frac{1}{1,26^4}} = 57,96 \text{ Приймаємо } z_{15} = 58$$

III група

$$\text{Приймаємо } z_{\min} = 23. \text{ Тоді } z_1 = 23 \quad z_4 = \frac{z_1}{U_3'} = \frac{23}{\frac{1}{1,26^4}} = 57,96.$$

Приймаємо $z_4 = 58$

$$\Sigma z = 58 + 23 = 81; \quad z_3 = \frac{\Sigma z_{III} \cdot U_3''}{1 + U_3''} = \frac{81 \cdot \frac{1}{1,26}}{1 + \frac{1}{1,26}} = 35,83$$

Приймаємо $z_3 = 36$

$$z_5 = 81 - 36 = 45$$

Приймаємо $z_5 = 45$

IV група

$$z_7 = \frac{z_5}{U_4''} = \frac{45}{1,26} = 35,71 \quad \text{Приймаємо } \frac{z_5}{z_7} = U_4''$$

Приймаємо $z_7 = 36$; $\Sigma z = 45 + 36 = 81$

$$z_2 = \frac{\Sigma z_{IV} \cdot U_4'}{1 + U_4'} = \frac{81 \cdot \frac{1}{1,26^5}}{1 + \frac{1}{1,26^5}} = 19,395 \quad \text{Приймаємо } \frac{z_2}{z_6} = U_4'$$

Приймаємо $z_2 = 19$ $z_6 = 81 - 19 = 62$

Знаходимо реальні передаточні відношення і порівнюємо їх з теоретичними.

Похибка повинна складати не більше 5%:

$$U_1' = \frac{20}{50} = \frac{1}{2,5}; \quad \varepsilon = \frac{|2,5 - 2,52|}{2,52} = 0,008 < 0,05$$

$$U_1'' = \frac{23}{46} = 0,5; \quad \varepsilon = \frac{|0,5 - 0,5|}{0,5} = 0 < 0,05$$

$$U_1''' = \frac{27}{43} = \frac{1}{1,593}; \quad \varepsilon = \frac{|1,593 - 1,588|}{1,588} = 0,003 < 0,05$$

$$U_2' = \frac{23}{58} = \frac{1}{2,522}; \quad \varepsilon = \frac{|2,522 - 2,52|}{2,52} = 0,001 < 0,05$$

$$U_2'' = \frac{37}{48} = \frac{1}{1,297}; \quad \varepsilon = \frac{|1,297 - 1,26|}{1,26} = 0,03 < 0,05$$

$$U_2''' = \frac{31}{50} = \frac{1}{1,613}; \quad \varepsilon = \frac{|1,613 - 1,588|}{1,588} = 0,02 < 0,05$$

$$U_3' = \frac{23}{58} = \frac{1}{2,522}; \quad \varepsilon = \frac{|2,522 - 2,52|}{2,52} = 0,0001 < 0,05$$

$$U_3'' = \frac{36}{45} = \frac{1}{1,25}; \quad \varepsilon = \frac{|1,25 - 1,26|}{1,26} = 0,008 < 0,05$$

$$U_4' = \frac{19}{62} = \frac{1}{3,263}; \quad \varepsilon = \frac{|3,263 - 3,176|}{3,176} = 0,03 < 0,05$$

$$U_4'' = \frac{45}{36} = \frac{1}{1,25}; \quad \varepsilon = \frac{|1,25 - 1,26|}{1,26} = 0,009 < 0,05$$

Всі дані заносимо в таблицю 6.1:

Таблиця 6.1. Дані розрахунку передаточних відношень і кількості зубів

U	Основна група			II-а група		
		$U_1' = \frac{1}{2,5}$	$U_1'' = 0,5$	$U_1''' = \frac{1}{1,593}$	$U_2' = \frac{1}{2,522}$	$U_2'' = \frac{1}{1,297}$
$\frac{z_i}{z_{i+1}}$	$\frac{20}{50}$	$\frac{23}{46}$	$\frac{27}{43}$	$\frac{23}{58}$	$\frac{37}{48}$	$\frac{31}{50}$
$\sum z$	70			81		
U	III-а група		IV-а група			
	$U_3' = \frac{1}{2,522}$	$U_3'' = \frac{1}{1,25}$	$U_4' = \frac{1}{3,263}$	$U_4'' = \frac{1}{1,25}$		
$\frac{z_i}{z_{i+1}}$	$\frac{23}{58}$	$\frac{36}{45}$	$\frac{19}{62}$	$\frac{45}{36}$		
$\sum z$	81		81			

На основі отриманих результатів будуюмо оптимальну кінематичну схему ступеневої частини приводу головного руху (рис. 6.3).

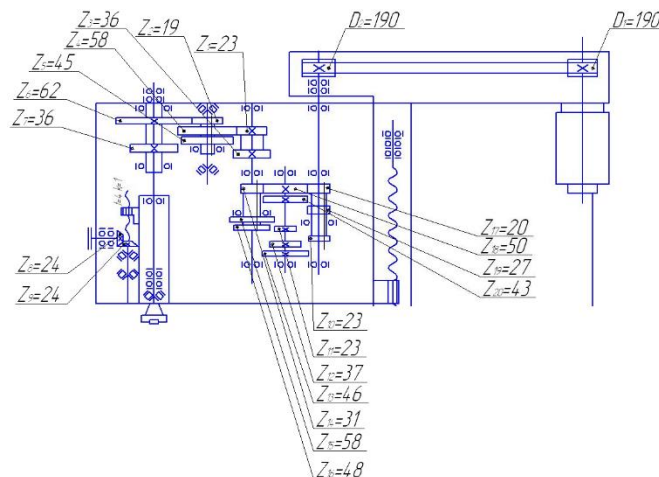


Рисунок 6.3. Кінематична схема приводу головного руху

6.3. Кінематичний розрахунок безступеневої частини приводу

6.3.1. Вибір привідного двигуна. Побудова діаграми потужності

В якості двигунів в приводах верстатів використовуються різні електродвигуни, гідроциліндри, гідродвигуни обертальної дії, пневмоциліндри, пневмодвигуни обертальної дії. Електродвигуни виготовляють регульованими і

нерегульованими. Регулювання частоти обертання вала двигуна здійснюється в двох областях: від мінімальної n_1 до номінальної n_n частоти обертання з постійним крутним моментом зміною напруги в обмотці якоря і від n_n до n_{max} – з постійною потужністю зміною поля збудження. Загальний діапазон D_d регулювання двигуна (діапазон регулювання при постійній потужності D_N) і діапазон регулювання з постійним моментом D_M залежать від типу двигуна і способу його регулювання.

Максимальна потужність різання визначається згідно технологічних розрахунків $N_{max} = 11,04$ кВт (п. 2.4)

На стадії попередніх розрахунків потрібна потужність двигуна може бути визначена за формулою [60]:

$$N_d = \frac{N_{ef}}{\eta} \quad (6.3.)$$

де η – коефіцієнт корисної дії приводу.

Визначаємо ККД приводу за формулою:

$$\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2 \quad (6.4)$$

де $\eta_1 = 0,99$ – ККД тертя однієї пари підшипників;

$\eta_2 = 0,97$ – ККД муфти обгону;

$$\eta = 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,95$$

$$N_d = \frac{11,04}{0,95} = 11,62 \text{ кВт.}$$

З урахуванням Вибираємо двигун постійного струму фірми «Franz Kessler» серії DMQ112.S з повітряним охолодженням, який має наступні характеристики:

- номінальна частота обертання $n = 1500$ об/хв.;
- максимальна частота обертання $n = 12000$ об/хв.;
- номінальна потужність $N = 14$ кВт (в режимі S1);
- номінальний крутний момент $M_{кр} = 47,7$ Нм.

Діапазон регулювання при постійній потужності можна визначити по формулі:

$$R = \frac{n_{d,max}}{n_{d,ном}}$$

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

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

Отримаємо:

$$R_{op} = \frac{12000}{1500} = 8$$

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

$$R_M = \frac{n_{max}}{n_p}, \quad (6.5)$$

де n_{max} – максимальна частота обертання шпинделя;

n_p – частота обертання шпинделя при максимальному крутному моменті.

Підставивши значення в формулу (6.5.) отримаємо:

$$R_M = \frac{12000}{1500} = 8$$

Для побудови діаграми потужності визначаємо потужність двигуна за формулою [16]:

$$N_d = N_{ef} + N_{x,x} + N_{дод} \quad (6.6)$$

де N_{ef} – ефективна потужність різання;

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

$N_{дод}$ - додаткові втрати.

Ефективна потужність при відомому M_{max} і відомій з графіка чисел обертів частоті обертання при якій привід починає працювати з постійною потужністю

$$N_{ef} = 7.5 \text{ кВт}$$

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

$$N_{x,x} = \frac{d}{10^6} \cdot \left(\sum n + k_1 \cdot \frac{d_0}{d} \cdot n_0 \right) \cdot k_2 \quad (6.7)$$

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

d_0 – діаметр шийок шпинделя, мм;

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

n_0 – частота обертання шпинделя, об/хв;

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

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

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

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

приймаємо $k_1=1,5$; $k_2=3$.

Тоді за формулою (4.9) отримаємо:

$$N_{x.x} = \frac{45}{10^6} \cdot \left(12000 + 1,5 \cdot \frac{75}{45} \cdot 12000 \right) \cdot 3 = 1,89 \text{ кВт}$$

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

$$N_{\text{доп}} = (11,04 + 1,89) \cdot 0,1 = 1,29 \text{ кВт.}$$

Отже сумарна потужність буде:

$$N_d = 11,62 + 1,89 + 1,29 = 14,8 \text{ кВт.}$$

Отже залишаємо двигун вибраний для кінематичного розрахунку фірми «Franz Kessler» серії DMQ112.S з $N_d=13,5$ кВт.

Будуємо діаграму потужності на шпинделі верстату.

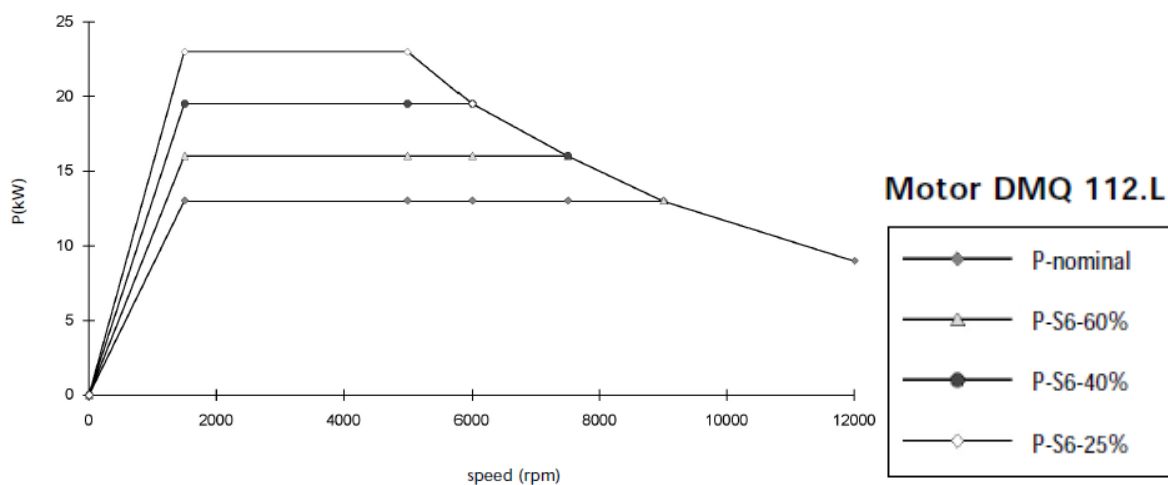


Рисунок 6.2 Діаграма потужності двигуна при режимах

6.4. Силовий розрахунок коробки швидкостей і її принцип роботи

Основою силового розрахунку коробки швидкостей є розрахунок діаметрів валів за максимальними згинальними і крутними моментами, а також міжосьових відстаней та модулів зубчастих коліс за допустимими напруженнями зубів на контактну міцність. Силовий розрахунок елементів коробки швидкостей проводимо за методиками, описаними у [60-66]

6.4.1. Визначення міжосьових відстаней та розрахунок модуля

Для визначення міжосьової відстані потрібно визначити розрахункові крутні моменти на валах, а міжосьову відстань розраховувати для передачі, яка передає максимальний крутний момент.

Визначимо максимальні крутні моменти на валах [28, 60-66]:

$$T_{об.} = 9550 \cdot \frac{N_{дв.} \cdot \eta}{n_{розр.}}$$

де $N_{дв.} = 7,5$ кВт – номінальна потужність двигуна;

η - ККД механізму від електродвигуна до розглядуваного вала;

$n_{розр.}$ - розрахункова частота обертання вала (об/хв);

При виборі розрахункової частоти обертання вала приймаємо частоту, яка відповідає вітці 1/3, або 1/4 від n_{min} , згідно рекомендацій [60-65].

I вал

Момент на перший вал передається від електродвигуна через пасову передачу і на ньому також є пари підшипників. Тому ККД приводу:

$$\eta_I = \eta_1 \cdot \eta_{підш}^4 = 0,95 \cdot 0,99 = 0,912$$

η_1 – ККД пасової передачі;

$\eta_{підш}$ - ККД однієї пари підшипників;

Згідно графіка чисел обертів визначаємо розрахункову частоту обертання даного вала $n=1600$ об/хв.

$$T_{об.1} = 9550 \cdot \frac{7,5 \cdot 0,912}{800} = 24,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

II вал

Момент на другий вал передається від першого вала через зубчасту передачу і на ньому також є пара підшипників. Тому ККД приводу

$$\eta_{II} = \eta_I \cdot \eta_2 \cdot \eta_{підш} = 0,912 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,876,$$

де η_I – ККД приводу першого вала;

η_2 – ККД зубчастої передачі;

$\eta_{підш}$ - ККД однієї пари підшипників;

Згідно графіка чисел обертів визначаємо розрахункову частоту обертання даного вала $n=800$ об/хв

$$T_{об.2} = 9550 \cdot \frac{7,5 \cdot 0,876}{800} = 78,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

III вал

Момент на третій вал передається від другого вала через зубчасту передачу і на ньому також є 2 пари підшипників. Тому ККД приводу

$$\eta_{III} = \eta_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_{підш}^2 = 0,876 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,833$$

де η_{II} – ККД приводу другого вала;

η_2 – ККД зубчастої передачі;

$\eta_{підш}$ – ККД однієї пари підшипників;

Згідно графіка чисел обертів визначаємо розрахункову частоту обертання даного вала $n=630$ об/хв.

$$T_{об.3} = 9550 \cdot \frac{7,5 \cdot 0,833}{630} = 94,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

IV вал

Момент на четвертий вал передається від третього вала через зубчасту передачу і на ньому також є пара підшипників. Тому ККД приводу:

$$\eta_{IV} = \eta_{III} \cdot \eta_2 \cdot \eta_{підш} = 0,833 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,799$$

де η_{III} – ККД приводу третього вала;

η_2 – ККД зубчастої передачі;

$\eta_{підш}$ – ККД однієї пари підшипників;

Згідно графіка чисел обертів визначаємо розрахункову частоту обертання даного вала $n=250$ об/хв.

$$T_{об.4} = 9550 \cdot \frac{7,5 \cdot 0,799}{250} = 228,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

V вал

Момент на третій вал передається від другого вала через зубчасту передачу і на ньому також є пара підшипників. Тому ККД приводу

$$\eta_V = \eta_{IV} \cdot \eta_2 \cdot \eta_{підш} = 0,799 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,767$$

де η_{IV} – ККД приводу третього вала;

η_2 – ККД зубчастої передачі;

$\eta_{підш}$ – ККД однієї пари підшипників;

Згідно графіка чисел обертів визначаємо розрахункову частоту обертання даного вала $n=100$ об/хв.

$$T_{об.4} = 9550 \cdot \frac{7,5 \cdot 0,767}{100} = 549,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначені обертові моменти на валах зводимо в таблицю:

Таблиця 6.1 – Розрахункові крутні моменти на валах

Вал	I	II	III	IV	V
$T_{об}, \text{Нм}$	24,4	78,4	94,3	228,9	549,4

Міжосьову відстань з умови міцності зубців на контактну міцність проведемо для передачі 19/62 між IV і V валом, яка забезпечує максимальний крутний момент $T=549,4 \text{ Нм}$.

Вибираємо матеріал зубчастих коліс сталь 40Х з покращенням. Механічні характеристики сталі зведемо в таблицю:

Таблиця 6.2 – Механічні властивості сталі 40Х

Марка сталі	Границя міцності $\sigma_B, \text{МПа}$	Границя текучості $\sigma_T, \text{МПа}$	Середня твердість НВ
40Х	930	690	270

Так як є великі перепади моментів на валах модулі коліс I, II та III приймаємо однакові, а також IV і V групи теж однакові.

Міжосьову відстань визначаємо за формулою:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}$$

де $K_a=49,5$;

u – передаточне відношення, $U_1=3,176$; для передачі 19/62 $U_2=2,52$;

T_2 – момент на веденому валу, $T_V=549,4 \text{ Нм}$, $T_{III}=94,3$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує вид навантаження, $K_{H\beta}=1,1$;

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця, $\psi_{ba}=0,25$;

$[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження, яке визначається за формулою:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H_{limb}} \cdot K_{HL}}{[S_H]} \quad (6.8)$$

де K_{HL} – коефіцієнт довговічності, $K_{HL}=1$;

$[S_H]$ – коефіцієнт безпеки, $[S_H]=1,1$;

$\sigma_{H \text{ limb}}$ – границя контактної міцності при базовому числі циклів, обчислюється за формулою:

$$\sigma_{H \text{ limb}} = 2HB + 70$$

де HB – середня твердість матеріалу коліс;

$$\sigma_{H \text{ limb}} = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа}$$

Визначаємо допустиме контактне напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{610 \cdot 1}{1,1} = 560 \text{ МПа}$$

Знаходимо міжосьову відстань:

$$a_w = 43,5 \cdot (3,176 + 1) \sqrt[3]{\frac{549400 \cdot 1,1}{(560)^2 \cdot (3,176)^2 \cdot 0,25}} = 166 \text{ мм}$$

Приймаємо міжосьову відстань $a_w = 165 \text{ мм}$.

$$a_w = 43,5 \cdot (2,52 + 1) \sqrt[3]{\frac{94400 \cdot 1,1}{(560)^2 \cdot (2,52)^2 \cdot 0,25}} = 123,5 \text{ мм}$$

Приймаємо міжосьову відстань $a_w = 122 \text{ мм}$.

Визначаємо модуль коліс:

$$m = \frac{2 \cdot 165}{19 + 62} = 4,07 \text{ мм}$$

$$m = \frac{2 \cdot 122}{23 + 58} = 3,01 \text{ мм}$$

Приймаємо модуль між I та II, II та III групами коліс коробки швидкостей $m = 3 \text{ мм}$, між III та IV, IV та V груп $m = 4 \text{ мм}$.

Решту міжосьових відстаней визначаємо за формулою:

$$a_w = \frac{m \cdot \sum z}{2} \quad (6.9)$$

де m – модуль зубів;

$\sum z$ – сума зубів.

Між I та II валом:

$$a_{wI-II} = \frac{3 \cdot 70}{2} = 105 \text{ мм}$$

Між II та III валом:

$$a_{wII-III} = \frac{3 \cdot 81}{2} = 121,5 \text{ мм}$$

Між III та IV валом:

$$a_{wIII-IV} = \frac{4 \cdot 81}{2} = 162 \text{ мм}$$

Між IV та V валом:

$$a_{wIV-V} = \frac{4 \cdot 81}{2} = 162 \text{ мм}$$

6.4.2. Розрахунок діаметрів валів

Попередній розрахунок проводимо на кручення за пониженими допустимими напруженнями за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_k]}} \quad (6.10)$$

де T – максимальний обертовий момент на валу;

$[\tau_k]$ – допустиме напруження на кручення.

Приймаємо для валів матеріал сталь 40Х, для якої понижене значення $[\tau_k]=25 \text{ МПа}$.

Діаметр першого вала:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 24,4}{3,14 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 0,0171 \text{ м}$$

Отримане значення заокруглюємо до більшого стандартного. Приймаємо діаметр шийки першого вала $d_1=17 \text{ мм}$. Решта діаметрів приймаємо конструктивно.

Діаметр другого вала:

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 78,4}{3,14 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 0,0251 \text{ м}$$

Отримане значення заокруглюємо до більшого стандартного. Приймаємо діаметр шийки другого вала $d_2=25 \text{ мм}$.

Діаметр третього вала:

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 94,2}{3,14 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 0,0268 \text{ м}$$

Отримане значення заокруглюємо до більшого стандартного.. Приймаємо діаметр шийки третього вала $d_3=26 \text{ мм}$.

Діаметр п'ятого вала:

$$d_5 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 549,4}{3,14 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 0,0482 \text{ м}$$

Отримане значення заокруглюємо до більшого стандартного. Приймаємо діаметр шийки четвертого вала $d_5=48\text{мм}$.

Інші розміри валів приймаємо конструктивно з урахуванням особливостей встановлення на них інших елементів.

Для четвертого вала проведемо повний розрахунок за згинальними та пружними моментами.

Визначаємо сили в зачепленні. Для коліс z_1 / z_4 :

$$F_{t1} = \frac{2Tob_4 \cdot 10^3}{d_4} = \frac{2 \cdot 228,9 \cdot 10^3}{4 \cdot 58} = 1973,3 \text{ Н.}$$

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\text{tg } 20^\circ} = \frac{1973,3}{0,364} = 5421,2 \text{ Н.}$$

Визначаємо сили в зачепленні. Для коліс z_2 / z_6 :

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot Tob_4}{d_2} = \frac{2 \cdot 228,9}{4 \cdot 19} = 6023,7 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2}}{\text{tg } 20^\circ} = \frac{6023,7}{0,364} = 16548,6 \text{ Н}$$

Для побудови епюри у вертикальній площині визначаємо опорні реакції та згинальні моменти у контрольних точках.

$$\Sigma_{momA} = F_{r1} \cdot a - F_{r2} \cdot (l - b) + R_B \cdot l = 0; \quad R_B = \frac{-F_{r1} \cdot a + F_{r2} \cdot (l - b)}{l};$$

$$\bar{R}_B + \bar{F}_{r2} + \bar{F}_{r1} + \bar{R}_A = 0; \quad R_A = F_{r2} - F_{r1} + R_B;$$

$$M_D^b = R_A \cdot a; \quad M_C^b = R_B \cdot b;$$

Отримаємо:

$$\Sigma_{momA} = 5421,2 \cdot 165 - 16548,6 \cdot (250 - 51) + 9594,2 \cdot 250 = 0$$

$$R_B = \frac{-5421,2 \cdot 165 + 16548,6 \cdot (250 - 51)}{250} = 9594,2 \text{ Н}$$

$$R_A = 16548,6 - 5421,2 + 9594,2 = 20721,6 \text{ Н}$$

$$M_D^e = 16548,6 \cdot 165 = 2730519 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 2730 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_C^e = 9594,2 \cdot 51 = 489304,2 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 489,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для побудови епюри у горизонтальній площині визначаємо опорні реакції та згинальні моменти у контрольних точках.

$$\Sigma_{momA} = F_{t1} \cdot a + F_{t2} \cdot (l - b) - R_B \cdot l - 0; \quad R_B = \frac{F_{t1} \cdot a + F_{t2} \cdot (l - b)}{l};$$

$$\bar{R}_B + \bar{F}_{t2} + \bar{F}_{t1} + \bar{R}_A = 0; \quad R_A = F_{t2} + F_{t1} - R_B;$$

$$M_D^r = R_A \cdot a; \quad M_C^r = R_C \cdot b;$$

Отримаємо:

$$\Sigma_{momA} = 1973,3 \cdot 165 + 6023,7 \cdot (250 - 51) - 17818,8 \cdot 250 = 0$$

$$R_B = \frac{1973,3 \cdot 165 + 6023,7 \cdot (250 - 51)}{250} = 17818,8 \text{ Н}$$

$$R_A = 6023,7 + 1973,3 - 17818,8 = -9821,8 \text{ Н}$$

$$M_D^r = 9821,8 \cdot 165 = 1620597 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 1621 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_C^r = 17818,8 \cdot 51 = 908758,8 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 909 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Епюри згинальних моментів у вертикальній та горизонтальній площинах зображено на рисунку 6.6.

Визначаємо сумарний згинальний момент:

$$M_D = \sqrt{M_D^{B^2} + M_D^{r^2}} = \sqrt{2730^2 + 1621^2} = 3174,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_C = \sqrt{M_C^{B^2} + M_C^{r^2}} = \sqrt{489,3^2 + 909^2} = 1032,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначаємо діаметр вала за найбільшим згинальним моментом:

$$d = 10 \sqrt{\frac{M_{прис}}{0,1[\sigma]}}, \quad \text{де } [\sigma] = 350 \text{ МПа}$$

$$M_{прис} = \sqrt{M_{сум}^2 + 0,39T_{об4}^2} = \sqrt{3174,9^2 + 0,39 \cdot 549,4^2} = 3193 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d = 10 \sqrt{\frac{3193}{0,1 \cdot 350 \cdot 10^6}} = 0,09551 \text{ м}$$

Приймаємо діаметр вала під шестернею 100 мм.

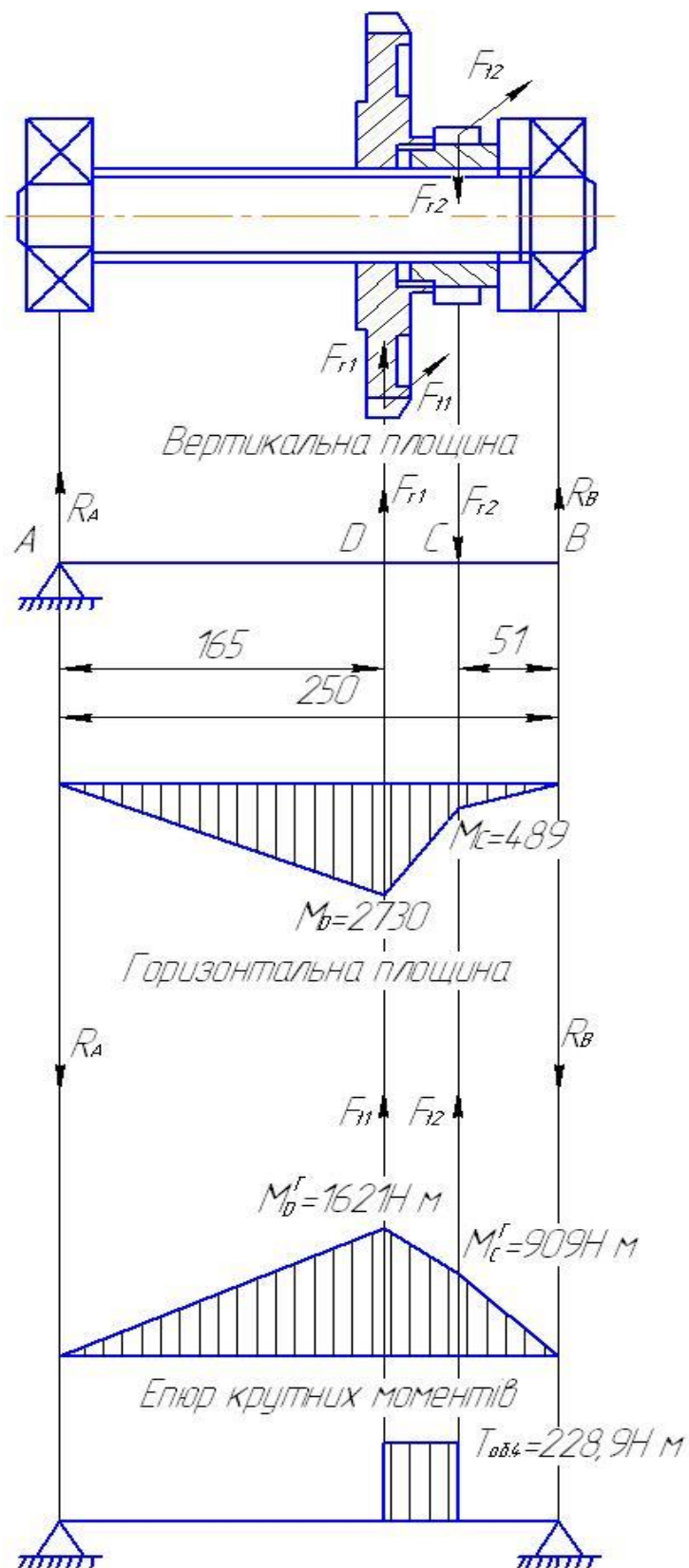


Рис. 6.6. Епюри згинальних та крутних моментів п'ятого вала коробки швидкостей

Підшипники підбираємо конструктивно. Для всіх валів вибираємо кулькові радіальні підшипники згідно ГОСТ 8338-75.

6.4.3. Опис конструкції та принципу роботи коробки швидкостей

Коробка швидкостей вмонтована у шпindelьну бабку. Для вибору необхідного числа обертів на шпindelьній бабці встановлений механізм переключення швидкостей. З'єднання коробки швидкостей з валом електродвигуна головного руху здійснюється через пасову передачу. Частота обертання шпindelя встановлюється за допомогою механізму переключення частоти обертання шпindelя.

Пуск електродвигуна шпindelя виконується натисканням кнопки. При цьому включається пускач коробки швидкостей, реле, тормозна електромагнітна муфта виключається, двигун починає обертатися.

Для облегшення переключення швидкостей передбачена кнопка імпульсного включення електродвигуна. При натисканні кнопки включається пускач коробки швидкостей, двигун починає розганятися через контакт коробки швидкостей, включається реле, яке стає на саможивлення і контактом відключає котушку коробки швидкостей. Двигун відключається від мережі, встигнувши розігнатися до невеликих обертів.

6.5. Опис модернізованої конструкції шпindelьної бабки та принципу роботи приводу головного руху

На шпindelьній бабці монтується двигун постійного струму, який через зубчасту пасову передачу та перехідну втулку з'єднаний з шпindelем. Робота даного двигуна можлива тільки у верхньому крайньому положенні гільзи шпindelя. Для переключення обертів від коробки швидкостей необхідно гільзу зі шпindelем перемістити вниз. При цьому перехідна втулка від високошвидкісного двигуна виходить своїми шліцами з контакту із шпindelем, а перехідний вал 5 коробки швидкостей – входить. І при необхідності забезпечення обертів шпindelя до 1600 об/хв. працює асинхронний двигун з коробкою швидкостей. Для керування двигуном використовується перетворювач частоти, що забезпечує зміну його частоти обертання з 1150 об/хв до 1460 об/хв, що разом з коробкою швидкостей забезпечує безступеневе регулювання. В керуванні електродвигуном використовується перетворювач частоти MITSUBISHI FR-A 540 S EC

Перетворювачі частоти MITSUBISHI призначені для перетворень одно-або трифазного напруги з постійною частотою 50 Гц в трифазну напругу змінною

частотою в діапазоні від 0,2 до 400 Гц. Ця властивість перетворювачів частоти робить можливим їх широке застосування для безступеневого регулювання будь-яких асинхронних електродвигунів, в тому числі електроприводів, насосів, вентиляторів, компресорів та інших механізмів, де потрібна регулювання частоти обертання. Різноманіття функцій і висока надійність, закладені в перетворювачах частоти MITSUBISHI роблять можливим і вигідним їх практичне застосування для управління електроприводами різних установок і технологічних комплексів.

Області застосування: металорізальні верстати, підйомно-транспортні механізми, текстиль-ні машини, насоси, мішалки і т.п.

Програмний контроль вихідного струму; які самостійно векторне регулювання з функцією компенсації ковзання.

Комунікації через послідовний порт RS422/RS485; компактне виконання; вбудований транзистор, керуючий гальмівним опором; опціональний гальмівний опір; підключення зовнішнього гальмівного блоку; програмовані виходи; стійкий до коротких замикань і перевантажень; контроль холостого ходу.

Графік чисел обертів модернізованого приводу головного руху набуде вигляду:

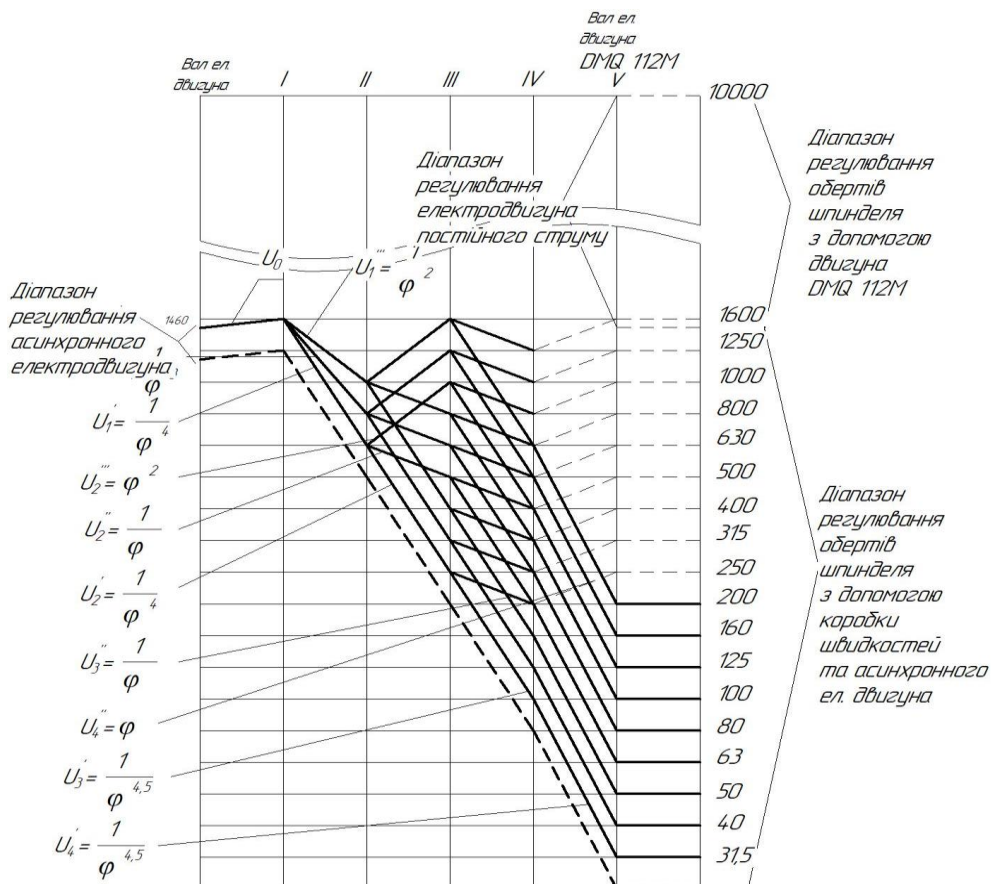


Рис. 6.7. Графік чисел обертів модернізованого приводу головного руху

З урахуванням потужності двигуна приводу з безступеневим регулюванням, а також необхідної потужності різання з ступеневим регулюванням, а також діаграми потужності (рис.) можна відмовитись від передач $\frac{36}{45} \frac{45}{36}$ коробки швидкостей

Кінематична схема модернізованого приводу головного руху зображена на рис. 6.8.

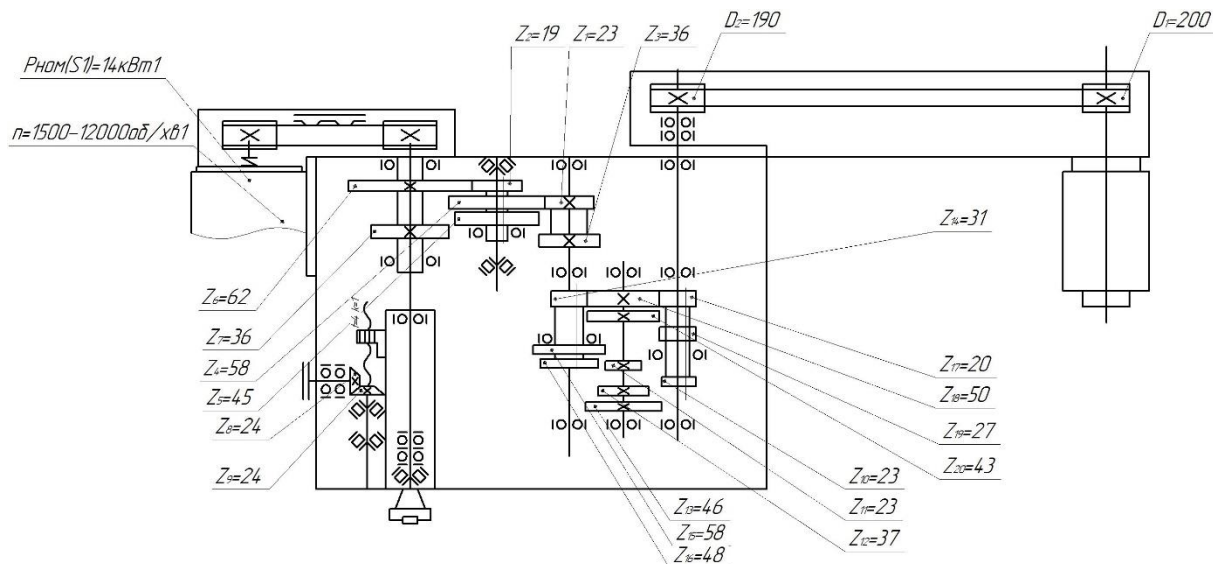


Рис. 6.8. Кінематична схема модернізованого приводу головного руху

Привод працює наступним чином. При необхідності забезпечення кількості обертів шпинделя від 25 до 200 об/хв встановлюємо блоки пересувних шестерень у відповідне положення і відповідно за допомогою регулятора виставляємо необхідну частоту обертання асинхронного електродвигуна. Якщо необхідна частота обертання шпинделя знаходиться в межах 200-12000 об/хв, то пересуваємо гільзу зі шпинделем в крайнє верхнє положення, відбувається з'єднання шпинделя з прямим приводом і одночасне його роз'єднання з ступеневою частиною приводу(показано в графічній частині роботи) і на двигуні DMQ 112M встановлюємо необхідну частоту обертання.

6.6. Конструювання шпиндельного вузла.

При конструюванні шпиндельного вузла потрібно забезпечити:

- 1) Жорсткість, необхідну для уникнення недопустимих деформацій в процесі різання; (радіальна і осьова); виходячи з нормальної роботи підшипників жорсткість на ділянці між опорами обмежується 250..500 Н/мкм.
- 2) Стабільність положення геометричної осі при обертанні (точність

обертання);

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

4) Мінімальні тепловиділення і температурні деформації шпиндельного вузла;

5) Довговічність, що залежить від довговічності опор, яка в свою чергу залежить від ефективності системи змащування, ущільнення, частоти обертання, попереднього натягу в підшипниках кочення.

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

Розрахунок радіальної жорсткості та динамічних характеристик шпиндельного вузла проведемо за допомогою програмного забезпечення SPINCH, і подамо в «Спеціальному розділі».

7. СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

7.1. Розрахунок на ЕОМ шпindelного вузла на жорсткість з допомогою продукту САПР – комплексу програми SPINCH.

Комплекс програм SPINCH призначено для розрахунку статичних і динамічних характеристик шпindelних вузлів верстатів, як пружних систем. Під шпindelними вузлами розуміється підсистема шпindel - опори - пристосування - деталь (інструмент). Комплекс програм SPINCH заснований на використанні методу кінцевих елементів і модального аналізу, застосованого до пружних систем верстатів.

SPINCH дозволяє проводити автоматизований розрахунок статичних і динамічних характеристик шпindelних вузлів при наявності інерційних, дисипативних і жорсткісних параметрів, а також аналіз впливу компоновки і параметрів шпindelних вузлів на ці характеристики.

При розрахунку статичних характеристик шпindelних вузлів визначаються:

- 1) осьові і радіальні пружні деформації, а також кути повороту перерізів шпинделя у вузлових точках від заданих навантажень і ваги шпинделя;
- 2) реакції в опорах і стиках шпindelних вузлів.

При розрахунку динамічних характеристик шпindelних вузлів визначаються:

- 1) власні частоти;
- 2) нормальні форми коливань в заданому частотному діапазоні;
- 3) значення модальних коефіцієнтів демпфірування;
- 4) амплітудно-частотну характеристику (АЧХ) шпindelних вузлів за обраною координатою як від сили різання, так і від сили (моменту), прикладеної в будь якій вузловий точці розрахункової схеми шпindelних вузлів.

Розрахунок шпindelного вузла з допомогою програми SPINCH.

1. Вибираємо тип опор, із переліку представлених програмою.

1. Тип опоры 2. Внутренний диаметр 3. Поиск

ВЫБОР ТИПА ОПОРЫ

ТИП ОПОРЫ	Коэф. рассеивания
1 Рад. 2-рядный роликовый и 2-рядный упорно-радиальный	0.66-0.8
2 Рад. 2-рядный роликовый и упорный шариковый	0.66
3 Рад. 2-рядный с короткими цилиндрическими роликами	0.40
4 Конический роликовый однорядный	0.35
5 Конический роликовый 2-рядный по типу GAMET H	0.70
6 Радиально-упорный шариковый	0.21
7 Тандем из рад.-упорных шариковых подшипников	0.42
8 Радиально-упорный шариковый по схеме "X"	0.42
9 Радиально-упорный шариковый по схеме "O"	0.42
10 3 Радиально-упорных шариковых по схеме тандем "O"	0.63
11 4 Радиально-упорных шариковых по схеме тандем "O"	0.84

▶ Тип опоры : 6 ▶ Диаметр : 40

Рисунок 7.1. Вибір типу опор шпindelного вузла

2. Визначаємо характеристики задньої опори шпindelля

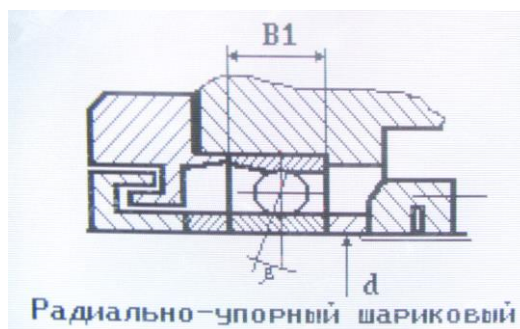


Рисунок 7.2. Схема передньої опори шпindelля.

1. Тип опоры 2. Внутренний диаметр 3. Поиск

ВНУТРЕННИЙ ДИАМЕТР ОПОРЫ

85_

Найдено записей : 6 Текущая запись : 2

F1 - схема опоры
PgUp- предыдущая запись
PgDn- следующая запись
Esc - вернуться

Обозначения по ГОСТ : 36117k

Посадочные диаметры мм:

Внутренний :	85	Наружный :	130
--------------	----	------------	-----

Максимальные частоты вращения подшипников, 1/мин:

Консистентная смазка :	8500	Жидкая смазка :	15000
------------------------	------	-----------------	-------

Ширина колец подшипников, мм: 22

Динамическая грузоподъемность опоры, ДаН:	4750
Радиальная жесткость опоры, ДаН/мкм:	40.00
Угловая жесткость опоры, ДаН*мм/Рад:	8100
Осевая жесткость опоры, ДаН/мкм:	6.32
Максимальная осевая нагрузка, ДаН:	280
Сила предварительного натяга, ДаН:	94

▶ Радиально-упорный шариковый

Рисунок 7.3. Характеристики передней опоры шпинделя.

3. Визначаємо характеристики передніх опор шпинделя

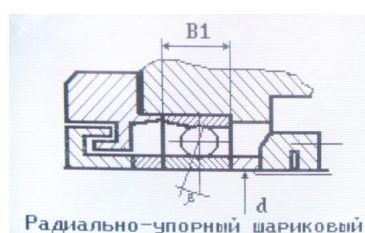


Рисунок 7.4. Схема передней опоры шпинделя.

1. Тип опоры — 2. Внутренний диаметр — 3. Поиск

внутренний диаметр опоры

100

Найдено записей : 6 Текущая запись : 2

F1 - схема опоры
PgUp- предыдущая запись
PgDn- следующая запись
Esc - вернуться

Обозначения по ГОСТ : 36120k

Посадочные диаметры мм:

Внутренний :	100	Наружный :	150
--------------	-----	------------	-----

Максимальные частоты вращения подшипников, 1/мин:

Консистентная смазка :	7000	Жидкая смазка :	12000
------------------------	------	-----------------	-------

Ширина колец подшипников, мм: 24

Динамическая грузоподъемность опоры, ДаН:	5850
Радиальная жесткость опоры, ДаН/мкм:	51.00
Угловая жесткость опоры, ДаН*мм/Рад:	12800
Осевая жесткость опоры, ДаН/мкм:	8.01
Максимальная осевая нагрузка, ДаН:	369
Сила предварительного натяга, ДаН:	123

▶ Радиально-упорный шариковый

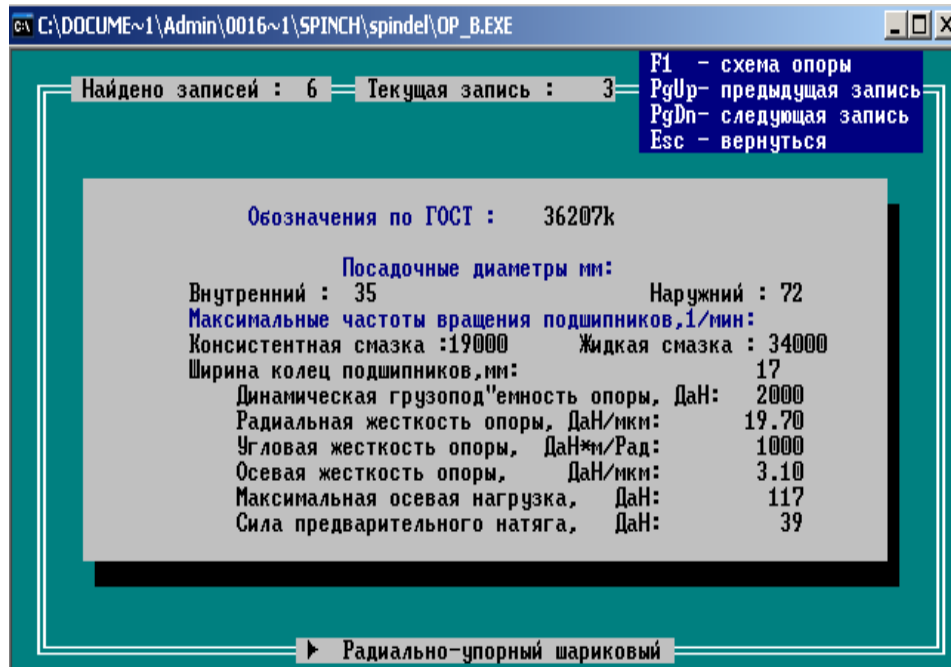
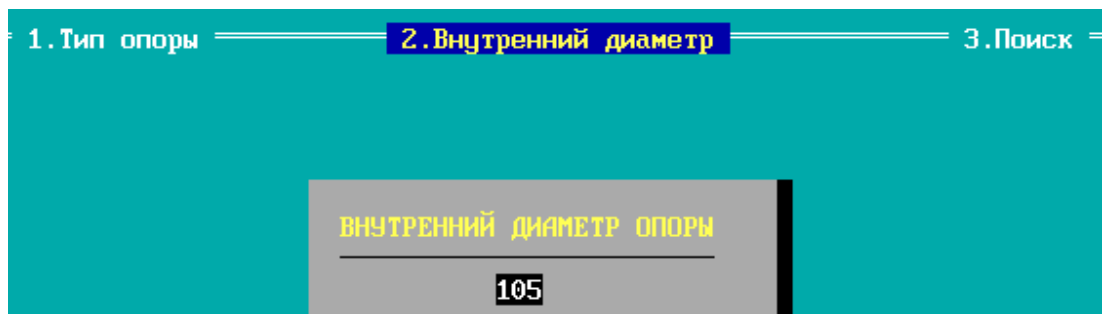


Рисунок 7.5. Характеристики передних опор шпинделя.

4. Розрахунок між опорної віддалі.

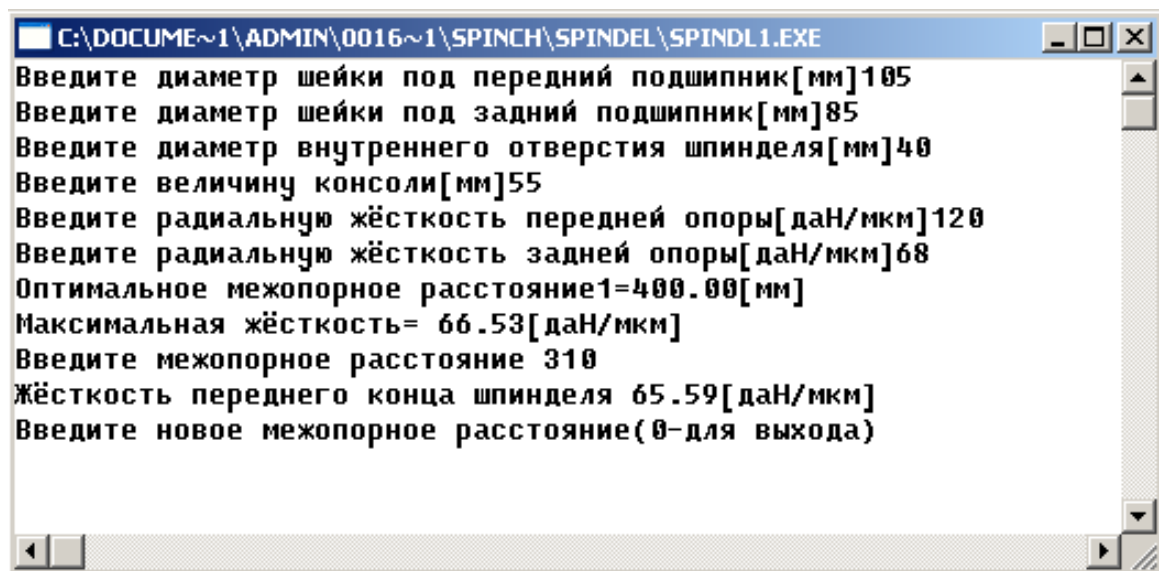


Рисунок 7.6. Розрахунок між опорної віддалі.

5. Вводимо загальні дані для розрахунку.

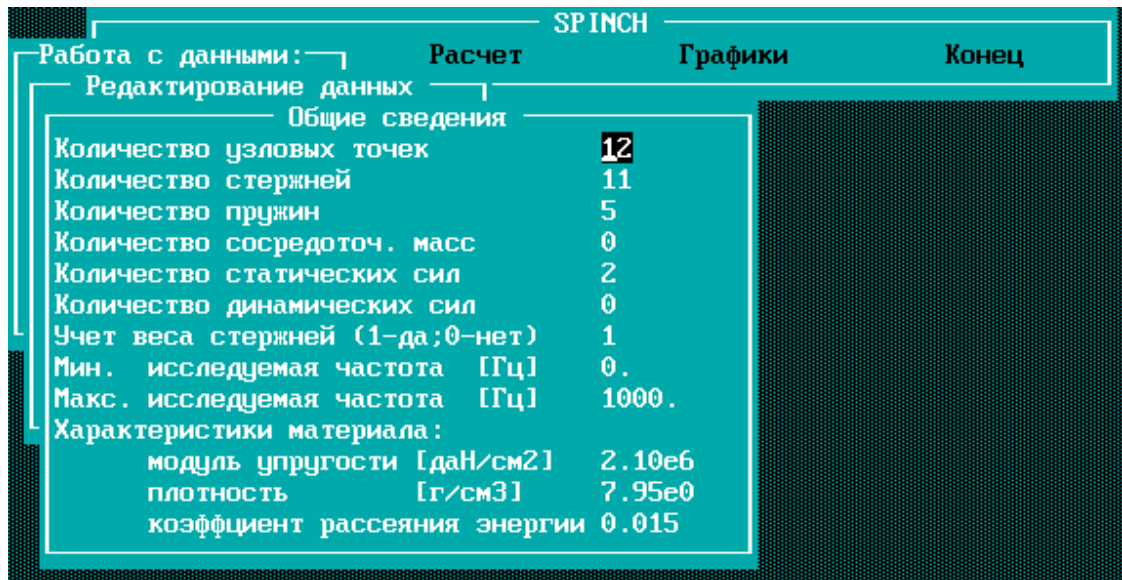


Рисунок 7.7. Ввід загальних даних для розрахунку.

6. Вводимо дані для розрахунку, про з'єднання і параметри стержневих елементів.



Рисунок 7.8. Ввід даних для розрахунку, про з'єднання і параметри стержневих елементів.

7. Вводимо дані для розрахунку, про з'єднання і параметри пружних елементів.

The screenshot shows the SPINCH software interface with the 'Расчет' (Calculation) menu open. The active window is 'Соединения и параметры пружинных элементов (F6-база данных)'. It contains a table with the following data:

№	Нач. узел	Кон. узел	Жестк. осевая [даН/мм]	Жестк. радиал. [даН/мм]	Жестк. угловая [даН*м/рад]	Кэф. рас. энергии
1	3	0	6.32	40.00	8.1e+003	0.210
2	4	0	6.32	40.00	8.1e+003	0.210
3	7	0	8.01	51.00	1.28e+004	0.210
4	9	0	7.59	48.30	1.5e+004	0.210
5	10	0	7.59	48.30	1.5e+004	0.210

Рисунок 7.9. Ввід даних для розрахунку, про з'єднання і параметри пружних елементів.

8. Вводимо дані для розрахунку, про статичне навантаження елементів.

The screenshot shows the SPINCH software interface with the 'Расчет' (Calculation) menu open. The active window is 'Статическая нагрузка'. It contains a table with the following data:

№	Узел №	P(x) [даН]	P(y) [даН]	P(z) [даН]	M(y) [даН*м]	M(z) [даН*м]
1	1	0.0	0.0	0.0	0.0	54.9
2	12	0.0	0.0	675.0	0.0	0.0

Рисунок 7.10. Ввід даних для розрахунку, про статичне навантаження елементів.

9. Вводимо координати вузлових точок шпинделя.

The screenshot shows the SPINCH software interface with the 'Расчет' (Calculation) menu open. The active window is 'Координаты точек'. It contains a table with the following data:

Узел №	Координата по оси X [мм]
1	0.0
2	320.0
3	370.0
4	395.0
5	410.0
6	480.0
7	595.0
8	650.0
9	662.0
10	687.0

Рисунок 7.11. Ввід координат вузлових точок шпинделя.

10. Виводимо розрахунок деформації у вузлових точках.

SPINCH					
Данные		Расчет		Графики	
Результаты расчета					
Деформации в узловых точках					
№ Узла	X [мкм]	Y [мкм]	Z [мкм]	FI(Z) [рад]	FI(Y) [рад]
1	.000	.000	-6.81	.000	-.153E-04
2	.000	.000	-2.78	.000	-.719E-05
3	.000	.000	-2.43	.000	-.674E-05
4	.000	.000	-2.26	.000	-.712E-05
5	.000	.000	-2.14	.000	-.817E-05
6	.000	.000	-1.30	.000	-.177E-04
7	.000	.000	2.31	.000	-.491E-04
8	.000	.000	5.60	.000	-.707E-04
9	.000	.000	6.47	.000	-.747E-04
10	.000	.000	8.45	.000	-.835E-04
11	.000	.000	10.2	.000	-.891E-04
12	.000	.000	13.4	.000	-.906E-04

Считано строк 29 Текущая строка 1

F1 - Помощь ; ESC,F10 - Выход

Рисунок 7.12. Вивід розрахунку деформації у вузлових точках.

11. Виводимо розрахунки статичних деформації у вигляді графіків.

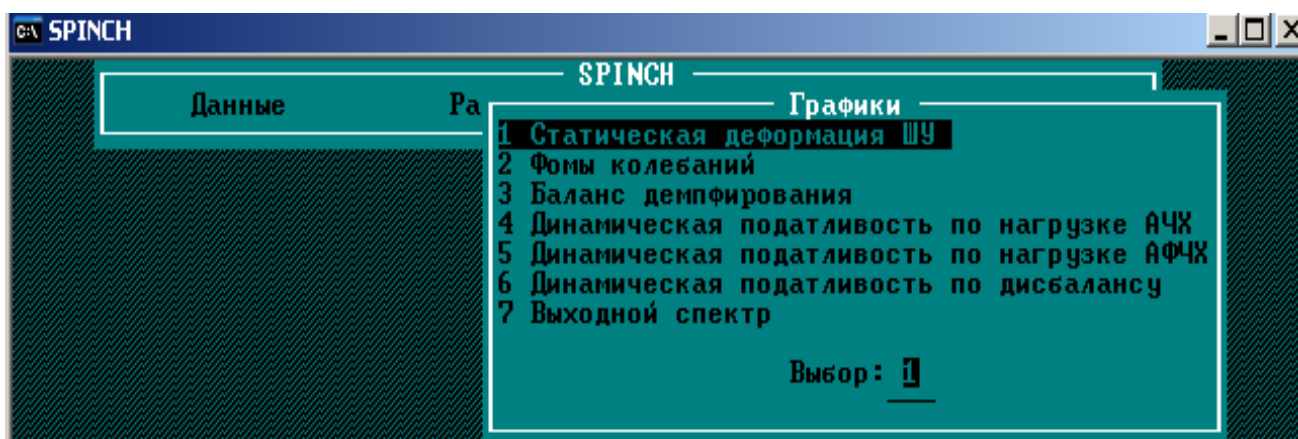


Рисунок 7.13. Вивід переліку графіків розрахунку деформацій.

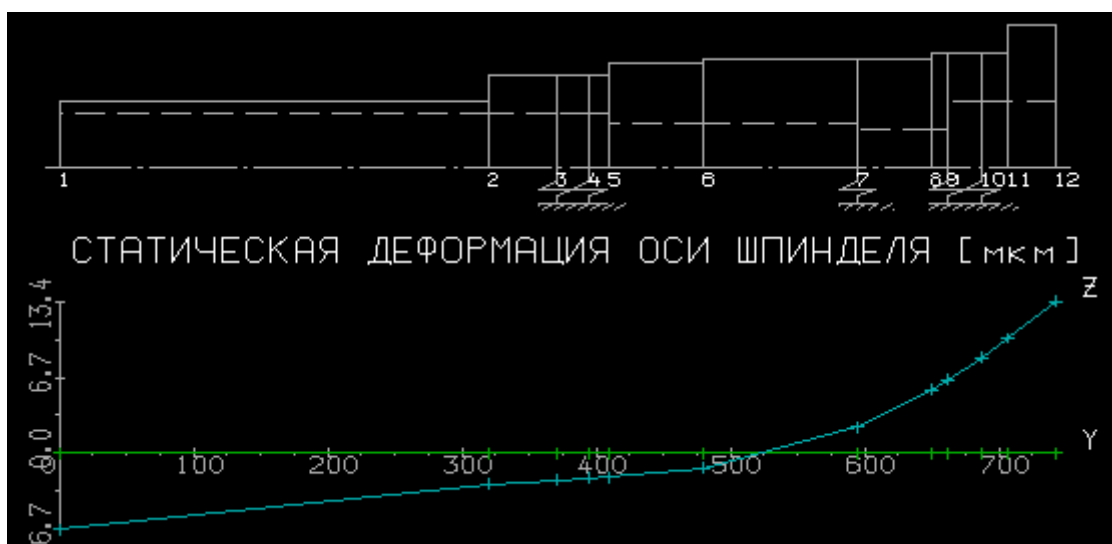


Рисунок 7.14. Графік статичної деформації осі шпинделя.

Розрахунок динамічних характеристик

SPINCH									
Данные		Расчет		Графики		Конеч			
Результаты расчета									
ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ									
Соб. част [Гц]	462.21			627.84			1595.45		
Козф. демпф.	.0030			.0167			.0155		
Узел N"	X	Z	FI(Y)	X	Z	FI(Y)	X	Z	FI(Y)
1	.00	40.11	1.52	6.82	.00	.00	.00	7.75	.88
2	.00	2.28	.26	6.61	.00	.00	.00	-8.53	-.02
3	.00	1.16	.18	6.59	.00	.00	.00	-8.49	.01
4	.00	.77	.14	6.59	.00	.00	.00	-8.55	.03
5	.00	.58	.11	6.60	.00	.00	.00	-8.60	.03
6	.00	.02	.05	6.61	.00	.00	.00	-8.52	-.08
7	.00	-.32	.01	6.58	.00	.00	.00	-6.23	-.29
8	.00	-.37	.01	6.57	.00	.00	.00	-4.59	-.30
9	.00	-.37	.01	6.57	.00	.00	.00	-4.22	-.30
10	.00	-.39	.01	6.57	.00	.00	.00	-3.48	-.30

Считано строк 22 Текущая строка 1

F1 - Помощь ; ESC, F10 - Выход

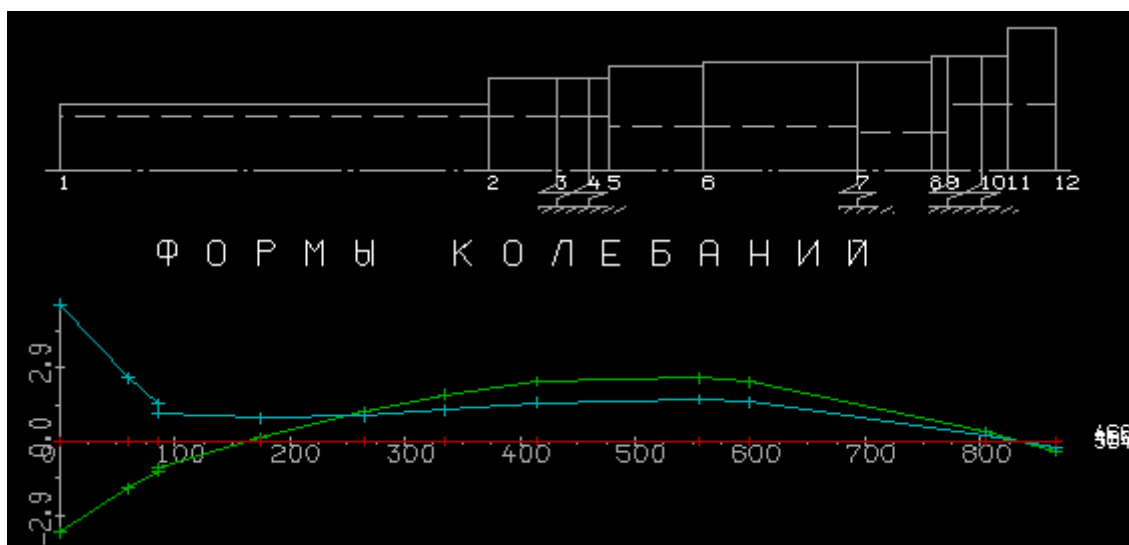


Рисунок 7.15. Графік форми коливань шпинделя.

БАЛАНС ДЕМПФИРОВАНИЯ ПО ЭЛЕМЕНТАМ		
Соб. част./демпф.	N элемента	[%]
462.2 .0030	1	25.95
	2	3.10
	3	1.79
	4	.96
	5	1.73
	6	.76
	7	.04
	8	.00
	9	.00
	10	.00
	11	.00
	12	36.83
	13	16.24
	14	3.42

Считано строк 56 Текущая строка 1

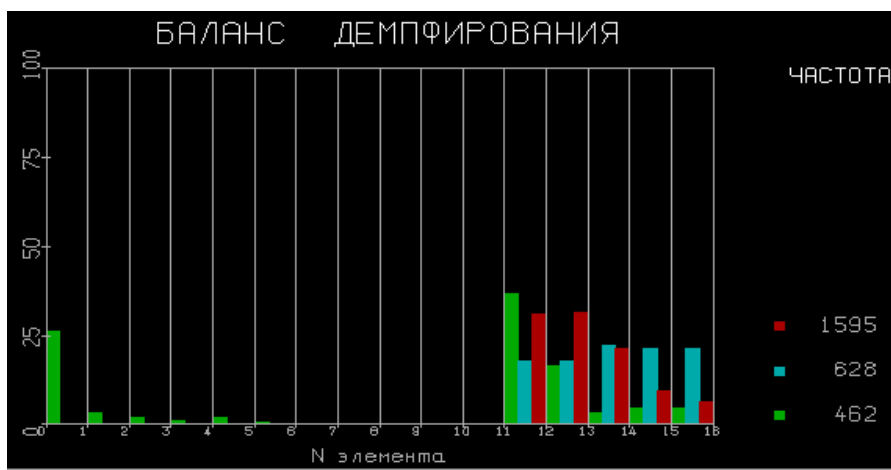


Рисунок 7.16. Графік балансу коливань шпинделя.

Розрахунок балансу

SP INCH

Данные Расчет Графики Конец

Результаты расчета

НОМЕР УЗЛА ПРИЛОЖЕНИЯ НАГР. = 12
НОМЕР УЗЛА ОПР. ПЕРЕМЕЩЕНИЯ = 12
КОординАТА (X-1, Y-2, Z-3) = 3

N°	Частота [Гц]	Податливость [мкм/даН]	N°	Частота [Гц]	Податливость [мкм/даН]	N°	Частота [Гц]	Податливость [мкм/даН]
1	.0	.20181E-01	29	420.0	.22277E-01	57	633.0	.22434E-01
2	15.0	.20182E-01	30	435.0	.22994E-01	58	636.0	.22469E-01
3	30.0	.20187E-01	31	450.0	.25241E-01	59	639.0	.22503E-01
4	45.0	.20194E-01	32	460.0	.38426E-01	60	654.0	.22677E-01
5	60.0	.20205E-01	33	460.5	.40893E-01	61	669.0	.22853E-01
6	75.0	.20219E-01	34	461.0	.43416E-01	62	684.0	.23033E-01
7	90.0	.20237E-01	35	461.5	.44899E-01	63	699.0	.23218E-01
8	105.0	.20257E-01	36	462.0	.43037E-01	64	714.0	.23407E-01
9	120.0	.20281E-01	37	462.5	.36304E-01	65	729.0	.23602E-01
10	135.0	.20308E-01	38	463.0	.27193E-01	66	744.0	.23803E-01
11	150.0	.20338E-01	39	463.5	.19338E-01	67	759.0	.24010E-01

Считано строк 37 Текущая строка 1

F1 - Помощь ; ESC, F10 - Выход

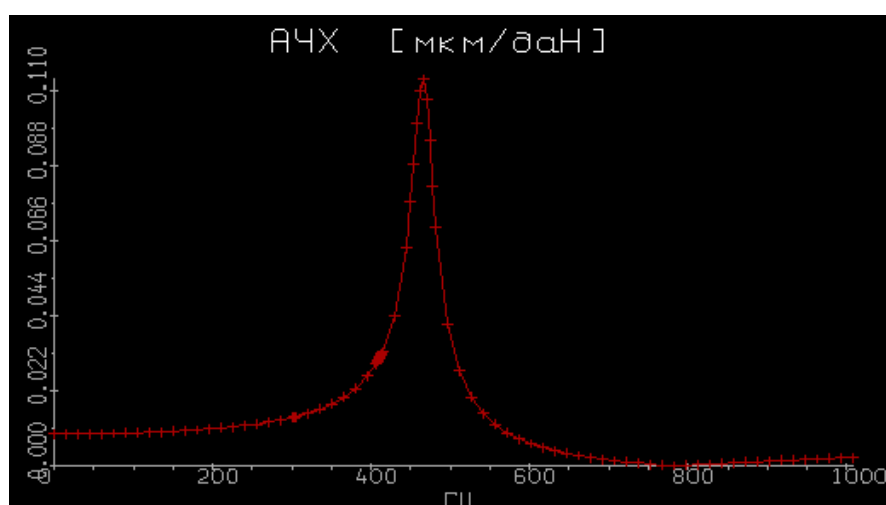


Рисунок 7.17. Графік амплітудно-частотних характеристик.

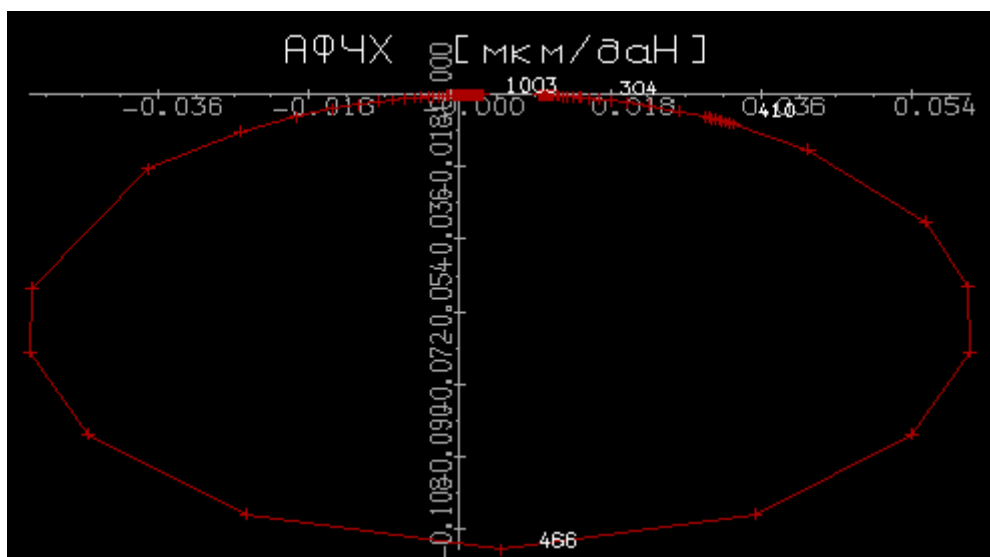


Рисунок 7.18. Графік амплітудно-фазо-частотних характеристик.

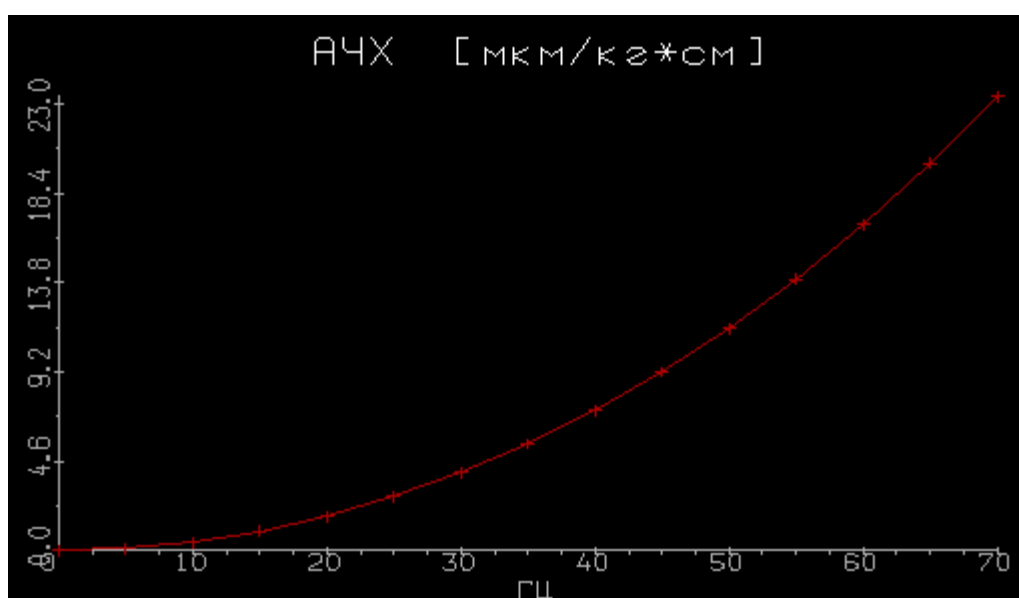


Рисунок 7.19. Графік амплітудно-частотних характеристик.

Розрахунок динамічної податливості шпинеля

SPINCH	
Данные	Расчет
	Динамический расчет
	Динамическая податливость
	Введите
Номер узла расположения массы	12
Номер узла определения перемещения	12
Мин. частота вращения шпинд. [об/мин]	300.
Макс. частота вращения шпинд. [об/мин]	12000.

SP INCH								
Данные			Расчет			Графики		
Результаты расчета								
НОМЕР УЗЛА ПРИЛОЖЕНИЯ НАГР. = 12 НОМЕР УЗЛА ОПР. ПЕРЕМЕЩЕНИЯ = 12 КООРДИНАТА (X-1, Y-2, Z-3) = 2								
N''	Частота [Гц]	Податливость [мкм/кг*см]	N''	Частота [Гц]	Податливость [мкм/кг*см]	N''	Частота [Гц]	Податливость [мкм/кг*см]
1	5.0	.19897	15	75.0	44.855	29	145.0	168.56
2	10.0	.79591	16	80.0	51.048	30	150.0	180.48
3	15.0	1.7909	17	85.0	57.645	31	155.0	192.81
4	20.0	3.1840	18	90.0	64.646	32	160.0	205.57
5	25.0	4.9754	19	95.0	72.051	33	165.0	218.74
6	30.0	7.1652	20	100.0	79.862	34	170.0	232.34
7	35.0	9.7537	21	105.0	88.079	35	175.0	246.36
8	40.0	12.741	22	110.0	96.703	36	180.0	260.81
9	45.0	16.128	23	115.0	105.74	37	185.0	275.68
10	50.0	19.914	24	120.0	115.18	38	190.0	290.98
11	55.0	24.100	25	125.0	125.03	39	195.0	306.71

Считано строк 23 Текущая строка 1

F1 - Помощь ; ESC, F10 - Выход

8. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

8.1.1. Проектування робочого місця

Проектований вертикально-фрезерний верстат моделі 6540 по своїх функціональних можливостях може застосовуватись в умовах одиничною і серійного виробництва, що потребує використання на робочому місці великого числа операцій, що в свою чергу потребує наявності можливих інструментів та пристроїв, та інвентар для їх зберігання і розміщення.

На рисунку 8.1 приведений план робочого місця робітника для умов серійного виробництва. Верстат з планувальним габаритом 3050×2150×2185 мм лівою стороною розташований до проїзду на відстані 250мм. З правої сторони від верстата розташована капітальна стіна на відстані 2000мм. Відстань між верстатами складає 2000мм, а між тильними сторонами верстатів 1500мм.

Обладнання, що знаходиться на ділянці механічної обробки повинно відповідати вимогам ГОСТ 12. 3. 025-80 "Обработка металлов резанием. Требования безопасности".

Вміст шкідливих речовин у повітрі не повинен перевищувати граничнодопустимих концентрацій (ГДК), які оцінюються в міліграмах на метр кубічний і норм, які вказані в ДСН 3.3.6.042-99

Параметри мікроклімату ділянки повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1005-76.

Оптимальна вологість 20.. 70 % при робочій температурі повітря +5...+40 С та висоті рівнем моря від 0...3000 метрів.

Площа робочого місця вертикально-фрезерного верстата:

$$S = \left(2789 + \frac{2000}{2} + \frac{1500}{2}\right) \cdot (2522 + 250 + 2000) \cdot e^{-6} = 53,7 \text{ м}^2$$

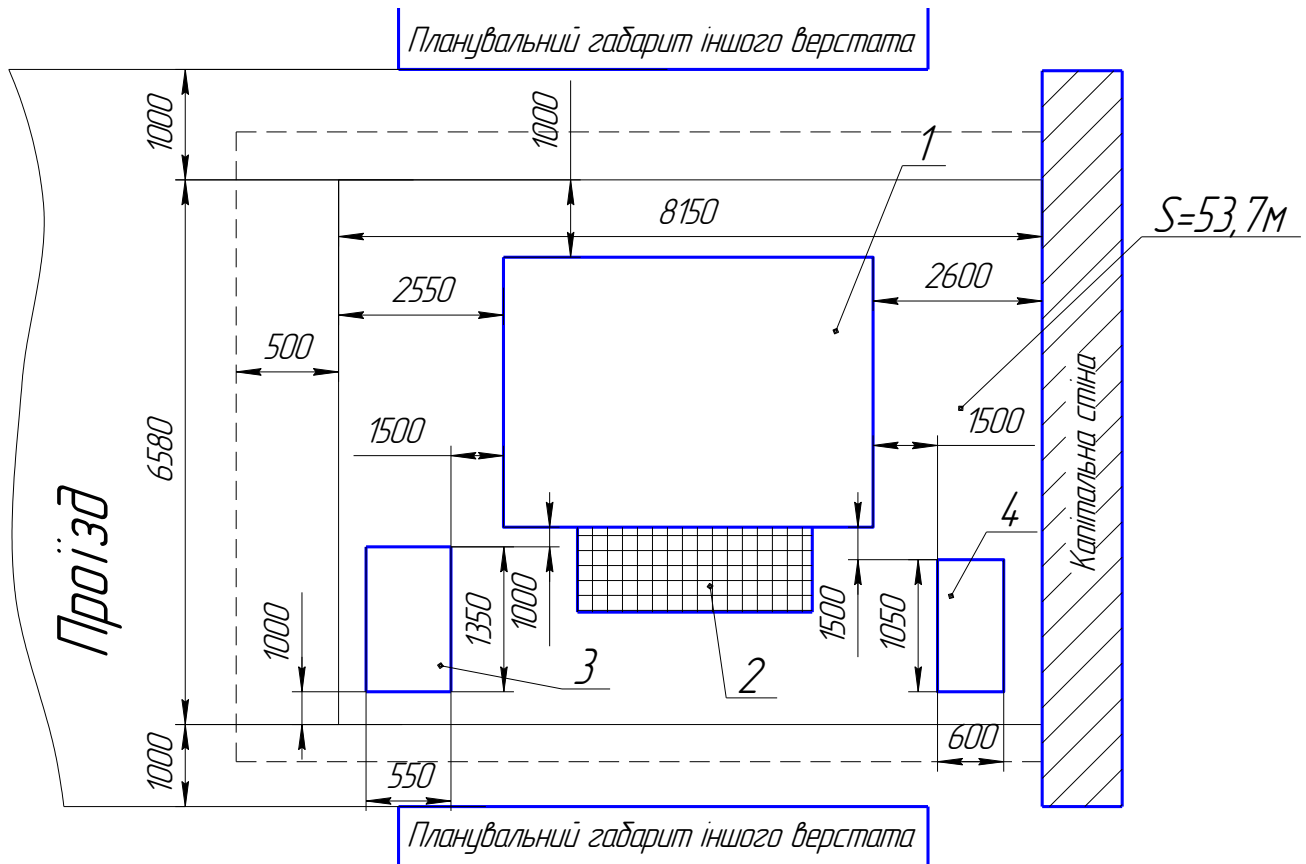


Рисунок 8.1– План робочого місця фрезерувальника (М 1:50)

1-верстат; 2-решітка для ніг; 3-інструментальна тумбочка;
4-стіл для зберігання деталей;

Швидкість руху повітря — один з факторів, що характеризує мікроклімат приміщення. Швидкість руху повітря повинна бути в межах 0,1.. 0,5 м/с при загальній вентиляції і 0,7.. 2 м/с при місцевій вентиляції.

Загальний рівень звукового тиску в механічних, ремонтних і інструментальних цехах, що створюються металорізальним обладнанням, знаходяться в межах 85-100 дБ, яка досягає в окремих випадках 105-114 дБ.

Спектр шуму в основному середній і високочастотний. Температура в цеху, де знаходиться верстат повинна бути не вище 20° С, відповідно, до вимог експлуатації верстатів даного класу.

8.1.2. Розрахунок штучного і природного освітлення виробничого приміщення.

Організація раціонального освітлення робочих місць одне із головних питань охорони праці. При негативному освітленні різко знижується продуктивність праці, можливі нещасні випадки, швидка втомлюваність.

В залежності від джерела світла виробниче освітлення може бути двох типів: природне, яке створюється безпосередньо сонцем і дифузійним світлом небесного випромінювання і штучне, яке здійснюється електричними лампочками.

Нормування освітлення здійснюється у відповідності з ДБН В.2.5-28:2006 «Природне і штучне освітлення»

Робота на фрезерному верстаті моделі 6540, що проектується відноситься до зорової роботи типу-з ахроматичними об'єктами (механічна обробка металів, встановлення інструментів і т. п.)

Рекомендованим типом джерела штучного світла для виробничого приміщення за умови, що освітленість при системі загального освітлення повинна бути 300 Лк є лампи: газорозрядні люмінесцентні низького тиску: лампи білого світла (ЛБ) і холодного білого світла (ЛХБ), а також лампи розжарювання типу ДРЛ і ДРИ.

Штучне освітлення може бути двох систем: загальне та комбіноване. При комбінованому освітленні до загального додається місцеве освітлення, яке концентрує світловий потік безпосередньо на робочому місці. Загальне освітлення поділяється на загальне рівномірне і загальне локалізоване.

Для розрахунку загального рівномірного освітлення при горизонтальній робочій поверхні основним методом розрахунку штучного освітлення є метод: використання світлового потоку.

Для даного методу формула для визначення світлового потоку лампи в світильнику за даними [68] має вигляд:

$$\Phi_{л} = \frac{E_{н} \cdot K_{з} \cdot S \cdot z}{N \cdot \eta} \quad (8.1)$$

де, $\Phi_{л}$ - світловий потік лампи, Лк;

z - коефіцієнт, який характеризує нерівномірність освітлення;

$E_{н}$ - нормативна освітлюваність, Лк;

$K_{з}$ - коефіцієнт запасу;

S - освітлювальна площа, m^2 ;

N - кількість світильників;

η - коефіцієнт використання потоку;

Згідно завдання: $z=1,2$; $E_{н} = 300$ Лк; $K_{з} = 1,5$.

Для визначення коефіцієнта використання світлового потоку η потрібно врахувати індекс приміщення "i" який враховує значення коефіцієнтів відбивання світла від стелі - ρ_{CT} , стін - ρ_C , підлоги - ρ_{II} [68]

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)} \quad (8.2)$$

де, A і B – відповідно довжина і ширина приміщення, м;

H_p – розрахункова величина (див. рисунок 8.2).

Згідно завдання, та за рекомендаціями [68] приймаємо $\rho_{CT}=70\%$, $\rho_C=50\%$, $\rho_{II}=30\%$. Тоді підставивши значення у формулу 8.2 отримаємо:

$$i = \frac{288}{4 \cdot (24 + 12)} = 2;$$

По отриманій величині $i=2$ яка є стандартною визначаємо коефіцієнт використання лампи, враховуючи що лампа буде люмінесцентною: $\eta=56\%$.

Підставивши усі отримані значення у формулу 8.1 отримаємо:

$$\Phi_{л} = \frac{300 \cdot 1,5 \cdot 288 \cdot 1,2}{96 \cdot 2} = 810, \text{ Лк}$$

де, $N = \frac{S}{L^2} = \frac{288}{3^2} = 32$ - кількість світильників, шт.

За розрахунковим значенням світлового потоку вибираємо найближчу стандартну лампу (відпилення світлового потоку лампи: -10%; +20%);

люмінесцентна ртутна лампа низького тиску: ЛБ ГОСТ 6825 – 74 із номінальним світловим потоком 15 Вт.

Отже з розрахунку що на площу приміщення $S=288 \text{ м}^2$ припадає 32 світильників, то на робоче місце фрезерувальника при прямокутному розміщенні світильників припадає один світильник типу ЛДПР з двома люмінесцентними лампами типу ЛБ.

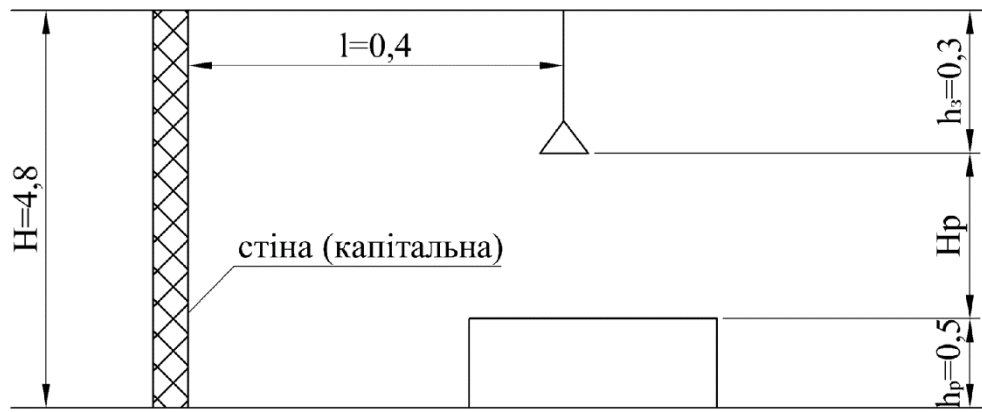


Рисунок 8.2 – Схема розрахунку загального штучного освітлення

H – висота приміщення, м; h_3 – відстань від стелі до краю світильника, м; h_p – висота на якій знаходиться розрахункова поверхня над підлогою, м;
 l – відстань від краю світильника до стіни.

Розрахунок місцевого освітлення.

На першому етапі проектування місцевого освітлення визначимо спосіб його виконання, а саме – індивідуальне люмінесцентними лампами.

Це пояснюється тим, що по перше в приміщенні існує штучне загальне освітлення, а по друге світлова віддача люмінесцентних ламп в 4 – 5 раз більша чим у ламп розжарювання, спектр світлового потоку близький до звичайного світла, дозволяє забезпечувати високу освітлюваність робочого місця і різко підвищити економічність освітлення.

Потужність світильника для освітлення робочого місця визначаємо світловим потоком, що необхідний для забезпечення нормативних вимог, а саме для класу робіт – робоче місце оператора нормова освітлюваність в системі комбінованого освітлювання становить 500 – 2000 Лк. Для наближеної оцінки потужності світильника використаємо співвідношення за рекомендаціями джерела [68]

$$\Phi_{\Sigma} = E_H \cdot \frac{S}{U_s \cdot \eta} \quad (8.3)$$

де, Φ_{Σ} – мінімальний необхідний сумарний світловий потік джерела світла в світильнику, Лк;

E_H – нормативна освітлюваність, Лк;

S – площа робочої поверхні, m^2 ;

U_s - коефіцієнт використання світлового потоку;

η - ККД світильника.

Згідно [45 с.60] значення η і U_s рівні: $U_s = 0,7$; $\eta = 0,75$.

Площа робочої поверхні в нашому випадку – добуток найбільшого діаметру і найбільшої довжини оброблюваної деталі.

$$S = 0,7 \cdot 0,2 = 0,14 \text{ м}^2$$

Тоді підставивши значення у формулу 7.3 матимемо:

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{500 \cdot 0,14}{0,75 \cdot 0,7} = 133,3, \text{ Лк}$$

Далі потрібно вибрати конструктивну світлотехнічну схему світильника, яка б забезпечувала необхідну степінь захисту світильника і його зручну виробничу маніпуляцію. Так по рекомендації [68] вибираємо конструктивно – світлотехнічну схему світильника місцевого освітлення групи Б, яку представляємо на рисунку 8.3. Дана схема дає можливість повороту і пересування світильника в будь – яких напрямках з допомогою рухів в певних вузлах ланок, але при цьому зберігати паралельність вихідного отвору освітлювальної поверхні.

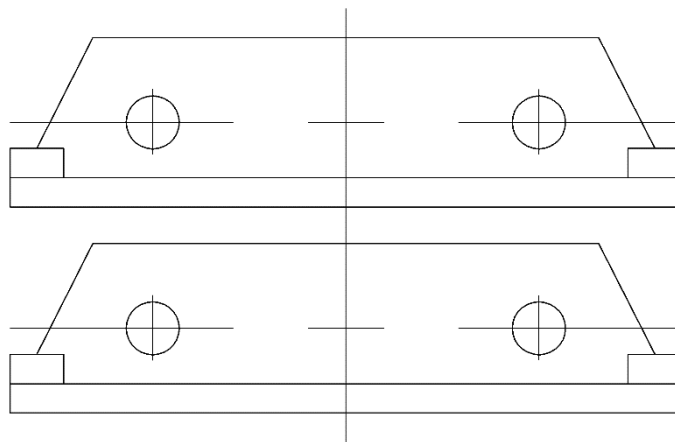


Рисунок 8.3 – Конструктивна – світлотехнічна схема світильника місцевого освітлення

Для даних умов рекомендовано [9] світильники типу ЛКСО1 – промислові світильники з люмінесцентними лампами для освітлення шліфувальних верстатів, де місце обробки виробу обливається струменем емульсії.

Таблиця 8.1 – Основні технічні параметри промислового світильника місцевого освітлення

Серія	Типорозмір	Напруга мережі, В	Захисний кут, реальний, умовний	Клас захисту від ураження струмом	Ступінь захисту від дії навк.сер.	Група експлуатації	Тип лампи	Заг. довжина кронштейна
ЛКСО	ЛКСО1-2х6/Пх4-01	110	-190°	I	Ї'4	M8	ЛБ6-1	600

Таблиця 8.2 – Основні технічні параметри лампи типу ЛБ світильника серії ЛКСО1

Тип ламп	Номінальні		Струм, А	Середнє значення світлового потоку, Лк	Габаритна яскравість, ККД/ м ²	Пульсація світлового потоку однієї лампи, %	Розміри колби, мм		Середня тривалість горіння, год (не менше)
	Потужність, Вт	Напруга на лампі В					Діаметр	Довжина	
ЛБ6	4	30	0,15	120	5,5	23	16	150	6000

8.2. Безпека в надзвичайних ситуаціях

8.2.1. Соціально-техногенні небезпеки

Залежно від конкретних потреб існують різні системи класифікації — за джерелом походження, локалізацією, наслідками, збитками, сферою прояву, структурою, характером впливу на людину тощо. Найбільш вдалою класифікацією небезпек життєдіяльності людства за джерелами походження, згідно з якою всі небезпеки поділяються на чотири групи: природні, техногенні, соціально-політичні та комбіновані. Перші три вказують на те, що небезпеки за своїм походженням належать до трьох елементів життєвого середовища, яке оточує людину - природного, техногенного (матеріально-культурного) та соціального. До четвертої групи належать природно-техногенні, природно-соціальні та соціально-техногенні небезпеки, джерелами яких є комбінація різних елементів життєвого середовища.

8.2.1.1. Техногенні небезпеки

Джерелами техногенних небезпек є відповідні об'єкти, що породжують як наведені в цьому абзаці небезпеки, так і багато інших, які, можливо, інколи не зовсім правильно було б називати техногенними, але до них ми відносимо всі небезпеки, пов'язані з впливом на людину об'єктів матеріально-культурного середовища.

У зв'язку з використанням все більших енергетичних потужностей люди змушені концентрувати енергію на невеликих ділянках, причому найчастіше в межах міст та інших населених пунктів. Йде просторова концентрація синтетичних хімічних сполук .

Внаслідок цього різко зросло забруднення навколишнього середовища, нищення лісів, опустелювання, все більше людей гине внаслідок аварій на виробництві і транспорті.

Аварія — це небезпечна подія техногенного характеру, що створює на об'єкті, території або акваторії загрозу для життя і здоров'я людей і призводить до руйнування будівель, споруд, обладнання і транспортних засобів, порушення виробничого процесу чи завдає шкоди довкіллю.

Згідно з розмірами та заподіяною шкодою розрізняють легкі, середні, важкі та особливо важкі аварії. Особливо важкі аварії призводять до великих руйнувань та супроводжуються, великими жертвами.

Аналіз наслідків аварій, характеру їх впливу на навколишнє середовище зумовив розподіл їх за видами.

Види аварій

- аварії з витокм сильнодіючих отруйних речовин (аміаку, хлору, сірчаної та азотної кислот, чадного газу, сірчаного газу та інших речовин);
- аварії з викидом радіоактивних речовин в навколишнє середовище;
- пожежі та вибухи;
- аварії на транспорті та ін.

Особливо важкі аварії можуть призвести до катастроф.

Катастрофа — це великомасштабна аварія, яка призводить до важких наслідків для людини, тваринного й рослинного світу, змінюючи умови середовища існування. Глобальні катастрофи охоплюють цілі континенти і їх розвиток ставить під загрозу існування усієї біосфери.

Техногенні небезпеки з викидом радіоактивних речовин

Найнебезпечнішими за наслідками є аварії на АЕС з викидом в атмосферу радіоактивних речовин, внаслідок яких має місце довгострокове радіоактивне забруднення місцевості на величезних площах.

Техногенні небезпеки на транспорті

Будь-який транспортний засіб — це джерело підвищеної небезпеки. Людина, що скористалась послугами транспортного засобу, знаходиться в зоні підвищеної небезпеки. Це зумовлюється можливістю ДТП, катастрофами та аваріями поїздів, літаків, морських та річкових транспортних засобів, травмами при посадці чи виході з транспортних засобів або під час їх руху.

Техногенні небезпеки з витокм отруйних речовин

Аварії з витокм сильнодіючих отруйних речовин і зараженням навколишнього середовища виникають на підприємствах *хімічної; * нафтопереробної, *целюлозно-паперової і *харчової промисловості, *водопровідних і очисних спорудах, а також при * транспортуванні сильнодіючих отруйних речовин.

Джерела хімічних аварій викиди та витокм небезпечних хімічних речовин загорання різних матеріалів, обладнання, будівельних конструкцій, яке супроводжується забрудненням навколишнього середовища аварії на транспорті

при перевезенні небезпечних хімічних речовин, вибухових та пожежонебезпечних вантажів

8.2.1.2. Соціальні небезпеки

Соціальні небезпеки досить часто виникають при соціально-політичних конфліктах. Існує досить багато визначень конфліктів. Так, у політологічних словниках найпоширенішим є таке трактування конфлікту: зіткнення двох чи більше різноспрямованих сил з метою реалізації їхніх інтересів за умов протидії. Джерелами конфлікту є: соціальна нерівність, яка існує в суспільстві, та система поділу таких цінностей, як влада, соціальний престиж, матеріальні блага, освіта.

Конфлікт — це зіткнення протилежних інтересів, поглядів, гостра суперечка, ускладнення, боротьба ворогуючих сторін різного рівня та складу учасників.

Конфлікт передбачає усвідомлення протиріччя і суб'єктивну реакцію на нього. Якщо конфлікт виникає в суспільстві, то це суспільний конфлікт.

Будь-який соціальний конфлікт, набуваючи значних масштабів, об'єктивно стає соціально-політичним.

Війна — це збройна боротьба між державами (їх коаліціями) або соціальними, етнічними та іншими спільнотами; у переносному розумінні слова — крайня ступінь політичної боротьби, ворожих відносин між певними політичними силами. Сучасний світ дуже малий і вразливий для війни. Врятувати і зберегти його неможливо, якщо не покінчити з думками та діями, які століттями будувалися на прийнятності та припустимості війн і збройних конфліктів.

Тероризм

До соціально-політичних конфліктів належить виступ екстремістських угруповань (тобто тероризм). В наш час явище тероризму досить поширене. Якщо донедавна звертання до терору як засобу вирішення політичних або релігійних проблем було винятковим, надзвичайним явищем, то в наші дні практично щоденні повідомлення про терористичні акти сприймаються як щось неминуче. Терор став органічною складовою сучасного життя і набув глобального характеру.

Екстремальні ситуації криміногенного характеру та способи їх уникнення

Глобальна злочинність — ще одна гостра соціальна проблема сучасності. Кількість зареєстрованих у світі злочинів у середньому зростає на 5% щороку. Але

останнім часом особливо швидко зростає частка тих, що належать до категорії тяжких (убивства, насильства тощо).

Соціальні небезпеки: алкоголізм, тютюнокуріння

Формування засад ринкової економіки (перехідний період) створило в Україні принципово нову соціальну та економічну ситуацію. Зараз все більшого значення набуває поділ суспільства за рівнем та джерелом багатства, наявністю чи відсутністю приватної власності. Саме прибуток і форма його отримання стають головним структуротворчим чинником українського суспільства, що свідчить про становлення в Україні ринкових відносин та первинного капіталізму. Водночас набувають сили і негативні чинники: сформування нової соціальної диференціації та відповідних критеріїв її оцінки свідчить про нездорові відносини у суспільстві; * надто різкий поділ на бідних та багатих; * процеси збіднення та збагачення мають деформований характер.

За таких обставин різко зростають форми та розміри соціальних відхилень (злочинність, самогубство, наркоманія, проституція тощо). Ці та багато інших форм збоченої поведінки в умовах занепаду системи соціального контролю стали, загрозливими для суспільства.

8.2.2. Мікроклімат і його вплив на людину

Між організмом людини і довкіллям відбувається постійний теплообмін, який пов'язує кількість тепла, яке утворюється в організмі в результаті життєдіяльності, з віддачею або одержанням тепла ззовні. Інтенсивність процесів теплообміну визначається параметрами мікроклімату закритих приміщень: температурою, відносною вологістю та швидкістю переміщення повітря. Коливання цих параметрів призводить до порушення терморегуляції організму, тобто його здатності підтримувати нормальну температуру - 36,6°C. Це призводить до порушення кровообігу, підвищення температури тіла, запаморочення, слабкості, втрати свідомості. Тому параметри мікроклімату закритих приміщень нормуються санітарними нормами ДСН 3.36.042 - 99. Норми параметрів мікроклімату залежать від періоду року та категорії робіт за енергозатратами (див табл. 8.1). Холодним періодом року вважається період, коли середньодобова температура зовнішнього повітря є нижчою ніж 10°C, а теплим - коли вища ніж 10°C.

Оптимальні параметри мікроклімату закритих приміщень наведені в табл.

8.3.

Таблиця 8.3 Оптимальні параметри мікроклімату закритих приміщень

Катег	Температура, °С		Відносна вологість		Швидкість руху	
	Холодний	Теплий період	Холодний	Теплий період	Холодний період	Теплий період
Ia	22-24	23-25	60-40	60-40	0,1	0,1
Iб	21-23	22-24	60-40	60-40	0,1	0,2
Ha	19-21	21-23	60-40	60-40	0,2	0,3
IIб	17-19	20-22	60-40	60-40	0,2	0,3
III	16-18	18-20	60-40	60-40	0,3	0,4

Якщо через технологічні особливості виробництва, технічну недосяжність чи економічну недоцільність забезпечити оптимальні величини параметрів мікроклімату неможливо, то встановлюються допустимі величини параметрів мікроклімату, які мають дещо ширші межі коливань. Якщо і допустимі величини параметрів мікроклімату є недосяжними, то для приведення їх до встановлених норм використовують будівельно-планувальні, організаційно-технологічні та санітарно-гігієнічні засоби колективного захисту. Нормативні параметри мікроклімату з економічних міркувань повинні бути досягнуті, першою чергою за рахунок раціонального планування виробничих приміщень та оптимального розміщення технологічного устаткування з джерелами тепло-, холодо- та вологовиділення.

Для забезпечення у закритих приміщеннях оптимальних параметрів мікроклімату та належної чистоти повітря (допустимих граничних концентрацій шкідливих речовин) використовують вентиляцію приміщень, яку організують за допомогою сукупності пристроїв для транспортування, подання та видалення повітря.

Санітарно-гігієнічним показником забруднення повітря, де причиною зміни його складу є тільки продукти життєдіяльності людини, прийнято вважати вміст вуглекислого газу. Атмосферне повітря, як відомо, містить приблизно 0,036% вуглекислого газу, а при його вмісті в повітрі понад 0,07% виникає неприємне самопочуття, відчуття нечистого, "спертого" повітря. Ці явища виникають у людей

не через токсичну дію вуглекислого газу, а через зміну терморегуляції організму внаслідок підвищення температури і вологості повітря. Разом із вуглекислим газом організм виділяє у повітря тепло і воду. Між цими виділеннями існує взаємозв'язок. Наприклад, доросла людина масою 70 кг видихає з повітрям приблизно 22 л вуглекислого газу за годину, що відповідає джерелу вуглекислого газу 44 г за годину. Водночас у повітря за нормальних умов виділяється приблизно 42 г вологи і від 90 до 200 ккал тепла за годину залежно від важкості виконуваної роботи. В цих умовах людина є джерелом тепла потужністю в межах від 100 до 230 Вт. За наявності великої кількості людей у погано провітрюваних приміщеннях параметри мікроклімату можуть виходити за оптимальні межі і порушувати режим терморегуляції організму. Разом з тим відзначимо і вплив ще й інших факторів, наприклад, із виділень людини неприємним запахом, які рефлекторно впливають на дихання. Воно стає менш глибоким, не забезпечує достатньої вентиляції легенів і зумовлює кисневе голодування клітин - найперше кори головного мозку. Як наслідок погіршується самопочуття, виникає головний біль тощо.

Відтак встановлено, що гранично допустимий вміст вуглекислого газу дорівнює 0,1%, або 2000 мг/м³. Із цієї величини обґрунтовані норми площі робочого місця та об'єму повітря, що припадає на одне робоче місце. Площа кожного робочого місця повинна бути не меншою як 4,5 м², а об'єм повітря - не менше як 15 м³.

Останнім часом через значні забруднення повітря закритих приміщень від інших джерел, зокрема сучасних будівельних матеріалів, одягу, виникають сумніви, що вміст вуглекислого газу може адекватно відображати загальне забруднення повітря. Тому пропонується використовувати інші критерії, такі як відношення кількості важких аероіонів до легких, вміст аміаку та амонійного азоту в повітрі. Встановлено, що із збільшенням загального забруднення повітря вміст легких іонів зменшується, а важких збільшується. Тому їх відношення може адекватно відображати загальне забруднення повітря.

9. ЕКОЛОГІЯ

9.1 Актуальність екологічних проблем

Частина біосфери, охоплена впливом діяльності людини, її технічних засобів, об'єктів, які працюють або споруджуються, називається техносферою. Вона почала формуватись у XVIII—XIX ст. водночас із бурхливим розвитком науки та техніки й до другої половини XX ст. стала силою планетарного масштабу. Це пов'язано з активізацією діяльності людини й появою нових факторів негативного впливу на природу: розвиток атомної енергетики, розробка нових видів озброєнь, хімізація сільського господарства, подальший розвиток усіх видів транспорту, гірничодобувної, металургійної промисловості, машинобудування та освоєння космічного простору. В результаті збільшилося забруднення всіх компонентів довкілля — повітря, води, ґрунтів, продуктів харчування. В біосфері почалися процеси міграції речовин, спричинені виробничою діяльністю людини, утворився третій вид кругообігу речовин у природі (крім геологічного й біологічного) — технологічний. Виникла необхідність детально вивчати, класифікувати різні техногенні забруднення довкілля, передбачати їх, уміти запобігати їм, зменшувати, нейтралізувати, нарешті, боротися з наслідками різних негативних дій людини на природу.

Внаслідок цього відновлюваний потенціал природи став меншим, що викликало початок необоротних змін навколишнього середовища. Взаємодія виробничо-господарських та природничих процесів привела до порушення взаємних зв'язків між елементами живої і неживої природи.

9.2 Основні джерела забруднення, що створює технічний об'єкт

Відомо, що однією із необхідних умов здорової і високопродуктивної роботи є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов в робочих приміщеннях.

До основних джерел забруднення, що створює даний проєктований верстат можна віднести:

- змащувально-охолоджуюча рідина (ЗОР);
- пари охолоджуючої рідини;
- надлишкове тепло;

- пил, який утворюється при обробці графіту

Ці шкідливі речовини проникає в організм людини головним чином через дихальні шляхи, наприклад змашувально-охолоджуюча рідина.

Таким чином людина, яка працює біля верстата вдихає їх, а також вони проникають через шкіру або з їжею. Не менш важливими чинниками, які впливають на людину є шум і вібрація, яка створюється верстатом.

Виробничий пил досить розповсюджений небезпечний та шкідливий виробничий фактор. З пилом стикаються робітники гірничодобувної промисловості, машинобудування, металургії, текстильної промисловості, сільського господарства.

Пил може здійснювати на людину фіброгенну дію, при якій в легенях відбувається розростання сполучних тканин, що порушує нормальну будову та функцію органу.

Уражаюча дія пилу в основному визначається дисперсністю (розміром частинок пилу), їх формою та твердістю, волокнистістю, питомою поверхнею.

Шкідливість виробничого пилу обумовлена його здатністю викликати професійні захворювання легень, в першу чергу пневмоконіози.

Виробничий шум та його вплив на працівників.

Насичення виробництва машинами і механізмами супроводжується інтенсивними шумом та вібрацією, які справляють негативний вплив на працездатність і здоров'я працівників. Механічні коливання вузлів і деталей викликають коливання повітря і сприймаються органами слуху людини як звуки. Комплекс хаотичних звуків, різних за частотою та інтенсивністю, які викликають неприємні суб'єктивні відчуття, називається шумом. Інтенсивність шуму вимірюється в децибелах (дБ), а частота — в герцах (Гц). Шуми різняться за гучністю (в фонах) і за висотою (менше як 350 Гц — низькочастотні; 350...800 Гц — середньо-частотні; понад 800 Гц — високочастотні).

Людина сприймає звуки частотою 16...20 000 Гц. Звуки з частотою до 16 Гц називаються інфразвуками, а понад 20 000 Гц — ультразвуками. Хоча вони вухом не сприймаються, зате відчуються тканинами організму.

На виробництві шум може бути постійним і непостійним, коли рівень його

під час роботи змінюється більше ніж на 5 дБ. Непостійні шуми поділяються на перервні, імпульсні та флюктуючі, коли рівень шуму весь час коливається.

Ступінь негативного впливу шуму залежить від сили і частоти звуку, тривалості його дії, фізичного і психічного стану людини.

Шкідливий вплив виробничого шуму виявляється як у вигляді специфічного ушкодження органів слуху, так і у вигляді порушень багатьох інших органів, в першу чергу центральної нервової системи. Інтенсивний виробничий шум призводить до часткової або повної втрати слуху. Зміни слуху наступають при дії шуму більше 80 дБ і відбуваються протягом 3—5 років залежно від фізичного стану працівника. Ознаками розвитку приглухуватості є погане сприйняття розмови пошепки та шум у вухах.

Збільшення тривалості роботи в умовах підвищеного шуму супроводжується прогресивним розвитком втрати слуху. При цьому спочатку

виникає слухова адаптація — зниження слухової чутливості і швидке відновлення слуху після припинення дії шуму. Згодом процес відновлення слуху затягується, а втома слухового аналізатора переходить у перевтому. Тривалий (більше 10 років) вплив шуму вище 90 дБ на працівника може викликати не тільки приглухуватість, але й абсолютну втрату слуху внаслідок дегенерації чутливих клітин внутрішнього вуха в зв'язку з їх перенапруженням. Такі розлади слуху у працівників кваліфікуються як незворотні.

Під впливом шуму відбуваються зміни не тільки в слуховому центрі нервової системи, але і в тих відділах, які регулюють такі життєво важливі функції, як кровообіг, дихання, травлення, кровотворення, рухову діяльність та інші. Це зумовлено тим, що нервові імпульси від органів слуху посилюються ретикулярною формацією і поширюються по всьому мозку.

Негативний вплив шуму на нервову систему працівника виявляється у головних болях, безсонні, швидкій стомлюваності, підвищеному потовиділенні, треморі пальців і рук, підвищеному роздратуванні, порушеннях пам'яті і уваги, а на серцево-судинну систему — у болях в області серця, зменшенні частоти пульсу, гіпотонії або гіпертонії.

Порушуючи динаміку коркових процесів і психічних функцій, шум призводить до погіршення координації рухів, зниження працездатності і

продуктивності праці. Дослідження фізіологів показують, що при шумі у виробничих приміщеннях 80—90 дБ працівник змушений витратити в середньому на 20 % більше енергії для збереження виробітку, досягнутого ним в умовах шуму нижче 75 дБ.

Нормальний шумовий фон підвищує рівень збудження і позитивно впливає на працездатність людини.

Тому при виконанні багатьох робіт доцільним є стимулюючий рівень шуму у вигляді музики, яка до того ж створює гарний настрій.

Однак подальше підвищення шуму знижує працездатність, а сам шум починає дратувати людину, внаслідок чого погіршується її увага. До того ж залежно від емоційного забарвлення, мажорності та інтенсивності звукового подразника звуки можуть сприйматися як неприємні, страшні, гнітючі, неспокійні, втомливі, стимулюючі, веселі, надоїдливі і т. п. Тому на виробництві слід уникати шумів, які справляють негативний вплив на психічні стани працівників, перешкоджають контактам між ними.

Вібрація, її види та вплив на працівників.

До факторів виробничого середовища, що негативно впливають на організм працівника, відноситься вібрація — механічні коливання машин, обладнання, інструменту. Зіткнення їх з тілом працівника призводить до коливання рук, ніг, спини або всього організму. Від точки зіткнення механічні коливання можуть досягати голови, хребта, органів грудної порожнини. Вони сприймаються рецепторами вібраційної чутливості і у вигляді нервових імпульсів передаються в центральну нервову систему. Найбільш небезпечні для здоров'я людини вібрації з частотами 16...250 Гц.

Так, низькочастотна вібрація призводить до ушкодження опорно-рухового апарату, а високочастотна викликає функціональні розлади периферійного кровообігу у вигляді локальних судинних спазмів.

Вплив вібрації на організм працівника посилюється збільшенням її амплітуди, внаслідок чого вона поширюється на більшу відстань від точки виникнення. Крім того, при роботі з інструментами ударної та ударно-обертової дії виникає так звана віддача інструменту на руки працівника, сила якої може досягати 60—100 кг при зусиллі 25 кг. Дія такого поштовху-удару триває тисячні частки

секунди, однак може призводити до пошкодження дрібних кісток кисті і ліктьового суглоба.

Тривалий вплив загальної вібрації призводить до змін у центральній нервовій системі, які виявляються у запамороченнях, сонливості, шумі у вухах, болях в ікроножних м'язах, порушенні координації рухів, розладах зору. Вплив вібрації на організм працівника виявляється у збільшенні затрат нервової енергії, швидкому розвитку втоми і може призводити до тимчасової втрати працездатності через вібраційну хворобу.

У хворого на вібраційну хворобу порушується кровообіг, виникає біль у руках, деколи спостерігаються судоми рук, знижується чутливість шкіри.

9.3 Заходи по ліквідації або зменшенню забруднення довкілля

Загальні заходи та засоби попередження забруднення повітряного середовища на виробництві та захисту працюючих включають:

— вилучення шкідливих речовин в технологічних процесах удосконалення технологічних процесів та устаткування (застосовування замкнених технологічних циклів, неперервних технологічних процесів, мокрих способів переробки пиломатеріалів тощо)

—автоматизація і дистанційне управління технологічними процесами та обладнанням, що виключає безпосередній контакт працюючих з шкідливими речовинами;

—герметизація виробничого устаткування, робота технологічного устаткування під розрідженням, локалізація шкідливих виділень за рахунок місцевої вентиляції, аспіраційних укриттів;

—нормальне функціонування систем опалення, загальнообмінної вентиляції, кондиціонування повітря, очистки викидів в атмосферу;

—попередні та періодичні медичні огляди робітників, які працюють у шкідливих умовах, профілактичне харчування, дотримання правил особистої гігієни;

.— контроль за вмістом шкідливих речовин в повітрі робочої зони; — використання засобів індивідуального захисту.

Дотримання санітарних норм, які регламентують гранично допустимі величини вібрації, повинно бути обов'язковим на всіх підприємствах. Крім того, дієвими засобами боротьби з вібрацією є поліпшення конструктивних характеристик машин, механізмів, інструменту; впровадження прогресивних методів обробки; дистанційного управління; віброізоляція робочих місць; застосування різних пристосувань для погашення вібрації та індивідуальних засобів захисту працівників.

Для зменшення негативного впливу реалізації проекту на навколишнє середовище та здоров'я людей, зокрема, очищення забрудненого повітря в цехах, де виникають шкідливі викиди, необхідно встановлювати систему вентиляції. В нашому конкретному випадку потрібно поставити місцеву витяжну вентиляцію. Місцева витяжна вентиляція здійснюється за допомогою місцевих витяжних зонтів, всмоктуючих панелей, витяжних шаф, бортових відсмоктувачів (рис. 9.1).

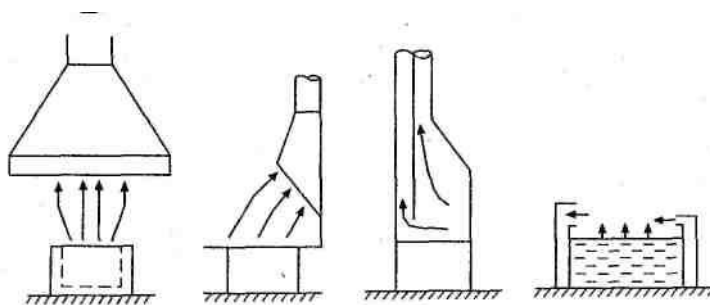


Рис. 9.1. Місцева витяжна вентиляція

Конструкція місцевої витяжки повинна забезпечити максимальне вловлювання шкідливих виділень при мінімальній кількості вилученого повітря. Крім того, вона не повинна бути громіздкою та заважати обслуговуючому персоналу працювати і наглядати за технологічним процесом. За допомогою системи витяжної вентиляції здійснюється видалення забрудненого парами змащувально-охолоджуючої рідини (ЗОР) або нагрітого повітря із приміщення і подачою в нього свіжого.

Для боротьби із шумом використовують звукопоглинаючі матеріали, якими обшито всі вузли, що створюють різного роду шуми. Для захисту працюючих від прямої дії шуму застосовують екрани між джерелом шуму і робочим місцем. До засобів індивідуального захисту відносяться вкладиші, навушники і шлеми.

10. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

Модернізований привод головного руху складається з високомоментного двигуна, який кріпиться безпосередньо на шпindelній бабці, та шпindelного вузла. Регулювання частот обертання шпindelя – безступеневе. Максимальна частота обертання – 10000 об/хв.

10.1. Зміст та етапи конструкторської підготовки виробництва

Відповідно до вимог ГОСТ 2.103-68 встановлені такі етапи конструкторської підготовки: технічне завдання, технічна пропозиція, ескізний проект, технічний проект, розробка робочої документації.

При модернізації приводу головного руху верстата пройдені наступні етапи: технічне завдання, ескізний проект, технічний проект, розробка робочої документації.

10.2. Зміст та етапи технологічної підготовки виробництва

Згідно з положеннями Єдиної системи технологічної підготовки виробництва (ЄСТПВ) ГОСТ 14002-73 встановлені такі етапи технологічної підготовки виробництва: технологічний контроль креслень, складання міжцехових технологічних маршрутів, розробка технологічних процесів проектування та виготовлення технологічного оснащення, наладка та впровадження технологічних процесів. Деталі верстата та складальні одиниці технологічні і відповідають вимогам ГОСТ 14202-73.

10.3. Визначення трудомісткості та об'єму робіт конструкторської підготовки виробництва

Величина трудових та фінансових витрат на підготовку виробництва нових зрізів техніки залежить від ступеня їх новизни та складності. При виконанні дипломної роботи розрахунки трудомісткості конструкторської підготовки виробництва виконуються за укрупненими нормативами із врахуванням вищезазначених критеріїв [67].

Конструкторські роботи з проектного верстата відносяться до групи новизни Б, група складності 2 [67].

Таблиця 10.1. Групи складності та новизни деталей по проектному варіанту

Деталь	Формат	Вид заготовки	Вага заготовки	Вага деталі	Склад.	Група новизни
Шпиндель	4×А4	прокат	20	18,5	3	Б
Корпус шпинд. бабки	8×А4	відливка	145	126	5	В
Кришка корпусу	4×А4	відливка	43	34	3	Б
Шків зубчастий	А4	прокат	1,7	1,4	2	А
Шків зубчастий	А4	прокат	1,4	1,1	2	А
Реборда	А4	прокат	0,7	0,6	1	А
Реборда	А4	прокат	0,6	0,5	1	А

Деталі відносяться до груп складності [67]:

1-ої гр.. – 2×А4,

2-ої гр.. – 2×А4,

3-ої гр.. – 8×А4.

5-ої гр.. – 8×А4.

Визначаємо групи складності вузлів

Таблиця 10.2. Групи складності вузлів по проектуваному варіанті

Вузол	Формат	Складність	Група новизни
- шпиндельна бабка	А1	3	В

Визначимо вартість розробки документації приводу головного руху проектної моделі. Результати зведемо в таблицю.

Таблиця 10.3. Трудомісткість розробки документації

Стадія	Час, год	Категорія	Вартість 1 год, грн.	Загальна вартість, грн
Розробка технічного завдання	16	II	150	2400
Розробка технічної пропозиції	21	I	180	3780
Розробка ескізного проекту	30,6	I	180	5508
Розробка креслень загального вигляду	32,1	II	150	4815

Розробка теоретичного креслення	8,5	III	120	1020
Розробка габаритного креслення	7,1	III	120	852
Розробка кінематичної схеми	12,4	I	180	2232
Розробка габаритного креслення	5,2	III	120	624
Складання відомостей				
- купованих матеріалів	0,9×20			1800
- узгодження застосування виробів	0,35×20			700
- технічного проекту	0,4×20			800
- пояснювальна записка	1,2×20			2400
- інші документи	0,1×20	технік	100	200
- звірка копії з оригіналом	0,06×20			120
- нормоконтроль креслення	0,12×20			240
- нормоконтроль текстового документа	0,2×20			400
- технічний контроль	0,16×20			320
Розробка складального креслення	18,8	II	150	2820
Розробка креслення деталі (ф А4)				
- 1-ої групи складності	2×0,76			228
- 2-ої групи складності	2×1,02	II	150	306
- 3-ої групи складності	8×1,31			1572
- 5-ої групи складності	8×2,42			2904
Складання- специфікації				
- відомість специфікації	0,7			70
- відомість документів	0,5		100	50
посилань	0,5			50
- відомість купованих виробів	0,95	технік		95

- відомість узгодження застосування виробів	0,4			40
- відомість тримачів оригіналів	0,1			10
- технічні умови	1,6			160
- документи експлуатації	0,1			10
- документи ремонтні	0,15			15
- нормо контроль креслень	0,14			14
- технологічний контроль	0,18			18
- конструкторський контроль	0,65			65
- звірка копій з оригіналом	0,08			8
- нормоконтроль специфікацій і відомостей	0,15			15
- нормоконтроль текстових документів	0,2			20
Проведення перевірки на патентну чистоту і патентноспроможність	38	I	180	6840
Відпрацювання промислово-художньої естетики виробу	24	I	180	4320
Складання технічного паспорта	38	II	150	5700
Складання програми і методики випробувань	80	II	150	12000
Разом				65541

10.4. Визначення трудомісткості та обсягу робіт технологічної підготовки виробництва

В трудомісткість технологічної підготовки включаємо лише час на проектування технологічних процесів. Вид техпроцесів – укрупнена технологія. Розрахунок виконується для оригінальних, стандартних і уніфікованих деталей.

По першій групі складності згідно з табл. 13 [67] для 2 деталей::

$$2,6 \cdot 2 = 5,2 \text{ чол.год.}$$

Для другої групи складності (2 деталі):

$$5,2 \cdot 2 = 10,4 \text{ чол.год.}$$

Для третьої групи складності (2 деталі):

$$9,4 \cdot 2 = 18,8 \text{ чол.год.}$$

Для п'ятої групи складності (1 деталь):

$$18,6 \cdot 1 = 18,6 \text{ чол.год.}$$

Результати розрахунку трудомісткості технологічної підготовки виробництва зводимо в табл. 10.4.

Таблиця 10.4. Трудомісткість технологічної підготовки

Види робіт	Групи складності	К-сть облікових одиниць	Норми часу, чол.год.		Кваліфікація виконавців	Вартість 1 год, грн.	Загальна вартість, грн
			на одиницю	разом			
Проектування технологічних процесів	1	2	2,6	5,2	інж.-техн.ІІІ к.	120	624
	2	2	5,2	10,4	інж.-техн.ІІ к.	150	1560
	3	2	9,4	18,8	інж.-техн. І к.	180	3384
	5	1	18,6	18,6	провідний технолог	200	3720
Всього:				53			9288

Отже, вартість розробки техпроцесів проектного варіанту становить 9288 грн

Кошториси витрат на технічну підготовку виробництва зведемо в таблицю

Таблиця 10.5. Кошторис витрат на технічну підготовку виробництва

Статті витрат по етапах	Проектний варіант, грн.
Конструкторська підготовка виробництва	65541
Технологічна підготовка виробництва	9288
Всього витрат:	74829

Вартість робіт механічної обробки приймемо як 10% від вартості робіт на технічну підготовку виробництва

$$\text{Вона складе: } V_6 = 0,1 \cdot 74829 = 7482,9 \text{ грн.}$$

10.5. Визначення трудомісткості та обсягу робіт виробництва заготовок

На величину трудомісткості виробництва заготовок впливають методи і способи отримання заготовок. В нас майже всі заготовки з стандартного сортаменту і є покупними. Крім корпусу (відливка в піщано-глиняні форми) та кришка корпусу, яка виготовляється методом штампування

Для визначення трудомісткості отримання заготовки використовуємо формулу [67]:

$$T_{заг} = A \cdot m_{заг}^{X_0} \cdot K_{СК} \cdot K_{сер}, \quad (10.1)$$

де A – постійний коефіцієнт рівняння регресії;

$m_{заг}$ – маса заготовки, кг;

X_0 – показник степеня.

Коефіцієнт $K_{СК}$ визначають за формулою:

$$K_{СК} = a^{c-1}, \quad (10.2)$$

де a – постійний коефіцієнт, який залежить від методу отримання заготовки ($a < 1$);

c – число, яке еквівалентне групі складності заготовки.

Коефіцієнт $K_{сер}$ визначають за формулою:

$$K_{сер} = A_1 P_{заг}^{X_1} m_{заг}^{X_2}, \quad (10.3)$$

де A_1 – постійний коефіцієнт рівняння регресії;

$P_{заг}$ – програма випуску, шт.;

X_1, X_2 – показники степеня, які залежать від методу отримання заготовки.

Розраховуємо трудомісткість відливки корпусу по проектному варіанту:

$$K_{СК} = 1.265^{5-1} = 2,56;$$

$$K_{сер} = 2,34 \cdot 145^{-0,0596} = 1,739$$

$$T_{заг} = 0.046 \cdot 145^{0,881} \cdot 1.739 \cdot 2,56 = 16,42$$

Отже трудомісткість отримання заготовки корпусу по проектному варіанті складе 16,42 год.

Затрати становлять $16,42 \cdot 45 = 738,9$ грн.

Розрахуємо трудомісткість виготовлення заготовки для кришки методом лиття в піщано-глиняні форми:

$$K_{СК} = 1.265^{3-1} = 1,6;$$

$$K_{сер} = 2,34 \cdot 43^{-0,0596} = 1,87$$

$$T_{заг} = 0,046 \cdot 43^{0,881} \cdot 1,87 \cdot 1,6 = 3,78$$

Затрати становлять $3,78 \cdot 45 = 170,1$ грн.

10.6. Визначення собівартості і ціни проектного верстата

Цехова собівартість виготовлення верстата визначається за формулою:

$$Ц = M_{заг} + Z_{заг} + P_{ц} \quad (10.4)$$

де $M_{заг}$ - загальна сума витрат на основні матеріали та покупні вироби для проектного машини:

$$M_{заг} = \sum_{i=1}^T M_{np} + \sum_{i=1}^k M_{пок.вир.} \quad (10.5)$$

де T - кількість видів основних матеріалів, од.;

k - кількість видів покупних виробів, од.;

$M_{пок.вир.}$ - витрати по кожному виду покупних виробів, грн.;

Визначаємо витрати на основні матеріали за формулою:

$$M_{np} = EЦ_{м} \cdot M_{чорн} - (M_{чорн} - M_{чист}) \cdot Ц_{о} \quad (10.6)$$

де $M_{чорн}$ - маса заготовок, кг;

E - коефіцієнт, який враховує транспортно-заготівельні витрати (8-10% від ціни матеріалу);

$Ц_{м}$ - ціна 1 кг сортового металу.

По проектному варіанту в нас 7 деталей, з них шпindelь виготовлений з сталі 40ХНМА, зубчасті шківів з алюмінію, реборди з Ст. 3, корпус та кришка шпindelьної бабки з чавуну СЧ20. Визначаємо витрати на основні матеріали:

- корпуса і кришки $B_{np1} = 1,1 \cdot 240 \cdot 188 - (188 - 160) \cdot 4,2 = 49514$ грн

- шпindelя $B_{np2} = 1,1 \cdot 200 \cdot 20 - (20 - 18,5) \cdot 4,5 = 4360$ грн

- зубчастих шківів $B_{np3} = 1,1 \cdot 300 \cdot 3,1 - (3,1 - 2,5) \cdot 12 = 1015$ грн

- реборд $B_{np4} = 1,1 \cdot 40 \cdot 1,3 - (1,3 - 1,1) \cdot 2 = 57$ грн

Визначаємо витрати на основні матеріали для всіх деталей по проектному варіанті:

$$B_1 = B_{np1} + B_{np2} + B_{np3} + B_{np4} = 49514 + 4360 + 1015 + 57 = 54946$$
 грн

Визначаємо вартість купованих виробів по проектному варіанту:

Куповані вироби включають:

- стандартні вироби (болти, гвинти, шайби, шплінти, штифти, шпонки та ін). вартість їх закупки складає приблизно 600 грн.
- високомоментний двигун – вартість 5000\$≈125000грн
- зубчастий пас – вартість 600грн.

Загальна вартість:

$$V_{п} = 600 + 600 + 125000 = 126200 \text{ грн.}$$

Визначаємо загальну суму витрат на основні матеріали та куповані вироби:

$$V_{заг пр} = 54946 + 126200 = 181146 \text{ грн.}$$

Зведемо всі витрати в таблицю

Таблиця 10.6. Витрати по базовому і проектному варіантах та економічний ефект

№ п\п	Статті витрат	Вартість, грн
1.	Технічна підготовка виробництва	74829
2.	Вартість виробництва заготовок	909
3.	Загальна сума витрат на основні матеріали та покупні вироби	181146
4.	Разом	256884

Вартість модернізації верстата складає 256884 грн, проте ми отримаємо розширені технологічні можливості і підвищену надійність за рахунок зменшення кількості ланок приводу головного руху. Справжня економічна ефективність проявиться в процесі його експлуатації за рахунок зменшення основного часу на обробку деталей.

ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу кінематичних та силових параметрів приводу головного руху можливостей сучасних та можливостей сучасних інструментальних матеріалів встановлено необхідні швидкісні та силові характеристики приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата.
2. Проведено аналіз схем формоутворення та здійснено обґрунтування компоувальної схеми
3. Розроблено оптимальну структуру приводу головного руху, що складається із ступеневої та безступеневої частин
4. На основі аналізу та обґрунтування компоувальної схеми шпиндельного вузла на основі необхідних умов обробки запропоновано компоувальну схему шпиндельного вузла з трьома радіально-упорними підшипниками в передній опорі та двома - в задній.
5. Проведено кінематичний та силовий розрахунок ступеневої та безступеневої частин приводу головного руху
6. Розроблено конструкцію модернізованої шпиндельної бабки та окремих елементів приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата
7. Розроблено конструкцію шпиндельного вузла верстата
8. Визначено вартість модернізації верстата та обґрунтовано технічні рішення відповідно до вимог охорони праці, безпеки в надзвичайних ситуаціях та екології

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Фрезерный вертикальный станок 6540 PE: руководство по эксплуатации, Москва: Станкоимпорт, 1970. – 116с.
2. Металлорежущие станки: учебник для вузов / под ред. В. Э. Пуша.— Москва : Машиностроение, 1986 .— 256 с.
3. Куликов, С. И. Металлорежущие станки и станочные системы : учебное пособие / С. И. Куликов, Е. М. Дурко .— Свердловск : Изд-во Уральского университета, 1988 .— 272 с.
4. Ачеркан Н.С. и др. Металлорежущие станки.: 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, -Том 1. - 1965. – 764 с.
5. Ачеркан Н.С. и др. Металлорежущие станки. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, - Т 2. - 1965. – 628 с.
6. URL: <https://www.haascnc.com/ru/machines/vertical-mills/mold-machines/models/vm-3.html>
7. URL: <https://mashinform.ru/import/obrabatyvaiushchie-centry.html>
8. URL: <https://www.irlen.ru/catalog/katalog-oborudovaniya/stanki-s-chpu/vertikalno-frezernye/leadwell-v/>
9. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. / Т.М. Аврамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. — М.: Машиностроение, 2011. — 608 с.; ил.
10. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. — М.: Машиностроение, 2011. — 586 с.; ил.
11. Молодцов, В.В. Опоры высокоскоростных шпиндельных узлов современных станков / В.В. Молодцов, А.В. Чурилин, В.В. Бушуев // Вестник МГТУ «Станкин». – 2014. – № 4 (31) – С. 85 – 97.
12. Бушуев, В.В. Практика конструирования машин: справочник / В.В. Бушуев. – М.: Машиностроение, 2006. – 448 с.
13. Tamisier, V. Attenuation of Vibrations due to Unbalance of an Active Magnetic Bearings Milling Electro Spindle / V. Tamisier, S. Font, M. Lacour, F. Carrère, D. Dumur // CIRP Annals Manufacturing Technology. – 2001. - 50(1) – P. 255 – 258.

14. Ломов Михаил Викторович. Повышение точности многоопорных шпиндельных узлов оптимизацией их конструкции: диссертация ... кандидата технических наук: 05.02.07 / Ломов Михаил Викторович; [Место защиты: Московский государственный технический университет им.Н.Э.Баумана]. - Москва, 2015.- 161 с.

15. Молодцов В.В. Методы проектирования высокоэффективных металлообрабатывающих станков как мехатронных систем. –Дис.... докт. техн. наук. –М.: МГТУ им. Баумана, 2016. – 390 с.

16. Kern, S. Modeling and Active Damping of a Motor Spindle with Speed-Dependent Dynamics / S. Kern, A. Schiffler, R. Nordmann, E. Abele // *Vibration in Rotating Machinery, International conference.* – 2008. – Vol. 1. – P. 465 – 475.

17. Weck, M. Tool and Spindle Systems with High Damping / M. Weck, M. Krell // *Production Engineering.* – 2000. – 7(2) – P. 79 – 84.

18. Бушуев, В.В. Шпиндельный узел с комбинированными опорами / В.В. Бушуев, Г.В. Чернусь // *Станки и инструмент.* – 1993. – №2. – С. 14 – 18.

19. Бушуев, В.В. Сравнительный анализ и совершенствование шпиндельных узлов горизонтально-расточных станков / В.В. Бушуев, В.В. Молодцов // *М.: СТИН.* – 1995. – № 2. – С. 11 – 16.

20. Гиловой, Л.Я. Исследование теплового состояния и температурных деформаций шпиндельного узла на комбинированных опорах методами имитационного моделирования. / Л.Я. Гиловой, В.В. Молодцов, Г.В. Чернусь. // *М.: СТИН.* – 2009. – № 6. – С. 2 – 8.

21. Jdrzejewski, J. Precise Modelling of HSCMachine Tool Thermal Behaviour / J. Jdrzejewski, W. Modrzycki, Z. Kowal, W. Kwasny, Z. Winiarski // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering.* – 2007. – 24.–P.245–252.

22. High precision ball bearings. GMN Paul Müller Industries GmbH & Co. KG // www.gmn.de // 2010. – 98 p.

23. Precision Rolling Bearings. NTN corporation // www.ntn.co.jp//2012.–312 p.

24. Super Precision Bearings. Schaeffler Group Industrial // www.fag.com // 2011. – 239 p.

25. Super-precision bearings. SKF Group // www.skf.com // 2013. – 422 p.

26. Super Precision Bearings. NSK Ltd. // www.nsk.com // 2011. – 242 p.

27. Triondur. Technical product information. Schaeffler Group Industrial // www.fag.com // 2013. – 2 p.
28. Равська Н. С. Основи формоутворення поверхонь при механічній обробці: Навчальний посібник / Равська Н. С., Мельничук П. П., Мамлюк О. В., Ніколаєнко Т. П., Охріменко О. — Київ, 2013. — 215 с.
29. Родин П. Р. Основы формообразования поверхности резанием. — К.: Вища школа, 1977. — 190 с.
30. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков: (Основы компнетики). – М.:Машиностроение, 1978. – 208с
31. Бушуев, В.В. Практика конструирования машин: справочник / В.В. Бушуев. – М.: Машиностроение, 2006. – 448 с.
32. Каталог TAEGUTEC: Металлорежущий инструмент и инструментальная оснастка. TAEGUTEC, 2017. – 1627с.
33. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / под. ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. – Т2. – 1985. – 496 с.
34. Крупа В. В. Металорізальні інструменти з асиметричним розміщенням лез для оброблення глибоких циліндричних отворів: дис. канд. техн. наук, спец. 05.03.01 / Крупа Володимир Васильович – Тернопіль, 2015. – 185 с.
35. Кривий П.Д. Імовірнісно-статистичний метод оцінювання впливу глибини різання та подачі на тангенціальну силу різання при точінні / Кривий П.Д., Тимошенко Н.М., Крупа В.В., Дзюра В.О. // Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта : тези допов. Київ, 2019 - С 231-234.
36. Кобельник В.Р. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів / Кобельник В.Р., Крупа В.В., Тимошенко Н.М. Каровська О.М. / Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції 31 жовтня — 02 листопада 2018 року / Під заг. ред. В. Д. Ковальова. — Краматорськ: ДДМА, 2018. — С. 78-79
37. Kern, S. Modeling and Active Damping of a Motor Spindle with Speed-Dependent Dynamics / S. Kern, A. Schiffler, R. Nordmann, E. Abele // Vibration in Rotating Machinery, International conference. – 2008. – Vol. 1. – P. 465 – 475.
38. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества : учеб. Пособие / А.И.

Половинкин. М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.

39. Черногоров Е. Соединения деталей машин / Черногоров Е. Ульяновск, 2013. – 70 с

40. Муфты: обзорный каталог, Харьков, 2016, - 39с. www.krechina.com.ua

41. Каталог муфт кулачковых прецизионных Trasco, 2016. – 17 с.

42. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 2003. - 556 с

43. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. - 3-е изд., стереотипн. - М.: Машиностроение, 2005. - 416 с.

44. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочнометодическое пособие / Под ред. П.Н. Дунаева. – М.: Машиностроение, 1988. - Т. I. - 560 с.; Т 2. – 544 с.

45. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.

46. Молодцов В.В. Методы проектирования высокоэффективных металлообрабатывающих станков как мехатронных систем. –Дис.... докт. техн. наук. –М.: МГТУ ім. Баумана, 2016. – 390 с.

47. High precision bearings. Pub.5002 e. SKF // Оф. сайт ООО «УПК». 2003 [Электронный ресурс). URL : <http://www.upk1.ru/d/115304/d/vysokotochnye-i-shpindelnye.pdf>

48. High precision bearings. Pub.5002 e. SKF // Оф. сайт ООО «УПК». 2003 [Электронный ресурс). URL : <http://www.upk1.ru/d/115304/d/vysokotochnye-i-shpindelnye.pdf>

49. SKF Spindle Simulator. Advanced software for the analysis of spindle applications. PUB BU/P9 10167 EN URL: http://www.promshop.info/cataloguespdf/bearings_units_and_housings/Spindle_Simulator_software_leaflet_10167_EN.pdf

50. URL : http://www.sergeev-hsc.de/media/DIR_65814/c219c0b38f472e1bffff824affffff0.pdf

51. High precision bearings. Pub.5002 e. SKF // Оф. сайт ООО «УПК». 2003. [Электронный ресурс]. Систем, требования: Adobe Acrobat Reader. URL: <http://www.upk1.ru/d/115305/d/vysokotochnye-i-shpindelnye.pdf>

52. High speed spindles for manual tool change. GMN. Cat. 2508 0914 ENG // Оф. сайт фірми GMN. 2014. [Електронний ресурс]. URL: http://www.gmnusa.com/upload/news/2508_0914_e_2.pdf

53. Standart spindles: precision grinding spindles, cartridge spindles, precision boring heads. NSK. Cat. No. E2202a // Оф. сайт фірми NSK. 2012. [Електронний ресурс]. URL: http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/mx_es/Standard_spindle_catalogue_e2202a_120411.pdf

54. Li H., Shin Y.-C. Analysis of bearing configuration effects on high speed spindles using an integrated dynamic thermo-mechanical spindle model // International Journal of Machine Tools & Manufacture. 2004. Vol. 44. Issue 4. P. 347-364

55. SooS L. Radial Ball Bearings with Angular Contact in Machine Tools // Performance Evaluation of Bearings. Dr. Rakesh Sehgal (Ed.) // Оф. сайт видавництва InTech. 2012. [Електронний ресурс]. URL: <http://www.intechopen.com/books/performance-evaluation-of-bearings/radial-ball-bearings-with-angular-contact-in-machine-tools>

56. High precision bearings. Pub.5002 e. SKF // Оф. сайт ООО «УПК». 2003 [Електронний ресурс]. URL : <http://www.upk1.ru/d/115304/d/vysokotochnye-i-shpindelnye.pdf>

57. SKF Spindle Simulator. Advanced software for the analysis of spindle applications. PUB BU/P9 10167 EN URL: http://www.promshop.info/cataloguespdf/bearings_units_and_housings/Spindle_Simulator_software_leaflet_10167_EN.pdf

58. Герасим'юк В.М. Удосконалення конструкції приводу головного руху вертикально-фрезерного верстату / Герасим'юк В.М. // Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, (Тернопіль, 27–28 листоп. 2019.). – Тернопіль : ТНТУ, 2019. – С. 67

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

60. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов / А.И. Кочергин. Мн., Выш. шк., 1991. – 382 с.
61. Лимаренко, Г.Н. Проектирование механических приводов и моделирование их динамики / Г.Н. Лимаренко, М.П. Головин, А.Н. Щепин // – М.: СТИН. – 2002. – № 10. – С. 7 – 11.
62. Дубиняк С. А. Нагорняк С. Г. Дубецький І.Д „Основи кінематичного розрахунку верстатів”, Тернопіль, 1980.
63. Скляр Р. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій / Скляр Р., Шанайда В., Савчук М. // Вісник ТНТУ. — 2011. — Том 16. — № 1. — С.117-125. — (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).
64. Лимаренко, Г.Н. Проектирование механических приводов и моделирование их динамики / Г.Н. Лимаренко, М.П. Головин, А.Н. Щепин // – М.: СТИН. – 2002. – № 10. – С. 7 – 11.
65. Разработка кинематических схем приводов главного движения и подачи металлорежущих станков: Методические указания/ Д. Н. Мельниченко, И. Г. Саламахина. - Тирасполь, 2016 -82 с.
66. Кузнецов Ю.М. Прогнозування розвитку технічних систем / Кузнецов Ю.М., Скляр Р.А. К.: ТОВ «ЗМОК»-ПП «Гнозис».-2004.-323с
67. Кривий П.Д., Шарик М.В., Сотник І.П. Трудомісткість конструювання та виготовлення металорізальних та деревообробних верстатів. Тернопіль: ТДТУ, 2005. – 128с.
- 68 Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Мельников О.В. Основи охорони праці. Навчальний посібник. – Вид. 4-е, доповнене. – Львів: Афіша, 2000. – 350с.
69. Юдин Е.Я., Белов С.В., Баланцев С.К. Охрана труда в машиностроении.- М.: Машиностроение, 1983, - 432с.
70. Белов, С.В. Охрана навколишнього середовища /С.В.Белов, Ф.А.Барбинов, А.Ф.Козьяков та інших. - М.: Вищу школу, 2003. –С.264.
71. Каменська А.А. Вплив виробництв обробки металів різанням машинобудівних підприємств на навколишнє середовище і способи зниження

заподіюваної шкоди /А.А.Каменская, Р.И.Ковалова, В.М.Лабецкий. - Новосибирськ, 2002. - 102 с.

72. Новиков Ю.В. Екологія, довкілля і достойна людина: Навчальний посібник для вузів, с/ш і коледжів. – 3-тє вид./Ю.В.Новиков. – М.:ФАИР-ПРЕСС, 2005. – 736 с.

73. Терехов, Л.Д. Дослідження технології магнітної і біологічного очищення води /Л.Д.Терехов, М.И.Коробко, Ю.М.Акімова. - Хабаровськ: ДальГУПС, 2004. - 44 с.

ДОДАТКИ

Форма	Зона	Поз.	Позначення	Назва	Кільк.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A	1			Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	ДР 18-538.01.01.000	Двигун	1	
				<u>Деталі</u>		
		2	ДР 18-538.01.02.000	Корпус	1	
		3	ДР 18-538.01.03.000	Шків ведучий	1	
		4	ДР 18-538.01.04.000	Шків ведений	1	
		5	ДР 18-538.01.05.000	Планка	1	
		6	ДР 18-538.01.06.000	Підставка	1	
		7	ДР 18-538.01.07.000	Кришка	1	
		8	ДР 18-538.01.08.000	Обойма	1	
		9	ДР 18-538.01.09.000	Гайка спеціальна	1	
		10	ДР 18-538.01.10.000	Гвинт спеціальний	1	
		11	ДР 18-538.01.11.000	Гвинт спеціальний	6	
		12	ДР 18-538.01.12.000	Гвинт спеціальний	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		16		Гвинт M12 – 6g × 40.50.049	8	
				ГОСТ1482-84		
		17		Гвинт M10 – 6g × 12.58.019	8	

					ДР 18-538.01.00.000			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Герасим'юк В.М			Вертикально-фрезерний верстат (привод)	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перев.		Крупа В.В.					1	2
Реценз.								
Н. контр.		Ярема І.Т.						
Затв.		Кобельник В.Р.				ТНТУ, гр. МВмз-61		

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	Кільк.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A0				Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	ДР 18-538.02.01.000	Корпус	1	
		2	ДР 18-538.02.02.000	Шпиндельний вузол	1	
		3	ДР 18-538.02.03.000	Муфта	1	
				<u>Деталі</u>		
		4	ДР 18-538.02.00.004	Втулка	1	
		5	ДР 18-538.02.00.005	Втулка	1	
		6	ДР 18-538.02.00.006	Вал	1	
		7	ДР 18-538.02.00.007	Вал	1	
		8	ДР 18-538.02.00.008	Вал	1	
		9	ДР 18-538.02.00.009	Вал	1	
		10	ДР 18-538.02.00.010	Вал	1	
		11	ДР 18-538.02.00.011	Вал	1	
		12	ДР 18-538.02.00.012	Втулка	1	
		13	ДР 18-538.02.00.013	Втулка	1	
		14	ДР 18-538.02.00.014	Блок шестерень	1	
		15	ДР 18-538.02.00.015	Зубчасте колесо	1	
		16	ДР 18-538.02.00.016	Зубчасте колесо	1	
		17	ДР 18-538.02.00.017	Зубчасте колесо	1	
		18	ДР 18-538.02.00.018	Блок зубчастих коліс	1	
		19	ДР 18-538.02.00.019	Зубчасте колесо	1	

					ДР 18-538.02.00.000			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Герасим'юк В.М			Вертикально-фрезерний верстат (шпиндельна бабка)	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перев.		Крупа В.В.					1	4
Реценз.						ТНТУ, ФМТ, гр. МВмз-61		
Н. контр.		Ярема І.Т.						
Затв.		Кобельник В.Р						

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	Кільк.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A1				Складальне креслення		
				<u>Деталі</u>		
		1	ДР 18-538.00.04.001	Піноль	1	
		2	ДР 18-538.00.04.002	Кришка	1	
		3	ДР 18-538.00.04.003	Шпindelь	1	
		4	ДР 18-538.00.04.004	Втулка	1	
		5	ДР 18-538.00.04.005	Втулка	1	
		6	ДР 18-538.00.04.006	Втулка	1	
		7	ДР 18-538.00.04.007	Гайка спеціальна	2	
		8	ДР 18-538.00.04.008	Фіксатор	1	
		9	ДР 18-538.00.04.009	Втулка	1	
		10	ДР 18-538.00.04.010	Втулка	1	
		11	ДР 18-538.00.04.011	Втулка	1	
		12	ДР 18-538.00.04.012	Фланець	1	
		13	ДР 18-538.00.04.013	Кришка	1	
		14	ДР 18-538.00.04.014	Втулка	1	
		15	ДР 18-538.00.04.015	Втулка	1	
		16	ДР 18-538.00.04.016	Сухарик	2	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		20		Гвинт M12 – 6g × 40.50.049	1	
				ГОСТ1482-84		
		21		Гвинт M10 – 6g × 12.58.019	1	

					ДР 18-538.00.04.000			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Герасим'юк В.М			Вертикально-фрезерний верстат (шпindelьний вузол)	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перев.		Крупа В.В.					1	2
Реценз.						ТНТУ, ФМТ, гр. МВмз-61		
Н. контр.		Ярема І.Т.						
Затв.		Кобельник В.Р.						

