

Міністерство освіти і науки України

Луцький національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет транспорту та механічної інженерії

(повне найменування факультету)

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «БАКАЛАВР»
МОДЕРНІЗАЦІЯ БАГАТОЦІЛЬОВОГО
СВЕРДЛИЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА
З ЧПУ**

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Металообробне обладнання та
роботизовані виробничі системи»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти
Групи: ІМ(МОРВС)-42
Лугвіщик Олександра Володимирівна

(підпис)

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

(підпис)

Кваліфікаційну роботу
допущено до захисту
«__» _____ 2025 р.

к.т.н., доцент

Гарант освітньої програми:
Придальний Борис Іванович

(підпис)

Луцьк – 2025 року

АНОТАЦІЯ

Лугвіщик О.В. Модернізація багатоцільового свердлильно-фрезерного верстата з ЧПУ. Рукопис.

Кваліфікаційна робота бакалавра ОП «Металообробне обладнання та виробничі роботизовані системи» спеціальності 131 Прикладна механіка. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2025.

Кваліфікаційна робота бакалавра складається з вступу, чотирьох розділів, висновків та пропозицій, списку використаних джерел, додатків.

В даній випускній роботі на тему: “ Модернізація багатоцільового свердлильно-фрезерного верстата з ЧПУ ” зроблено літературний огляд, в якому наведені загальні відомості про багатоцільові верстати.

Проведено аналіз технічного завдання на проектування. Зроблено кінематичний розрахунок приводу вертикальної подачі шпиндельної бабки, розрахунок передач та муфт, розрахунок передачі гвинт-гайка кочення.

Виконаний розділ з охорони праці. Обґрунтування актуальності вирішення питань охорони праці.

Ключові слова: шпиндельна бабка, верстат, шпиндель, електродвигун, підшипник, муфта.

ANNOTATION

Lugvishchyk O.V. Modernization of a multi-purpose CNC drilling and milling machine. Manuscript.

Bachelor's qualification work OP "Metalworking equipment and production robotic systems" specialty 131 Applied mechanics. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2025.

Bachelor's qualification work consists of an introduction, four chapters, conclusions and proposals, a list of sources used, appendices.

In this graduation work on the topic: "Modernization of a multi-purpose CNC drilling and milling machine" a literature review is made, which provides general information about multi-purpose machines.

An analysis of the technical task for the design was carried out. A kinematic calculation of the vertical feed drive of the headstock, calculation of gears and couplings, calculation of the rolling screw-nut transmission were made.

A section on labor protection was completed. Justification of the relevance of solving labor protection issues.

Keywords: headstock, machine tool, spindle, electric motor, bearing, coupling.

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет транспорту та механічної інженерії

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

Ступінь вищої освіти: бакалавр

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітня програма: «Металообробне обладнання та
роботизовані виробничі системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Редько Р.Г.

«__» _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Лугвіщик Олександрі Володимирівній

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи Модернізація багатоцільового

свердлильно-фрезерного верстата з ЧПУ

Керівник роботи: Полінкевич Роман Миколайович, .к.т.н., доцент кафедри ПМіМ

затверджені наказом вищого навчального закладу від «31» грудня 2024 р. № 910/01-07

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи «03» _____ 06 _____ 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи Паспорти верстатів. Відгуки підприємств. Відгуки працівників підприємств. Звіт по переддипломній практиці. Технічна документація багатоцільових свердлильно-фрезерних верстатів. Початкові дані для розрахунку.

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

Аналіз області використання відомих конструкцій та призначення аналогів. Кінематичний розрахунок приводу вертикальної подачі шпindelної бабки. Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення. Опис системи мащення основних вузлів верстата. Охорона праці та навколишнього середовища. Висновки по випускній роботі

5. Перелік графічного матеріалу:

Привод 1л- ф.А1; Привод (переріз) 1л- ф.А1; Привод (переріз) 1л- ф.А1; Привод (переріз) 1л- А1.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання «01» 11 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Загальні відомості.</i>	<i>29.11.2024р.</i>	
2.	<i>Розрахунковий розділ.</i>	<i>08.02.2025р.</i>	
3.	<i>Охорона праці та навколишнього середовища</i>	<i>15.03.2025р.</i>	
4.	<i>Формування додатків</i>	<i>12.04.2025р.</i>	
5.	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	<i>10.05.2025р.</i>	
6.	<i>Нормоконтроль</i>	<i>17.05.2025р.</i>	
7.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	<i>24.05.2025р..</i>	
8.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи бакалавра до захисту</i>	<i>03.06.2025р.</i>	

Здобувач вищої освіти

_____ (підпис)

(Лугвіщик О.В.)
(прізвище, ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

_____ (підпис)

(Полінкевич Р.М.)
(прізвище, ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8	8
РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ.....		10
1.1 Компонування багатоцільового верстата.....		10
1.2 Призначення та виконувани операції багатоцільового верстата.....		13
1.3 Кінематична схема приводу вертикальної подачі шпиндельної бабки		15
РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ.....		17
2.1 Кінематичний розрахунок приводу вертикальної подачі шпиндельної бабки		17
2.2 Розрахунок крутних моментів на ходовому гвинті та валу двигуна та вибір електродвигуна.....		23
2.3 Розрахунок статичних і динамічних моментів, перевірка вибору електродвигуна.....		24
2.4 Визначення приведених моментів усіх діючих сил.....		28
2.5 Розрахунок передач і муфт.....		32
2.5.1 Розрахунок зубчастої прямозубої постійної передачі.....		32
2.5.2 Проектний розрахунок передачі на витривалість зубів при вигині.....		33
2.5.3 Розрахунок геометричних параметрів зубчастих передач.....		34
2.5.4 Перевірочний розрахунок передач по напрузі вигину.....		34
2.5.5 Перевірочний розрахунок передачі по контактному напруженню.....		36
2.6 Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення.....		37
2.6.1 Початкові дані.....		37
2.6.2 Визначення середньої частоти обертання та		38

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

	середнього навантаження.....	
2.6.3	Визначення ресурсу роботи передачі гвинт-гайка в числі оборотів L	39
2.6.4	Визначення допустимого динамічного навантаження C	39
2.6.5	Визначення фактичного ресурсу роботи приводу..	40
2.7	Розрахунок гвинта на подовжню стійкість і по критичній частоті обертання.....	40
2.7.1	Розрахунок гвинта на стійкість по критичній подовжній силі.....	40
2.7.2.	Розрахунок гвинта по граничній частоті обертання.....	41
2.8	Розрахунок направляючих кочення.....	42
РОЗДІЛ 3	СИСТЕМА МАЩЕННЯ.....	46
3.1	Кулько-гвинтовий механізм.....	46
3.2	Змащування опор.....	47
3.3	Лінійні направляючі.....	47
3.4	Технічні вимоги.....	48
РОЗДІЛ 4	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	49
4.1	Загальні вимоги безпеки праці в цеху.....	49
4.2	Пожежна безпека.....	52
4.3	Охорона довкілля.....	53
	ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ.....	54
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	55
	ДОДАТКИ	

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Особливий розвиток останнім часом отримало числове програмне управління верстатами. Мікропроцесорні пристрої управління перетворюють верстат на верстатний модуль, що поєднує гнучкість і універсальність з високим рівнем автоматизації. Верстатний модуль здатний забезпечувати обробку заготовок широкої номенклатури в автономному режимі на основі малолюдної або навіть безлюдної технології. Таким чином, сучасне верстатне устаткування є базою для розвитку гнучкого автоматизованого виробництва, що різко підвищує продуктивність праці в умовах середньо- і дрібносерійного виробництва.

Використання гнучких виробничих систем, що складаються з набору верстатів, маніпуляторів, засобів контролю, об'єднаних загальним управлінням від ЕОМ, дає можливість і у багатноменклатурному великосерійному виробництві стимулювати науково-технічний прогрес, швидкий і з мінімальними витратами перехід до нових, досконаліших зразків випускаємої продукції. Перехід від використання набору верстатів і інших технологічних машин до машинних систем у вигляді гнучких виробничих систем технологічного устаткування окрім підвищення продуктивності праці докорінно змінює увесь характер машинобудівного виробництва. Створюються умови поступового переходу до працезбережного виробництва при найвищій мірі автоматизації.

Підвищення швидкостей робочих і допоміжних рухів пов'язане з подальшим вдосконаленням приводу верстатів, шпиндельних вузлів, тягових направляючих пристроїв прямолінійного руху. Застосування композиційних матеріалів для різальних інструментів дозволяє реалізувати швидкість різання до 1,5-2км/хв, а швидкість подачі довести до 20-30м/хв. Подальше підвищення швидкостей зажадає пошуку нових конструкцій, що використовують інші фізичні принципи і забезпечують високу працездатність відповідальних верстатних вузлів.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування верстатних модулів можливе тільки при повній автоматизації усіх допоміжних операцій за рахунок широкого використання маніпуляторів і промислових роботів. Це відноситься до операцій, пов'язаних зі зміною заготовок, різальних інструментів, технологічного оснащення, з операціями виміру заготовки, інструменту, з операціями дроблення і видалення стружки з робочої зони верстата.

У сучасних верстатах використовують широкий набір засобів виміру, іноді дуже точних, таких, наприклад, як лазерні інтерферометри, для збору поточної інформації про стан верстата, інструменту, допоміжних пристроїв і для отримання достовірних даних про справну роботу.

Сучасні металорізальні верстати забезпечують виключно високу точність оброблених деталей. Відповідальні поверхні найбільш важливих деталей машин і приладів обробляють на верстатах з похибкою в долях мікрометрів, а шорсткість поверхні при алмазному точінні не перевищує сотих доль міліметра. Вимоги до точності в машинобудуванні постійно ростуть, і це, у свою чергу, ставить нові завдання перед прецизійним верстатобудуванням.

Сучасний верстат з'єднав технологічну машину для розмірної обробки з комп'ютером. Тому пристрій мікропроцесорних засобів управління є важливою складовою верстатного устаткування.

Підвищення ефективності виробництва і якості продукції значною мірою визначається створенням машин, що дозволяють здійснити комплексну автоматизацію технологічних процесів в машинобудуванні. Комплексна автоматизація припускає застосування самокеруючих (автоматичних) машин для основних і допоміжних операцій, а також використання засобів обчислювальної техніки для планування, організації і управління виробничими процесами.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНИЙ ВІДОМСТІ

Багатоцільовими називаються верстати з ЧПК, які забезпечують комплексну обробку складних за конструкцією деталей з різних сторін без їхнього перебазування, і як правило, маючи пристрої автоматичної зміни інструментів (АЗІ).

На них виконують чорнову і чистову обробку складних корпусних деталей, важелів, кронштейнів, плит та ін., які мають десятки поверхонь, що підлягають обробці.

На таких верстатах здійснюють фрезерування площин, уступів, канавок, вікон; свердлення, зенкерування, розгортання і розточування отворів, в тому числі ступінчатих. Нарізання різьб мітчиками та ін.

1.1 Компонування багатоцільового верстата

Основними вузлами багатоцільового свердлильно-фрезерно-розточувального верстата моделі ЛР543МФ (рис. 1.1) є станина 1, на якій встановлені салазки 2, що здійснюють поперечне переміщення П6 по направляючих. На салазках встановлений стіл 3, що здійснює подовжнє переміщення П4. На стіл встановлений поворотний стіл 4, що здійснює обертальний рух О5. Шпиндельна бабка 7 консольно встановлена на стойці 6 і здійснює вертикальне переміщення П2. Висувний шпиндель 8 здійснює обертальний рух О1 і поступальний П3. Інструмент завантажується в інструментальний магазин 5 і за допомогою пристрою зміни інструменту 9 поступає до шпинделя.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

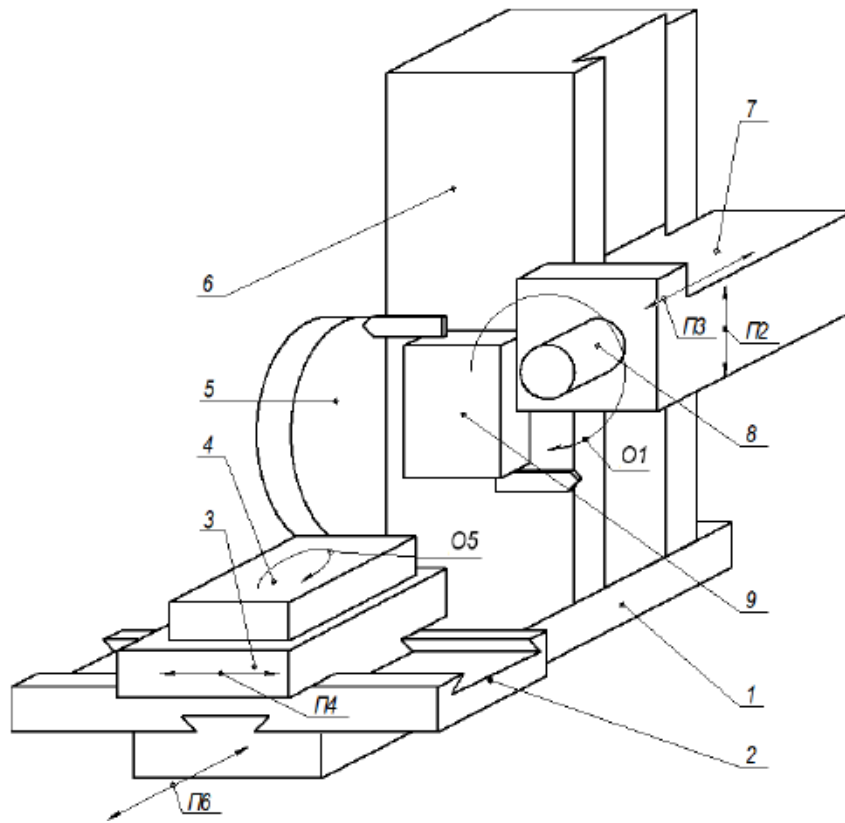


Рисунок 1.1 – Основні вузли багатоцільового
верстата моделі ЛР543МФ

- 1 – станина; 2 – салазки; 3 – стіл; 4 – поворотний стіл;
5 – інструментальний магазин; 6 – стійка; 7 – шпиндельна бабка;
8 – шпиндель; 9 – пристрій зміни інструменту

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11



Рисунок 1.2 – Компонівка багатоцільового свердлильно-фрезерно-розточувального верстата моделі ЛР543МФ4
 1 – станина; 2 – салазки; 3 – стіл; 4 – інструментальний магазин; 5 – стійка; 6 – шпиндельна бабка; 7 – шпиндель; 8 – пристрій зміни інструменту

Технічна характеристика багатоцільового верстата моделі ЛР543МФ4

Розміри робочої поверхні столу, мм	1250×1600
Програмовані переміщення X, Y, W, Z, мм	2000; 1600; 1000; 710
Кількість керованих координат (одночасно), шт.	4(3)
Найбільша маса оброблюваної заготовки, кг.	5000
Межі частот обертання шпинделя, хв ⁻¹	6...2500
Межі робочих подач, мм/хв.	10...7000
Швидкість швидких настановних переміщень, м/хв.	9
Найбільший крутильний момент на шпинделі, Нм	1765
Діаметр висувного шпинделя, мм.	125

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Конус шпинделя	50AT5
Найбільший діаметр свердління, мм.	50
Найбільший діаметр фрези, мм.	250
Місткість інструментального магазину, шт.	40
Потужність приводу головного руху, кВт.	39
Сумарна споживана потужність верстата, кВт.	74,7
Габаритні розміри верстата, мм.	5450×9250×4500
Маса верстата, кг.	23000

1.2 Призначення та виконувані операції багатоцільового верстата

Верстат призначений для обробки великих трудомістких корпусних деталей. Може використовуватися у складі гнучких виробничих систем, а також працювати як автономний виробничий модуль на підприємствах різних галузей машинобудування.

На верстаті можна виконувати наступні технологічні операції: фрезерування площин, пазів і криволінійних поверхонь; розточування, свердління, зенкерування, розгортання; нарізування різьб різцем і мітчиками.

Фрезерування площин здійснюється циліндричними або торцевими фрезами.

Фрезерування торцевими фрезами зазвичай виявляється продуктивнішим при обробці площин, чим фрезерування циліндричними фрезами, оскільки:

1) при фрезеруванні торцевими фрезами жорсткість інструменту і оправки, на якій він поміщений, більше, ніж при обробці циліндричними фрезами;

2) число зубів, що одночасно знаходяться в роботі, при фрезеруванні торцевими фрезами більше;

3) при застосуванні торцевих фрез можлива обробка одночасно декількох поверхонь, розташованих з різних сторін заготовки.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

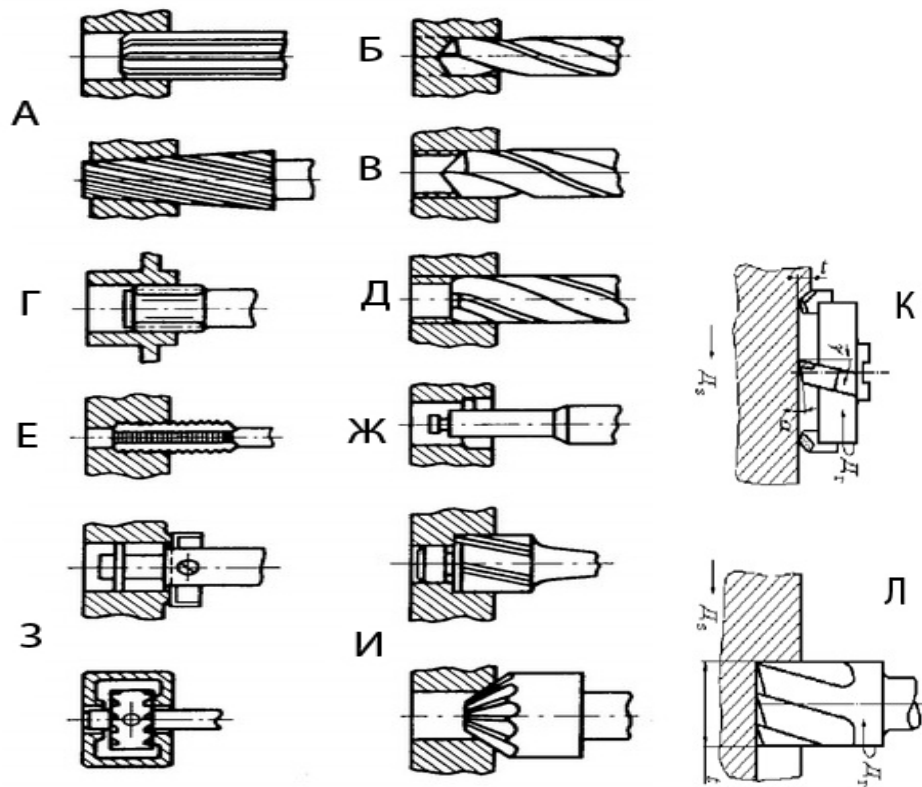


Рисунок 1.3 – Роботи, що виконуються на свердлильно-фрезерно-розточувальних верстатах:

а – розвертування свердління отворів; б – розсвердлювання; в – зенкерування; г – розточування; д – зенкування; е, ж – виглажування; з – нарізування внутрішньої різьби; і – цекування; к, л – фрезерування.

З цих причин при великих програмах випуску вважають за краще застосовувати торцеві фрези, хоча вони досить дорогі. Діаметри ж торцевих фрез мають бути більше ширини оброблюваних поверхонь.

Для фрезерування широких площин (чи одночасної обробки декількох площин, розташованих з одного боку деталі) застосовують складені циліндричні фрези, поміщені на одній оправці. Для фрезерування широких площин торцевими фрезами діаметром до 600 мм їх роблять зі вставними зубами (фрезерні головки).

Обробку площин значних розмірів при великих програмах випуску здійснюють на потужних і жорстких подовжньо-фрезерних і барабанно-

фрезерних верстатах безперервної дії.

Обробка площин (особливо у заготовках з кольорових сплавів) може робитися з високою точністю і високим класом чистоти обробки (до 7-го класу) шляхом тонкого фрезерування, яке характеризується:

- 1) застосуванням однозубих або двозубих фрез («леткі фрези»);
- 2) великими швидкостями і малими глибинами різання, малими подачами (відповідно до тонкого обточування і розточування).

Отвори в суцільному металі свердлять найчастіше спіральними свердлами.

Для отримання отворів діаметром більше 30 мм в суцільному матеріалі спочатку роблять свердління, а потім розсвердлювання.

Така послідовність обробки дозволяє уникнути застосування потужних верстатів і вести роботу на підвищених режимах різання.

Свердління на свердлильних верстатах роблять із застосуванням кондукторів, забезпечених втулками для напряму інструменту (кондукторними втулками). Цим шляхом зменшують можливість викривлення осі отвору внаслідок неоднакового затуплення різальних кромки свердла, нерівномірного заточування його різальних кромки, нежорсткості свердла і ін.

1.3 Кінематична схема приводу вертикальної подачі шпindel'ної бабки

Автоматичний цикл здійснюється таким чином: від високомоментного двигуна М через зубчасту пару коліс 1, 2 обертання передається на передачу гвинт-гайка кочення 4, яка жорстко пов'язана з шпindel'ною бабкою 7. Шпindel'на бабка 7 переміщається по направляючих кочення 9. Ручне управління робиться шляхом поєднання пари коліс 5, 6. В цілях техніки безпеки встановлена пружина 8 для розмикання коліс 5, 6 при автоматичному ході. Роликівий упорно-радіальний підшипник 3 встановлений для сприйняття радіальних і осьових навантажень. Для оберігання направляючих від забруднень встановлені захист направляючих: телескопічна 11 і

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

гармонікоподібна 10.

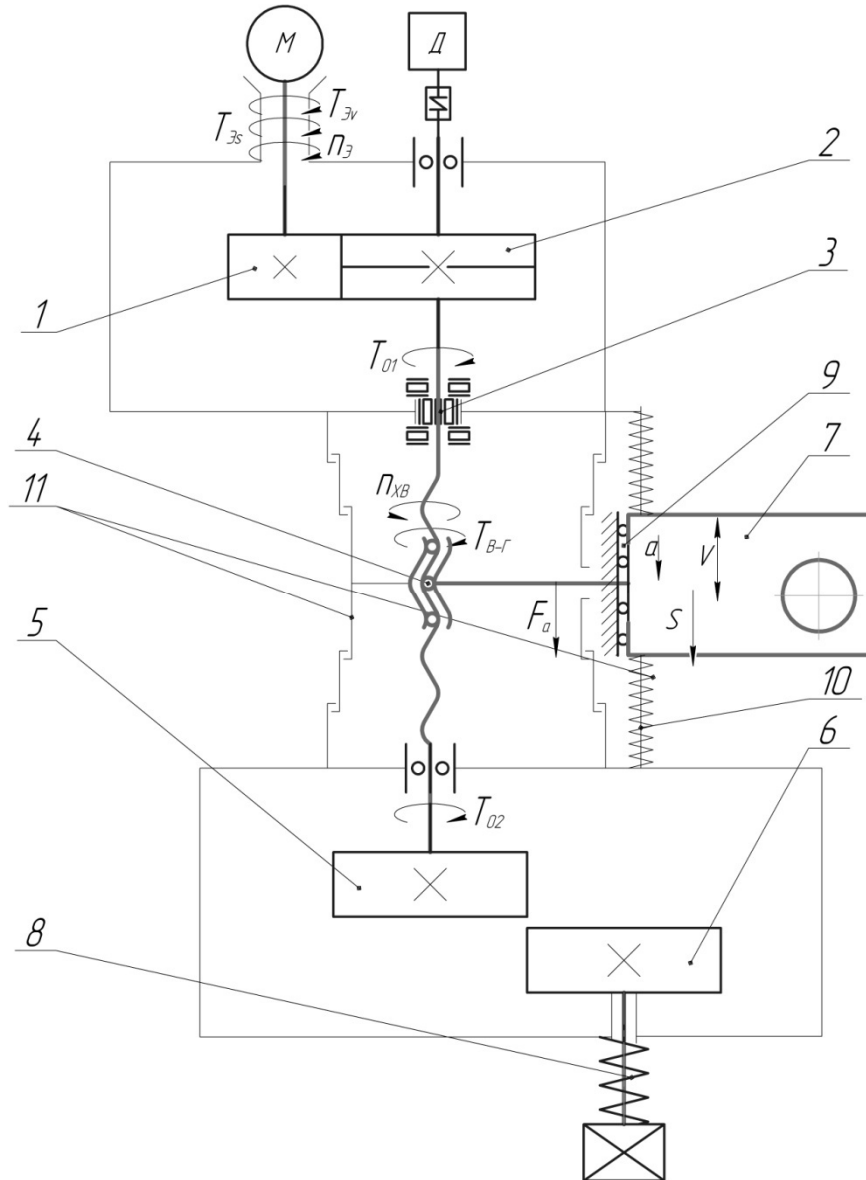


Рисунок 1.4 – Кінематична схема приводу подач шпиндельної бабки багатоцільового верстата

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ

2.1 Кінематичний розрахунок приводу вертикальної подачі шпindelьної бабки

Розраховуємо частоти обертання ходового гвинта при робочій подачі і швидкому переміщенні по формулах:

$$n_{s \max} = \frac{S_{\max}}{P};$$

$$n_v = \frac{v}{P};$$

де S_{\max} – максимальна подача, мм/хв; $S_{\max}=14000$ мм/хв;

v – максимальна швидкість переміщення, мм/хв; $v=26000$ мм/хв;

P – крок передачі гвинт-гайка, мм; $P=20$ мм;

$n_{s \max}$ – частота обертання ходового гвинта при робочій подачі;

n_v – частота обертання ходового гвинта при швидкому переміщенні;

$$n_{s \max} = \frac{14000}{20} = 700 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

$$n_v = \frac{26000}{20} = 1300 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Визначаємо розрахункові передавальні відношення редуктора при робочій подачі і швидкому переміщенні:

$$i_s = \frac{n_{s \max}}{n_{e s \max}} \geq \frac{n_{s \max}}{n_{e II}};$$

$$i_v = \frac{n_v}{n_{e v}} > \frac{n_v}{n_{e \max}};$$

де i_s і i_v – розрахункові передавальні відношення редуктора при робочій подачі і швидкому переміщенні;

$n_{e II}$ і $n_{e \max}$ – номінальна і максимальна частоти обертання електродвигуна, об/хв; $n_{e II} = 1000$ об/хв; $n_{e \max} = 2000$ об/хв (прийняті по каталогу);

$n_{e s \max}$ і $n_{e v}$ – розрахункові частоти електродвигуна при S_{\max} і v , об/хв;

$n_{s \max}$ і n_v – частоти обертання ходового гвинта при S_{\max} і v , об/хв;

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

$$n_{s \max} = 700 \frac{\text{об}}{\text{хв}}; n_v = 1300 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

$$i_s = \frac{700}{1000} = 0,7;$$

$$i_v = \frac{1300}{2000} = 0,65.$$

Порівнюємо отримані значення $i_s=0,7$ і $i_v=0,65$, вибираємо більше значення, тобто $i_p=0,7$.

Визначаємо фактичні частоти обертання електродвигуна при S_{\max} і v

$$n_{e \max} = \frac{n_{s \max}}{i_p} \leq n_{e H};$$

$$n_{e v} = \frac{n_v}{i_p} < n_{e \max};$$

де $n_{e \max}$ і $n_{e v}$ – розрахункові частоти електродвигуна при S_{\max} і v , об/хв;

$n_{s \max}$ і n_v – частоти обертання ходового гвинта при S_{\max} і v , об/хв;

$$n_{s \max} = 700 \frac{\text{об}}{\text{хв}}; n_v = 1300 \text{ об/хв};$$

i_p – більше зі значень розрахункових передавальних відношень редуктора при робочій подачі та швидкому переміщенні; $i_p=0,7$;

$$n_{e \max} = \frac{700}{0,7} = 1000 \frac{\text{об}}{\text{хв}} \leq 1000 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

$$n_{e v} = \frac{1300}{0,7} = 1857,1 \frac{\text{об}}{\text{хв}} \leq 2000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Підбираємо числа зубів редуктора приводу подачі

Вибираємо числа зубів редуктора приводу подачі:

$$i = \frac{z_1}{z_2};$$

$$\frac{z_1}{z_2} = 0,7 = \frac{7}{10} = \frac{7 \times 2}{10 \times 2} = \frac{14}{20} = \frac{7 \times 3}{10 \times 3} = \frac{21}{30} = \frac{7 \times 4}{10 \times 4} = \frac{28}{40} = \frac{7 \times 5}{10 \times 5} = \frac{35}{50} \\ = \frac{7 \times 6}{10 \times 6} = \frac{42}{60} = \frac{7 \times 7}{10 \times 7} = \frac{49}{70}$$

$$\{z_1 = 14; 21; 28; 35; 42; 49$$

$$\{z_2 = 20; 30; 40; 50; 60; 70$$

Вибираємо $z_1=42$; $z_2=60$.

Для приводу подачі, що розробляється, вибираємо кулькові рейкові направляючі фірми Rexroth з каретками з корозійностійкої сталі.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

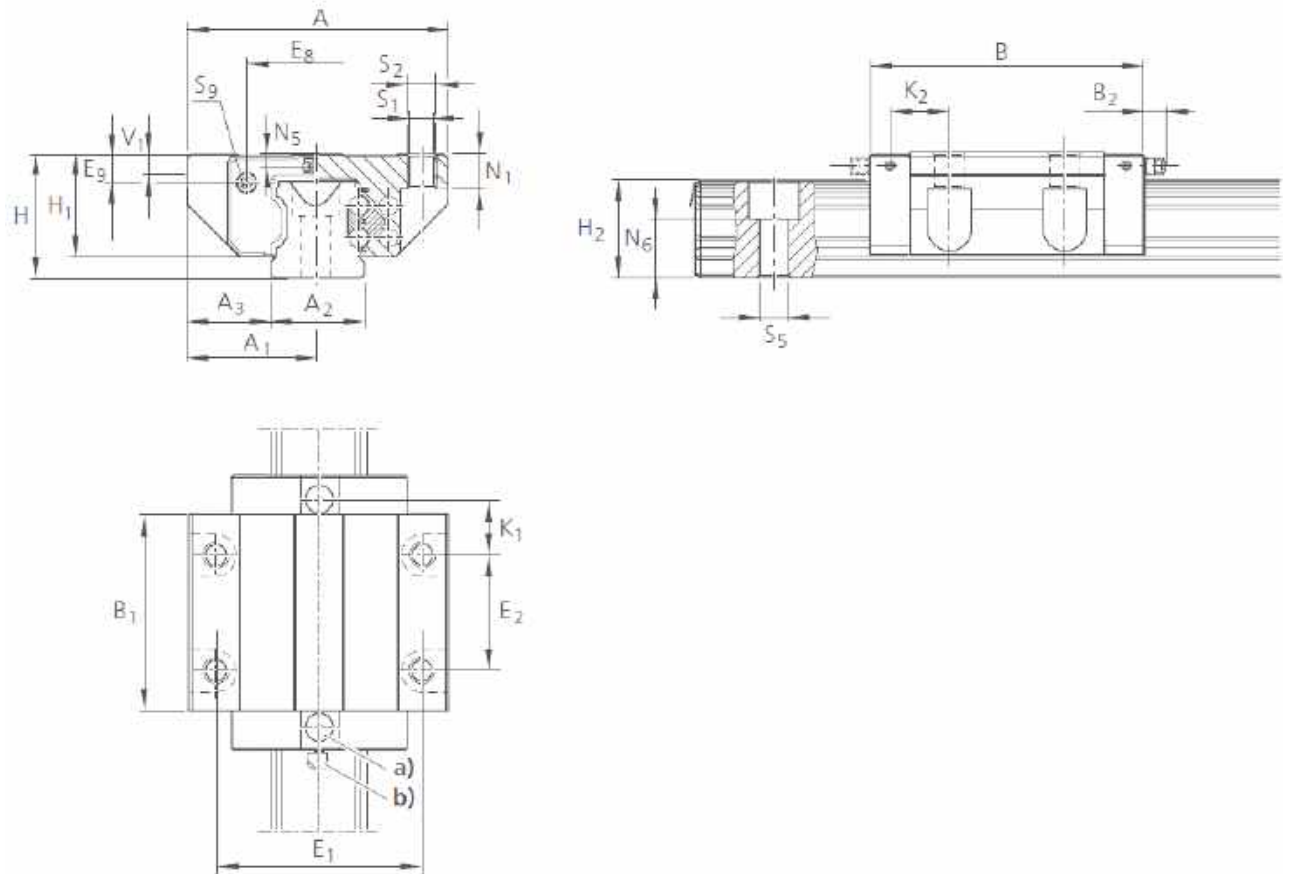


Рисунок 2.1 – Кулькові рейкові направляючі

Складаємо розрахункову схему приводу. Прикладаємо усі діючі навантаження: сили різання, сили тертя, сили тяжіння, реакції направляючих, тягову силу.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

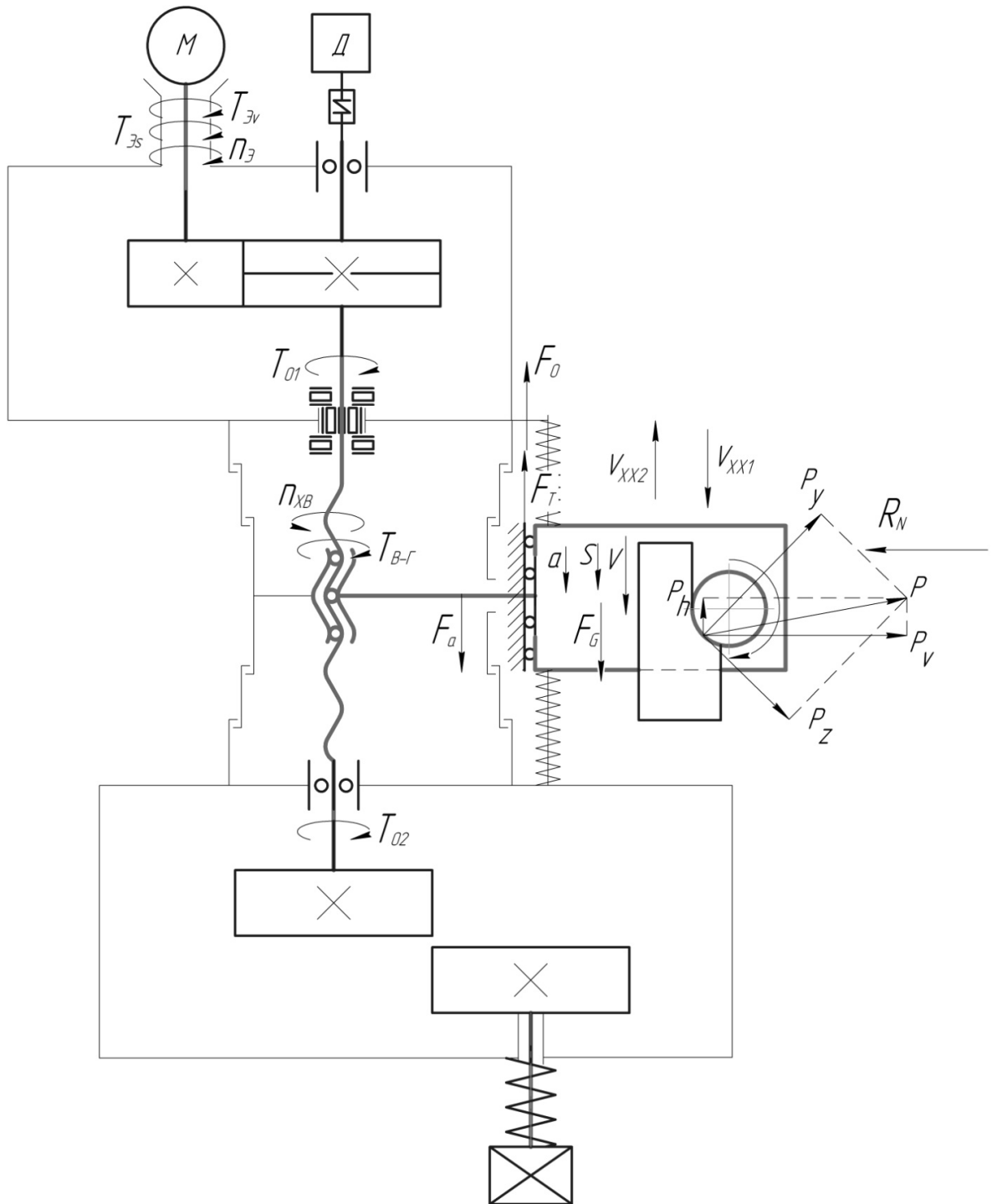


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема приводу подач шпиндельної бабки

Розраховуємо тягове зусилля при робочому та холостому ході. При цьому складові сили різання для зустрічного фрезерування торцевою фрезою із співвідношень визначаємо згідно формули:

$$P_h = (0,2 - 0,3)P_z;$$

$$P_v = (0,9 - 1)P_z;$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ

Арк.

20

де P_h – горизонтальна складова сили різання, Н;

P_v – вертикальна складова сили різання, Н;

P_z – головна складова сили різання, $P_z = 9000\text{Н}$;

$$P_h = 0,3 \cdot 9000 = 2700 \text{ Н};$$

$$P_v = 1 \cdot 9000 = 9000 \text{ Н}.$$

Розраховуємо нормальні реакції направляючих:

Робочий хід:

$$R_{Ns} = P_v + mg \cos \alpha;$$

Холостий хід:

$$R_{Nv} = mg \cos \alpha;$$

де P_v – горизонтальна складова сили різання, Н; $P_v=9000$ Н;

m – маса рухливої частини робочого органу приводу, кг; $m=300\text{кг}$;

α – кут нахилу направляючої до горизонту; $\alpha=90^\circ$;

R_{Nv} R_{Ns} – нормальні реакції направляючої при холостому і робочому ході, Н;

Робочий хід:

$$R_{Ns} = 9000 + 300 \cdot 9,8 \cdot 0 = 9000 \text{ Н}.$$

Холостий хід:

$$R_{Nv} = 300 \cdot 9,8 \cdot 0 = 0.$$

Розраховуємо тягове зусилля:

Для робочого ходу:

$$F_a = F_P + F_T + F_G.$$

Для холостого ходу при підводі інструменту:

$$F_u = F_T - F_G.$$

Для холостого ходу при русі шпindelьної бабки вгору:

$$F_u = F_T + F_G.$$

де F_a – тягове зусилля, Н;

F_P – проекції сил різання на напрям руху робочого органу, Н;

F_T – сила тертя в направляючих, Н;

F_G – проекція сили тяжіння рухливої частини робочого органу на напрям

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

руху, Н;

Для робочого ходу тягова сила буде рівна:

$$F_{as} = P_h + \frac{R_{Ns} \cdot f_k}{\rho} - mg \sin \alpha.$$

Для холостого ходу при підводі інструменту тягова сила буде рівна:

$$F_{av1} = \frac{R_{Nv} \cdot f_k}{\rho} - mg \sin \alpha.$$

Для холостого ходу при русі шпindelьної бабки вгору тягова сила буде рівна:

$$F_{av2} = \frac{R_{Nv} \cdot f_k}{\rho} + mg \sin \alpha.$$

де P_v – вертикальна складова сили різання, Н; $P_h=2700$ Н;

R_{Nv} , R_{Ns} – нормальні реакції направляючих при холостому і робочому ході, Н;

$$R_{Ns} = 9000 \text{ Н}; R_{Nv} = 0;$$

f_k – коефіцієнт тертя, мм; $f_k=0,008$ мм;

m – маса рухливої частини робочого органу приводу, кг; $m=300$ кг;

α – кут нахилу направляючих до горизонту; $\alpha=90^\circ$;

ρ – приведений радіус тіл кочення, мм; $\rho=6$ мм;

Для робочого ходу тягова сила буде рівна:

$$F_{as} = 2700 + \frac{9000 \cdot 0,008}{6} - 300 \cdot 9,8 \cdot 1 = -228 \text{ Н}.$$

Для холостого ходу при підводі інструменту тягова сила буде рівна:

$$F_{av1} = \frac{0 \cdot 0,008}{6} - 300 \cdot 9,8 \cdot 1 = -2940 \text{ Н}.$$

Для холостого ходу при русі шпindelьної бабки вгору тягова сила буде рівна:

$$F_{av1} = \frac{0 \cdot 0,008}{6} + 300 \cdot 9,8 \cdot 1 = 2940 \text{ Н}.$$

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

2.2 Розрахунок крутних моментів на ходовому гвинті та валу двигуна та вибір електродвигуна

Розрахунок крутних моментів на ходовому гвинті та валу двигуна ведеться з рівняння балансу робіт

$$F_{cl} \cdot P = T_{хв} \cdot 2\pi\eta_{вг}$$

Крутний момент при робочому ході:

$$T_{хвс} = \frac{F_{ас} \cdot P \cdot 10^{-3}}{2\pi\eta_{вг}}; \quad T_{ес} = \frac{T_{хвс} \cdot i}{\eta_P}$$

Крутний момент при холостому ході:

$$T_{хвв} = \frac{F_{ав} \cdot P \cdot 10^{-3}}{2\pi\eta_{вг}}; \quad T_{ев} = \frac{T_{хвв} \cdot i}{\eta_P}$$

де $T_{хвс}$, $T_{ес}$ – крутні моменти на ходовому гвинті і на електродвигуні при робочому ході, Н;

$T_{хвв}$, $T_{ев}$ – крутні моменти на ходовому гвинті та на електродвигуні при холостому ході, Н;

P – крок ходового гвинта, мм

$\eta_{вг}$ – ККД передачі гвинт-гайка; $\eta_{вг}=0,7$;

η_P – ККД редуктора; $\eta_P=0,85$;

i – передавальне відношення редуктора; $i=0,7$;

$F_{ас}$ – тягова сила при робочому ході, Н; $F_{ас}=228$ Н;

$F_{ав}$ – тягова сила при холостому ході, Н; $F_{ав} = +2940$ Н.

$$T_{хвс} = \frac{228 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,7} = 1,0 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_{ес} = \frac{1 \cdot 0,7}{0,85} = 0,82 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{хвв} = \frac{2940 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,7} = 13,4 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_{ев} = \frac{13,4 \cdot 0,7}{0,85} = 11 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Проводимо попередній вибір електродвигуна приводу подач.

За технічними даними двигунів постійного струму заздалегідь вибираємо електродвигун по крутному моменту для робочого ходу $T_{ес}$ і холостого ходу $T_{ев}$, де $T_{ес}=0,82$ Н·м; $T_{ев}=11$ Н·м.

Необхідним крутним моментам відповідає двигун з наступними характеристиками, і виконується умова:

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$T_{es} = 0,82 \text{ Н} \cdot \text{м} < T_{en} = 14 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_{ev} = 11 \text{ Н} \cdot \text{м} < T_{en \max} = 12 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Двигун ПБВ112 S

Технічні характеристики:

Номинальний момент – 14 Нм.

Номинальна частота обертання – 750 хв⁻¹.

Номинальна напруга – 44 В.

Номинальний струм – 31,5 А.

Тривалий момент в загальмованому стані – 17,5 Нм.

Тривалий момент при пуску – 130 Нм.

Момент при максимальній частоті обертання – 12 Нм.

Максимальна частота обертання в тривалому режимі – 2000 хв⁻¹.

Момент інерції якоря – 0,035 кг м².

Індуктивність обмотки якоря – 0,732 Мгн.

Електромеханічна постійна часу – 13,2 мс.

Постійна ЕДС – 0,051 В хв/об.

Теплова постійна часу – 60 хв.

Маса двигуна з тахогенератором – 41 кг.

2.3 Розрахунок статичних і динамічних моментів, перевірка вибору електродвигуна

Розглядаємо розрахункову схему приводу. Прикладаємо усі діючі навантаження: сили різання, сили тертя, сили тяжіння, реакції направляючих, тягову силу, сили інерції, крутящі моменти двигуна і ходового гвинта, моменти опору в опорах і передачі гвинт-гайка.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

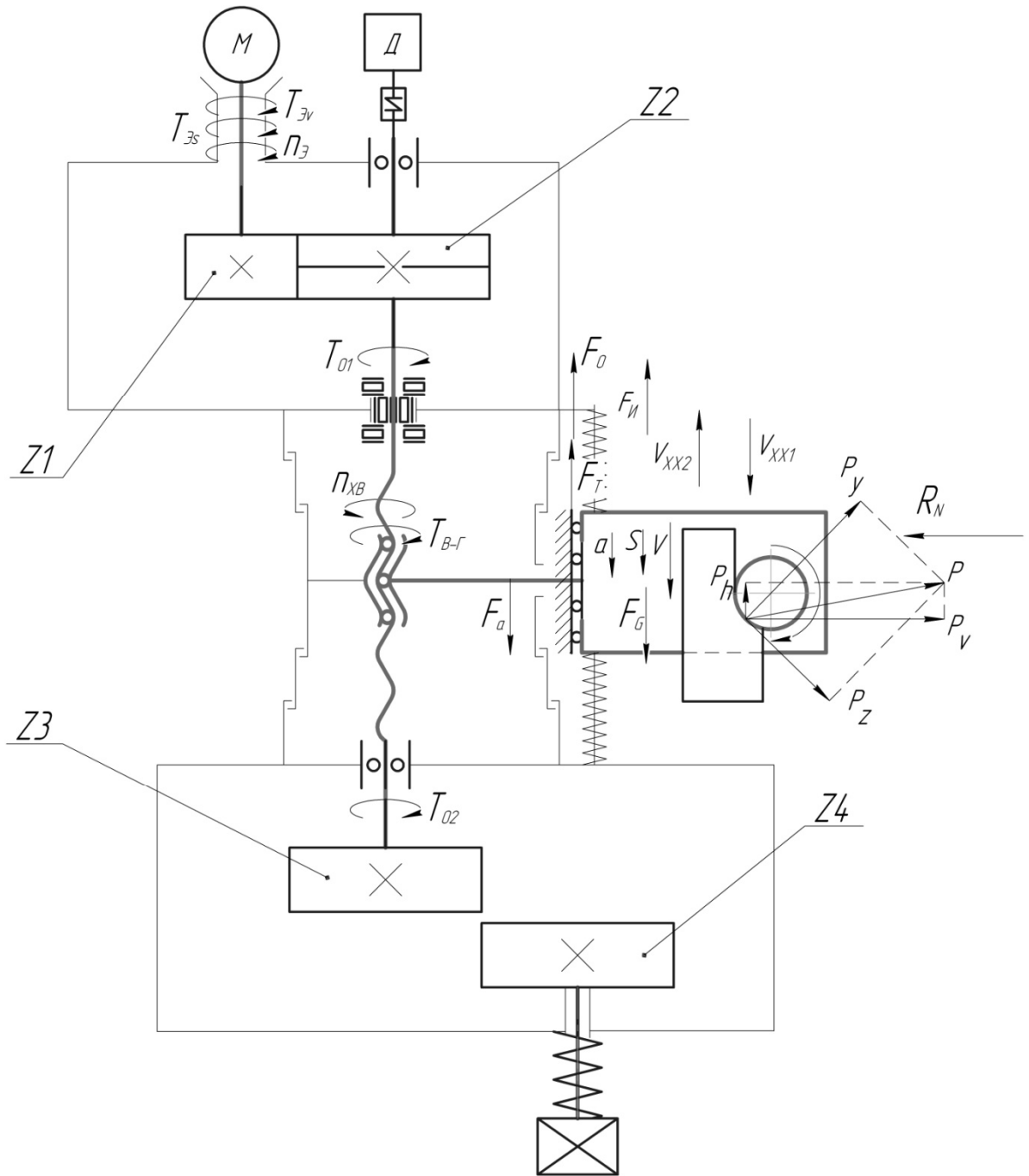


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема приводу подач шпindelьної бабки

Розраховуємо момент інерції.

Початкові дані:

$m_c = 300 \text{ кг}$ – маса шпindelьної бабки;

$I_d = 0,188 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора електродвигуна;

$z_1 = 42$; $z_2 = 60$ – числа зубів коліс.

Приведений до валу двигуна момент інерції механічної частини приводу:

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$I = I_d + I_{\pi} + I_B + I_p + I_{p.p.},$$

де: I_d – приведений момент інерції ротора електродвигуна, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;
 $I_d=0,035\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

I_{π} – приведена до валу двигуна маса частин механізму, що поступально переміщуються, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

$I_B, I_p, I_{p.p.}$ – приведені до валу двигуна моменти інерції відповідно гвинта, редуктора, колеса редуктора ручного привода.

Приведена до валу двигуна маса поступально рухомих частин механізму розраховується по формулі:

$$I_{\pi} = \frac{mp^2i^2}{4\pi^2},$$

де: m – маса шпindelьної бабки верстата, кг ; $m=300\text{кг}$;

p – крок гвинта, м ; $p=0,02 \text{ м}$;

i – передавальне відношення редуктора; $i=0,7$.

$$I_{\pi} = \frac{300 \cdot 0,02^2 \cdot 0,7^2}{4 \cdot 3,14^2} = 14 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Довжина ходового гвинта визначається по формулі:

$$l = l_B + l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + l_7 + l_8 + l_9 + l_{10},$$

де l_B – довжина гвинтової частини валу, м ; $l_B=0,65 \text{ м}$;

$l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7, l_8, l_9, l_{10}$ – довжини шийок валу ходового гвинта, показаного на малюнку, м ; $l_1=0,028 \text{ м}$; $l_2=0,01 \text{ м}$; $l_3=0,04 \text{ м}$; $l_4=0,03 \text{ м}$; $l_5=0,018 \text{ м}$;
 $l_6=0,087 \text{ м}$; $l_7=0,016 \text{ м}$; $l_8=0,013 \text{ м}$; $l_9=0,055 \text{ м}$; $l_{10}=0,04 \text{ м}$

$$l = 0,65 + 0,028 + 0,01 + 0,04 + 0,03 + 0,018 + 0,087 + 0,016 + 0,013 + 0,055 + 0,04 = 0,987 \text{ м}$$

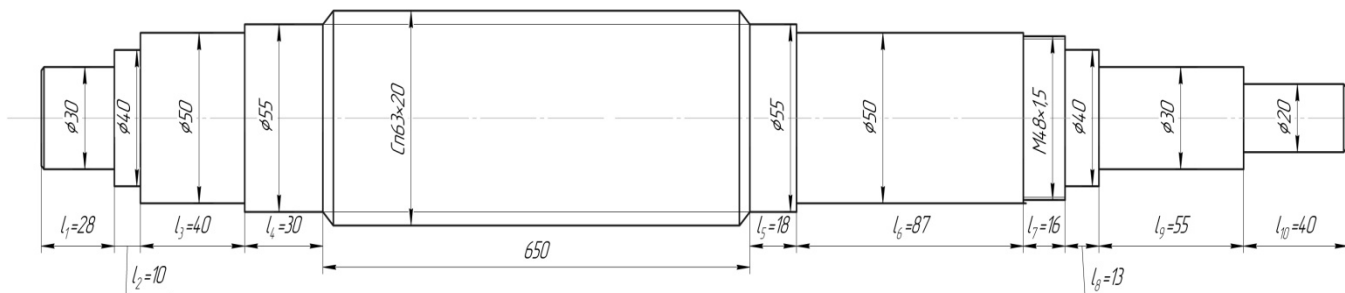


Рисунок 2.4 – Ходовий гвинт приводу подач

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Приведений до валу двигуна момент інерції ходового гвинта визначається по формулі:

$$I_{\text{г}} = \frac{\pi d_0^4 l \rho i^2}{32},$$

де d_0 – діаметр гвинта по центрах кульок, м; $d_0=0,063$ м;

ρ – щільність матеріалу гвинта, кг/м³; $\rho=7800$ кг/м³;

i – передавальне відношення редуктора; $i=0,7$;

l – довжина гвинта, м; $l=0,987$ м.

$$I_{\text{г}} = \frac{3,14 \cdot 0,063^4 \cdot 0,987 \cdot 7800 \cdot 0,7^2}{32} = 58 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Приведений момент інерції зубчастого колеса Z_3 ручного приводу визначається по формулі:

$$I_{Z3} = \frac{\pi d_{Z3}^4 b_{Z3} \rho_{Z3} i^2}{32},$$

де d_{Z3} – діаметр колеса ручного приводу, м; $d_{Z3}=0,091$ м;

b_{Z3} – ширина вінця колеса ручного приводу, м; $b_{Z3}=0,020$ м;

ρ_{Z3} – щільність матеріалу колеса, кг/м³; $\rho_{Z3}=7800$ кг/м³;

i – передавальне відношення редуктора; $i=0,7$;

$$I_{Z3} = \frac{3,14 \cdot 0,091^4 \cdot 0,020 \cdot 7800 \cdot 0,7}{32} = 7 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Приведений до валу двигуна момент інерції редуктора визначається по формулі:

$$I_{\text{р}} = I_{Z1} + I_{Z2} \cdot i^2$$

Де I_{Z1} , I_{Z2} – моменти інерції коліс Z_1 і Z_2 редуктора відповідно, кг·м²;

i – передавальне відношення редуктора; $i=0,7$.

Момент інерції колеса Z_1 визначається згідно формули:

$$I_{Z1} = \frac{\pi d_{Z1}^4 b_{Z1} \rho_{Z1}}{32},$$

де d_{Z1} – діаметр шестерні редуктора, м; $d_{Z1}=0,088$ м;

b_{Z1} – ширина вінця шестерні редуктора, м; $b_{Z1}=0,030$ м;

ρ_{Z1} – щільність матеріалу шестерні редуктора, кг/м³; $\rho_{Z1} = 7800$ кг/м³;

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$I_{Z1} = \frac{3,14 \cdot 0,088^4 \cdot 0,030 \cdot 7800}{32} = 14 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент інерції колеса Z_2 визначається по формулі:

$$I_{Z2} = \frac{\pi d_{Z2}^4 b_{Z2} \rho_{Z2}}{32},$$

де d_{Z2} – діаметр колеса редуктора, м; $d_{Z2}=0,124$ м;

b_{Z2} – ширина вінця колеса редуктора, м; $b_{Z2}=0,030$ м;

ρ_{Z2} – щільність матеріалу колеса редуктора, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\rho_{Z2}=7800$ $\text{кг}/\text{м}^3$;

$$I_{Z2} = \frac{3,14 \cdot 0,124^4 \cdot 0,030 \cdot 7800}{32} = 54 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Приведений до валу двигуна момент інерції редуктора визначається по формулі:

$$I_P = I_{Z1} + I_{Z2} \cdot i^2$$

де I_{Z1}, I_{Z2} – моменти інерції коліс Z_1 і Z_2 редуктора відповідно, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;
 $I_{Z1}=14 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_{Z2}=54 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

i – передавальне відношення редуктора; $i=0,7$.

$$I_P = 14 \cdot 10^{-4} + 54 \cdot 10^{-4} \cdot 0,7^2 = 40,5 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Тоді приведений момент інерції приводу подач шпindelної бабки рівний:

$$I = 0,035 + 14 \cdot 10^{-4} + 58 \cdot 10^{-4} + 40,5 \cdot 10^{-4} + 7 \cdot 10^{-4} = 0,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

2.4 Визначення приведених моментів усіх діючих сил

Приведені моменти інерції визначаються для робочого ходу, холостого ходу і для несталого руху.

$$\text{Р.Х.: } T_{пз} = T_{п.р.} + T_{п.т.} + T_{п.мг};$$

$$\text{Х.Х.: } T_{пв} = T_{п.т.} + T_{п.мг};$$

$$\text{Н.Р.: } T_{па} = T_{п.д.} + T_{п.т.} + T_{п.мг};$$

де $T_{п.р.}$ – приведений момент сил різання, Н·м;

$T_{п.т.}$ – приведений момент сил тертя, Н·м;

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$T_{п.м.г}$ – приведений момент неурівноваженої сили тяжіння, Н·м;

$T_{п.і}$ – приведений момент сил інерції до валу двигуна, Н·м.

Приведений момент сил різання визначається по формулі:

$$T_{п.р.} = \frac{k \cdot P_h \cdot p \cdot i}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \eta_s},$$

де k – коефіцієнт запасу, що враховує перевертаючий момент; $k=1,25$;

P_h – сила різання, Н; $P_h = 2700$ Н

p – крок ходового гвинта, мм; $p=20$ мм;

i – передавальне відношення редуктора; $i=0,7$;

η_s – ККД приводу, $\eta_s = 0,595$.

$$T_{п.р.} = \frac{1,25 \cdot 2700 \cdot 20 \cdot 0,7}{2 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,595} = 6,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приведений момент сил тертя складається з трьох складових: приведений момент сил тертя направляючих, приведений момент сил тертя передачі гвинт-гайка, приведений момент сил тертя опор ходового гвинта.

$$T_{п.т.} = T_{п.н.} + T_{п.в.-г.} + T_{п.о.г.}$$

де $T_{п.н.}$ – приведений момент сил тертя направляючих, Н;

$T_{п.в.-г.}$ – приведений момент сил тертя передачі гвинт-гайка, Н;

$T_{п.о.г.}$ – приведений момент сил тертя опор ходового гвинта, Н;

$$T_{п.н.} = \frac{(n \cdot F_0 + F_{т.н.}) \cdot p \cdot i}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \eta_s},$$

де F_0 – початкова сила тертя; $F_0=4 - 5$ Н. Приймаємо $F_0=4$ Н;

$$F_{т.н.} = \frac{R_N \cdot f_k}{r_{ш}},$$

де $R_N=P_v=9000$ Н;

f_k – коефіцієнт тертя кочення; $f_k=0,02$ мм;

$r_{ш}$ – радіус тіл кочення, мм; $r_{ш} = 6$ мм,

тоді

$$F_{т.н.} = \frac{9000 \cdot 0,02}{6} = 30 \text{ Н};$$

n – кількість доріжок направляючих; $n=4$.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

$$T_{п.н.} = \frac{(4 \cdot 4 + 30) \cdot 20 \cdot 0,7}{2 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,595} = 0,172 \text{ Нм.}$$

$$T_{п.в.-г.} = \frac{32 \cdot 10^{-3} \cdot P_v \cdot p \cdot i}{3 \cdot \eta_p},$$

де P_v – сила різання, кН; $P_v=9000$ Н;

p – крок ходового гвинта, мм; $p=20$ мм;

i – передавальне відношення редуктора; $i=0,7$;

η_p – КПД редуктора; $\eta_p = 0,85$.

$$T_{п.в.-г.} = \frac{32 \cdot 10^{-3} \cdot 9000 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7}{3 \cdot 0,85} = 1,6 \text{ Нм.}$$

$$T_{п.о.} = \frac{2,21 \cdot 10^{-7} \cdot P_v \cdot k_n \cdot d_n}{3 \cdot \eta_p},$$

k_n – кількість підшипників в опорах; $k_n=2$;

d_n – діаметр шийки опор підшипників, мм; $d_n=50$ мм;

η_p – ККД редуктора; $\eta_p = 0,85$.

$$T_{п.о.} = \frac{2,21 \cdot 10^{-7} \cdot 9000 \cdot 2 \cdot 50}{3 \cdot 0,85} = 0,077 \text{ Нм.}$$

Тоді приведений момент сил тертя буде рівний:

$$T_{п.т.} = 0,172 + 1,6 + 0,077 = 1,84 \text{ Нм.}$$

Приведений момент неурівноважених сил тяжіння визначається по формулі:

$$T_{п.тг} = \frac{m_c \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot p \cdot i}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \eta_s}$$

де m_c – маса рухливої частини, кг; $m_c=300$ кг;

α – кут нахилу приводу рухомої частини; $\alpha=90$;

p – крок ходового гвинта, мм; $p=20$ мм;

i – передавальне відношення редуктора; $i=0,7$;

η_s – ККД приводу, $\eta_s = 0,595$.

$$T_{п.тг} = \frac{300 \cdot 10 \cdot \sin 90^\circ \cdot 20 \cdot 0,7}{2 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,595} = 5,5 \text{ Нм.}$$

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приведений момент сил інерції до валу двигуна визначається по формулі:

$$T_{п.и.} = J_{п.} \cdot \varepsilon_e,$$

де $J_{п.}$ – приведений момент інерції двигуна, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $J_{п.}=0,035 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

ε_e – кутове прискорення електродвигуна;

$$\varepsilon_e = \frac{\pi \cdot n_{\text{max}} \cdot a_p}{30 \cdot v},$$

де n_{max} – максимальна частота електродвигуна, хв^{-1} ; $n_{\text{max}}=2000 \text{ хв}^{-1}$;

v – швидкість швидкого переміщення, $\text{м}/\text{хв}$; $v=26 \text{ м}/\text{хв}$;

a_p – прискорення розгону, $\text{м}/\text{с}^2$; $a_p=1,5 \text{ м}/\text{с}^2$, тоді

$$\varepsilon_e = \frac{3,14 \cdot 2000 \cdot 1,5}{30 \cdot 26} = 12,1 \text{ хв}^{-2}.$$

Тоді

$$T_{п.и.}=0,035 \cdot 12,1=0,42 \text{ Нм}.$$

Розрахуємо приведені моменти для робочого ходу, холостого ходу і несталою руху:

$$\text{Р.Х.: } T_{пс} = T_{п.р.} + T_{п.т.} + T_{п.тг} \leq T_{ен};$$

$$\text{Х.Х.: } T_{пв} = T_{п.т.} + T_{п.тг} \leq T_{ен\text{max}};$$

$$\text{Н.Р.: } T_{пн} = T_{п.и.} + T_{п.т.} + T_{п.тг} \leq T_{ен\text{max}}.$$

$$\text{Р.Х.: } T_{пс} = 6,3 + 1,84 + 5,5 = 13,64 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\text{Х.Х.: } T_{пв} = 1,84 + 5,5 = 7,34 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\text{Н.Р.: } T_{пн} = 0,42 + 1,84 + 5,5 = 7,76 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Для того, щоб вибраний двигун підійшов, потрібне виконання наступних нерівностей:

$$\text{Р.Х.: } T_{пс} \leq T_{ен};$$

$$\text{Х.Х.: } T_{пв} \leq T_{ен\text{max}};$$

$$\text{Н.Р.: } T_{пн} \leq T_{ен\text{max}}.$$

$$\text{Р.Х.: } T_{пс} = 13,64 \text{ Н}\cdot\text{м} \leq T_{ен} = 14 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\text{Х.Х.: } T_{пв} = 7,34 \text{ Н}\cdot\text{м} \leq T_{ен\text{max}} = 12 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\text{Н.Р.: } T_{пн} = 7,76 \text{ Н}\cdot\text{м} \leq T_{ен\text{max}} = 17,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Нерівності виконуються, отже, вибраний двигун підходить.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Остаточно приймаємо двигун ПБВ112 S.

2.5 Розрахунок передач і муфт

2.5.1 Розрахунок зубчастої прямозубої постійної передачі

Приймаємо матеріал Сталь 40Х, нормалізація, поліпшення, 217...280 НВ;
 $\sigma_{Hlimb}=610\text{МПа}$; $S_H=1,1$.

Визначуваний ділительний діаметр шестерні :

$$d_w \geq k_d \sqrt[3]{\frac{M_H \cdot k_H}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{U+1}{U}}$$

де k_d – допоміжний коефіцієнт; для прямозубих передач, $k_d=770$;

k_H – коефіцієнт навантаження; $k_H=1,4$;

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини шестерні відносно її діаметру; для несиметричного розташування шестерні відносно опор $\psi_{bd}=0,2\dots 0,4$.

Приймаємо $\psi_{bd}=0,3$;

M_H – номінальний момент, Н, $M_H=14$ Нм;

U – передавальне число зубчастої передачі, $U=1,4$

Визначаємо контактну допустиму напругу для шестерні:

$$\sigma_{HP} = 0,9 \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H}$$

де σ_{Hlimb} – базова межа контактної витривалості поверхні зубів шестерні, що відповідає базовому числу циклів зміни напруги; $\sigma_{Hlimb}=610\text{МПа}$;

S_H – коефіцієнт безпеки; $S_H=1,1$;

$$\sigma_{HP} = 0,9 \frac{610}{1,1} = 499,1 \text{ МПа};$$

$$d_w \geq 770 \sqrt[3]{\frac{14 \cdot 1,4}{0,3 \cdot 499,1^2} \cdot \frac{1,4+1}{1,4}} = 80,8 \text{ мм};$$

Заздалегідь розраховуємо модуль передачі:

$$m = \frac{d_w}{Z_1}$$

де d_w – ділительний діаметр шестерні, мм; $d_w=80,8\text{мм}$;

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

z_1 – число зубів шестерні, $z_1=42$;

$$m = \frac{80,8}{42} = 1,9\text{мм.}$$

2.5.2 Проектний розрахунок передачі на витривалість зубів при вигині

Визначимо допустиму напругу для матеріалу шестерні:

$$\sigma_{FP1} = 0,4\sigma_{Flimb}k_{FL},$$

де σ_{Flimb} – межа витривалості матеріалу зубів, МПа; $\sigma_{Flimb}=490$ МПа;

k_{FL} – коефіцієнт режиму вантаження і довговічності, що враховує вплив режиму вантаження на тривалу межу витривалості при вигині; $k_{FL}=1$;

$$\sigma_{FP1} = 0,4 \cdot 490 \cdot 1 = 196\text{МПаМПа};$$

Модуль передачі повинен задовольняти умові:

$$m \geq k_m \cdot \sqrt[3]{\frac{M_H k_F Y_{F1}}{z_1^2 \psi_{bd} \sigma_{FP1}}}$$

де k_m – допоміжний коефіцієнт, для прямозубих коліс, $k_m=13$;

M_H – номінальний момент, $M_H=14$ Н·м;

k_F – коефіцієнт навантаження на шестерню, приймаємо $k_F=1,4$;

Y_{F1} – коефіцієнт, що враховує форму зуба, $Y_{F1}=3,75$ – прийнято по таблиці;

z_1 – число зубів шестерні; $z_1=42$;

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини шестерні відносно її діаметру; для несиметричного розташування шестерні відносно опор $\psi_{bd}=0,2\dots 0,4$.

Приймаємо $\psi_{bd}=0,3$;

σ_{FP1} – допустима напруга для матеріалу шестерні, $\sigma_{FP1}=196$ МПа;

$$m \geq 13 \cdot \sqrt[3]{\frac{14 \cdot 1,4 \cdot 3,75}{42^2 \cdot 0,3 \cdot 196}} = 1,6\text{мм.}$$

Так як по контактній витривалості $m \geq 1,9$ мм, а по витривалості зубів при вигині – $m \geq 1,6$ мм, то набуваємо стандартного більшого значення модуля: $m=2$ мм.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

2.5.3 Розрахунок геометричних параметрів зубчастих передач

Ділильний діаметр шестерні:

$$d_1 = mz_1;$$

$$d_1 = 2 \cdot 42 = 84 \text{ мм}$$

Ділильний діаметр колеса:

$$d_2 = mz_2;$$

$$d_2 = 2 \cdot 60 = 120 \text{ мм}$$

Діаметри кіл вершин зубів d_a , мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 84 + 2 \cdot 2 = 88 \text{ мм}, \quad d_{a2} = d_2 + 2m = 120 + 2 \cdot 2 = 124 \text{ мм}.$$

Діаметри кіл западин зубів d_f , мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 88 - 2,5 \cdot 2 = 83 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 124 - 2,5 \cdot 2 = 119 \text{ мм}.$$

Робоча ширина вінця зубчастого колеса b_w , мм:

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,3 \cdot 84 = 25,2 \text{ мм}$$

Приймаємо $b_w=30$ мм.

2.5.4 Перевірочний розрахунок передач по напрузі вигину

Питома розрахункова окружна сила:

$$W_{Fl} = \frac{2000 \cdot M_{II}}{v \cdot d_1} \cdot k_{Fv} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{F\alpha}$$

де k_{Fv} – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по вершині вінця; $k_{Fv}=1$;

$k_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця; $k_{F\beta}=1,2$;

$k_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами; $k_{F\alpha}=0,8$;

b – робоча ширина вінця колеса, мм, $b=30$ мм;

M_{II} – номінальний момент, $M_{II}=14$ Н·м;

d_1 – ділильний діаметр шестерні, мм $d_1=84$ мм;

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

$$W_{Ft} = \frac{2000 \cdot 14}{30 \cdot 84} \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 0,8 = 27,4 \text{ Н.}$$

Розрахункова напруга вигину зубів:

$$\sigma_F = \frac{W_{Ft}}{m} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta,$$

де Y_ε – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів. При розрахунку прямозубих передач $Y_\varepsilon=1$;

Y_β – коефіцієнт, що враховує нахил зуба. Для прямозубих передач $Y_\beta=1$;

Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба, $Y_F=3,75$.

$$\sigma_F = \frac{27,4}{2} \cdot 3,75 \cdot 1 \cdot 1 = 51,4 \text{ МПа.}$$

Допустима напруга при розрахунку зубів на витривалість при вигині:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_F} \cdot k_{Fg} k_{Fa} k_{Fc} k_{xP} k_{FL} Y_S Y_R,$$

де σ_{Hlimb} – межа витривалості матеріалу зубів, МПа; $\sigma_{Hlimb}=490$ МПа;

k_{Fg} – коефіцієнт, що враховує вплив шліфування перехідної поверхні зубів; $k_{Fg}=1$;

k_{Fa} – коефіцієнт, що враховує вплив зміцнення перехідної поверхні зубів в результаті механічної обробки; $k_{Fa}=1$;

k_{Fc} – коефіцієнт, що враховує особливості роботи зубів при передачі реверсивного навантаження; $k_{Fc}=0,85$;

k_{xP} – коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса; $k_{xP}=1$;

k_{FL} – коефіцієнт режиму вантаження і довговічності; $k_{FL}=1$.

Y_S – коефіцієнт, що враховує чутливість зубів до концентраторів напруги; $Y_S=1$;

Y_R – коефіцієнт, що враховує стан поверхні; $Y_R=1,2$;

S_F – коефіцієнт безпеки

$$S_F = S'_F S''_F,$$

де S'_F – коефіцієнт безпеки, що враховує нестабільність властивостей матеріалу зубчастого колеса і відповідальність зубчастого колеса; $S'_F=1,85$;

S''_F – коефіцієнт, що враховує спосіб отримання заготовки зубчастого колеса; $S''_F=1,3$;

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S_F = 1,85 \cdot 1,3 = 2,4$$

$$\sigma_{FP} = \frac{490}{2,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2 = 208,25 \text{ МПаМПа}$$

Так як $\sigma_F < \sigma_{FP}$ ($51,4 < 208,25$), та умова міцності передачі при вигині виконується.

2.5.4 Перевірочний розрахунок передачі по контактному напруженню

Розрахунок передачі на контактну витривалість зубів виконується по формулі:

$$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot M_H}{b \cdot d_1} \cdot k_{Hv} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha}$$

де k_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні;
 $k_{Hv}=1$;

$k_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця; $k_{H\beta}=1,2$;

$k_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами;
 $k_{H\alpha}=1,06$;

M_H – номінальний момент, $M_H=14 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

d_1 – дільний діаметр шестерні, мм $d_1=84 \text{ мм}$;

b – робоча ширина вінця колеса, мм, $b=30 \text{ мм}$;

$$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot 14}{30 \cdot 84} \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,06 = 36,3 \text{ Н}$$

Розрахункова контактна напруга:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_R \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot U + 1}{d_1 \cdot U}}$$

де Z_H – коефіцієнт, що враховує форму зв'язаних поверхонь поверхонь зубів в полюсі зачеплення; $Z_H=1,7$;

Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зв'язаних зубчастих коліс; $Z_M=275$;

Z_R – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній; $Z_R=0,8$;

U – передавальне число зубчастої передачі, $U=1,4$;

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{\text{H}} = 1,7 \cdot 275 \cdot 0,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{36,3}{84} \cdot \frac{1,4+1}{1,4}} = 338,5 \text{ МПа.}$$

Контактна допустима напруга для прямозубих передач:

$$\sigma_{\text{HP}} = \frac{\sigma_{\text{Hlimb}}}{S_F} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot k_L \cdot k_{xH} \cdot k_{HI};$$

де Z_R – коефіцієнт, що враховує параметр шорсткості поверхонь зубів;
 $Z_R=1$;

Z_v – коефіцієнт, що враховує окружну швидкість; $Z_v=1$;

k_L – коефіцієнт, що враховує вплив мастильного матеріалу; $k_L=1$;

k_{xH} – коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса; $k_{xH}=1$;

k_{HI} – коефіцієнт, що враховує режим вантаження і довговічність; $k_{HI}=1$;

$$\sigma_{\text{HP}} = \frac{610}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 554,5 \text{ МПа.}$$

Так як $\sigma_{\text{H}} < \sigma_{\text{HP}}$ ($338,5 \text{ МПа} < 554,5 \text{ МПа}$) то умова міцності передачі по контактній напрузі виконується.

2.6 Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення

2.6.1 Початкові дані

Для проєктованого приводу подач приймаємо передачу гвинт-гайка моделі ОМВ01, натяг в якій створюється і фіксується диференціальним зубчастим зачепленням гайок з корпусом.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку

d_0 , мм	P , мм	L , мм	D , мм	B , мм	D_1 , мм	D_2 , мм	d_3 , мм	d_4 , мм	d_5 , мм	h , мм
63	10	130	100	24	150	124	7,8	19	13	12

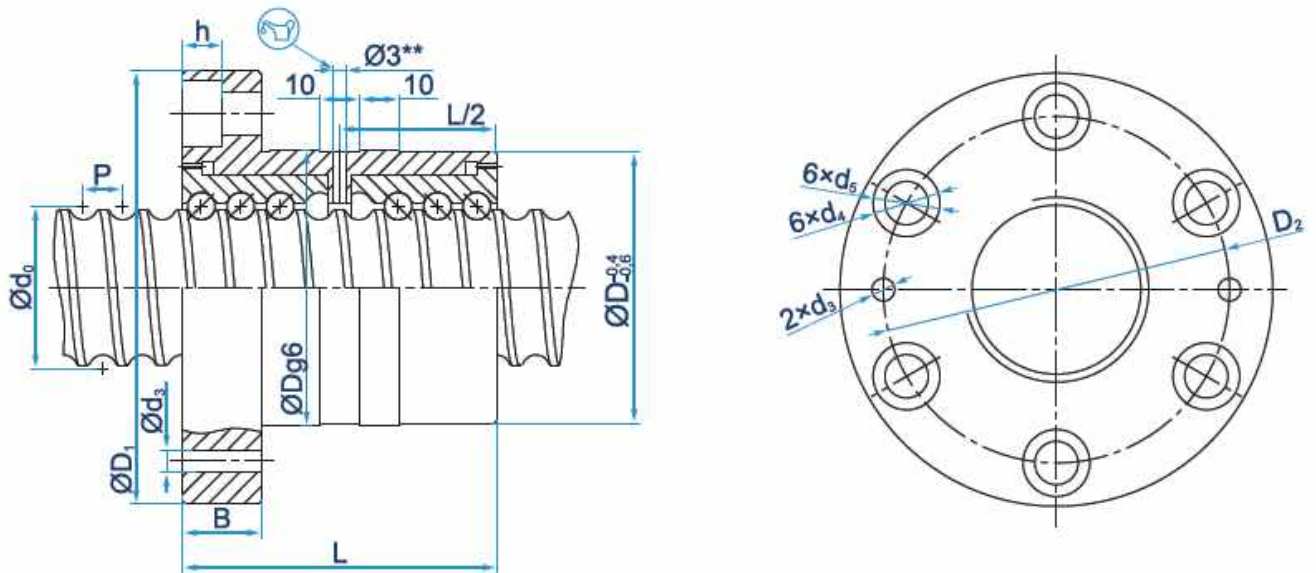


Рисунок 2.5 – Передача гвинт-гайка кочення

Ресурс машини при тривалості включення кульково-гвинтового приводу 60% повинен складати 40000 годин.

Для робочого ходу тягова сила буде рівна:

$$F_{ас} = 228 \text{ Н при } n_{s \text{ max}} = 700 \frac{\text{об}}{\text{хв}} \text{ для } q_s = 80\%.$$

Для холостого ходу при підведенні та відведенні інструменту тягова сила буде рівна:

$$F_{ав} = 2940 \text{ Н при } n_v = 1300 \frac{\text{об}}{\text{хв}} \text{ для } q_v = 20\%.$$

2.6.2 Визначення середньої частоти обертання та середнього навантаження

Середня швидкість обертання n_m визначається по формулі:

$$n_m = \frac{q_s}{100} \cdot n_{s \text{ max}} + \frac{q_v}{100} \cdot n_v,$$

де q_s, q_v – відсоток від загальної тривалості роботи, $q_s=80\%$, $q_v=20\%$;

$n_{s \text{ max}}, n_v$ – частоти обертання ходового гвинта при робочому та холостому

ходах, $n_{s \text{ max}} = 700 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$, $n_v = 1300 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$;

$$n_m = \frac{80}{100} \cdot 700 + \frac{20}{100} \cdot 1300 = 820 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Середнє навантаження F_m при змінних навантаженні і швидкості обертання визначається по формулі:

									037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						38

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{q_s}{100} \cdot F_{as}^3 + \frac{q_v}{100} \cdot F_{av}^3}$$

де q_s, q_v – відсоток від загальної тривалості роботи, $q_s=80\%$, $q_v=20\%$;

F_{as}, F_{av} – тягова сила при робочому та холостому ходах, $F_{as}=228$ Н,
 $F_{av}=2940$ Н;

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{80}{100} \cdot 228^3 + \frac{20}{100} \cdot 2940^3} = 1720,4 \text{ Н.}$$

2.6.3 Визначення ресурсу роботи передачі гвинт-гайка в числі оборотів L

Необхідний ресурс визначається по формулі:

$$L = L_h \cdot n_m \cdot 60,$$

де n_m – середня швидкість обертання, $n_m=820$ об/хв;

L_h – ресурс привода в годинах.

$$L_h = L_0 \cdot \frac{t_{пр}}{t_{маш}};$$

L_0 – ресурс машини, $L_0=40000$ год;

$t_{пр}$ – тривалість роботи приводу, $t_{пр}=60\%$;

$t_{маш}$ – тривалість роботи машини, $t_{маш}=100\%$;

$$L_h = 40000 \cdot \frac{60}{100} = 24000 \text{ год};$$

тоді:

$$L = 24000 \cdot 820 \cdot 60 = 1180,8 \cdot 10^6 \text{ об.}$$

2.6.4 Визначення допустимого динамічного навантаження C

Допустиме динамічне навантаження визначається по формулі:

$$C = F_m \cdot \sqrt[3]{\frac{L}{10^6}}$$

де F_m – середнє навантаження при змінних навантаженні та швидкості обертання, $F_m=1720,4$ Н;

L – необхідний ресурс, $L=1180,8 \cdot 10^6$ об;

$$C = 1720,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{1180,8 \cdot 10^6}{10^6}} = 18183,9 \text{ Н.}$$

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо кульково-гвинтовий привід з розмірами 63×10R×6-4, допустиме динамічне навантаження якого $C_{\phi}=61800\text{Н}$.

2.6.5 Визначення фактичного ресурсу роботи приводу

Фактичний ресурс роботи приводу в оборотах визначається по формулі:

$$L_{\phi} = \left(\frac{C_{\phi}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6,$$

де C_{ϕ} – допустиме динамічне навантаження прийнятого приводу, $C_{\phi}=61800\text{Н}$;

F_m – середнє навантаження при змінних навантаженні і швидкості обертання, $F_m=1720,4\text{ Н}$;

$$L_{\phi} = \left(\frac{61800}{1720,4} \right)^3 \cdot 10^6 = 46352 \cdot 10^6 \text{ об.}$$

Фактичний ресурс роботи приводу в год. визначається по формулі:

$$L_{h\phi} = \frac{L_{\phi}}{n_m \cdot 60},$$

де L_{ϕ} – фактичний ресурс роботи приводу в оборотах, $L_{\phi}=46352 \cdot 10^6$ об;

n_m – середня швидкість обертання, $n_m=820\text{об/хв}$;

$$L_{h\phi} = \frac{46352 \cdot 10^6}{820 \cdot 60} = 942132,5 \text{ год}$$

Необхідно, щоб виконувалися умови:

$$\begin{cases} L_{\phi} \geq L \\ L_{h\phi} \geq L_h \end{cases}$$

Оскільки

$$\begin{cases} L_{\phi} = 46352 \cdot 10^6 \text{ об} \geq L = 1180,8 \cdot 10^6 \text{ об} \\ L_{h\phi} = 942132,5 \text{ ч} \geq L_h = 24000 \text{ год} \end{cases},$$

то привід вибраний вірно.

2.7 Розрахунок гвинта на подовжню стійкість і по критичній частоті обертання

2.7.1 Розрахунок гвинта на стійкість по критичній подовжній силі

Для довгих валів, працюючих на стискування, робиться перевірка на

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

стійкість по критичній подовжній силі, виходячи з умови:

$$F_a \leq [F_a] = \frac{F_k}{n_f}$$

де F_k – допустима критична сила, Н;

n_f – коефіцієнт запасу стійкості, $n_f=2$;

$$F_k = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l_F)^2}$$

де E – модуль пружності, для сталі $E=2 \cdot 10^5$;

I – ммомент інерції в перерізі гвинта,

$$I = 0,05d^4 = 0,05 \cdot 63^4 = 0,79 \cdot 10^6;$$

μ – коефіцієнт, залежний від виду опор, $\mu=0,7$;

l_F – довжина міжопорної частини гвинта, $l_F=668$ мм.

$$F_k = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,79 \cdot 10^6}{(0,7 \cdot 668)^2} = 712 \text{ кН}$$

$$[F_a] = \frac{F_k}{n_f} = \frac{712}{2} = 356 \text{ кН}$$

З розрахунку видно, що значення осьової критичної сили $F_{кк}$ для гвинта діаметром 63 мм, складає 356кН, що більше ніж максимальне тягове зусилля.

$$2,94 \text{ кН} < 356 \text{ кН}.$$

Умова стійкості виконується.

2.7.2 Розрахунок гвинта по граничній частоті обертання

В приводах із швидким переміщенням робочого органу гвинт обертається з великою частотою та через це можуть виникнути відцентрові сили, які викликають втрату стійкості, що призводить до появи вібрацій. Щоби уникнути появи вібрацій, повинна виконуватися умова:

$$n < [n]$$

Визначаємо внутрішній діаметр різьби ходового гвинта:

$$d_1 = d_{\pi} - d_{ш}$$

де d_{π} – діаметр окружності, що проходить через центри кульок, мм;

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$d_{II} = 63 \text{ мм};$$

d_{III} – діаметр кульки, мм; $d_{III} = 8 \text{ мм}$.

$$d_1 = 63 - 8 = 55 \text{ мм}$$

Визначаємо граничну частоту обертання ходового гвинта:

$$n_k = \frac{5 \cdot 10^7 \cdot d_1 \cdot \vartheta}{l_0^2}$$

де l_0 – відстань між опорами ходового гвинта, мм; $l_0 = 505 \text{ мм}$;

d_1 – внутрішній діаметр різьби ходового гвинта, мм; $d_1 = 55 \text{ мм}$;

ϑ – коефіцієнт, що враховує вид опор ходового гвинта. Для привода, у якого одна опора фіксована, друга – плаваюча, $\vartheta = 3,4$

$$n_k = \frac{5 \cdot 10^7 \cdot 55 \cdot 3,4}{505^2} = 36663 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Визначаємо граничну допустиму частоту обертання ходового гвинта:

$$[n] = \frac{n_k}{k_n}$$

де n_k – критична частота обертання ходового гвинта, $\frac{\text{об}}{\text{хв}}$; $n_k = 36663 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$;

k_n – коефіцієнт не співпадіння частот; $k_n = 1,2 - 1,25$, приймаємо $k_n = 1,25$.

$$[n] = \frac{36663}{1,25} = 29330 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Так як $n_{S_{max}}$ і n_{ν} – частоти обертання ходового гвинта при S_{max} і ν , $\frac{\text{об}}{\text{хв}}$ менше граничної допустимої частоти обертання ходового гвинта:

$$n_{S_{max}} = 700 \frac{\text{об}}{\text{хв}} < 29330 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

$$n_{\nu} = 1300 \frac{\text{об}}{\text{хв}} < 29330 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

то умова відсутності вібрацій виконується.

2.8 Розрахунок направляючих кочення

При змінному навантаженні визначаємо еквівалентне навантаження

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

визначаємо згідно формули:

$$F_m = \sqrt{\frac{q_s}{100k} \cdot R_{Ns}^3 + \frac{q_v}{100k} \cdot R_{Nv}^3}$$

де R_{Nv}, R_{Ns} – нормальні реакції направляючих при холостому та робочому ходах, Н; $R_{Ns} = 9000$ Н, $R_{Nv} = 0$;

q_s, q_v – процент від загальної тривалості роботи, $q_s = 80\%$, $q_v = 20\%$;

k – число кареток верстата, $k = 4$.

$$F_m = \sqrt{\frac{80}{100 \cdot 4} \cdot 9000^3 + \frac{20}{100 \cdot 4} \cdot 0^3} = 8354,8 \text{ Н}$$

Середня швидкість v_m визначається по формулі:

$$v_m = \frac{q_s}{100} \cdot v_{s \max} + \frac{q_v}{100} \cdot v_v,$$

де q_s, q_v – процент від загальної тривалості роботи, $q_s = 80\%$, $q_v = 20\%$;

$v_{s \max}, v_v$ – швидкості переміщення шпіндельної бабки при робочому та холостому ходах, $v_{s \max} = 14000 \frac{\text{мм}}{\text{хв}}$, $v_v = 26000 \frac{\text{мм}}{\text{хв}}$

q_s, q_v – процент від загальної тривалості роботи, $q_s = 80\%$, $q_v = 20\%$;

$$v_m = \frac{80}{100} \cdot 14000 + \frac{20}{100} \cdot 26000 = 16400 \frac{\text{мм}}{\text{хв}}$$

Визначаємо ресурс роботи направляючих кочення в метрах L .

Необхідний ресурс визначається по формулі:

$$L = L_h \cdot v_m \cdot 60,$$

де v_m – середня швидкість, $v_m = 16400 \frac{\text{мм}}{\text{хв}}$;

L_h – ресурс привода в годинах.

$$L_h = L_0 \cdot \frac{t_{\text{пр}}}{t_{\text{маш}}};$$

L_0 – ресурс машини, $L_0 = 40000$ год;

$t_{\text{пр}}$ – термін роботи привода, $t_{\text{пр}} = 60\%$;

$t_{\text{маш}}$ – термін роботи машини, $t_{\text{маш}} = 100\%$;

$$L_h = 40000 \cdot \frac{60}{100} = 24000 \text{ год};$$

тоді:

$$L = 24000 \cdot 16,4 \cdot 60 = 23,616 \cdot 10^6 \text{ м.}$$

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Допустиме динамічне навантаження визначається по формулі:

$$C = F_m \cdot \sqrt[3]{\frac{L}{10^6}}$$

де F_m – середнє навантаження при змінних навантаженні та швидкості переміщення, $F_m = 8354,8$ Н;

L – необхідний ресурс, $L = 23,616 \cdot 10^6$ м;

$$C = 8354,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{23,616 \cdot 10^6}{10^6}} = 23970,2 \text{ Н.}$$

Вибір направляючих проводимо по таблицям розмірів.

Приймаємо направляючі кочення типорозміру 30, допустиме динамічне навантаження яких $C_{\phi} = 31700$ Н, розміри направляючих наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Параметри направляючих кочення

A	A ₁	A ₂	A ₃	B	B ₁	H	H ₁	H ₂	V ₁	E ₁	E ₂	E ₃	E ₈	E ₉	K	K ₂	K ₃	K ₄
0	45	28	31	97,7	67,4	42	35,35	28,55	7	72	52	44	48,40	14,6	14	15,7	6,05	6,05

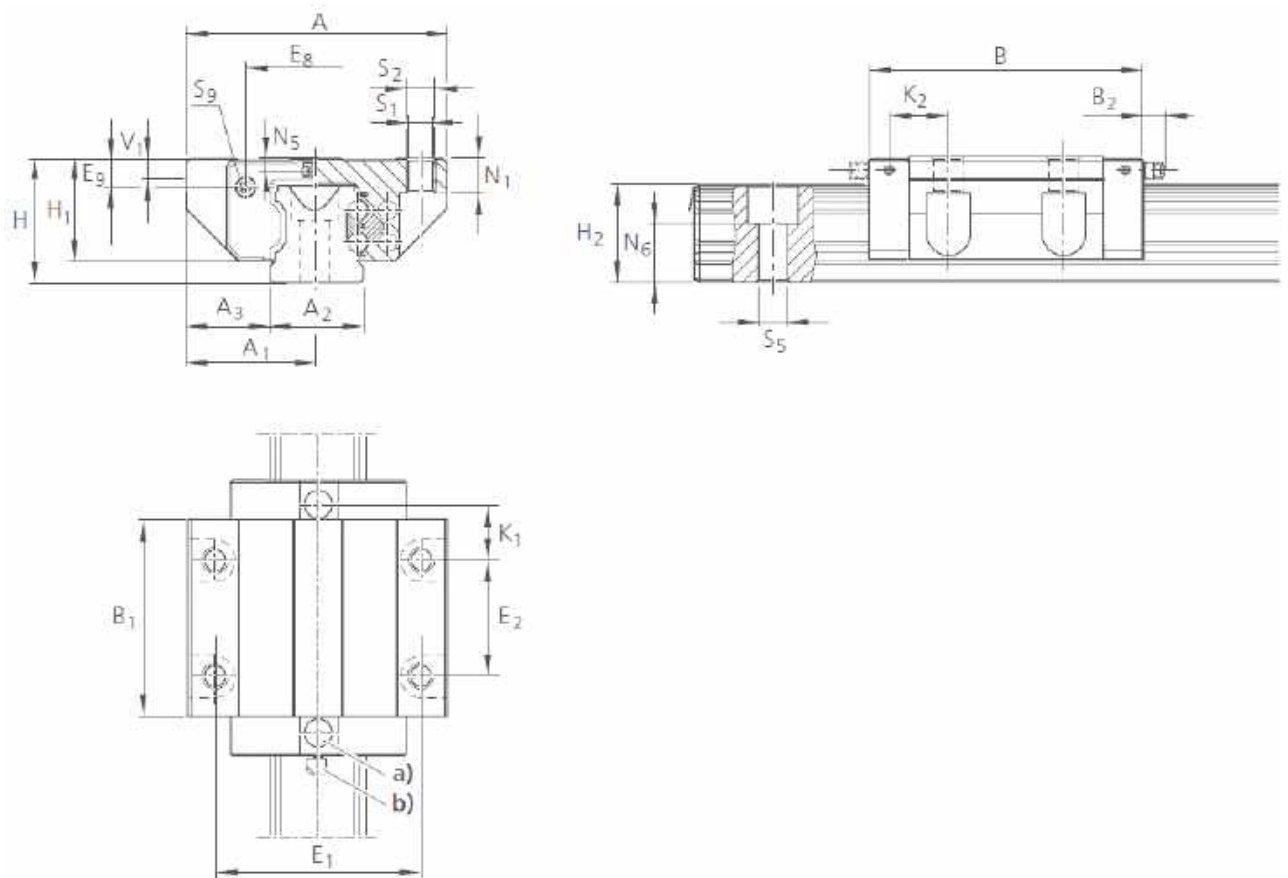


Рисунок 2.6 – Направляючі кочення

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Фактичний ресурс роботи направляючих в метрах визначається згідно формули:

$$L_{\Phi} = \left(\frac{C_{\Phi}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6,$$

де C_{Φ} – допустиме динамічне навантаження прийнятих направляючих, $C_{\Phi} = 31700 \text{ Н}$;

F_m – середнє навантаження при змінних навантаженню та швидкості переміщення, $F_m = 8354,8 \text{ Н}$;

$$L_{\Phi} = \left(\frac{31700}{8354,8} \right)^3 \cdot 10^6 = 54,6 \cdot 10^6 \text{ м}$$

Фактичний ресурс роботи направляючих в годинах визначається по формулі:

$$L_{h\Phi} = \frac{L_{\Phi}}{v_m \cdot 60},$$

де L_{Φ} – фактичний ресурс роботи направляючих в метрах, $L_{\Phi} = 54,6 \cdot 10^6 \text{ м}$;

v_m – середня швидкість переміщення, $v_m = 16400 \frac{\text{мм}}{\text{хв}}$;

$$L_{h\Phi} = \frac{54,6 \cdot 10^6}{16,4 \cdot 60} = 55510,4 \text{ год}$$

Необхідно, щоб виконувалася умова:

$$\begin{cases} L_{\Phi} \geq L \\ L_{h\Phi} \geq L_h \end{cases}$$

Так як

$$\begin{cases} L_{\Phi} = 54,6 \cdot 10^6 \text{ м} \geq L = 23,616 \cdot 10^6 \text{ м} \\ L_{h\Phi} = 55510,4 \text{ год} \geq L_h = 24000 \text{ год} \end{cases}$$

то направляючі вибрані вірно.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

РОЗДІЛ 3 СИСТЕМА МАЩЕННЯ

3.1 Кульково-гвинтовий механізм

Для змащування кульково-гвинтового механізму застосовується консистентне мастило. Використання консистентних мастил зручне тим, що повторне заповнення мастилом необхідне після значного напрацювання. Мастило вносять у простір між напівгайками та ходовим гвинтом через маслянку. Кількість консистентного мастила, що вноситься, повинна бути такою, щоб внутрішні порожнечі були заповнені приблизно наполовину. Застосовні високоякісні консистентні мастила, що використовуються для підшипників кочення.

Для досягнення можливо більшого інтервалу між мащенням, слід віддавати перевагу мастилам за DIN 51825 K2K, а при підвищених навантаженнях – KP2K класу 2 по DIN 51818.

Дане мастило може працювати в будь-якому робочому положенні, при застосуванні стандартного ущільнення. Критичними умовами для цього мастила є:

- навантаження $\leq 0,2C$;
- $n_{min} - 100 \text{ хв}^{-1}$;
- температура гайки max – 800°C ;
- температура гайки min – 600°C .

Перед запуском в роботу гайка повинна бути заповнена мастилом через спеціальний отвір у кількості 1,4 г.

Змащення необхідно міняти через 50 млн. оборотів чи через 250 км пройденого шляху.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

3.2 Змащування опор

Підшипники для кульково-гвинтових приводів заповнюються консистентним мастилом на підприємстві-виробнику. Однак слід стежити, щоб через підвищення температури мастило не витекло з підшипника. Не слід допускати підвищення температури вище 50 °С.

Радіальні підшипники змащуються для тривалої експлуатації консистентними мастилами КРЕ2К по DIN 51825.

Комбінований підшипник РІК5090К змащується через маслянку.

3.3 Лінійні направляючі

У вертикальному приводі подач використовується направляючі Star фірми "Rexroth". Типорозмір 30-Каретки 1824 (каретки класу точності Н-люфт і натяг 0,03 С)

Заповнення кареток здійснюється – консистентним мастилом: К2К по DIN 51825 або КР2К по DIN51818 (при підвищених навантаженнях).

Перед запуском у роботу необхідно провести базове мащення. Первинне мащення проводять кількістю оливи в 3 рази перевищуючою номінальну. Для типорозміру 30 за нормальних умов роботи (навантаження $\leq 0,03С$) мащення повинне проводитися через кожні 500км, витрата консистентного мастила 0,7см³ за несприятливих умов, як забрудненість, вібрації, ударні навантаження і т.п. рекомендується проводити мащення частіше. При навантаженнях менше вказаних, інтервали мащення можуть бути збільшені.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

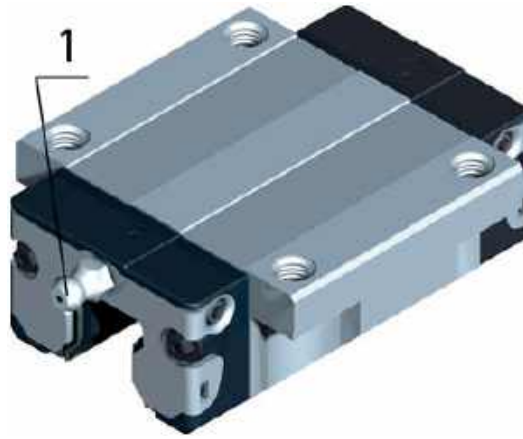


Рисунок 3.1 – Каретка направляючих кочення

1 – маслянка для здійснення змащення

3.4 Технічні вимоги

1. Осьовий люфт після закріплення ходового гвинта не допускається.
2. Попередній натяг у системі подвійної гайки 7% від рівня динамічного навантаження.
3. Підшипники в опорах ходового гвинта заповнюються консистентним мастилом DIN 51825 K2K.
4. Температура підшипників у процесі експлуатації має перевищувати 50°C.
5. Перед запуском в роботу кулькового гвинта гайка повинна бути заповнена мастилом DIN 51825 K2K.
6. Допуск паралельності шин направляючих, заміряний на шинах і каретках, трохи більше 0,019мм.
7. Рух шпindelної бабки має відбуватися плавно, без стрибків.
8. Щітки телескопічного захисту повинні вільно переміщатися один за одним.
9. Обкатати привід на стенді протягом 2 годин на кожній частоті обертання.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Загальні вимоги безпеки праці в цеху

До роботи на ділянці допускається персонал, який вивчив обладнання, правила експлуатації та пройшов інструктаж з техніки безпеки. Під час експлуатації верстатів дотримуються заводські правила та інструкції з техніки безпеки, вимоги ДСТУ. Інструкції щодо заходів безпеки знаходяться безпосередньо на робочому місці.

За рівнем загальних енерговитрат організму у процесі праці робота, виконувана працівником дільниці належить до категорії середньої тяжкості (енерговитрати становлять 250 ккал/год), тому оптимальні параметри мікроклімату становлять:

температура $t=18-20^{\circ}\text{C}$; вологість не більше 75%; швидкість руху повітря 0,2м/с (для холодного періоду року) та температура 21-23 $^{\circ}\text{C}$, вологість не більше 75%; швидкість повітря 0,3 м/с (для теплої пори року).

Гранично допустимий рівень шуму вибирається у 80 дБ (відповідно до ДСТУ 2867-94 “Шум. Методи оцінювання виробничого шумового навантаження”);

Допустимий рівень віброшвидкості становить: 92 дБ (відповідно до ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації);

На ділянці використовується як штучне, так і природне освітлення; штучне виконане комбінованим, яке складається із загального та місцевого освітлення. Освітленість на робочому місці відповідає третьому розряду зорових робіт і становить не менше 300 лк при загальному освітленні та не менше 750 лк при комбінованому;

На спроектованій ділянці ведеться обробка на верстатах таких груп: агрегатних, свердлильних, розточувальних, протяжних. Для забезпечення

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

безпечних умов праці дотримуються такі вимоги.

а) верстати свердлильної групи:

- оснащені пристроями, що повертають шпиндель у вихідне положення;
- клини, що кріплять різальний інструмент, не повинні виступати за межі шпинделя;
- забороняється використовувати інструмент із забитими чи зношеними головками.

б) верстати протяжної групи:

- встановлення та зняття інструменту та оброблюваних деталей, а також їх вимірювання здійснюється тільки на відключеному верстаті;
- встановлення та зняття деталі здійснюється при відключеному верстаті;
- забороняється виправляти інструмент, заготовку під час роботи верстата.

в) верстати агрегатної та розточувальної групи:

- оброблювана деталь та пристосування міцно закріплюються на столі;
- перед зупинкою верстата інструмент відводиться у вихідне положення.

Верстати встановлені на міцний фундамент та ретельно вивірені, надійно закріплені та пофарбовані відповідно до вимог.

Кріплення захисних пристроїв надійне, унеможлиблює випадкові самовідкриття, вони не обмежують технологічні можливості верстата і не викликають незручності при роботі, прибиранні, налагодженні, не призводять при відкритті до забруднення підлоги МОР.

Внутрішні поверхні, двері, що закривають місця розташування рухомих елементів верстата, що вимагає періодичного доступу при налагодженні, зміні паси, пофарбовані в жовтий сигнальний колір.

Верстати мають запобіжні пристрої від перевантаження, пристрої, що запобігають мимовільному опусканню шпинделів, кронштейнів, головок, бабок.

Важелі, рукоятки перемикаються плавно без заїдань, розташовуються у місцях зручних обслуговування, обладнані надійними фіксаторами, що

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виключають мимовільне включення.

Кнопки «Пуск» виконані чорного кольору та втоплені у кришку на 2...5мм; штовхач «Стоп» – червоного кольору і виступає вище за рівень фронтального кільця кришки; аварійна кнопка "Стоп" – збільшеного розміру, грибоподібної форми.

Конфігурація верстатів та їх елементи сприяють відводу стружки та зручні для очищення пилю та оливи.

Верстати мають стружкозбірники з відповідними ємностями, а також захисними екранами; при необхідності стружка забирається щітками та гачками;

Металеві частини верстатів, а також електричні пристрої заземлені згідно з ДСТУ EN 62305-3:2021;

В універсальних токарних верстатах зона обробки огорожується захисним пристроєм (екраном).

Затискні патрони універсальних токарних верстатів повинні мати огорожі, що легко відводяться для встановлення та зняття заготовок і не обмежують технологічні можливості верстатів.

При закріпленні деталі в кулачковому патроні деталь повинна захоплюватися кулачками на більшу глибину. Після закріплення деталі кулачки не виступають із патрона за межі їхнього зовнішнього діаметра. Якщо кулачки виступають, слід замінити патрон або встановити спеціальну огорожу.

Деталь закріплюється в місцях, що знаходяться якомога ближче до поверхні, що обробляється. При кріпленні деталі до необроблених поверхонь необхідно застосовувати лещата та пристосування з насічкою на притискних губках.

У разі використання для закріплення деталей пневматичних пристроїв слід захищати від механічних пошкоджень трубки подачі повітря, а також електропроводку.

Опір заземленого пристрою не повинен перевищувати 4 Ом на один верстат; опір ізоляції електроустаткування – не менше 1 МОм; а ізоляції

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обмоток електродвигуна – не менше 0,5 МОм;

Верстати забезпечені пристроєними пристроями місцевого освітлення, напруга світильників з лампами розжарювання – не більше 24В.

Працюючий стоїть на дерев'яному настилі, роботи виконуються із застосуванням СІЗ (спец. одяг, берет, окуляри).

4.2 Пожежна безпека

Механічні цехи належать до категорії «Д», виробництво характеризується наявністю вогнетривких речовин та матеріалів у холодному стані.

У кожному цеху, ділянці є протипожежне водопостачання, необхідне гасіння пожеж як зовні, і усередині. Внутрішній водопровід призначений для гасіння місцевих осередків горіння за допомогою пожежних кранів «ПК», що розташовані на висоті 1,35м від підлоги.

Крім того, у певних місцях встановлено первинні засоби пожежогасіння:

- щити первинних засобів (розміри 1250×1400, укомплектовані багром, ломом, лопатою, відрами, вогнегасником, сокирою);
- ящики для піску;
- вогнегасники ОХП-10, ОУ-8 (розміщуються на висоті не більше 1,5 м від підлоги).

Кількість евакуаційних виходів не менше двох; двері евакуаційних виходів відчиняються від себе; min ширина дверей – 0,8м; min ширина колій евакуації – 1м; максимальна відстань від найвіддаленішого місця до евакуаційного виходу – 40...100м.

Для чіткого та організаційного руху людей у разі пожежі розроблено плани евакуації, встановлено вказівні знаки.

У цехах передбачено місця для куріння; для запобігання виникненню небезпеки передбачені пристрої попереджувальної сигналізації (світлові, звукові сигнали, сигнальне забарвлення, знаки безпеки). Експлуатаційний та протипожежний режим роботи цехових систем вентиляції визначається

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

відповідними інструкціями.

4.3 Охорона довкілля

Очищення вентиляційних викидів від механічних домішок здійснюють апаратами сухого та мокрого пиловловлення, волокнистими фільтрами та електрофільтрами. Очищення та знешкодження газових викидів здійснюють методами: конденсаційний, компресійний, адсорбційний.

Вміст шкідливих речовин у повітрі, що надходить у виробничі приміщення, не повинен перевищувати 0,3 ГДК.

Відпрацьована МОР збирається у спеціальні ємності. Повинна проводитися первинна обробка металовідходів (сортування, обробка, механообробка (рубка, різання, пакетування, брикетування)).

Для зменшення шуму у навколишньому середовищі застосовують екрани, кожухи, глушники, зелені насадження між джерелами та житловою забудовою.

Для зниження рівнів вібрації необхідно обладнання встановлювати на вібропоглинаючі основи.

Для зменшення ЕПМ застосовують екранування, захист відстанню.

Для захисту навколишнього середовища від шкідливих викидів передбачені на ділянці пристрою пил, що відсмоктує, з підключенням їх до заводської системи вентиляції та пиловловлення. Крім того, всі технологічні рідини, що використовуються на ділянці, в міру їх використання піддаються окремому зберіганню, утилізації та скидання їх у заводські системи з очищенням викидів до встановлених норм. З метою захисту навколишнього середовища передбачено на ділянці скорочення споживання різних видів енергії, технологічних матеріалів та рідин за рахунок їхнього раціонального використання.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

В даній випускній роботі було виконано модернізацію багатоцільового свердлильно-фрезерно-розточувального верстата моделі ЛР543МФ.

В процесі виконання роботи я навчилася розраховувати та конструювати основні вузли багатоцільового свердлильно-фрезерно-розточувального верстата. Зокрема, мною були проведені розрахунки приводу вертикальної подачі шпindelьної бабки, вибір електродвигуна, розрахунок та проектування передач та муфт зачеплення. Було виконано розрахунок передачі гвинт-гайка кочення. Також, було виконано опис системи мащення основних вузлів.

Було виконано розділ з охорони праці та навколишнього середовища.

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

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

3. Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Сторожук В.М., Туряб Л.В., Лико Х.В. Практикум з охорони роботи. Навчальний посібник / За ред. В.Ц. Жидецького. - Львів: Афіша, 2000.- 352с.

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

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

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

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

8. Рудь В.Д., Божко Т.Є., Гальчук Т.Н. Методологія підготовки випускної роботи за спеціальністю 131 – Прикладна механіка (освітній рівень – бакалавр; спеціалізація – технологія машинобудування) / Навчальний посібник / Під загальною редакцією професора В.Д. Рудя – Луцьк: Інформційно-видавничий відділ Луцького НТУ. – 2017. – 500с.

9. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах:

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Монографія Упорядник Кузнецов Ю.М. – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2011. - 692с.

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

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

12. Губський А.І., Цивільна оборона. – К.: Міністерство освіти, 1995. – 216 с.

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

14. Данильченко Ю.М., Шевченко О.В., Ковальов В.А., Волошин В.Н. Металообробне обладнання. Кінематичний аналіз металорізальних верстатів: Навч. посіб. – К.: НТУУ «КПІ», 2007. – 60 с.

15. Гандзюк М.П., Желібо Є.П., Халімовський М.О. Основи охорони праці: Підруч для студ вищих навч закладів. За ред. М.П. Гандзюка – К Каравела, 2004 - 408 с

16. Основи охорони праці: Підручник. 2-ге видання, доповнене та перероблене. / К.Н. Ткачук, М.О. Халімовський, В.В. Зацарний, Д.В. Зеркалов, Р.В. Сабарно, О.І. Полукаров, В.С. Коз'яков, Л.О. Мітюк. За ред. К.Н. Ткачука і М.О. Халімовського. – К.: Основа, 2006 – 448 с.

17. Пожарова О.В. Охорона праці: навчальний посібник / О.В. Пожарова. – Одеса, 2022. - 86 с.

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

					037Б – 25.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56