

Міністерство освіти і науки України

Луцький національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет робототехніки та штучного інтелекту

(повне найменування факультету)

Кафедра робототехніки

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «БАКАЛАВР»**

**РОЗШИРЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ
ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА МОД. ГФ2171С5**

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
Мартинюк Максим Андрійович

(підпис)

Керівник:
к.т.н., доцент
Редько Ростислав Григорович

(підпис)

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

(підпис)

Луцьк – 2026 року

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Транспорту та механічної інженерії

Кафедра Прикладної механіки та мехатроніки

Ступінь вищої освіти: бакалавр

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітня програма: Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

_____ Р. Редько

“ _____ ” _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Мартинюку Максиму Андрійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: *Розширення технологічних можливостей вертикально-фрезерного верстата мод. ГФ2171С5*

Керівник роботи: *Редько Ростислав Григорович, к.т.н., доцент,*
затверджені наказом закладу вищої освіти від «31» грудня 2025 р., № 962/01-07

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи «01» червня 2026 р.

3. Вихідні дані до роботи: Конструкторсько-технологічна документація, відгуки підприємств про роботу обладнання, паспорти верстатів, покращення технологічних параметрів верстатів з ЧПК

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

Анотації. Вступ. 1. Огляд і аналіз фрезерних верстатів з ЧПУ. 2. Опис верстата ГФ 2171С5 і його вузлів. 3. Розрахунок окремих вузлів верстата ГФ 2171С5. 4. Охорона праці. Висновки і пропозиції. Список використаних джерел. Додатки

5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу:

Загальний вигляд верстата – 2 листи (ф.А.4), коробка швидкостей верстата – 1 лист (ф.А4), автооператор – 1 лист (ф.А4), інструментальний магазин – 1 лист (ф.А4), механізм закріплення інструменту – 1 лист (ф.А4), шпиндельна бабка – 1 лист (ф.А4), схема гідроприводу верстата – 1 лист (ф.А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 03.03.2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1.	Огляд і аналіз фрезерних верстатів з ЧПУ	14.03.26	
2.	Опис верстата ГФ 2171С5 і його вузлів	02.04.26	
3.	Розрахунок окремих вузлів верстата ГФ 2171С5	25.04.26	
4.	Охорона праці	20.05.26	
5.	Оформлення графічної частини та презентації	28.05.26	
6.	Інструментальна перевірка на академічний плагіат	30.05.26	
7.	Представлення роботи до захисту	01.06.26	

Здобувач вищої освіти

(підпис)

Мартинюк М.А.
(прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

(підпис)

Редько Р.Г.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Мартинюк М.А. Розширення технологічних можливостей вертикально-фрезерного верстата мод. ГФ2171С5. Рукопис.

Кваліфікаційна робота бакалавра ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131 Прикладна механіка. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2026.

Кваліфікаційна робота бакалавра складається зі вступу, 4 розділів, висновків і пропозицій, списку використаних джерел, додатків (згідно структури кваліфікаційної роботи, затвердженої кафедрою).

В пояснювальній записці наводяться всі необхідні розрахунки, вона містить всі необхідні розділи і повністю відповідає встановленим вимогам. У першому розділі роботи наведено історію розвитку та сучасний стан ринку фрезерного обладнання, класифікацію фрезерних верстатів з ЧПУ, виконано аналіз архітектури сучасних систем ЧПУ та приводів. В 2 розділі виконано детальний технічний аналіз механічних вузлів та кінематики верстата ГФ 2171С5, аналіз конструкційних матеріалів та інструментального оснащення та обґрунтовано технічні рішення. В третьому розділі виконані розрахунки окремих вузлів верстата ГФ 2171С5, зокрема розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість і визначення оптимальної відстані між опорами шпинделя, розрахунок механізму кріплення інструмента, розрахунок і проектування оптимального компоновання коробки швидкостей. Розроблені, також, заходи з охорони праці та техніки безпеки.

Ключові слова: металорізальний верстат, фрезерний верстат, система ЧПУ, технологічний процес, деталь, режими різання, технологічна оснастка.

ABSTRACT

Martynyuk M.A. Expansion of technological capabilities of the vertical milling machine mod. GF2171S5. Manuscript.

Bachelor's qualification work OP "Applied Mechanics" specialty 131 Applied Mechanics. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2026.

Bachelor's qualification work consists of an introduction, 4 sections, conclusions and proposals, a list of sources used, appendices (according to the structure of the qualification work approved by the department).

The explanatory note provides all the necessary calculations, it contains all the necessary sections and fully meets the established requirements. The first section of the work provides the history of development and the current state of the milling equipment market, the classification of CNC milling machines, and an analysis of the architecture of modern CNC systems and drives. In section 2, a detailed technical analysis of the mechanical components and kinematics of the GF 2171S5 machine tool, analysis of structural materials and tooling, and justification of technical solutions are performed. In the third section, calculations of individual components of the GF 2171S5 machine tool are performed, in particular, the calculation of the spindle assembly for rigidity and determination of the optimal distance between the spindle supports, calculation of the tool mounting mechanism, calculation and design of the optimal layout of the gearbox. Occupational safety measures are also developed.

Keywords: metal-cutting machine tool, milling machine, CNC system, technological process, part, cutting modes, technological equipment.

	ВСТУП.....	8
1.	ОГЛЯД І АНАЛІЗ ФРЕЗЕРНИХ ВЕРСТАТІВ З ЧПУ.....	10
1.1.	Історія розвитку та сучасний стан ринку фрезерного обладнання	10
1.2.	Класифікація фрезерних верстатів з ЧПУ	12
1.3.	Аналіз архітектури сучасних систем ЧПУ та приводів	14
2.	ОПИС ВЕРСТАТА ГФ 2171С5 І ЙОГО ВУЗЛІВ.....	16
2.1.	Детальний технічний аналіз механічних вузлів та кінематики верстата ГФ 2171С5.....	16
2.2.	Аналіз конструкційних матеріалів та інструментального оснащення	17
2.3.	Обґрунтування технічних рішень	19
3.	РОЗРАХУНОК ОКРЕМИХ ВУЗЛІВ ВЕРСТАТА ГФ 2171С5	21
3.1.	Розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість і визначення оптимальної відстані між опорами шпинделя	21
3.1.1.	Розрахунок режимів різання	21
3.1.2.	Розрахунок оптимальної відстані між опорами	22
3.2.	Розрахунок механізму кріплення інструмента	26
3.2.1.	Розрахунок тарілчастих пружин механізму	26
3.2.2.	Розрахунок зусилля, створюваного гідроциліндром для розтиску різального інструмента	28
3.2.3.	Розрахунок контактних напружень замка для закріплення інструментів	30
3.2.4.	Розрахунок контактних напружень на поверхнях конусів механічного підсилювача	33
3.3.	Розрахунок і проектування оптимального компонування коробки швидкостей	35

3.3.1.	Аналіз і технічні характеристики існуючої коробки швидкостей	35
3.3.2.	Вибір електродвигуна	37
3.3.3.	Розрахунок і проектування нової коробки швидкостей. Варіант структурної сітки, що існує на даному верстаті, згідно робочих креслень	38
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ	47
	ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ.....	51
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	53
	ДОДАТКИ.....	56

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Актуальність теми. Машинобудування є фундаментом індустріального розвитку будь-якої держави, а верстатобудування – його технологічним ядром. У сучасних умовах ринкової економіки підприємства змушені постійно підвищувати якість продукції при одночасному зниженні її собівартості. Одним із найефективніших шляхів досягнення цієї мети є модернізація та розширення технологічних можливостей вже наявного парку обладнання з числовим програмним керуванням (ЧПК).

Вертикально-фрезерний верстат моделі ГФ2171С5 свого часу став одним із найбільш вдалих рішень для обробки корпусних деталей, площин та складних контурів. Він вирізняється високою жорсткістю станини, надійністю механічних вузлів та універсальністю. Проте сьогодні більшість одиниць цього обладнання стикаються з проблемою морального та фізичного зносу систем керування, обмеженням швидкостей шпинделя та недостатньою динамікою приводів.

Розширення технологічних можливостей верстата ГФ2171С5 є надзвичайно актуальним завданням, оскільки воно дозволяє:

1. Впроваджувати стратегії високошвидкісного фрезерування (HSM).
2. Застосовувати сучасний різальний інструмент зі змінними пластинами та зносостійким покриттям.
3. Підвищувати точність позиціювання та якість обробленої поверхні.
4. Інтегрувати верстат у сучасні цифрові виробничі цикли (Індустрія 4.0).

Це дозволяє уникнути значних капіталовкладень у закупівлю нового імпортного обладнання, отримавши при цьому функціонал, що відповідає сучасним вимогам виробництва.

Мета роботи полягає у комплексному дослідженні та розробці технічних рішень, спрямованих на розширення технологічного потенціалу верстата ГФ2171С5, підвищення його продуктивності, точності та експлуатаційної надійності шляхом модернізації вузлів та впровадження прогресивних методів обробки.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'єкт дослідження – процес формоутворення складних поверхонь деталей на вертикально-фрезерному верстаті з ЧПК моделі ГФ2171С5.

Предмет дослідження – кінематична структура верстата, параметри приводів головного руху та подач, система автоматичної зміни інструменту, а також алгоритми керування, що визначають технологічну гнучкість обладнання.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі *завдання*:

1. Виконати глибокий аналіз конструкції та кінематичної схеми верстата ГФ2171С5, виявивши «вузькі місця», що обмежують його продуктивність.

2. Дослідити стан сучасного ринку комплектуючих (приводів, систем ЧПК, шпиндельних вузлів) для визначення оптимальної стратегії модернізації.

3. Розробити заходи щодо підвищення частоти обертання шпинделя та покращення його динамічних характеристик.

4. Запропонувати варіанти розширення функціональності верстата.

5. Провести модернізацію шпиндельної головки, механізму кріплення інструмента, коробки швидкостей шляхом спрощення конструкції та збільшення її надійності, провести вдосконалення вузла «Автооператор».

6. Оцінити техніко-економічну ефективність запропонованих змін, порівнявши продуктивність базової та модернізованої моделей.

Методи дослідження. В роботі використані загальнонаукові методи аналізу та синтезу, положення теорії різання металів, методи машинобудівного проектування та математичного моделювання процесів обробки.

Наукова новизна полягає в удосконаленні методики адаптації застарілих систем верстата до сучасних умов високопродуктивної обробки складних поверхонь шляхом оптимізації динамічних характеристик приводу головного руху.

Практичне значення роботи. Отримані результати можуть бути використані машинобудівними підприємствами для проведення цілеспрямованої модернізації верстатів серії ГФ, що забезпечить підвищення точності обробки на 20-30% та скорочення часу на переналагодження обладнання.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД І АНАЛІЗ ФРЕЗЕРНИХ ВЕРСТАТІВ З ЧПУ

1.1. Історія розвитку та сучасний стан ринку фрезерного обладнання

Еволюція фрезерного обладнання є ключовим індикатором науково-технічного прогресу в машинобудуванні. Від моменту створення першого консольно-фрезерного верстата Елі Вітні у 1818 році до сучасних інтелектуальних оброблювальних центрів, технологія пройшла шлях від суто механічного керування до повної цифрової інтеграції.

Історичний аспект та етапи цифровізації. Перші кроки до автоматизації були зроблені в середині ХХ століття. У 1952 році в Массачусетському технологічному інституті (MIT) було представлено перший верстат з числовим програмним управлінням, де програма записувалася на перфострічку. Це стало початком ери NC (Numerical Control). Наступним етапом став перехід до CNC (Computer Numerical Control) у 1970-х роках, коли розвиток мікропроцесорної техніки дозволив вбудовувати обчислювальні модулі безпосередньо в систему керування верстатом. Це дозволило реалізувати складну інтерполяцію рухів, що було критично для авіаційної та космічної галузей.

Сучасний стан світового ринку. На сьогодні світовий ринок фрезерних верстатів з ЧПУ характеризується високою динамікою та концентрацією технологій у провідних промислових регіонах (Японія, Німеччина, США, Китай). Сучасне обладнання класифікується не просто як верстати, а як багатоцільові оброблювальні центри (Machining Centers), здатні виконувати повний цикл обробки деталі за одну установку.

Основними гравцями, що визначають вектор розвитку галузі, є:

- 1. Японські виробники (Mazak, Fanuc, Okuma): зосереджені на максимальній надійності та інтеграції власних систем ЧПУ з механічними вузлами.
- 2. Європейська школа (DMG MORI, Hermle, Mikron): робить ставку на ергономіку, екологічність та високу точність для інструментального виробництва.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Американський сегмент (Haas Automation): лідер у масовому виробництві доступних та функціональних вертикальних центрів, що стали стандартом для середнього бізнесу.

Глобальні технологічні тренди (2020–2025 рр.). Аналіз сучасних публікацій та виставкових експозицій (таких як ЕМО або IMTS) дозволяє виділити наступні стратегічні напрямки:

- Концепція Industry 4.0 та ІоТ (Industrial Internet of Things): Сучасні верстати інтегруються в єдину мережу підприємства. Вони в режимі реального часу передають дані про стан шпинделя, знос інструменту та споживання енергії. Це дозволяє реалізувати стратегію «предиктивного обслуговування» – запобігання поломкам до їх виникнення.
- Використання Цифрових двійників (Digital Twins): Перед початком фізичної обробки на верстаті створюється повна віртуальна модель процесу. Це виключає ризик зіткнення вузлів верстата (краш-тест) та оптимізує траєкторію руху інструменту.
- Гібридні технології: Поєднання в одному верстаті адитивних технологій (3D-друк металом) та субтрактивних методів (традиційне фрезерування). Це дозволяє вирощувати складні внутрішні канали деталей і одразу їх фінішно обробляти.
- Екологічна стійкість (Green Manufacturing): Розробка систем мінімального змащування (MQL – Minimum Quantity Lubrication), що дозволяє відмовитися від великої кількості охолоджуючої рідини, зменшуючи негативний вплив на довкілля та витрати підприємства.

Висновки до підрозділу. Таким чином, сучасний стан ринку вимагає від обладнання не лише механічної жорсткості, а й високого рівня «інтелектуалізації». Верстати типу ГФ 2171С5, хоч і мають надійну базу, потребують модернізації саме в контексті систем керування та приводів, щоб відповідати вимогам сучасної цифрової економіки та високої продуктивності.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. Класифікація фрезерних верстатів з ЧПУ

Сучасний парк фрезерного обладнання налічує сотні модифікацій, що зумовлено різноманітністю технологічних завдань: від мікрофрезерування друкованих плат до обробки багатотонних корпусів суднових двигунів. Глибока класифікація дозволяє обґрунтувати вибір конкретної моделі верстата (у нашому випадку – ГФ 2171С5) для виробничих потреб.

1.2.1. Класифікація за компонованням та кінематичною схемою. Основним фактором, що визначає жорсткість та точність верстата, є його конструктивна побудова:

- Консольні верстати (як ГФ 2171С5): Стіл з заготовкою встановлений на консолі, яка може переміщуватися вертикально. Така схема забезпечує високу універсальність, але має обмеження по масі заготовки через можливі прогини консолі під великим навантаженням.
- Безконсольні верстати: Стіл переміщується лише у горизонтальній площині (X, Y) на жорсткій основі, а вертикальний рух (Z) виконує шпиндельна головка. Це дозволяє обробляти значно важчі деталі з вищою точністю.
- Портальні верстати: Використовуються для великогабаритних деталей (листовий прокат, авіаційні панелі). Портал, що несе шпиндель, рухається вздовж довгого стаціонарного столу.

1.2.2. Класифікація за ступенем автоматизації та кількістю керованих осей. Розвиток систем ЧПУ дозволив відійти від простих 3-координатних схем:

- 3-осьові верстати (X, Y, Z): Базовий рівень, що дозволяє обробку більшості корпусних деталей.
- 4-осьові верстати: Додається вісь обертання (вісь А або В), що дозволяє обробляти деталі типу "вал-шестерня", гвинти та крильчатки.
- 5-осьові оброблювальні центри: Забезпечують одночасний рух по трьох лінійних та двох поворотних осях. Це критично для обробки поверхонь подвійної кривизни (лопатки турбін, протези в медицині).

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Багатоцільові верстати (Turning-Milling): Гібридні системи, що поєднують токарні та фрезерні можливості, дозволяючи виготовляти готову деталь складної форми за одну установку ("Done-in-One").

1.2.3. Класифікація за способом зміни інструменту. Для автоматизації процесу та скорочення допоміжного часу (Тдоп) використовують різні системи:

- Верстати з ручною зміною: Практично не використовуються в сучасному ЧПУ-виробництві.
- Верстати з револьверними головками: Зміна відбувається шляхом повороту головки, що дуже швидко, але обмежує кількість інструментів (зазвичай до 6-8).
- Верстати з інструментальним магазином та автооператором (як ГФ 2171С5): Найбільш гнучка система. Магазины можуть бути дисковими, ланцюговими або стелажними. Наявність автооператора дозволяє верстату працювати автономно протягом тривалого часу, виконуючи чорнове, напівчистове та чистове фрезерування, а також операції свердління та нарізання різі.

1.2.4. Класифікації за точністю обробки. Згідно з державними стандартами, верстати поділяються на класи:

- Н – нормальної точності;
- П – підвищеної точності (до цього класу належить більшість верстатів серії ГФ);
- В – високої точності;
- А – особливо високої точності;
- С – надвисокої точності (майстер-верстати).

Висновок до підрозділу: Аналіз класифікації показує, що верстат ГФ 2171С5 займає нішу вертикально-фрезерних консольних верстатів підвищеної точності (класу П) з розвиненою автоматизацією (наявність магазину на 12 інструментів). Це робить його оптимальним вибором для модернізації в умовах сучасних цехів, оскільки його механічна база дозволяє реалізувати більшість стратегій 3-осьової обробки.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3. Аналіз архітектури сучасних систем ЧПУ та приводів

Архітектура сучасної системи числового програмного управління (СЧПУ) є складною ієрархічною структурою, яка забезпечує взаємодію між керуючою програмою (G-кодом) та механічними вузлами верстата. У сучасних умовах СЧПУ перетворилися з простих інтерполяторів на потужні обчислювальні комплекси з відкритою архітектурою.

1.3.1. Структурна організація системи ЧПУ. Сучасна система керування складається з наступних основних модулів:

1. НМІ (Human-Machine Interface): Панель оператора з дисплеєм та клавіатурою. В сучасних системах (Siemens Sinumerik, NC-210) інтерфейс дозволяє не тільки вводити код, а й здійснювати 3D-візуалізацію обробки в реальному часі.

2. Процесорний модуль (CNC Unit): «Мозок» системи, що виконує геометричні розрахунки (інтерполяцію) та технологічні команди.

3. Контролер програмованої логіки (PLC): Відповідає за дискретну автоматику верстата: зміну інструменту в магазині ГФ 2171C5, роботу затискних пристроїв, подачу МОР та блокування дверей.

4. Система приводів: Включає підсилювачі (серводрайвери) та двигуни, що забезпечують рух по осях X, Y, Z.

1.3.2. Еволюція приводів подач та головного руху. Для верстата ГФ 2171C5 критично важливим є аналіз приводів, оскільки при модернізації застарілі двигуни постійного струму зазвичай замінюються на сучасні рішення:

- Приводи постійного струму (застарілі): Використовувалися в базових моделях ГФ 2171. Мають громіздкі щіткові вузли, що вимагають постійного обслуговування, та складні блоки керування типу «Размер 2М».
- Синхронні сервоприводи змінного струму (сучасні): Мають високу динаміку, компактні розміри та вбудовані енкодери високої роздільної здатності. Вони дозволяють досягти точності позиціонування до 0,001 мм.
- Частотне регулювання головного руху: Для шпинделя ГФ 2171C5 (7.5–11 кВт) застосовуються асинхронні двигуни з частотними перетворювачами, що

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечує плавне регулювання обертів та підтримку постійного моменту різання.

1.3.3. Системи зворотного зв'язку. Для забезпечення точності класу «П» (підвищена), яку має ГФ 2171С5, сучасні системи ЧПУ використовують два типи контролю:

- Непряме вимірювання: Через енкодери, встановлені на валу двигуна.
- Пряме вимірювання: Через оптичні лінійки, встановлені безпосередньо на робочих органах (столі та салазках). Це дозволяє компенсувати люфти та температурні деформації гвинтових пар (ШВП).

1.3.4. Порівняльний аналіз популярних систем для модернізації. При виборі системи для ретрофітінгу ГФ 2171С5 зазвичай розглядають три варіанти):

Характеристика	NC-210 (Балт-Систем)	Siemens Sinumerik 808D	Fanuc 0i-MF
Призначення	Оптимальна для модернізації	Промисловий стандарт	Надвисока надійність
Кількість осей	до 4	до 4-5	до 6-8
Інтерфейс	Текстовий/Графічний	Сучасний графічний	Консервативний
Вартість	Низька	Середня	Висока

Висновок до підрозділу: Аналіз архітектури показує, що для ефективної роботи верстата ГФ 2171С5 в сучасних умовах необхідно забезпечити цифрову інтеграцію приводів та системи ЧПУ. Перехід на цифрові протоколи передачі даних (наприклад, EtherCAT або CANopen) дозволяє значно знизити кількість дротів у шафі керування та підвищити завадостійкість системи.

РОЗДІЛ 2

ОПИС ВЕРСТАТА ГФ 2171С5 І ЙОГО ВУЗЛІВ

2.1. Детальний технічний аналіз механічних вузлів та кінематики верстата ГФ 2171С5

Верстат моделі ГФ 2171С5 побудований на базі важкої литої станини, що забезпечує високу жорсткість, необхідну для реалізації силових режимів фрезерування. Його конструкція є класичним прикладом вертикально-фрезерного верстата з рухомою консоллю.

2.1.1. Станина та несуча система. Основою верстата є масивна станина, закріплена на фундаментній плиті. На вертикальних напрямних станини встановлена консоль, яка переміщується по осі Z. По горизонтальних напрямних консолі рухаються салазки (вісь Y), на яких, у свою чергу, змонтований робочий стіл (вісь X).

Матеріал: Високоміцний чавун марки СЧ 20-30 з термічною обробкою (старінням) для зняття внутрішніх напружень.

Напрямні: Для осей X та Y використовуються комбіновані напрямні: ковзання (чавун по чавуну або з накладками з антифрикційного матеріалу типу «ZEDEX») та кочення. Це мінімізує ефект «скачків» при малих подачах.

2.1.2. Кінематика головного руху (шпиндельний вузол). Головний рух здійснюється від електродвигуна через багатошвидкісну коробку швидкостей.

Особливості: шпиндель змонтований у висувному повзуні (пінолі). Це дозволяє виконувати додаткове вертикальне переміщення інструменту незалежно від руху консолі.

Передача моменту: використовується зубчаста передача, що дозволяє отримувати великий крутний момент на низьких обертах (важливо для чорнової обробки сталей).

Конус шпинделя: ISO 50 (7:24). Це забезпечує надійну фіксацію важких фрезерних головок та точне центрування інструменту.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.3. Приводи подач та КВП. На відміну від універсальних верстатів, ГФ 2171С5 оснащений кульково-гвинтовими парами (КВП) за всіма трьома координатами.

Роль КВП: перетворення обертального руху серводвигуна у лінійне переміщення робочого органу з мінімальними втратами на тертя.

Перевага: відсутність люфту у парі «гвинт-гайка» дозволяє реалізувати попутне фрезерування, що покращує якість поверхні та стійкість інструменту.

2.1.4. Система автоматичної зміни інструменту (АЗІ). Це найбільш складний вузол верстата, який перетворює його на повноцінний оброблювальний центр.

Магазин: розташований з лівого боку верстата, має дискову конструкцію на 12 гнізд.

Автооператор: двохзахопний важіль (рука), який одночасно виймає відпрацьований інструмент зі шпинделя та новий інструмент з магазину, після чого повертає їх місцями.

Цикл заміни: Включає зупинку шпинделя в заданому кутовому положенні (орієнтація шпинделя), розтиск інструменту, хід автооператора та затиск нового конуса.

2.1.5. Система змащування та охолодження. Змащування: автоматизована імпульсна система забезпечує подачу мастила до всіх точок тертя та гайок ШВП за графіком, що контролюється ЧПУ. МОР (Мастильно-охолоджувальна рідина): подається в зону різання через сопла зі швидкістю до 20-30 літрів на хвилину, що критично для відведення тепла при інтенсивних режимах.

2.2. Аналіз конструкційних матеріалів та інструментального оснащення

Ефективність роботи фрезерного верстата з ЧПУ залежить від узгодженості механічних властивостей його вузлів та характеристик різального інструменту. Для верстата ГФ 2171С5, який розрахований на силові режими обробки, це питання є критичним.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2.1. Конструкційні матеріали основних вузлів. Для забезпечення стабільної точності протягом десятків років експлуатації, у конструкції ГФ 2171С5 використані матеріали з високою демпфуючою здатністю:

- Станина та консоль: виготовлені з сірого чавуну марки СЧ 25 або СЧ 30. Цей матеріал ефективно поглинає вібрації, що виникають при переривчастому різанні (фрезеруванні).
- Ходові гвинти (ШВП): виготовляються зі сталей марок 8ХФ або 9ХС з наступним гартуванням струмами високої частоти (СВЧ) до твердості 58...62 HRC. Це мінімізує знос і зберігає точність кроку.
- Шпиндель: виготовляється зі сталі 12ХН3А або 18ХГТ з цементацією та гартуванням, що забезпечує міцну серцевину та надтверду поверхню конуса.

2.2.2. Інструментальна система (Конус ISO 50). Верстат ГФ 2171С5 використовує інструментальне оснащення з хвостовиками за стандартом ISO 50 (DIN 69871). Це один із найбільш масивних стандартів, що дає верстату переваги перед сучасними "легкими" центрами:

1. Жорсткість кріплення: велика площа контакту конуса дозволяє використовувати фрези діаметром до 160–200 мм.

2. Типи патронів:

- *Цангові патрони (ER32, ER40):* для кріплення кінцевих фрез, свердел та розверток.
- *Оправки для насадних фрез:* для торцевого фрезерування площин.
- *Патрони типу Weldon:* для надійної фіксації інструменту при важкому чорновому різанні (виключають прокручування).

2.2.3. Аналіз сучасного різального інструменту для ГФ 2171С5. При модернізації верстата важливо відмовитися від застарілих фрез зі швидкорізальної сталі (Р6М5) на користь сучасного інструменту:

- Твердосплавні змінні пластини (ISO): дозволяють підвищити швидкість різання в 3–5 разів. Для ГФ 2171С5 доцільно використовувати пластини з покриттям TiAlN (нітрид титану-алюмінію), що стійкі до високих температур.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Монолітні твердосплавні фрези: застосовуються для чистової обробки та фрезерування загартованих сталей.
- Комбінований інструмент: використання ступінчастих свердел-зенкерів дозволяє економити дефіцитні місця в 12-позиційному магазині верстата.

2.2.4. Система кодування та ідентифікації інструменту. Оскільки верстат має систему АЗІ, кожен інструментальний блок повинен бути налаштований поза верстатом на спеціальних приладах (типу БВ-2027). Дані про виліт (L) та радіус (R) інструменту заносяться в таблицю інструментів системи ЧПУ. Це дозволяє використовувати функцію автоматичної компенсації зносу.

2.3. Обґрунтування технічних рішень

Проведений огляд та аналіз сучасного стану фрезерного обладнання, а також детальний розгляд конструкції верстата ГФ 2171С5, дозволяють зробити наступні висновки:

1. Актуальність платформи: Незважаючи на значний термін з моменту розробки, верстат ГФ 2171С5 має одну з найкращих у своєму класі механічних баз. Масивна станина та потужний шпиндель (ISO 50) забезпечують жорсткість, яка часто перевищує показники сучасних бюджетних оброблювальних центрів. Це робить верстат ідеальним об'єктом для глибокої модернізації.

2. Необхідність модернізації: Основним стримуючим фактором експлуатації верстата є морально та фізично застаріла система ЧПУ (типу 2С42-65) та приводи постійного струму. Вони не забезпечують необхідної надійності, енергоефективності та точності, що вимагається сучасними стандартами машинобудування.

3. Вибір напрямку вдосконалення: У межах бакалаврської роботи доцільно зосередитися на заміні системи керування на сучасну мікропроцесорну СЧПУ (наприклад, серії NC або Sinumerik), що дозволить використовувати сучасні CAD/CAM системи для підготовки керуючих програм.

4. Технологічний потенціал: Наявність автоматичної зміни інструменту (магазин на 12 позицій) та ШВП по всіх осях дозволяє після модернізації

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

використовувати верстат для високопродуктивної обробки складних корпусних деталей у 3-х координатах з точністю по 7–8 квалітету.

Таким чином, результати аналізу підтверджують технічну доцільність та економічну ефективність подальшої розробки технологічного процесу та системи керування саме на базі верстата ГФ 2171С5.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ОКРЕМИХ ВУЗЛІВ ВЕРСТАТА ГФ 2171С5

3.1. Розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість і визначення оптимальної відстані між опорами шпинделя

3.1.1. Розрахунок режимів різання. Режими різання будемо розраховувати при фрезеруванні заготовки зі сталі 3 ДСТУ 380-98. За чорнового фрезерування торцевою фрезою товщина шару, що зрізується, 5 мм, тому, глибина фрезерування $t = 5$ мм. За потужності двигуна головного руху привода верстата $N = 7,5$ кВт (див. паспорт) згідно таблиці 33 [18], фрезерування торцевою фрезою пластинами з твердого сплаву Т15К6 подача на зуб фрези складає $S_z = 0,18$ хв. Швидкість різання згідно [18], що є допустимим різальними властивостями фрези:

$$V = \frac{C_v D^{q_v} K_u \cdot K_m \cdot K_\phi \cdot K_n}{T^m t^{x_u} S_z^{y_u} Z^{h_v} B^{p_v}},$$

де: C_v – коефіцієнт, що залежить від оброблюваного матеріалу і умов обробки згідно табл. XII 8 [18].

$$C_v = 332; q_v = 0,2; m = 0,2; h_v = 0,2; x_v = 0,1; y_v = 0,4; p_v = 0.$$

$$K_m = \frac{750}{\sigma_B} \quad \text{– поправний коефіцієнт, що характеризує вплив фізико-}$$

механічних властивостей оброблюваного матеріалу на швидкість різання.

$$\sigma_B = 750 \text{ Мпа} \quad \text{– для сталі 3 ДСТУ 380-98 згідно додатку 1 [18].}$$

$$K_m = \frac{750}{750} = 1,0.$$

$K_n = 8$ – поправний коефіцієнт на швидкість різання, що залежить від стану поверхні заготовки ([18]); $K_u = 1,0$ – поправний коефіцієнт, який залежить від впливу матеріалу ріжучої частини інструмента на швидкість різання (див. XII 12 [18]); $K_\phi = 1,0$ – поправний коефіцієнт впливу головного кута в плані ϕ на швидкість різання [18].

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо швидкість різання:

$$V = \frac{332 \cdot 125^{0,2} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,8}{180^{0,2} \cdot 5^{0,1} \cdot 0,18^{0,4} \cdot 12^{0,2} \cdot 75^0} = 253,9 \text{ м/хв.}$$

Частота обертання торцевої фрези складає:

$$n = \frac{\pi \cdot D \cdot V}{1000} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 253,9}{1000} \approx 100 \text{ об/хв (див. стор. 282 [18]).}$$

Головна складова сили різання за фрезерування – окружна сила, складає:

$$P_z = \frac{C_p t^{x_p} S^{v_p} B^{u_p} Z}{D^{q_p} h^{w_p}} K_p,$$

$C_p = 825$; $x_p = 1,0$; $y_p = 0,75$; $u_p = 1,1$; $q_p = 1,3$; $w_p = 0,2$.

$$P_z = \frac{825 \cdot 5^{1,0} \cdot 0,18^{0,75} \cdot 42^{1,1} \cdot 12}{125^{1,3} \cdot 100^{0,2}} \cdot 1,0 = 625 \text{ Н} = 0,6 \text{ кН}$$

Величину складових сили різання горизонтальної (сили подачі) P_h , вертикальної P_v , радіальної P_y та осьової P_x визначають із співвідношення з головною складовою P_z за табл. 42 [18].

Складова, що впливає на вигин оправки:

$$P_{yz} = \sqrt{P_y^2 + P_z^2}; P_y : P_z = 0,9; P_y = 0,6 \cdot 0,9 = 0,54 \text{ кН} - \text{радіальна сила.}$$

Визначимо ефективну потужність різання, в кВт:

$$N_c = \frac{P_z \cdot V}{1020 \cdot 60} \text{ (стр. 200 [18]).}$$

$$N_c = \frac{625 \cdot 253,9}{1020 \cdot 60} = 2,6 \text{ кВт.}$$

3.1.2. Розрахунок оптимальної відстані між опорами. Від жорсткості шпиндельного вузла залежить продуктивність і точність обробки заготовки. Відстань між опорами впливає на металоємність шпинделя і його собівартість. Мета даного розрахунку – визначення оптимальної відстані між опорами, за якої жорсткість шпиндельного вузла – (ШВ) у радіальному напрямку буде мінімальною.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шпиндельний вузол має узагальнену розрахункову схему (рис.3.1).

Позначимо на цьому рисунку: C_{r1} , C_{r2} – жорсткість опор; h_1 , h_2 – демпфірування в опорах. За розрахунку на жорсткість шпиндельного вузла розглянемо його як балку на двох шарнірних опорах. Одночасно на шпиндель діють сила різання P і сила Q з боку привода.

З урахуванням деформування, вигину і зсуву шпинделя, податливості опор і защемлювальної дії передньої опори сумарний прогин переднього торця шпинделя для фрезерних верстатів із ЧПУ за дії сил P і Q [19]:

$$Y = P \left[\frac{a^2 l (1 - \varepsilon)}{3EI_2} + \frac{a^3}{3EI_1} + \frac{[a(1 - \varepsilon) + l]^2 + \left(\frac{C_{r1}}{C_{r2}}\right)a^2}{C_{r1} \cdot l^2} \right] \pm$$

$$\pm Q(1 - \varepsilon) \left[\frac{(l + a)(l - b) - \left(\frac{C_{r1}}{C_{r2}}\right)}{C_{r1} \cdot l^2} - \frac{a}{6EI_2 l} (b^2 + 2l^2 b - 3lb^2) \right] \quad (3.1)$$

де: a – виліт переднього кінця шпинделя, в мм;

l – відстань між опорами, в мм;

ε – коефіцієнт защемлення передньої опори;

E – модуль пружності матеріалу шпинделя, в Н/мм²;

I_2 , I_1 – осьові моменти інерції поперечного перерізу міжопорної частини і переднього кінця шпинделя, в мм⁴;

C_{r1} , C_{r2} – радіальна жорсткість передньої і задньої опор, Н/мм;

При розрахунку приймають знак «-», якщо сили P і Q протилежні, і знак «+», якщо вони однаково спрямовані.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

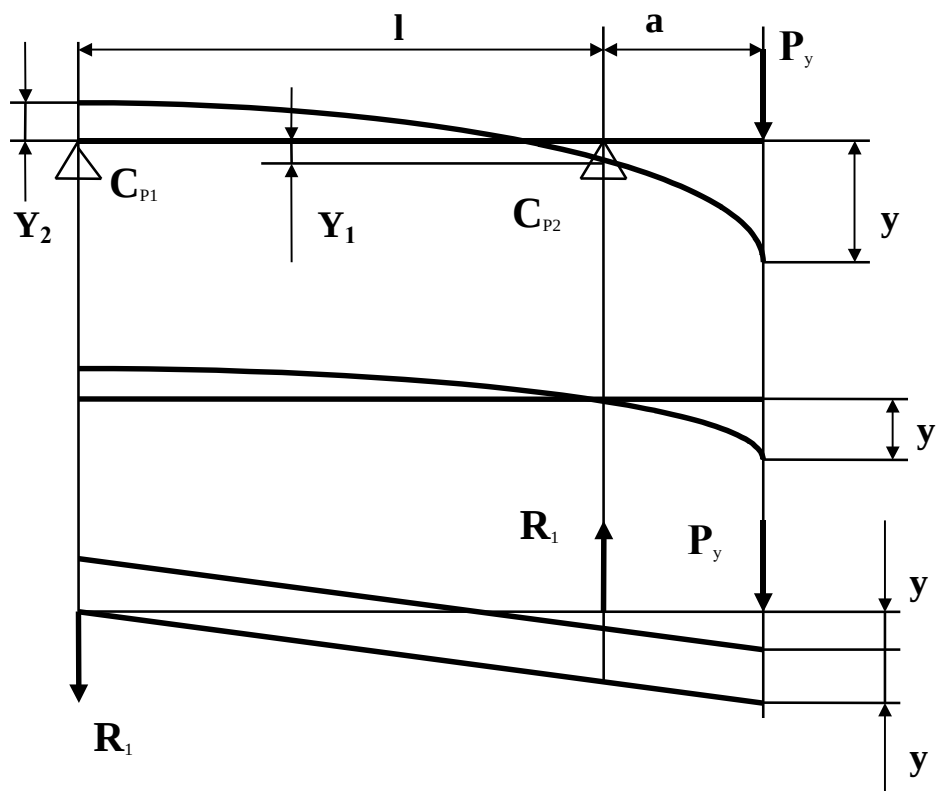


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема шпиндельного вузла

Для проведення цього розрахунку потрібно підготувати певні дані. Вибираємо тип опор з $\Delta_p > 1$ мкм, згідно креслення верстата використовуємо підшипники кочення. Залежно від типу верстата вибираємо конструктивну схему вузла, рис. 3.2, з табл. 1 [19].

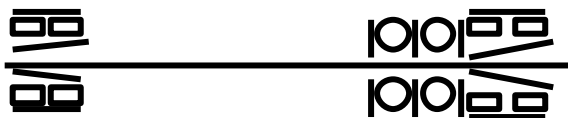


Рисунок 3.2 – Схема конструкції опор шпиндельного вузла

Після аналізу компоновки діючої конструкції вузла визначаємо зовнішні і внутрішні діаметри $d_{нк}$ і $d_{оп}$. Обчислюємо моменти інерції I_k і I_n поперечних перерізів шпинделя в консольній і прогинній частинах:

$$I_k = \pi (d_{нк}^4 - d_{ок}^4) \quad I_n = \pi (d_{нп}^4 - d_{оп}^4).$$

Частіше шпиндель має змінний по довжині переріз, тому в як діаметри $d_{нк}$ і $d_{ок}$,

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$d_{\text{нп}}$ і $d_{\text{оп}}$ варто застосовувати їхні усереднені значення $d = \Sigma d_i l_i / \Sigma l_i$, де d_i і l_i – відповідно діаметр і довжина кожної ділянки постійного поперечного перерізу.

Для усіх підшипників кочення визначаємо радіальну жорсткість $C_r = R / \sigma_r$, де R – радіальне навантаження на підшипник, в Н; σ_r – пружний радіальний зсув у підшипнику, в мм; $\sigma_r = \sigma_{r1} + \sigma_{r2}$, σ_{r1} – пружне зближення тіл кочення і кілець; σ_{r2} – пружне зближення кілець підшипника з посадочними поверхнями валу і корпусу. Величину C_r визначаємо за довідковими даними, рис. 3.3, [19].

Змінюючи відстань l між опорами, за формулою (3.1) обчислюємо прогин шпинделя w . Мінімальне значення l приймаємо рівним $2,5a$. Установлюємо значення $l_{\text{опт}}$, за якого прогин має мінімальне значення y_{min} .

Отримані значення y_{min} порівнюємо із допустимим значенням, наприклад, $[y] = 0,0001 l$. Якщо $y_{\text{min}} > [y]$, то діаметр шийок шпинделя збільшуємо на 5 мм і повторюємо розрахунок за формулою (3.1) доти, доки не буде досягнута умова $y_{\text{min}} = [y]$; якщо отримане в п.6 значення не $y_{\text{min}} = [y]$, то діаметри шийок зменшуємо на 5 мм і повторюємо розрахунок доти, доки не буде досягнута умова: $y_{\text{min}} > [y]$; приймаємо як остаточне попереднє значення діаметрів шийок.

Визначення оптимального (за критерієм радіальної жорсткості) відстані $l_{\text{опт}}$ між опорами шпинделя з рівняння (3.1) шляхом прирівняння до нуля похідної dy/dl є трудомістким і вимагає розв'язання кубічного рівняння.

Висновок: отже, виконані розрахунки показали, що мінімальний прогин переднього кінця шпинделя $y_{\text{min}} = 0,638$ мкм досягнуто за оптимальної відстані між опорами $h_{\text{опт}} = 230$ мм, що відповідає радіальній жорсткості конструкції ШВ $j_{\text{шп}} = 540 / 0,638 = 846$ Н/мкм. В даній конструкції довжина шпинделя складає $L = 350$ мм, а прогин $y = 0,670$ мкм, що на 9,5% більший.

Таким чином, спостерігається можливість зменшити відстань між опорами на 120 мм, що істотно знизить довжину шпинделя, а також його корпусу, внаслідок чого зменшиться маса фрезерної головки на 6 кг.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2. Розрахунок механізму кріплення інструмента

3.2.1. Розрахунок тарілчастих пружин механізму. Згідно паспорту верстата необхідне зусилля затиску інструмента цанговим замком дорівнює $15680 + 3920\text{Н}$. Затиск інструмента виконується завдяки тарілчастим пружинам, хід яких, згідно паспорту і робочих креслень, дорівнює: $h_1 = 1,5\text{ мм}$.

Пружина тарілчаста за ДСТУ 3057-94 НД 60 х 30 х 3,0 х 1,5. Початкове зусилля за $f_1 = 0,65 \cdot f_m = 0,65 \cdot 1,5 = 0,975\text{ мм}$. $P_1 = 11500\text{Н}$ (згідно довідника [18], стор. 156). Кінцеве зусилля за $f_2 = 0,8 \cdot f_m = 0,8 \cdot 1,5 = 1,2\text{ мм}$. $P_2 = 13500\text{ Н}$ (згідно довідника [18], стор. 156).

Робоча деформація однієї пружини $f = f_2 - f_1 = 1,5 - 0,975 = 0,225\text{ мм}$. Необхідна кількість пружин: $n = \frac{h_1}{f} = \frac{1,5}{0,225} \approx 8\text{ шт.}$, що відповідає кресленням даного механізму.

Застосувавши нову конструкцію кулькового замка замість цангового, ми зменшимо хід штоку майже у двічі, з 10 мм до 4,5 мм, що дасть нам можливість прямопропорційно зменшити зусилля, що створюється пакетом тарілчастих пружин, а також зменшити їх кількість. За рахунок зменшення зусилля, що створюється тарілчастими пружинами, зменшується деформація деяких деталей, яка виникає в механізмі кріплення інструмента.

При ході штока 4,5 мм знайдемо зусилля, що створюється пакетом тарілчастих пружин, виходячи з пропорції:

$$\begin{array}{rcl} 15680 & - & 10 \\ x & - & 4,5 \end{array}$$

Отже:

$$x = \frac{15680 \cdot 4,5}{10} = 7056\text{ Н}.$$

Визначимо величину допуску на зусилля, що створюється тарілчастими пружинами:

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\begin{aligned}
 &3920 - 10 \\
 &x - 4,5 \\
 &x = \frac{3920 \cdot 4,5}{10} = 1764 \text{ Н}.
 \end{aligned}$$

Тому, зусилля для затиску інструменту кульковим замком, створене пакетом тарілчастих пружин, дорівнює:

$$P_{\text{py}} = 7056 + 1764 \text{ Н} < 15680 + 3920 \text{ Н}, \text{ що менше в 2,2 рази або на 55\%}.$$

Так як зменшується хід штоку, то з'являється можливість зменшити кількість пружин, а також зменшити їхню деформацію, зменшивши P_2 .

$$\Delta P_1 = P_2 - P_1 = 13500 - 11500 = 2000 \text{ Н}.$$

Внаслідок зниження зусилля знаходимо величину робочого ходу пакета тарілчастих пружин, склавши пропорцію:

$$\begin{aligned}
 &15680 - 1,5 \\
 &7056 - x \\
 &\text{Тому, } x = \frac{7056 \cdot 1,5}{15680} = 0,675 \text{ мм} = h_2.
 \end{aligned}$$

Визначаємо ΔP_2 відповідно з пропорції:

$$\frac{2000}{1,5} = \frac{\Delta P_2}{0,675} = \Delta P_2 = \frac{2000 \cdot 0,675}{1,5} = 900 \text{ Н}.$$

$$\text{Відповідно зусилля } P_2 = P_1 + \Delta P_2 = 11500 + 900 = 12400 \text{ Н}.$$

Визначимо необхідну кількість тарілчастих пружин:

$$n = \frac{h_2}{f} = \frac{0,675}{0,225} = 3 \text{ шт.}$$

Для отримання необхідного осьового переміщення 0,675 мм пружини складають з декількох секцій, кожна з яких утвориться послідовно двома, або з рекомендацій довідника [18] (див. стор. 155) (і як є в існуючій конструкції) попарно дотичними зовнішніми кромками тарілок, при великих навантаженнях і динамічних ударах, що передаються через різальний інструмент на тарілчасті пружини, установлюють попарно пакетами-секціями, як наведено на рис.24,б [18]; у цьому випадку надійність і жорсткість значно зростає.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Так як для одержання пакета потрібно парна кількість пружин (див. рис. 3.3), то приймаємо необхідну кількість тарілчастих пружин рівну 34 шт.

Коректуємо величину ходу цих пружин: $h_2 = f \cdot n = 0,225 \cdot 4 = 0,9$ мм.

Коректуємо величину сили ΔP_2

$$\Delta P_2 = \frac{2000 \cdot 0,9}{1,5} = 1200 \text{ Н.}$$

Обчислюємо значення зусилля P_2

$$P_2 = P_1 + \Delta P_2 = 11500 + 1200 = 12700 \text{ Н.}$$

Одержуємо остаточне значення робочого зусилля, що розвивається чотирма тарілчастими пружинами при застосуванні кулькового замка кріплення інструментальної оправки, виходячи з пропорції:

$$\frac{15680 - 2000}{x - 1200}$$

$$\text{Отже, } x = \frac{15680 \cdot 1200}{2000} = 9408 \text{ Н}$$

$$\text{А тому } P_{\text{р.у.}} = 9408 + 1764 \text{ Н}$$

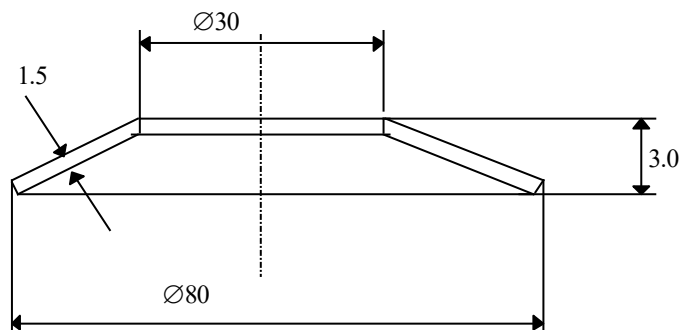


Рисунок 3.3 – Пружина тарілчаста за ДСТУ 3057-94 НД 60*30*3.0*1.5

3.2.2. Розрахунок зусилля, створюваного гідроциліндром для розтиску різального інструмента. Шток гідроциліндра повинний подолати зусилля пружин $P_{\text{р.у.}} = 12700 \text{ Н.}$

Необхідний тиск у гідроциліндрі знаходимо за формулою:

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P = \frac{P_{np}}{0,785 \cdot (D^2 - d^2) \cdot \eta} = \frac{12700}{0,785 \cdot (9,0^2 - 2,4^2) \cdot 0,85}$$

$$= 253 \text{ Н/см}^2 = 2,63 \text{ МПа},$$

де: $D = 90$ мм – діаметр поршня; $d = 24$ мм – діаметр штока; $\eta = 0,85$ – КПД гідроциліндра, що враховує втрати на тертя в ущільненнях гідроциліндра (рис.3.4).

Робочий тиск у мережі, створюваний гідростанцією, згідно паспорта, $P = 392 \text{ Н/см}^2$.

Застосувавши механічний підсилювач (рис.3.5), з'явилася можливість понизити тиск у цій гілці централізованої системи. Якщо підсилювач збільшує силу $P_{p.y.}$ штока обернено-пропорційно переміщенню штока, тобто в 1,2 рази, то і тиск у цій гілці можна зменшити в 1,2 рази.

Необхідний тиск у гідроциліндрі при існуючій конструкції механізму кріплення інструмента:

$$P_c = \frac{13500}{0,785(9,0^2 - 2,4^2)0,85} = 270 \text{ Н/см}^2 > 259 \text{ Н/см}^2 \text{ – більше 1,2 рази.}$$

$$P = \frac{\frac{P_{np}}{1,2}}{0,785(D^2 - d^2)\eta} = \frac{\frac{12700}{1,2}}{0,785(9,0^2 - 2,4^2)0,85} = 210 \text{ Н/см}^2 = 2,2 \text{ МПа}$$

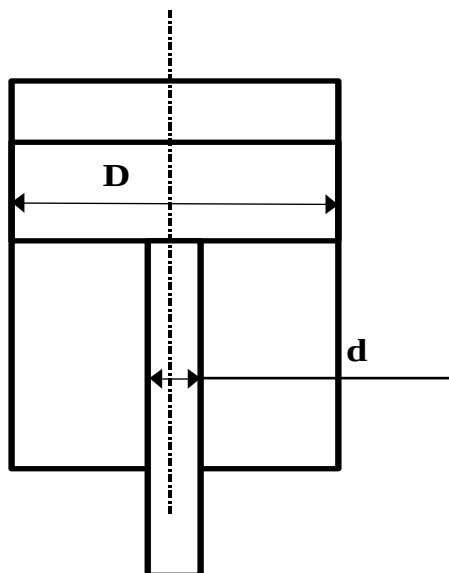


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема гідроциліндра для розтиску інструмента

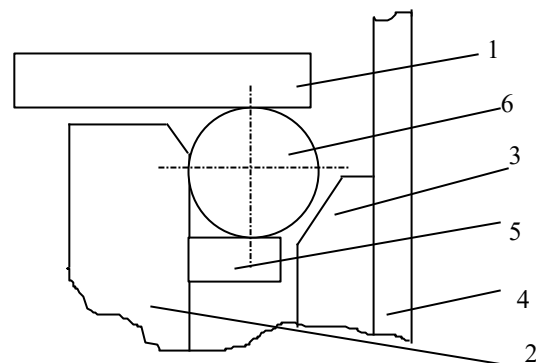


Рисунок 3.5 – Конструкція механізму підсилювача в розтисненому стані

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

3.2.3. Розрахунок контактних напружень замка для закріплення інструментів.

У пропонованій конструкції замка для закріплення інструментів встановлено два ряди кульок. У кожному ряді по 6 кульок діаметром 8 мм.

Самим вузьким місцем у конструкції замка є площадки контакту кульок із втулкою, замком (штовхачем) і зовнішньою гільзою. Розглянемо три варіанти (див. рис.3.6).

- 1) Контактні напруження на поверхні штовхач – кулька (рис. 3.6,а).
- 2) Контактні напруження гільза – кулька.
- 3) Контактні напруження втулка – кулька.

Без розрахунків видно, що найменша контактна площадка буде в перших двох варіантах.

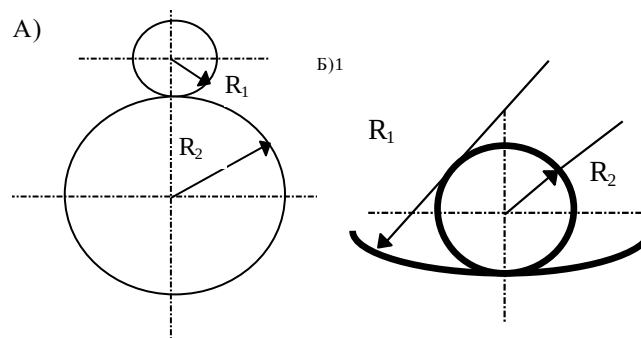


Рисунок 3.6 – Схема для розрахунку механізму закріплення інструмента

Робимо перевірочний розрахунок для контактних напружень перших двох варіантів.

$P_{зак} = 12700$ Н – зусилля затиску інструмента; $n = 6$ – кількість тіл кочення; $\alpha = 45^\circ$ – кут передачі зусилля. Так як різниця радіусів кульки і штовхача значна, приведемо розрахунок схеми дотикання двох сферичних тіл [18] (табл. 60), $R_1 = 4,0$ мм – радіус кульки; $R_2 = 9,0$ мм – радіус поверхні штовхача.

Розмір контактної площадки визначається за формулою (табл. 60 [18])

$$a = 0,9086 \cdot \sqrt[3]{P \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}$$

Якщо враховувати, що штовхач і кулька мають одну твердість і $E_1 = E_2 = E$, то розміри площадки можна визначити за формулою:

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a = 1,109 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot \cos \alpha}{E} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}} = 1,109 \cdot \sqrt[3]{\frac{12700 \cdot \cos 45^\circ \cdot 0,0040 \cdot 0,0090}{21(0,0040 + 0,0090)}} = 1,164 \text{ мм}$$

де $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності для легованої сталі (див. табл. 10 [18]).

Контактне напруження на поверхні «кулька – штовхач» [18]:

$$\sigma_n = \frac{P_{\text{заж}} \cos \alpha \cdot 4}{n \cdot a^2 \cdot \pi} = \frac{12700 \cdot \cos 45^\circ \cdot 4}{6 \cdot 1,164^2 \cdot 3,14} = 1373 \text{ Н/мм}^2 = 140000 \text{ Н/см}^2$$

де $\frac{\pi a^2}{n}$ – площа контакту

матеріал штовхача – сталь 9ХС, HRC 58...62

Допустиме контактне напруження $[\sigma] = 1350:1600 \text{ МПа}$ [18].

Отримані контактні напруження лежать у допустимих межах. При виготовленні штовхача зі сталі ШХ15 тієї ж твердості запас міцності значно збільшиться: $[\sigma]_{\text{конт}} = 3800 \text{ МПа}$.

На початку розрахунку було приведене допущення, що кулька лежить на сферичній поверхні, а в дійсності кулька лежить у канавці штовхальника, виходить, а тому площа поверхні контакту значно більша. Запас міцності на поверхні «кулька – штовхач» забезпечений.

Розраховуємо контактні напруження на поверхні «гільза – кулька» (див. рис. 3.6, б): $R_1 = 4,0 \text{ мм}$ – радіус кульки; $R_2 = 15,0 \text{ мм}$ – радіус гільзи (внутрішній). Площа поверхні кочення двох тіл – еліпс.

Визначаємо розміри і площу еліпса. Якщо $E_1 = E_2 = E$ (див. табл. 60 [18]):

$$a = 1,397 \cdot n_a \sqrt[3]{\frac{P \cdot \cos 45^\circ}{E} - \frac{R_1 R_2}{2R_2 - R_1}}, \text{ де } n_a = A / B - \text{відношення коефіцієнтів}$$

рівняння еліпса кочення.

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{4} - \frac{1}{15} \right) = 0,092 ; \quad B = \frac{1}{2R_1} = \frac{1}{2 \cdot 4} = 0,125$$

$$\frac{A}{B} = \frac{0,092}{0,125} = 0,7360 \Rightarrow n_a = 1,114 \text{ (див. табл. 61 [18])}.$$

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Всі інші дані для подальшого розрахунку відомі.

$$a = 1,397 \cdot 1,114 \sqrt[3]{\frac{12700 \cdot 0,707 \cdot 0,004 \cdot 0,015}{21(0,030 - 0,004)}} = 1,499 \text{ мм}$$

Визначаємо другу вісь еліпса контактної площадки за табл. 60 [18]).

$$\text{Тому що } \frac{A}{B} = 0,7360 \Rightarrow n_b = 0,9015 \text{ (див. табл. 61 [18]).}$$

$$b = 1,397 \cdot 0,9015 \sqrt[3]{\frac{12700 \cdot 0,707 \cdot 0,004 \cdot 0,015}{21(0,030 - 0,004)}} = 1,213 \text{ мм}$$

Визначимо площу контакту на поверхні «гільза – кулька»

$$F = \pi \cdot a \cdot b = 3,14 \cdot 1,499 \cdot 1,213 = 5,715 \text{ мм}^2.$$

Контактні напруження на поверхні «гільза – кулька».

$$\sigma_n = \frac{P_{зж} \cdot \cos \alpha}{n \cdot F} = \frac{12700 \cdot 0,707}{6 \cdot 5,713} = 255,6 \text{ Н/мм}^2 = 25580 \text{ Н/см}^2$$

матеріал гільзи – сталь 9ХСНRC 58...62

Допустиме контактне напруження $[\sigma] = 135000 \dots 160000 \text{ Н/см}^2$. Отримане контактне напруження лежить у допустимих межах.

Для того, щоб виключити суміщення деталей однієї твердості, краще виготовити гільзу з того ж металу HRC 48...56 Допустиме контактне напруження:
 $[\sigma] = 2000 \text{ HRC} = 2000 \cdot 52 = 104000 \text{ Н/см}^2$.

Запас міцності на поверхнях «гільза – кулька» забезпечений.

Необхідно перевірити на розрив гільзу в місцях установки кульок:

$$F = 0,785(D_2^2 - d^2) - 6d_1 \left(\frac{D - d}{2} \right),$$

де D – зовнішній діаметр гільзи; d – внутрішній діаметр гільзи; d₁ – діаметр отвору під кульку.

$$F = 0,785(32^2 - 19^2) - 6 \cdot 8 \left(\frac{32 - 19}{2} \right) = 208 \text{ мм}^2 \approx 2 \text{ см}^2$$

Напруження розтягу в даній гільзі

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_p = \frac{P}{F} = \frac{12700}{2} = 6200 \text{ Н/см}^2$$

Отже, є дворазовий запас міцності.

3.2.4. Розрахунок контактних напружень на поверхнях конусів механічного підсилювача. Для розрахунку розглянемо два варіанти: штовхач знаходиться в крайньому верхньому положенні й у крайньому нижньому. Крайнє верхнє положення визначає кількість кульок, які можна установити в механічний підсилювач. У цьому положенні кульки зведені до осі шпинделя і розташовуються на колі діаметром 42 мм, довжина цього кола $\pi d = 43 \cdot 3,14 = 135$ мм. Кількість кульок, що лягають на цьому колі (діаметр 14 мм – діаметр кульок) $135 / 14 = 9,6 = 9$ кульок.

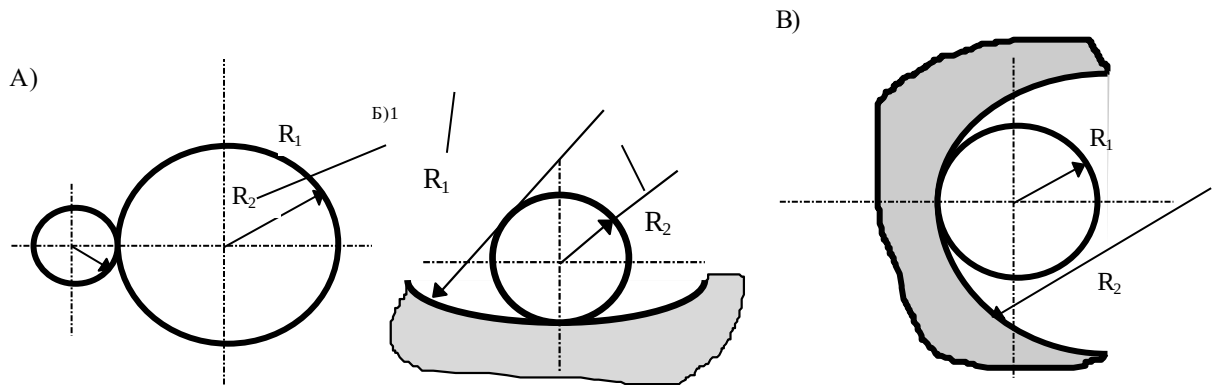


Рисунок 3.7 – Розрахункові схеми для розрахунку контактних деформацій на поверхні конусів механічного підсилювача

Коли штовхач знаходиться в крайньому нижньому положенні, кульки максимально навантажені. Сила $P_{\text{зат}}$ рівномірно розподіляється між усіма кульками, і тертя між ними – тертя-ковзання.

В усіх трьох випадках, розглянутих нижче:

$$P = \frac{P_{\text{зат}}}{n \cdot n_1} = \frac{12700}{9 \cdot 3} = 459,3 \text{ Н},$$

де n – кількість тіл кочення; n_1 – кількість деталей, на яких рівномірно розподіляється навантаження. Розглянемо три варіанти (рис.3.7):

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 1) контактні напруження на поверхні “штовхальник – кулька”;
- 2) контактні напруження “кулька – втулка”,
- 3) контактні напруження “кулька – шток”.

Без розрахунків видно, що в 2 і 3 випадках розміри контактної площадки більші.

Різниця радіусів кульки і конуса значна, пятно контакту буде мати форму еліпса. $R_1 = 7$ мм – радіус кульки; $R_2 = 20$ мм – радіус поверхні штовхача.

Розрахунок розмірів площадки контакту проводимо за схемою дотикання – сферичне тіло і циліндр (див. табл. 60 [18]).

Відразу визначаємо значення коефіцієнтів n_a і n_b .

Коефіцієнти рівняння еліпса кочення:

$$A = \frac{1}{2R_1} = \frac{1}{2 \cdot 7} = 0,072 ; B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{7} + \frac{1}{20} \right) = 0,096 ;$$

$$\frac{A}{B} = \frac{0,072}{0,096} = 0,75 \Rightarrow n_a = 1,100 \quad n_b = 0,9140 ;$$

$$\frac{A}{B} a(b) = 1,145 \cdot n_a (n_b) \cdot \sqrt[3]{P \frac{R_1 R_2}{2R_2 + R_1} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} ;$$

Якщо допустити, що $E_1 = E_2 = E$ и $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, то

$$a = 1,397 \cdot n_a \sqrt[3]{\frac{P}{E} \frac{R_1 R_2}{2R_2 + R_1}} = 1,397 \cdot 1,100 \sqrt[3]{\frac{459,3 \cdot 0,007 \cdot 0,020}{21(2 \cdot 0,020 + 0,007)}} = 0,618 \text{ мм}$$

$$b = 1,397 \cdot n_b \sqrt[3]{\frac{P}{E} \frac{R_1 R_2}{2R_2 + R_1}} = 1,397 \cdot 0,914 \sqrt[3]{\frac{459,3 \cdot 0,007 \cdot 0,020}{21(2 \cdot 0,020 + 0,007)}} = 0,514 \text{ мм}$$

Визначаємо площу контакту на поверхні «штовхач – кулька»:

$$\sigma_k = \frac{P}{F} = \frac{459,3}{0,998} = 460,2 \text{ Н/см}^2 = 46020 \text{ Н/см}^2 ,$$

що набагато нижче допустимого: $[\sigma] = 135\ 000 : 160\ 000 \text{ Н/см}^2$.

На поверхні «штовхач – кулька» механізму підсилювача є запас міцності, інші варіанти не розглядаємо, тому що в тих випадках площа контакту значно більша

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

3.3. Розрахунок і проектування оптимального компоновання коробки швидкостей

3.3.1. Аналіз і технічні характеристики існуючої коробки швидкостей.

Основними технічними характеристиками верстата, що визначають його виробничі можливості, є: 1) граничні частоти обертання шпинделя (числа подвійних ходів столів і ін.) $n_{\max}$ і $n_{\min}$, 2) проміжні значення частот обертання шпинделя (чисел подвійних ходів столів і ін.) між $n_{\max}$ і $n_{\min}$; 3) потужність електродвигуна.

У сучасних універсальних верстатах діапазон регулювання частот обертання шпинделя коливається у великих межах, що пояснюється необхідністю обробки деталей з різних матеріалів, неоднаковими інструментами і виконанням різноманітних операцій. Для забезпечення необхідної швидкості різання верстат повинний мати безступінчасту зміну частот обертання шпинделя. В даний час ще не створені економічно вигідні для усіх випадків приводи безступінчастого регулювання, тому приводи головного руху більшості верстатів проектується ступінчастими.

Для того, щоб верстат зі ступінчастим приводом працював економічно на кожній ступені, проміжні частоти обертання між $n_{\max}$ і $n_{\min}$ повинні давати постійне зменшення швидкості при переході від одного числа оборотів до іншого. Для всіх інтервалів ряду частот обертання шпинделя абсолютна і відносна втрата швидкості буде однаковою, тобто верстат працює в рівноцінних експлуатаційних умовах на всіх ступенях.

Для геометричного ряду зі знаменником φ впливає:

$$n_2 = n_1\varphi; n_3 = n_2\varphi; n_2 = n_1\varphi^2 = n_4\varphi = n_2\varphi^2 = n_1\varphi^3 \dots; n_z = n_{z-1}\varphi = n_1\varphi^{z-1};$$

Стосовно частот обертання шпинделя (при $\varphi > 1$) можна записати:

$$n_z = n_{\max}; n_1 = n_{\min}$$

Згідно паспорта і робочих креслень даного верстата з метою зручності й економічної модернізації залишаємо незмінними наступні величини:

Частоти обертання: $n_{\min} = 40$ об/хв; $n_{\max} = 2000$ об/хв зі знаменником ряду $\varphi = 1,25$. Діаметри валів, мм: $d_1 = 42$; $d_2 = 50$; $d_3 = 60$; $d_4 = 75$. Міжцентрова відстань між

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

валами, мм: 1-2 = 110; 2-3 = 128; 3-4 = 180; мінімальна кількість зубів шестерень, шт., $Z = 16$; кількість швидкостей (частот обертання шпинделя) $Z = 18$;

Знаючи діапазон регулювання частот обертання шпинделя R_n і задаючи значенням $\varphi=1,25$, можна визначити число ступеней частот обертання шпинделя [37].

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{2000}{40} = 50 = \varphi^{z'-1} = \varphi^{18-1} = 50$$

$$\text{Перевіряємо } Z' = 1 + \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} = 1 + \frac{\lg 50}{\lg 1,25} = 18,5 = 18 \quad (\text{див. стор. 91 [37]}).$$

Задавши значення Z' , можна знайти (перевірити) знаменник геометричного ряду (див. стор. 91 [37]),

$$\varphi = \sqrt[z'-1]{R_n} = \sqrt[18-1]{50} = 1,2587 = 1,25 = \sqrt[10]{10} = \sqrt[3]{2}$$

Значення знаменника ряду φ визначає галузевий стандарт ОСТ 2 Н11-1-72 рекомендує застосувати в основному знаменники ряду $\varphi = 1,25; 1,41; 1,58$.

При проектуванні верстатів середніх розмірів у більшості випадків приймають значення знаменник ряду $\varphi = 1,25$ чи $\varphi = 1,41$, тому що вони цілком забезпечують необхідні експлуатаційні умови.

Значення z не повинне бути занадто великим, тому що це ускладнить конструкцію коробки швидкостей, але в той же час вона повинна мати достатнє число ступенів швидкості, наближаючись по можливості до безступінчастого привода.

З метою спрощення конструкції коробки швидкостей можна застосовувати багатошвидкісний електродвигун.

Коробки швидкостей універсальних верстатів повинні мати більше число ступенів швидкості і менше значення знаменника φ , тому що вони призначаються для обробки багатьох деталей і для виконання різних робіт. Коробка швидкостей спеціального верстата може мати невелике число ступенів швидкості, тому що ці верстати створюються для обробки визначених деталей чи для виконання окремих операцій.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для вибору проміжних частот обертання шпинделя використовують галузевий стандарт Н11-1-92. З додатка 1 [7] виписуємо наступні значення частот обертання шпинделя за хвилину: $n_{\min} = 40 = n_1$; $n_2 = 50$; $n_3 = 65$; $n_4 = 80$; $n_5 = 100$; $n_6 = 125$; $n_7 = 160$; $n_8 = 200$; $n_9 = 250$; $n_{10} = 315$; $n_{11} = 400$; $n_{12} = 500$; $n_{13} = 630$; $n_{14} = 800$; $n_{15} = 1000$; $n_{16} = 1250$; $n_{17} = 1630$; $n_{18} = 2000 = n_{\max}$

Як видно, граничні частоти обертання n_{18} і n_1 округлені до нормальних значень.

3.3.2. Вибір електродвигуна. У приводах подачі сучасних верстатів із ЧПУ застосовують високомоментні електродвигуни серії ПВБ із збудженням від постійних магнітів чи двигуни постійного струму серії 2П, ПБС з електромагнітним збудженням. У невеликих верстатах іноді застосовують малоінерційні двигуни серії ПГ. В усіх випадках доцільно використовувати двигуни з внутрішнім вмонтований тахогенератором.

Правильний вибір електродвигуна, особливо по потужності, правильна його установка мають важливе значення для нормальної роботи верстата. Якщо потужність його занижена, то можливості верстата не будуть цілком використані. Завищення потужності веде до систематичного недовантаження двигуна і відповідно зниженню ККД.

Найбільше поширення (до 90%) у верстатобудуванні одержали асинхронні короткозамкнуті електродвигуни.

Також у приводі верстатів застосовують багатошвидкісні електродвигуни, у яких частоти обертання змінюються при переключенні полюсів у два рази ($n_{\text{синхр}} = 750 / 1500$, чи $750 / 1500 / 3000$; $300 / 1000 / 1500 / 3000$ об/хв); для того, щоб частоти обертання (числа подвійних ходів) і величини подач, одержувані при переключенні полюсів електродвигуна, були членами геометричного ряду.

При застосуванні цих електродвигунів швидкості у верстаті можна переключати на ходу; відсутня необхідність у використанні додаткових механізмів для зміни швидкості. При цьому підвищуються технологічні й експлуатаційні якості верстатів, знижується трудомісткість їхнього виготовлення, пуск верстата можна здійснити при мінімальній швидкості обертання електродвигуна, знижується значення пускового струму, зменшуються електричні втрати.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність електродвигуна головного руху:

$$N_{zl} = \frac{N_{\varepsilon}}{\eta_{zl}} \text{ (див. стор. 99 [37]),}$$

де N_{ε} - корисна потужність різання, при найбільш ефективному режимі;
 η_{zl} – ККД ланцюга головного руху.

З огляду на можливість перевантаження електродвигуна на 25% для універсальних, а в деяких випадках і для спеціалізованих верстатів, можна прийняти $N_{zl} = \frac{N_{\varepsilon}}{1,25\eta_{zl}}$ (див. стор. 100 [19]).

Точне значення ККД на кожній ступені швидкості можна визначити експериментально після виготовлення верстата. При попередніх розрахунках по формулах (8) і (9) можна приймати $\eta_{zl} = 0,70:0,85$ для верстатів з обертальним головним рухом:

$$N_{zl} = \frac{2,6}{1,25 \cdot 0,75} \approx 3 \text{ кВт}$$

Для кінематичних розрахунків приводів у верстатобудуванні використовують, як правило, графоаналітичний метод (можна застосовувати і чисто аналітичний метод). При графоаналітичному методі послідовно будують структурну сітку і графік частот обертання.

Критеріями для вибору оптимального варіанта кінематичної системи привода верстата на стадії розробки схеми є довжина кінематичних ланцюгів, яку завжди бажано скорочувати по економічних розуміннях, а також для скорочення кількості джерел похибок і для підвищення ККД. Крім того, зі зменшенням числа передач, що переключаються, підвищується загальна надійність привода.

3.3.3. Розрахунок і проектування нової коробки швидкостей. Варіант структурної сітки, що існує на даному верстаті, згідно робочих креслень.

Структурна формула $Z = 18 = 3_1 3^*[3]^* 2[9]$.

Графік частот обертання необхідно будувати так, щоб передатні відношення були в припустимих межах ($i_{\min \text{ перед}}^* 1/4$ і $i_{\max \text{ пред}}^* 2$), тобто щоб число інтервалів ($x_{\max}$) між лініями, що умовно означають передачі при обраному значенні $\phi = 1,25$

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

не перевищувало зазначене в табл. 14 [19].

Допустимі числа інтервалів для коробок швидкостей $\varphi = 1,25$ [19]: Понижуючі - 6, що підвищують - 3.

Для зменшення маси привода бажано, також, щоб число передач у групах зменшувалося від електродвигуна до шпинделя, тобто $P_a > P_b > P_c > P_k$. Одиночні понижуючі передачі варто розташовувати ближче до шпинделя.

Аналізуючи дану структурну формулу і сітку, дійдемо висновку: компоновка даної коробки швидкостей є неефективною і суперечить табличним даним, приведеним раніше, тобто підвищувальна передача від вала 4 до вала 5 дорівнює $4,5 > 3,0$, що є перевищенням стандартної межі. Тому потрібна модернізація даної коробки швидкостей з метою підвищення її ККД і ефективності привода головного руху.

Знаходимо найбільш ефективну структурну формулу, для найбільш зручного компонування даної коробки швидкостей.

$$18 = 3*[1]*2*[3]*3*[6]$$

$$18 = 2*[1]*3*[2]*3*[6]$$

$$18 = 2*[3]*3*[6]*3*[1]$$

$$18 = 2*[1]*3*[6]*3*[1]$$

$$18 = 3*[6]*2*[1]*3*[2]$$

$$18 = 2*[3]*3*[1]*3*[6]$$

$$18 = 3*[1]*2*[9]*3*[3]$$

$$18 = 3*[2]*2*[1]*3*[6]$$

$$18 = 3*[1]*3*[6]*2*[3]$$

$$18 = 3*[3]*3*[1]*2*[9]$$

$$18 = 3*[6]*2*[3]*3*[1]$$

$$18 = 3*[3]*2*[9]*3*[1]$$

Дані варіанти структурних формул являються неефективними, так як в кожній із них існує підвищуюча передача, більша, ніж φ^3

Залишається лише два варіанти структурних формул, що залишаються в межі

$$(i_{\min\text{пред}} > j \text{ і } i_{\max\text{пред}} = 2)$$

$$18 = 2*[9]*3*[3]*3*[1]$$

$$18 = 2*[9]*3*[1]*3*[3]$$

Заміну передачі $2*[9]$ можливо здійснити застосуванням асинхронного двохстороннього електродвигуна з синхронної частотою обертання $n = 1500 / 750$ об/мин

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Двигун асинхронний 4AMX160S8/4 50Гц, 220В, 1М1081 ТУ16-526 580-84 (двигун з мінімальною потужністю 6 кВт) відповідно до збірника асинхронних багатошвидкісних електродвигунів 01.40.92-87).

Зупинимося на варіанті $18 = 2 \cdot [9] \cdot 3 \cdot [1] \cdot 3 \cdot [3]$.

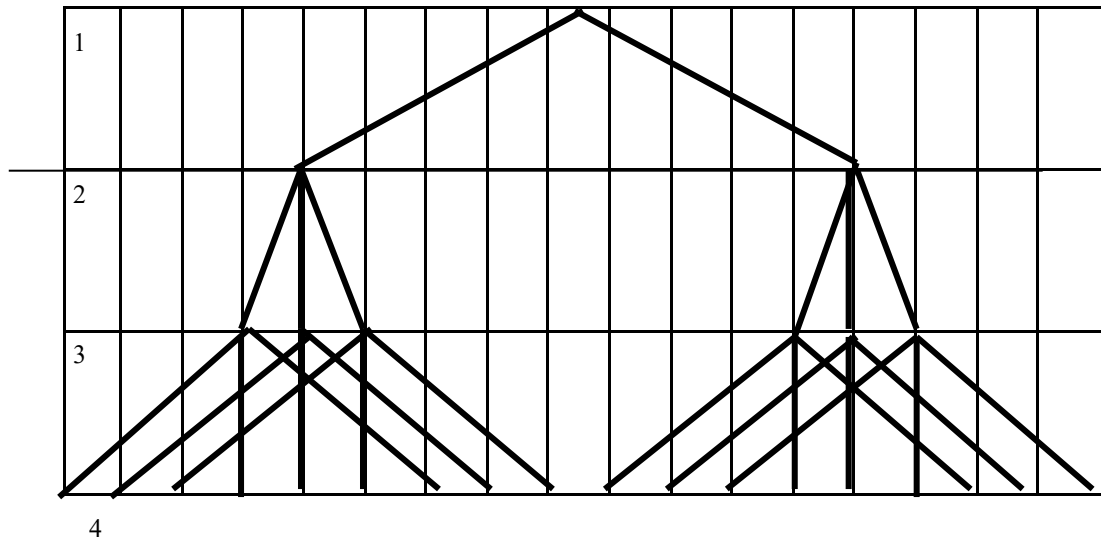


Рисунок 3.8 – Структурна сітка

Порівнюючи ці два графіки частот обертання, видно, що застосовуючи двохшвидкісний асинхронний електродвигун у приводі головного руху ми позбуваємося п'ятого вала в коробці швидкостей і закріпленої на ньому шестерні. А також унаслідок цього позбуваємось від двох валів у коробці переключення швидкостей, що дає нам значний матеріальний і економічний ефект.

Знаючи найменше число зубів шестерень і міжцентрові відстані між валами, знаходимо передатні відношення передач.

Знаходимо передатне відношення між валами 2 і 3.

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{1,25^6} \approx \frac{4}{16}; \quad i_{21} = \frac{1,12}{1} = \frac{z_3}{z_4} \approx \frac{10}{9}$$

Отже:

$$f_1 + q_1 = 4 + 16 = 20 = 2 \cdot 5 \cdot 2 \quad i \quad f_2 + q_2 = 10 + 9 = 19 = 2 \cdot 5 \cdot 1,9$$

Звідси найменше кратне суми $(f_x + q_x)$ буде $ДО = 2 \cdot 5 \cdot 2 = 20$.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо числа зубів спряжених коліс при $A_1 = 110$ мм [19].

$$Z_1 = A_1 \frac{f_1}{f_1 + q_1} = 110 \frac{4}{4 + 16} = 110 \frac{4}{20} \approx 23 ; \quad Z_2 = A_1 \frac{q_1}{f_1 + q_1} = 110 \frac{16}{10 + 9} = 110 \frac{16}{20} \approx 87$$

$$Z_3 = A_1 \frac{f_2}{f_2 + q_2} = 110 \frac{10}{10 + 9} = 110 \frac{10}{19} \approx 58 ; \quad Z_4 = A_1 \frac{q_2}{f_2 + q_2} = 110 \frac{9}{10 + 9} = 110 \frac{9}{19} \approx 52$$

Знаходимо значення модуля за формулою (див. стор. 124 [19]).

$$m_2 = m_1 = \frac{2A_1}{z_1} \frac{f_1}{f_1 + q_1} = \frac{2 \cdot 110}{23} \frac{4}{20} \approx 2 ; \quad m_4 = m_3 = \frac{2A_1}{z_3} \frac{f_3}{f_3 + q_3} = \frac{2 \cdot 110}{58} \frac{10}{19} \approx 2$$

Передатне відношення групи передач між валами 3 і 4.

$$i_3 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{z_5}{z_6} = \frac{1}{1,25^2} \approx \frac{7}{11} ; i_4 = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{1,25^3} = \frac{1}{1,95} \approx \frac{6}{12} ; i_5 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{z_9}{z_{10}} = \frac{1}{1,25^4} = \frac{1}{2,44} \approx \frac{3}{7}$$

;

Отже, знаходимо:

$$f_3 + q_3 = 7 + 11 = 18 = 3 \cdot 3 \cdot 2 ;$$

$$f_4 + q_4 = 6 + 12 = 18 = 3 \cdot 3 \cdot 2$$

$$f_5 + q_5 = 3 + 7 = 10 = 2 \cdot 5$$

Знаходимо найменше кратне суми ($f_x + q_x$), буде $K = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 18$. Визначаємо число зубів сполучених коліс, знаючи міжцентрову відстань $A_2 = 128$ мм.

$$Z_5 = A_2 \frac{f_3}{f_3 + q_3} = 128 \frac{7}{7 + 11} \approx 50 ; \quad Z_6 = A_2 \frac{q_3}{f_3 + q_3} = 128 \frac{11}{7 + 11} = 128 \frac{11}{18} \approx 78 ;$$

$$Z_7 = A_2 \frac{f_4}{f_4 + q_4} = 128 \frac{6}{6 + 12} = 128 \frac{6}{18} \approx 42 ; \quad Z_8 = A_2 \frac{q_4}{f_4 + q_4} = 128 \frac{12}{6 + 12} = 128 \frac{12}{18} \approx 86$$

$$Z_9 = A_2 \frac{f_5}{f_5 + q_5} = 128 \frac{3}{3 + 7} = 128 \frac{3}{10} \approx 38 ; \quad Z_{10} = A_2 \frac{q_5}{f_5 + q_5} = 128 \frac{7}{3 + 7} = 128 \frac{7}{10} \approx 90 ;$$

Знаходимо значення модуля за формулою:

$$m_5 = m_6 = \frac{2A_2}{z_6} \frac{q_3}{f_3 + q_3} = \frac{2 \cdot 128}{78} \frac{11}{18} \approx 2 ; \quad m_7 = m_8 = \frac{2A_2}{z_7} \frac{f_4}{f_4 + q_4} = \frac{2 \cdot 128}{42} \frac{6}{18} \approx 2 ;$$

$$m_9 = m_{10} = \frac{2A_2}{z_9} \frac{f_5}{f_5 + q_5} = \frac{2 \cdot 128}{38} \frac{3}{10} \approx 2$$

Розраховуємо передатне відношення між валами 4 і 5:

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$i_6 = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{1,25^3} \approx \frac{6}{12} ; i_7 = \frac{1}{1} = \frac{z_{13}}{z_{10}} = 1 = \frac{9}{9} ; i_3 = \varphi^3 = \frac{z_{15}}{z_{14}} = 1,25^3 \approx \frac{12}{6}$$

Отже:

$$f_6 + q_6 = 6 + 12 = 18 = 3 \cdot 3 \cdot 2; \quad f_7 + q_7 = 9 + 9 = 18 = 3 \cdot 3 \cdot 2$$

$$f_8 + q_8 = 12 + 6 = 18 = 3 \cdot 3 \cdot 2$$

Знаходимо найменше кратне суми ($f_x + q_x$), ДО = $3 \cdot 3 \cdot 2$. Визначаємо число зубів спряжених коліс при $A_3 = 180$ мм.

$$Z_{11} = A_3 \frac{f_6}{f_6 + q_6} = 180 \frac{6}{6 + 12} = 180 \frac{6}{18} \approx 60; Z_{12} = A_3 \frac{q_6}{f_6 + q_6} = 180 \frac{12}{6 + 12} = 180 \frac{12}{18} \approx 120;$$

$$Z_{13} = A_3 \frac{f_7}{f_7 + q_7} = 180 \frac{9}{9 + 9} = 180 \frac{9}{18} \approx 90; Z_{14} = A_3 \frac{q_8}{f_8 + q_8} = 180 \frac{6}{12 + 6} = 180 \frac{6}{18} \approx 60;$$

$$Z_{18} = A_3 \frac{f_8}{f_8 + q_8} = 180 \frac{12}{18} = 120.$$

Знаходимо значення модулів:

$$m_{11} = m_{12} = \frac{2A_3}{z_{11}} \frac{f_6}{f_6 + q_6} = \frac{2 \cdot 180}{60} \frac{6}{18} \approx 2 ; m_{10} = m_{13} = \frac{2A_3}{z_{10}} \frac{f_7}{f_7 + q_7} = \frac{2 \cdot 180}{90} \frac{9}{18} \approx 2$$

$$m_{15} = m_{14} = \frac{2A_3}{z_{14}} \frac{q_8}{f_8 + q_8} = \frac{2 \cdot 180}{60} \frac{6}{18} \approx 2$$

Як видно з розрахунків, модуль усіх зубчастих коліс дорівнює $m = 2$, на відміну від наявних у даній коробці швидкостей модулів, рівних 3 і 4, що є невеликою економією металу, а також підвищує ККД коробки; додає плавне зчеплення між зубчастими колісьми, що істотно впливає на точність обробки заготовки; значно знижує шум при роботі коробки; знижує коефіцієнт тепловиділення і деформації шестерень, отже, змінює відстань між опорами валів, що призводить до збільшення жорсткості верстата, а тому, підвищує його точність і термін роботи.

Тепер розраховуємо значення величини ширини вінців зубчастих коліс за формулою (див. стор.129 [19]).

$b_w = \Psi_d d w_1$, де коефіцієнт ширини зубчастого вінця для всіх шестерень, виготовлених зі сталі 40Х $\Psi_d = 0,30$ згідно табл. 3.15 [19].

Діаметр початкової кола шестерень знаходимо за формулою:

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$$dw_1 = m \cdot Z$$

Знаходимо діаметри початкових кіл, мм:

$$dw_1(Z_2) = m \cdot Z_1 = 2 \cdot 87 = 142; \quad dw_1(Z_4) = m \cdot Z_4 = 2 \cdot 52 = 104;$$

$$dw_1(Z_5) = m \cdot Z_5 = 2 \cdot 50 = 100; \quad dw_1(Z_7) = m \cdot Z_7 = 2 \cdot 42 = 84$$

$$dw_1(Z_9) = m \cdot Z_9 = 2 \cdot 38 = 76; \quad dw_1(Z_{11}) = m \cdot Z_{11} = 2 \cdot 60 = 120$$

$$dw_1(Z_{10}) = m \cdot Z_{10} = 2 \cdot 50 = 100; \quad dw_1(Z_{14}) = m \cdot Z_{14} = 2 \cdot 60 = 120$$

Розраховуємо величини їхнього значення ширини вінців зубчастих шестерень:

$$bw_1(Z_1Z_2) = \Psi ddw_1(Z_2) = 0,3 \cdot 172 = 26; \quad bw_1(Z_3Z_4) = \Psi dw_1(Z_4) = 0,3 \cdot 104 = 31;$$

$$bw_1(Z_5Z_6) = \Psi ddw_1(Z_5) = 0,3 \cdot 100 = 30; \quad bw_1(Z_7Z_8) = \Psi dw_1(Z_7) = 0,3 \cdot 84 = 25;$$

$$bw_1(Z_9Z_{10}) = \Psi ddw_1(Z_9) = 0,3 \cdot 76 = 23; \quad bw_1(Z_{11}Z_{12}) = \Psi ddw_1(Z_{11}) = 0,3 \cdot 120 = 36;$$

$$bw_1(Z_{13}Z_{10}) = \Psi ddw_1(Z_{10}) = 0,3 \cdot 100 = 30; \quad bw_1(Z_{15}Z_{14}) = \Psi ddw_1(Z_{14}) = 0,3 \cdot 120 = 36;$$

На основі цих даних зображуємо кінематичну схему сконструйованої коробки швидкостей (див. плакати)

Як видно, зубчасте колесо Z_{15} приходитьсья винести за межі опор валів, тому що воно занадто велике (буде заважати обертанню вала 3).

Тому що відомо, що максимальний крутний момент виникає на зубчастому колесі, що має саму низьку частоту обертання, отже, на цьому колесі і виникають максимальні навантаження – це шестерня $Z_{12} = 120$, її частота обертання $n_{\min} = 40$ об/хв. Для цього зубчастого колеса робимо розрахунок на контактну міцність зубів.

Визначаємо величини, необхідні для розрахунку.

Номінальний крутний момент на шестерні (ф-ла 3.12 [12]).

$$TF_1 = 9550 \cdot 10^3 \frac{N}{n} = 9550 \cdot 10^3 \frac{6}{40} = 143 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь $Z_n = 1,76$.

Коефіцієнт, що враховує механічні властивості металу зубчастого колеса (ф-ла 3.29 [12]). $Z_m = 275 \text{ МПа}$ – для сталевих коліс.

Коефіцієнт торцевого перекриття (ф-ла 3.3 [12]).

$$\varepsilon_d = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z} \right); \quad \varepsilon_d = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{60} + \frac{1}{120} \right) = 1,8$$

Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon d}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,8}{3}} = 0,73$$

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами для прямозубих коліс, $K_{Hd} = 1,0$.

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця (рис. 3.14 [12]) при $\Psi d = 0,3$ (див. вище) і несиметричному розташуванні зубчастих коліс на кулькових опорах кочення $K_{H\beta} = 1,6$.

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження (табл. 3.16 [19])

$K_{Hv} = 1,05$ при окружній швидкості (ф-ла 3.27 [12])

$$V = 0,0125 \sqrt[3]{N \cdot n^2} = 0,0125 \sqrt[3]{6 \cdot 40^2} = 0,26 \text{ м/с}$$

Контактна напруга, що допускається, при розрахунку на дію максимального навантаження зуба шестерні (ф-ла див. с. 80 [19]) $[\sigma_{HM}] = 2,8 \sigma_T$

$[\sigma_T] = 650 \text{ МПа}$ для Сталі 40Х (див. додаток 1 [19]).

Контактне напруження знаходиться за формулою 3.60 [19].

$$\sigma_{H.M.} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} \leq [\sigma_{HM}] \quad [\sigma_{HM}] = 2,8 \cdot 650 = 1820 \text{ МПа}$$

Обчислюємо контактне напруження від номінального навантаження (табл. 3.13, формула 3.15)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{2 T_{F1} K_{Hd} K_{H\beta} K_{Hv}}{b w d w_1^2} \frac{u+1}{u}};$$

де $u = 2$ – передаточне число;

$d w_1 = 240 \text{ мм}$ – знайдений раніше ділильний діаметр;

$b w = 36 \text{ мм}$ – знайдена величина зубчастих вінців.

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 1,76 \cdot 275 \cdot 0,73 \sqrt{\frac{2 \cdot 143 \cdot 10^4 \cdot 1,0 \cdot 1,6 \cdot 1,05}{36 \cdot 240^2} \left(\frac{2+1}{2} \right)} = \\ &= 660 \text{ МПа} < 1820 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Отже, кількість зубів шестерні Z_{11} вибрано вірно.

Визначаємо, чи вірно вибраний модуль для кожного зубчастого колеса коробки швидкостей. Він визначається залежно від допустимого відсотка зносу

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

зубів по товщині за формулою (7.21 [18]):

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_{F1}}{y[\sigma_u]\Psi_m \cdot Z}}$$

де $\Psi_m = \frac{bw}{m} = \frac{36}{2} = 18$ - коефіцієнт ширини колеса (див. стор. 227 [18]).

$[\sigma_u]$ допустиме напруження згину $= Z_m = 275$ МПа

$y = 0,6$ – коефіцієнт форми зуба для шестерні $Z_{12} = 120$ (див. табл. 7.36 [18]).

Перевіряємо значення обраного модуля для шестерні $Z_{12} = 120$; при частоті обертання $n = 40$ об/хв; $y = 0,6$ і шестерні $Z_{11} = 60$; $y = 0,5$; $n = 80$ об/хв

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 143 \cdot 10^4}{0,6 \cdot \frac{36}{2} \cdot 120 \cdot 275}} = 2,002 \approx 2,0 \quad m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (9550 \cdot 10^3 \frac{6}{80})}{0,6 \cdot 275 \cdot \frac{36}{2} \cdot 60}} = 2,12 \approx 2,0$$

Для зубчастих коліс Z_{13} і $Z_{10} = 90$; $y = 0,6$; $n = 80$ об/хв; $dw = 30$ мм і шестерні $Z_9 = 38$; $y = 0,47$; $n = 200$ об/хв; $dw = 23$ мм.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (9550 \cdot 10^3 \frac{6}{80})}{0,6 \cdot 275 \cdot \frac{30}{2} \cdot 90}} = 1,9 \approx 2,0 ; m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (9550 \cdot 10^3 \frac{6}{200})}{0,47 \cdot 275 \cdot \frac{23}{2} \cdot 38}} = 2,2 \approx 2,0$$

Для зубчастого колеса $Z_{14} = 60$; $y = 0,5$; $n = 1600$ об/хв; $bw = 36$ мм, шестерні $Z_6 = 78$; $y = 0,53$; $n = 125$ об/хв; $bw = 25$ мм..

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (9550 \cdot 10^3 \frac{6}{125})}{0,53 \cdot 275 \cdot \frac{25}{2} \cdot 78}} = 1,9 \approx 2,0$$

Для шестерні $Z_8 = 86$; $y = 0,53$; $n = 100$ об/хв; $bw = 25$ мм, зубчастого колеса $Z_7 = 42$; $y = 0,42$; $n = 200$ об/хв; $bw = 25$ мм..

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (9550 \cdot 10^3 \frac{6}{100})}{0,53 \cdot 275 \cdot \frac{25}{2} \cdot 86}} = 1,94 \approx 2,0 ;$$

Для шестерні $Z_5 = 50$; $y = 0,48$; $n = 200$ об/хв; $bw = 30$ мм і шестерні $Z_4 = 52$; $y = 0,40$; $n = 200$ об/хв; $bw = 31$ мм.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (9550 \cdot 10^3 \frac{6}{200})}{0,48 \cdot 275 \cdot \frac{30}{2} \cdot 50}} = 1,8 \approx 2,0, \quad m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (9550 \cdot 10^3 \frac{6}{200})}{0,49 \cdot 275 \cdot \frac{31}{2} \cdot 52}} = 1,82 \approx 2,0$$

Для $Z_2 = 87$; $y = 0,42$; $n = 200$ об/хв; $b_w = 26$ мм, $Z_3 = 58$; $y = 0,49$; $n = 750$ об/хв;
 $b_w = 31$ мм.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (9550 \cdot 10^3 \frac{6}{200})}{0,42 \cdot 275 \cdot \frac{26}{2} \cdot 87}} = 1,65 \approx 2,0 \quad \text{і} \quad m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (9550 \cdot 10^3 \frac{6}{750})}{0,49 \cdot 275 \cdot \frac{31}{2} \cdot 58}} = 1,2 \approx 2,0$$

Для зубчастого колеса $Z_1 = 27$; $y = 0,41$; $n = 750$ об/хв; $b_w = 26$ мм.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (9550 \cdot 10^3 \frac{6}{750})}{0,41 \cdot 275 \cdot \frac{26}{2} \cdot 27}} = 1,6 \approx 2,0$$

Як видно з перевірочних розрахунків, загалом, модуль шестерень коробки швидкостей вибрано вірно.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Аналіз умов праці при експлуатації верстата ГФ2171С5

При виконанні робіт на вертикально-фрезерному верстаті з ЧПУ мод. ГФ2171С5 оператор піддається впливу низки небезпечних та шкідливих виробничих факторів (згідно з ДСТУ 12.0.003-94).

До основних факторів належать:

1. Механічні небезпеки: частини інструменту або деталі, що обертаються (шпиндель, фреза); відліт стружки; непередбачувані рухи вузлів верстата (консолі, столу) через помилки в програмі ЧПУ.
2. Електрична небезпека: можливість ураження струмом через несправність електроавтоматики верстата або системи ЧПУ (напруга живлення 380В).
3. Хімічні фактори: вплив мастильно-охолоджувальних рідин (МОР) на шкіру та органи дихання (аерозолі МОР).
4. Шум та вібрація: виникають при силовому фрезеруванні, особливо при роботі з великими вильотами інструменту.

4.2. Вимоги безпеки до конструкції верстата після розширення технологічних можливостей

Оскільки робота передбачає розширення можливостей верстата (наприклад, встановлення нових приводів, пристроїв або модернізацію ЧПУ), особливу увагу слід приділити:

- Захисним огороженням: Верстат ГФ2171С5 повинен мати захисні екрани в зоні різання для запобігання вильоту гарячої стружки та бризок МОР. Екрани мають бути заблоковані із циклом роботи верстата.
- Системі АЗІ: Зона роботи автооператора та інструментального магазину має бути ізольована, щоб унеможливити доступ персоналу під час автоматичної зміни інструменту.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Кнопкам аварійної зупинки: Кнопки "Emergency Stop" повинні бути розташовані на пульті керування та в місцях, доступних з будь-якої точки робочої зони.

4.3. Заходи з електробезпеки

Верстат ГФ2171С5 є споживачем електричної енергії першої категорії надійності.

- Заземлення: Всі металеві частини (станина, шафа ЧПУ, пульт), які можуть опинитися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції, повинні бути приєднані до загального контуру заземлення. Опір заземлювального пристрою не повинен перевищувати 4 Ом.

- Ізоляція: Контроль опору ізоляції проводів проводиться не рідше одного разу на рік (норма – не менше 0,5 МОм).

4.4. Вимоги до мікроклімату та вентиляції

При роботі верстата виділяється тепло від приводів та шпинделя, а також пари мастил.

- Вентиляція: У цеху повинна бути організована припливно-витяжна вентиляція.

- Температура: В холодний період року температура має бути в межах 17-21°C, у теплий — не більше 28°C.

4.5. Пожежна безпека

Згідно з ДСТУ EN ISO 12100, приміщення, де розташований верстат, належить до категорії "В" (пожежонебезпечне через наявність мастил та МОР).

- Засоби гасіння: На ділянці повинні бути порошкові або вуглекислотні вогнегасники (ОУ-5, ОП-5), оскільки гасіння електрообладнання водою заборонено.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.6. Вимоги безпеки перед початком та під час роботи

1. Перевірити цілісність кабелів та заземлення.
2. Проконтролювати надійність кріплення інструменту в магазині та заготовки на столі.
3. Забороняється: вимірювати деталі під час руху столу або обертання шпинделя; працювати в рукавицях (через ризик затягування у фрезу).

4.7. Інструкція з безпечної експлуатації АСІ (Автоматичної зміни інструменту)

Це специфічний підрозділ для моделі ГФ2171С5, який додасть обсягу та унікальності:

1. Налагодження: Перед пуском програми оператор повинен переконатися, що всі хвостовики інструментів у магазині чисті, а фіксуючі сухарі не мають тріщин.
2. Динамічна зона: Категорично заборонено перебувати в зоні повороту автооператора під час виконання команди M06.
3. Блокування: При модернізації верстата систему ЧПУ слід налаштувати так, щоб при відкритті захисної огорожі магазину цикл зміни інструменту миттєво переривався (функція Feed Hold або Emergency Stop).
4. Ручний режим: При завантаженні важких інструментів (конус ISO 50 може важити до 15 кг) оператор повинен використовувати обидві руки або спеціальний маніпулятор, щоб уникнути травмування спини та випадкового падіння інструменту на стіл верстата.

4.8. Ергономічні вимоги до організації робочого місця оператора

Ергономіка робочого місця оператора верстата ГФ2171С5 безпосередньо впливає на продуктивність праці та зниження ризику виникнення професійних захворювань. Оскільки керування верстатом з ЧПУ передбачає тривале перебування у положенні стоячи та високу концентрацію уваги на екрані монітора, необхідно дотримуватися таких норм:

1. Просторова організація: Робоча зона повинна забезпечувати вільне переміщення оператора. Відстань від верстата до сусіднього обладнання або стін

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

має бути не менше 1000 мм для безпечного обслуговування магазину інструментів та електрошафи.

2. Параметри пульта керування:

- Клавіатура та органи керування (маховички, кнопки) повинні розташовуватися на висоті 900–1100 мм від підлоги (рівень ліктя).
- Екран системи ЧПУ має бути встановлений на рівні очей або на 15–30° нижче, щоб мінімізувати напруження м'язів шиї.
- Поверхні пульта повинні бути матовими, щоб уникнути відблисків від світильників, які засліплюють оператора.

3. Фізіологічний комфорт:

- Біля верстата обов'язково встановлюється дерев'яна підніжна решітка (трап) з кроком рейок не більше 30 мм. Це запобігає переохолодженню ніг від бетонної підлоги та зменшує статичне навантаження на хребет.
- Для відпочинку оператора під час автоматичного циклу обробки деталі (який на ГФ2171С5 може тривати від 20 хвилин до кількох годин) має бути передбачене місце для сидіння (стілець з регульованою висотою).

4. Інформаційне навантаження: Звукова сигналізація про закінчення циклу обробки або поломку інструменту повинна бути чіткою, але не перевищувати рівень фонового шуму більш ніж на 10–15 дБА, щоб не викликати стресових реакцій.

4.9. Заходи безпеки при розширенні технологічних можливостей (модернізації)

Оскільки тема роботи передбачає розширення можливостей верстата, під час проектування нових вузлів було враховано:

- Захист від вилітання заготовки: При застосуванні нових стратегій швидкісного фрезерування було розраховано міцність захисного екрана, який здатен витримати удар уламка інструменту.
- Електромагнітна сумісність: Нові частотні перетворювачі та серводрайвери встановлені в екранованих відсіках, щоб їхнє випромінювання не впливало на роботу вимірювальних систем верстата та іншого обладнання в цеху.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

У кваліфікаційній роботі бакалавра виконано серію удосконалень конструкції фрезерного верстата з ЧПУ мод. ГФ2171С5.

У вузлі шпиндельна головка: в результаті розрахунку максимально можливої сили різання за торцевого фрезерування розраховано оптимальну відстань між опорами шпинделя, що складає 270 мм, яка на 420 мм менша існуючої. У результаті виконаних розрахунків і удосконалень жорсткість ШВ підвищена на 9,5%, а масу шпиндельної головки зменшено на 6 кг. Із урахуванням того, що радіальна жорсткість ШВ складає половину загальної жорсткості системи “ВПД”, то з'явилась можливість підвищення продуктивності при фрезеруванні на 4,8% (шляхом збільшення подачі при збереженні якості обробки). У вузлі механізму кріплення інструмента замінено цанговий замок на більш простий та надійний, більш дешевий і технологічний у зборці – кульковий механізм, що дозволило зменшити величину ходу штоку з 8 до 4,5 мм. Використання кулькового підсилювального механізму призвело до зниження необхідного тиску гідроциліндра для подолання зусилля стиску пакета в 1,2 рази. Застосувавши кульковий підсилювальний механізм отримано можливість зменшення величини робочого ходу пакету тарілчастих пружин з 1,5 мм до 0,9 мм, а також зменшення їхньої кількості з 8 до 4 штук, що призвело до спрощення конструкції і явно знизило імовірність поломки механізму і підвищило його надійність.

У вузлі коробки швидкостей: використання двошвидкісного електродвигуна потужністю 6 кВт із частотами обертання вхідного валу 1500 / 750 об/хв, а також після розрахунку найбільш оптимального компоновання дало можливість:

- скоротити в коробці число валів на один (з 5 до 4 валів) і закріплені на ньому дві шестерні, використавши одне зв'язане колесо $Z_{10} = 90$;
- використати два подвійних і один рухомий блоки шестерень;
- зменшити габарити коробки з 740 мм до 580 мм по висоті;
- зменшити час на розгін ШВ;
- зменшити модуль зубчастих передач;

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- знизити металоємність, зокрема масу коробки з 570 кг до 515 кг;
- полегшити процес її зборки.

Дана модернізація дозволила спростити конструкцію коробки, а отже, підвищити її надійність, а також збільшити термін служби.

У вузлі інструментальний магазин заміна радіальних упорних кулькових підшипників на роликові голчасті зі штампованим корпусом 943/ 50 ДСТУ 4060-98 дала можливість:

- зменшити габарити магазина на 46 мм: із 450 мм до 404 мм у діаметрі корпусу;
- знизити масу консольної частини магазина з 102 кг до 100 кг;
- підвищити швидкість повороту барабана на 4 об/хв;
- зменшити час зміни інструменту на 0,6 хв;
- зменшити крутний момент на 3 Нм, що дав можливість заміни гідродвигуна на менш потужний і менш енергоємний;
- знизити імовірність поломки механізму і, як наслідок, зменшити час на його ремонт і обслуговування.

У вузлі автооператор внаслідок перевірки площі контакту зубчастого зачеплення шток - рейки із шестернею дало можливість:

- зменшити товщину шток - рейки з 30 мм до 22 мм;
- знизити масу штока з 1,25 кг до 0,9 кг;
- зменшити необхідний тиск, що розвивається гідромотором, на 0,08 МПа для можливості поступального руху рейки.

Також були передбачені заходи для безпечної роботи на верстаті. Дані розробки можна використати на машинобудівних підприємствах, де використовуються фрезерні верстати з ЧПУ, зокрема верстат мод. ГФ2171С5.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кваліфікаційна робота: методичні вказівки до оформлення кваліфікаційних робіт для здобувачів першого (бакалаврського) та другого (магістерського) рівнів вищої освіти всіх освітніх програм денної та заочної форм навчання / уклад. Н.В. Ковальчук, Ю.Г. Фесіна, І.Л.Заблоцька Луцьк : ЛНТУ, 2023. 46 с.
2. Nataliya Zubovetska, Yurii Fedorus', Volodymyr Shvabyuk, Rostyslav Redko; To the problem of developing a methodology for the frequency analysis of spindle runout. AIP Conf. Proc. 1 November 2023; 2840 (1): 040007. <https://doi.org/10.1063/5.0169334>.
3. Технологія машинобудування: навчальний посібник для студ. спец.: 133 «Галузеве машинобудування», 015 «Професійна освіта (машинобудування)» та 131 «Прикладна механіка» / І. І. Назаренко, М. М. Ручинський, О. П. Дєдов, Є. О. Міщук. - Київ : Ямчинський О. В., 2024. - 164 с.
4. Редько Р.Г. Дослідження та вдосконалення конструкції виконавчих вузлів багатошпиндельного токарного напівавтомату для обробки шестерень / Р.Г.Редько, П.М. Цюпа, Р.П. Приступа // Студентський науковий вісник. Серія «Технічні науки». Науковий збірник. Випуск 47. – Луцьк: ІВВ ЛНТУ, 2022. - С. 266-272.
5. Редько Р.Г. Оптимізація параметрів шпиндельного вузла / Редько Р.Г., Цюпа П.М. // Тези II студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії “ Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії ”. Луцьк: ЛНТУ – 2022 р. – С. 24-27.
6. Технологічна оснастка: навчальний посібник для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка» / Укл. В. С. Медведєв, В. І. Тулупов, С. Г. Онищук – Краматорськ : ДДМА, 2021. – 108 с.
7. Кушніров, П. В. Технологічна оснастка [Електронний ресурс] : навч. посіб. / П. В. Кушніров, А. В. Євтухов, І. М. Дегтярьов. — Суми : СумДУ, 2020. — 140 с.
8. Технологічна оснастка: навчальний посібник для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка» / Укл. В. С. Медведєв, В. І. Тулупов, С. Г. Онищук –

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Краматорськ : ДДМА, 2021. – 108 с.

9. Joaquim Augusto Guerra Hamuyela, Kuznetsov Yu.N., Hamuyela T.O. Sintese Genetico-Morfologica de Porta-Mandris de Fixacao. Lushik: Veja-Imprensa, 2019. – 320 p.
10. Кузнєцов Ю. М., Придальний Б. І. Приводи затискних механізмів металообробних верстатів. – Луцьк: Вежа-Друк, 2016. – 358 с.
11. Кузнєцов Ю. М., Придальний Б. І. Проектування цільових механізмів маніпулювання верстатів нового покоління; 2-е видання – Луцьк: Вежа-Друк, 2014. — 428 с.
12. Joaquim Augusto Guerra Hamuyela, Kuznetsov Yu.N., Hamuyela T.O. Sintese Genetico-Morfologica de Porta-Mandris de Fixacao. Lushik: Veja-Imprensa, 2019. – 320 p.
13. Закон України "Про охорону праці" (із змінами та доповненнями).
14. НПАОП 0.00-1.71-13 Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями.
15. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення. – К.: Мінрегіонбуд України, 2018.
16. ДСТУ EN ISO 12100:2016 Безпека машин. Загальні принципи розрахунку. Оцінювання ризиків та зменшення ризиків.
17. ДСН 3.3.6.037-99 Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
18. Бочков В. М., Сілін Р. І., Шпак С. А. Металорізальні верстати : навч. посіб. Львів: Новий Світ-2000, 2018. 264 с.
19. Чорновіл Ю. М. Модернізація та ремонт металорізального устаткування : навч. посіб. Київ : Кондор, 2015. 320 с.
20. ДСТУ ISO 230-2:2008. Правила випробування верстатів. Частина 2. Визначення точності та повторюваності позиціонування осей з числовим програмним керуванням (ISO 230-2:2006, IDT). [Чинний від 2010-01-01]. Київ : Держспоживстандарт України, 2010. 26 с.

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

21.Sandvik Coromant. Технічне керівництво з металообробки. 2023. URL:
coromant.com

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

					030Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		