

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

До захисту допущено

Завідувач кафедри

Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” 2022 р.

Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра

зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему **Модернізація приводу координати «С» токарно-револьверного
верстата з ЧПК**

Виконав студент групи

III курсу, групи МВ-п91

Політанський Олексій Вячеславович

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Керівник проекту

Шевченко О.В., д.т.н., професор

(вчена ступінь та звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

КОНСУЛЬТАНТИ:

РЕЦЕНЗЕНТ:

(посада, наукова ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті немає
запозичень з праць інших авторів без відповідних
посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ - 2022

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість листів	Примітка
	A4		Завдання на дипломний проект	2	
	A4	МВп9105.ДПБ000.000.000.00 ПЗ	Пояснювальна записка	54	
	A1	МВп9105.ДПБ200.000.000.01	Карта налагодження	1	
	A1	МВп9105.ДПБ300.000.000.01 КЗ	Схема кінематична	1	
	A1	МВп9105.ДПБ501.000.000.00	Бабка шпindelьна Координата "С"	1	
	A1	МВп9105.ДПБ502.000.000.00	Бабка шпindelьна	1	
	A3	МВп9105.ДПБ600.000.000.00 КЗ	Схема кінематична	1	
	A1	МВп9105.ДПБ601.000.000.00	Шпindelьний вузол із координатою "С"	1	
	A1	МВп9105.ДПБ602.000.000.00	Координата "С" (вид з ліва)	1	
	A1	МВп9105.ДПБ603.000.000.00	Координата "С" (вид з права)	1	

				МВп9105.ДПБ000.000.000.00		
	ПБ	Підп.	Дата	Відомість дипломного проекту	Лист	Листів
Розробн.	Політанський				1	1
Керівн.	Шевченко				КП ім. Ігоря Сікорського Каф. КМ Гр. МВ-п91	
Консульт.						
Н/контр.						
Зав.каф.	Данильченко					

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему: Модернізація приводу координати «С» токарно-револьверного
верстата з ЧПК

Київ – 2022 року

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
ім. Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання машин

Рівень вищої освіти _____ перший (бакалаврський) _____

Спеціальність _____ **131 «Прикладна механіка»** _____
(код і назва)

Освітньо-професійна програма _____ **«Технології комп'ютерного**
конструювання верстатів, роботів та машин» _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ **Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО** _____

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2022 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТУ

_____ **Політанський Олексій В'ячеславович** _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту **Модернізація приводу координати «С» токарно-револьверного верстата з ЧПК**

керівник проекту _____ **Шевченко О.В., д.т.н., професор** _____

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

затверджені наказом по університету від “ _____ ” _____ **2022 року № _____**

2. Термін подання студентом проекту червень 2022 _____

3. Початкові дані до проекту: основні технічні характеристики токарно-револьверного верстата з ЧПК, модернізація приводу координати «С».

4. Зміст пояснювальної записки: 1. Особливості систем координат токарних верстатів з ЧПК. 2. Технологічні можливості токарних верстатів з ЧПК, що мають координату «С». 3. Технічний опис токарно-револьверного верстата з ЧПК. 4. Розрахунки базових вузлів

верстата. 5. Опис конструкції базового приводу координати «С». 6. Опис конструкції модернізованого приводу координати «С».

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо): 1. Технологічні можливості токарно-револьверних верстатів з координатою «С» (плакат). 2. Карта налагодження верстата на обробку базової деталі. 3. Шпиндельний вузол базового верстата. 4. Координата «С» базового верстата. 5. Модернізований шпиндельний вузол верстата. 6. Модернізована координата «С» верстата

6. Консультанти розділів проекту

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Особливості систем координат токарних верстатів з ЧПК	Жовтень 2021	
2	Технологічні можливості токарних верстатів з ЧПК, що мають координату «С».	Грудень 2021 Січень 2022	
3	Ознайомлення з конструкцією базового верстата та розрахунки його вузлів	Березень 2022	
4	Розробка модернізованого шпиндельного вузла верстата	Квітень 2022	
5	Розробка модернізованого приводу координати «С»	Травень 2022	
6	Оформлення результатів роботи	Червень 2022	
7			

Студент _____ **Політанський О.В.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту _____ **Олександр ШЕВЧЕНКО**

Зміст

Вступ	7
1. Особливості систем координат токарних верстатів з ЧПК.	9
2. Технологічні можливості токарних верстатів з ЧПК, що мають координату «С».	13
3 Технічний опис токарно-револьверного верстата з ЧПК.	16
3.1. Загальні відомості про верстат.	16
3.2. Технічний опис принципу роботи верстата і його складових частин	16
3.3 Основні технічні характеристики верстата	20
4. Розрахунки базових вузлів верстата.	25
4.1 Розрахунок приводів подач	25
4.1.1 Розрахунок високомоментних двигунів приводів подач	25
4.1.2 Визначення постійних втрат в приводі подовжніх подач.	27
4.1.3 Визначення постійних втрат в приводі поперечних подач	29
4.1.4 Визначення К.К.Д. приводу	30
4.1.5 Вибір двигуна приводу подовжніх подач	32
4.2. Розрахунок діаметру гвинта кулькової гвинтової передачі приводу подовжніх переміщень супорта.	35
4.2.1. Розрахунок зубчасто-ремінної передачі приводу подовжньої подачі супорта.	37
4.3. Розрахунок радіальної жорсткості шпинделя	40
5. Опис конструкції базового приводу координати «С».	46
6. Опис конструкції модернізованого приводу координати «С».	49
Висновок	53
Література та джерела	54

					МВп9105.ДПБ000.000.000.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Разроб.		Політанський						
Провір.		Шевченко						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затвердив								
					Літ.			Арк.
								Аркушів
								6
					Пояснювальна записка			
					КПІ ім. Ігоря Сікорського, НН ММІ, КМ, гр. МВ-п91			

Вступ

Основна ціль промисловості це ефективність виконання робіт. Збільшення ефективності виробництва зменшується собівартість одиниці виробу. Цілі, що поставленні перед машинобудуванням на сьогодні є збільшення номенклатури виробів. Це несе за собою, як наслідок, необхідність використовувати універсальне обладнання, оскільки спеціалізоване обладнання є «неповоротким» перед виконанням робіт для отримання різноманітного ряду номенклатури. Як недолік використання спеціалізованого обладнання для вироблення різної номенклатури можна вважати необхідність у достатній якості виготовлення, а оскільки якість виконання буде безпосередньо залежати від людського фактору(переналагодження), якісні параметри продукту можуть впасти (оскільки безпосередньо пов'язані з кваліфікацією та навичками робітника).

Отже для того щоб мати можливість без втрати якісних характеристик продукту та, в свою чергу, виробляти різноманітний ряд номенклатури доцільно використовувати машини та устаткування з мікропроцесорною технікою, а саме верстати з числовим програмним керуванням (ЧПК).

Застосовуючи верстати з ЧПК замість універсальних верстатів та обладнання має переваги у скорочення термінів підготовки виробничих потужностей, оскільки система ЧПК дозволяє скоротити процес переналагодження до, наприклад, завантаження програми і окремої підготовки набору інструментів, а не заміни та налагодження майже кожного вузла та оснастки що може знадобитись для виготовлення деталі. Скорочення циклу обробки деталі досягається завдяки використанню ЧПК за рахунок зменшення впливу людського фактору. Економія на виготовлення технологічного оснащення за рахунок уніфікації інструментального парку. Та загалом продуктивності за рахунок зменшення допоміжного і основного часу обробки на верстаті.

Завданням дипломного проекту є розширення технологічних можливостей токарний-револьверного верстата з ЧПК моделі 1П420ПФ40 за рахунок виконання на ньому фрезерно- свердлувальних операцій

Для досягнення вказаної мети за необхідне є зробити наступне:

1. Розробити карту наладки для обробки деталі типу «фланець» з використанням інструментального оснащення для не токарних операцій.
2. Виконати розрахунки вузла шпинделя(розрахунок на жорсткість), , приводів подач, приводу модернізованої координати «С».

						Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Особливості систем координат токарних верстатів з ЧПК.

Верстати з ЧПК використовують для роботи керуючу програму, що дає можливість «пояснити» верстату все що необхідно для виконання обробки заготовки:

1. Положення заготовки
2. Її габарити
3. Положення інструменту
4. Габарити інструменту

Сам верстат також має певну програму, що дає змогу визначити верстату:

1. Розмір робочої зони
2. Нуль верстату
3. Межі верстату визначені тілом верстату

Поєднання цієї інформації дає змогу верстату точно визначити як положення заготовки та інструменту так і можливості застосування інструменту у рамках робочої зони.

А саме для опису як габаритів так і положення окремих органів верстату чи заготовки використовують систему координат. Ясна річ що визначати координати заготовки розміром з капелюх буде важко за допомогою системи GPS описуючи довготу та широту кожної точки заготовки. Тому у верстатах використовується власна система координат у масштабах та точністю вираження координати, що задовольняють вимоги до точності верстату.

У Верстатах з ЧПК використовують (зазвичай) наступні системи координат.

1. Прямокутна
2. Полярна
3. Прямокутно-полярна.

Прямокутна система координат є найпоширенішою системою координат для верстатів з ЧПК. Вона містить дві осі координат (двовірна система) - для визначення положення точок на площині, або три осі (тривимірна система) - для визначення положення точок в просторі.[1]

						Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

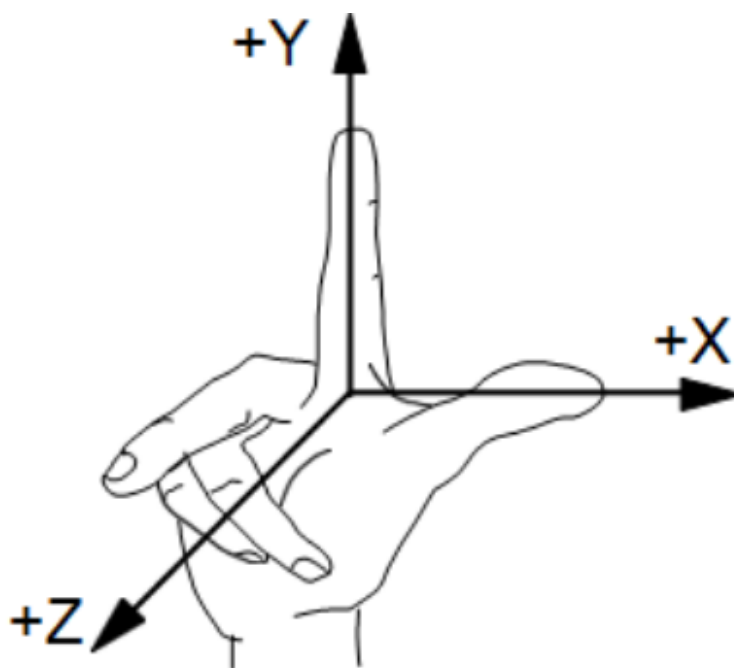
Характерні риси прямокутної системи координат:

1. Взаємно перпендикулярні вісі координат (дві вісі X та Y у площині, три вісі X , Y та Z у просторі)
2. Вісі мають спільну точку перетину
3. Вісі мають однакову розмірність та масштаб

Прямокутна система координат є найпопулярнішою застосованою у верстатах з ЧПК. Не в останню чергу через той факт, що більшість верстатів з ЧПК мають напрямні котрі і являються вісями для позиціонування.

На обладнанні що використовується для обробки листових матеріалів або полотна використовують двовимірну систему координат XY (іноді з псевдо координатою Z що може використовуватись для підводу інструменту)

Тривимірна система координат XYZ використовується у фрезерних верстатах. Або, як у нашому випадку, у верстатах що мають можливість виконувати фрезерні операції як токарно-револьверний верстат з ЧПК. Прийнята для систем з ЧПК орієнтація керується правилом «правої руки» (Мал. 1.1).



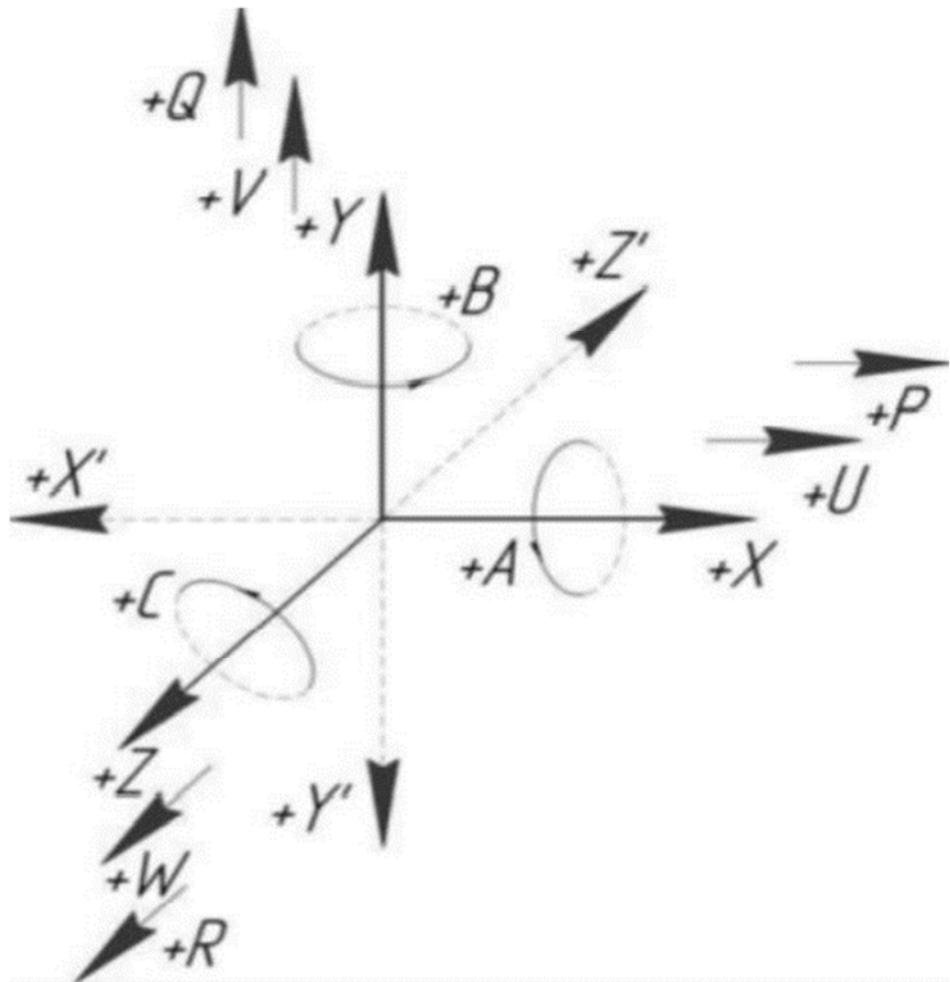
Мал. 1.1 Правило «правої руки».

Полярна система координат має принципово інший підхід до вирішення проблеми визначення точки у просторі.

У полярній системі координат положення точки на площині визначається відстанню (радіусом) r від точки до початку координат і кутом α між певною віссю координат і радіусом, проведеним в точки з початку координат. Як правило, в полярній системі координат на площині XU кут α визначається від осі X . Кут α може мати як додатне, так і від'ємне значення. Додатне значення – якщо він відкладений в напрямі протилежному руху годинникової стрілки від області додатних значень координат по осі X ; від'ємне значення – якщо він відкладений в напрямі по ходу руху годинникової стрілки від області додатних значень координат по осі X . [1]

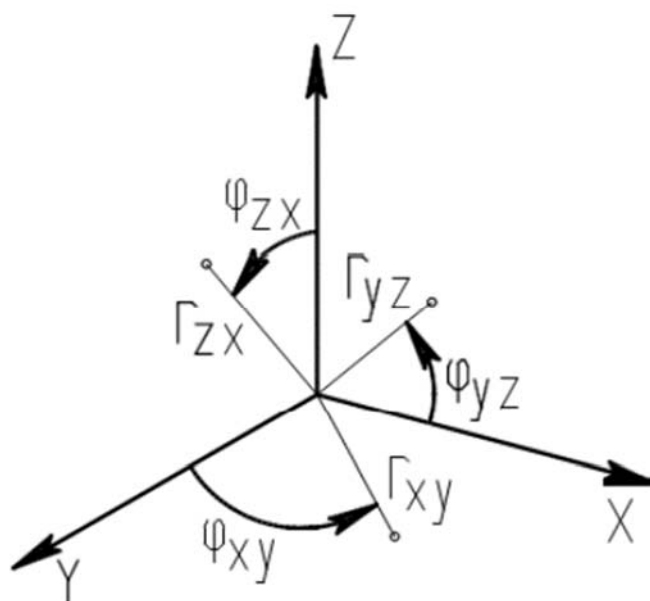
Основна перевага такого підходу полягає у використанні кутової складової. За необхідності обробити заготовку, що має групу отворів розташованих по колу. Визначення координати окремого отвору створює необхідність великої дискретності системи та значних розрахунків у самій системі. Коли у полярній системі координат можна задати координати початку відліку та кут повороту осі де на певному радіусі і знаходяться отвори. Отже процес вираховування координат отворів зводиться до визначення кута повороту осі та сталого радіусу.

У сучасних реаліях з'являється необхідність виготовляти деталі з складними профілями. І можливостей прямокутної системи координат, або полярної не достатньо. Тоді застосовують додаткові поворотні осі (Мал.1.2). По суті вони є оберненням існуючих осей. Це збільшує можливості верстата та можливості визначення положень як інструменту так і заготовки. За фізичної можливості у верстатах що мають декілька діючих органів, використовують, так звані, додаткові вторинні та третинні осі. По суті ці осі визначають додаткове переміщення органів вздовж існуючих осей верстата.



Мал. 1.2 Прямокутна система координат з додатковими осями

Прямокутна система координат з додатковими поворотними, вторинними та третинними осями можна також уявити у вигляді просторово-полярної системи координат.



Мал. 1.3 Просторово-полярна система координат.

2. Технологічні можливості токарних верстатів з ЧПК, що мають координату «С»

Верстати ЧПК з координатою «С». Верстати токарної групи, що мають можливість виконувати точне позиціонування заготовки у просторі для виконання не токарних операцій(фрезерування, неосьове свердління/зенкерування/розгортання отворів, накатування рельєфу чи позначень і т.п.

У запропонованому до модернізації верстаті моделі 1П420ПФ40 токарно-револьверний верстат з ЧПК координата «С» використовується для розширення можливостей верстата.

Запропоновано для розгляду розширених можливостей карту налагодження до виготовлення деталі типу фланець з, як токарною обробкою профілю, так і свердлильними операціями для одержання не співвісних з віссю деталі отворів, що розміщенні по співвісному до деталі колу.

Карта налагодження МВп9105.ДПБ200.000.000.01 додана у вигляді плакату.(Мал. 2.1)

						Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

Мал. 2.1 Карта налагодження деталі типу фланець

Як видно з Карти налагодження дану деталь типу фланець не можливо виконати на токарному верстаті без можливості застосування можливостей координати «С».

Використовуючи координату «С» верстат має можливість обертати заготовку на задане значення(кут) для виконання слідувочої обробки. Тобто виконуючи, наприклад, операцію 4 (з наведеної карти налагодження) зробивши центрування отвору «№1» шпindel зробіть оберт заготовки для виводу її у позицію центрування наступного отвору.

Як би координати «С» не було і використовувався маршовий двигун верстата то обер заготовки був би не контрольований і після обробки першого отвору обертання заготовки призвело б до втрати позиціонування заготовки і виконання операції було б не можливе.

						Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Отже я висновок можна заключити, що технологічні можливості верстата з координатою «С» розширюються та дають змогу використовувати верстат токарної групи для виготовлення деталей з необхідністю виконувати фрезерні операції. Це дає можливість уніфікувати виробництво, зменшити кількість перехотів та одиниць обладнання для виготовлення деталі, зменшити вплив людського фактору на виготовлення деталі. Як додаткові позитивні моменти можна вважати той факт, що при конструюванні деталі та підготовки до виробництва завідома будуть уніфіковані базові площини. Що в свою чергу спрощує процес виготовлення та контролю якості деталей.

						Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Технічний опис токарно-револьверного верстату з ЧПК

3.1. Загальні відомості про верстат.

Наданні відомості про верстат моделі 1П420ПФ40 з відкритих джерел та джерела 3 з Літератури та джерел.

Верстат багатоцільовий патронний-центровий спеціальний з ЧПК призначений для виконання токарної і свердлувально-фрезерної обробки деталей з прутка діаметром до 50 мм в автоматичному циклі і штучних заготовок діаметром до 200 мм в напівавтоматичному циклі в умовах дрібносерійного і серійного виробництва.

Верстат забезпечує точність обробки деталей при обточуванні - h6, розточуванню - H7, по довжині 0,05 мм, при фрезеруванні і свердленні – точність розташування площин і отворів $\pm 0,1$ мм.

На верстаті можна проводити наступні види обробки:

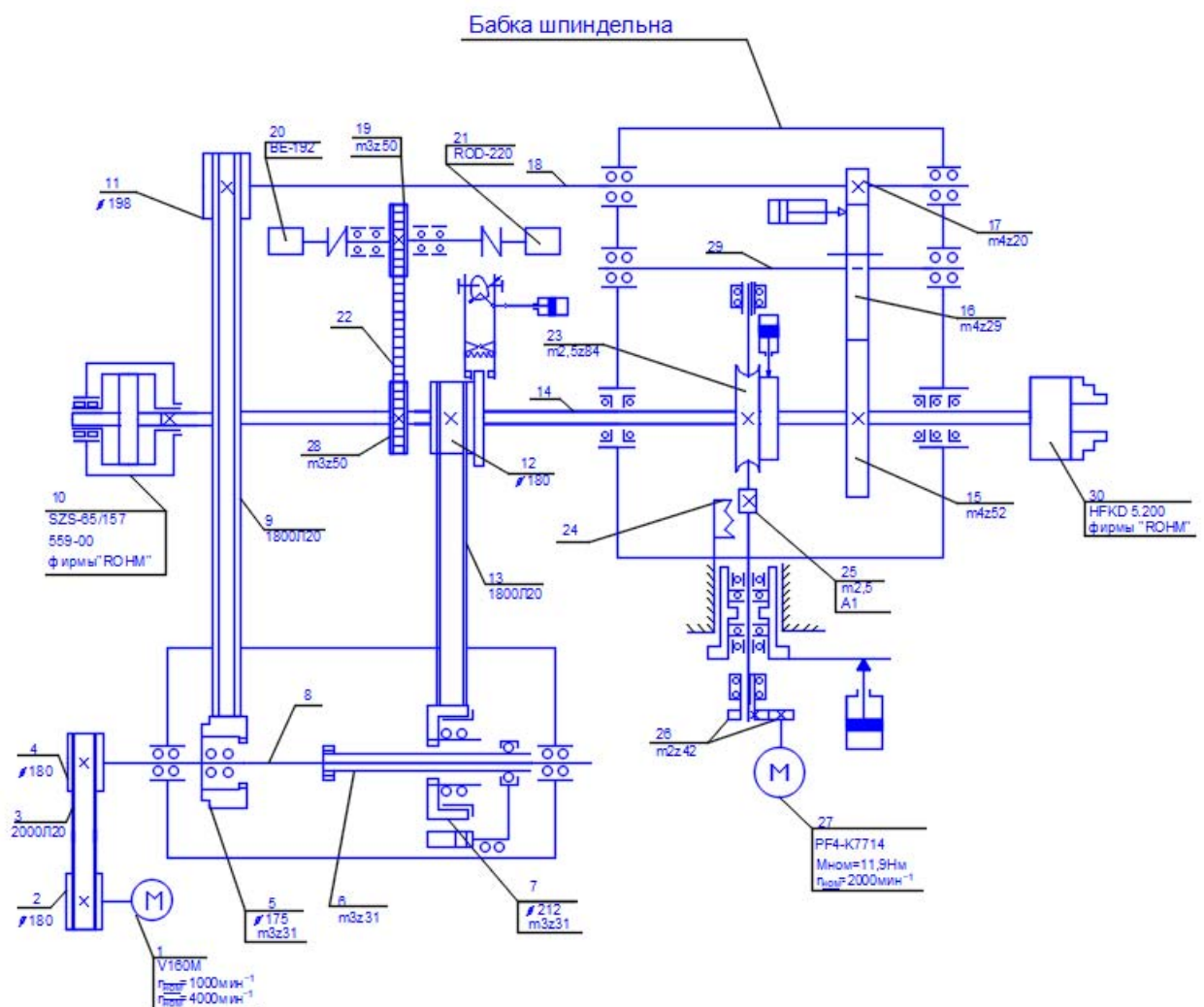
- обточування, розточування, підрізування канавок, проточку конусів, обточування поверхонь радіусів, свердлення, розгортання центрального отвору, нарізку різьблення мітчиком і плашкою, нарізку різьблення різцем, точіння і розточування складних криволінійних поверхонь;
- фрезерування пазів, площин, свердлення, розгортання, нарізування різьблення мітчиком на торці і периферії деталі.

3.2. Технічний опис принципу роботи верстата і його складових частин

Привід головного руху шпинделя шпиндельної бабки здійснюється від двигуна (1) постійного струму потужністю 22 кВт (див. мал. 3.1) $n_{ном} = 1000 \text{ хв}^{-1}$, $n_{мак} = 4000 \text{ хв}^{-1}$ через поліклінову ремінну передачу (2-4) на вал 8.

						Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

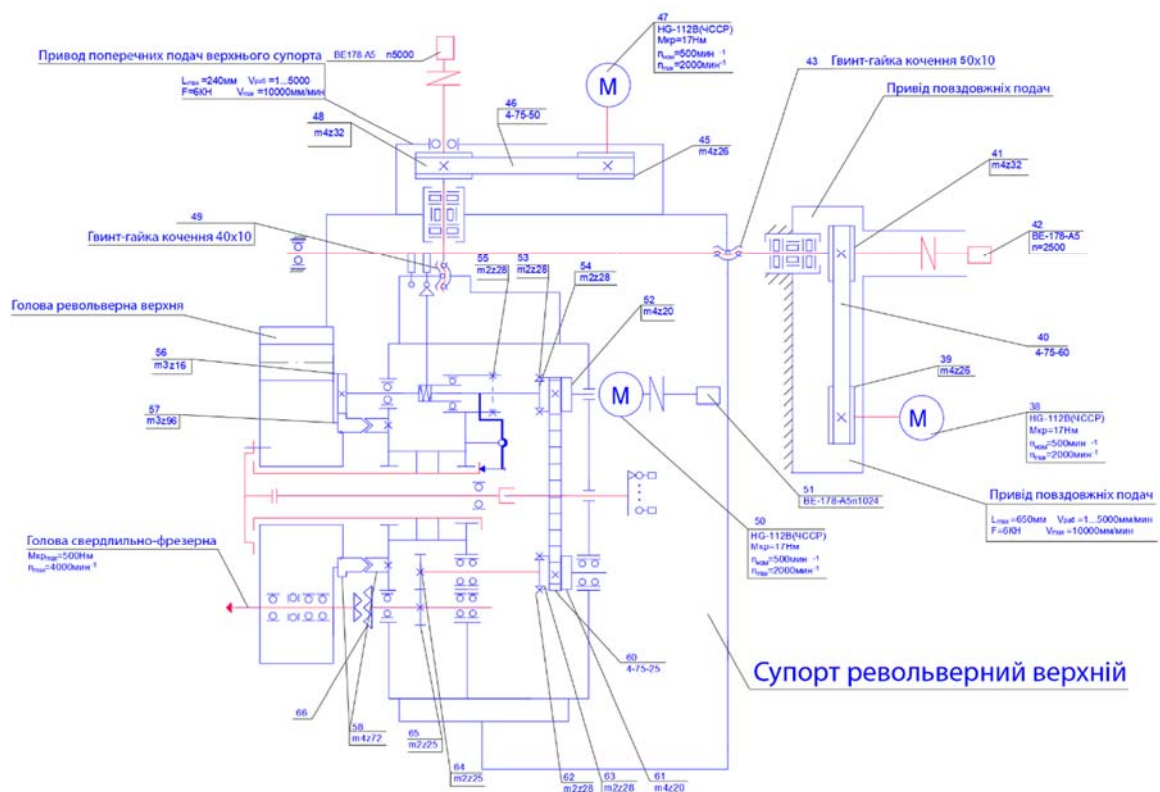
При включенні зубчатої муфти (6) вліво і при введенні в зачеплення шестерні (16) на валу (29) обертання на шпindel передається через поліклінову ремінну передачу (5-11) зубчатих передач (17-16-15) (20/52) (нижній діапазон).



Привід кругової подачі шпинделя здійснюється від високомоментного електродвигуна PF4-K7714 через прямозубу зубчасту передачу (26) (42/42) і черв'ячну передачу (25-23) (1/84) при введеному в зачеплення з колесом (23) черв'яку (25).

						Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Введення в зачеплення черв'яка відбувається в зафіксованому положенні шпинделя вигвинчуванням з шаблону (24). Після виходу з шаблону черв'як дожимається і утримується в робочому положенні гідравлікою. Виведення черв'яка із зачеплення відбувається в зафіксованому положенні черв'ячного колеса. Датчиком зворотного зв'язку є фотоелектричний круговий перетворювач (21), пов'язаний з шпинделем плосkozубчатим ременем (22) через шків (19, 28).

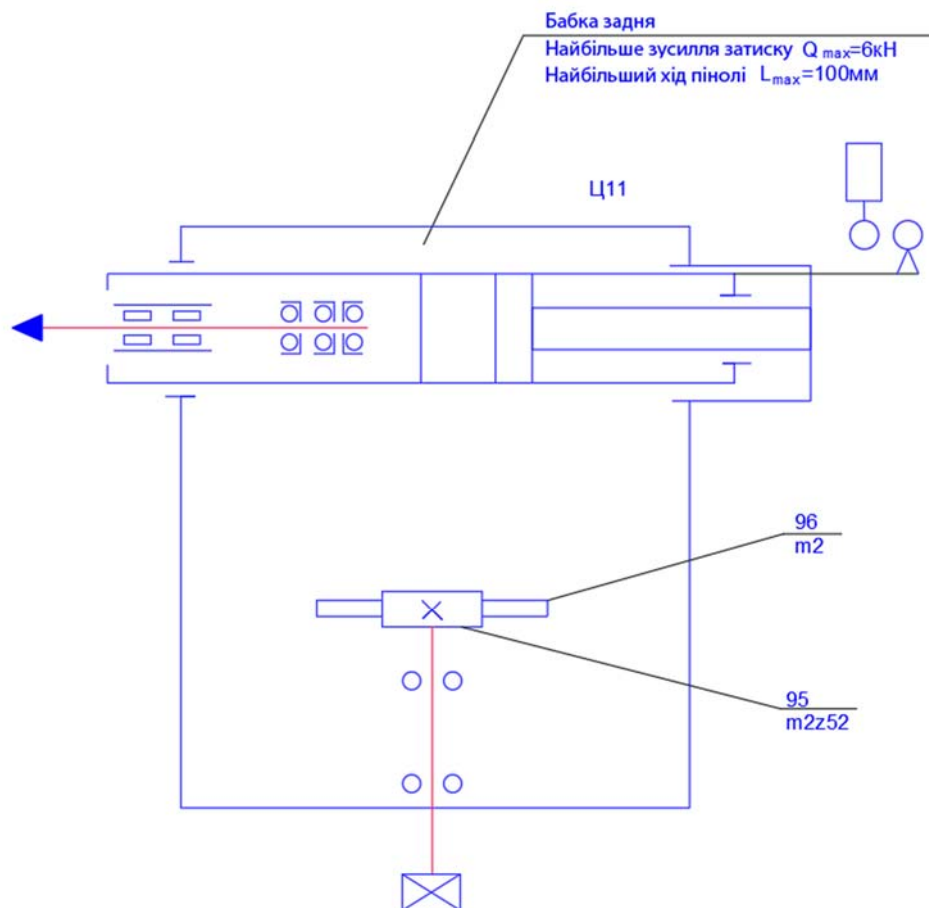


Мал. 3.2. Кінематична схема верхнього супорта

Двохкоординатний супорт револьверний (див. мал. 3.2) з револьверною головкою має привід подовжньої подачі, що складається з високомоментного електродвигуна 38, плосkozубчатої ремінної передачі (шків 39, 41, ремінь 40) і передачі гвинт-гайка кочення 43, а також привід поперечної подачі складається з високомоментного електродвигуна 44, плосkozубчатої ремінної передачі (шків 45, 47 ремінь 46) і передачі гвинт-гайка кочення 49.

Головка револьверна верхня в робочому положенні фіксується на напівмуфтах 58 гідро циліндром Ц6. Поворот револьверної головки здійснюється при розфіксованих на півмуфтах 58 від високомоментного електродвигуна 50 через напівмуфти 54,55 (напівмуфта 54 перемкнута вліво), шестерню 56 і зубчате колесо 57, жорстко закріплене на планшайбі револьверної головки.

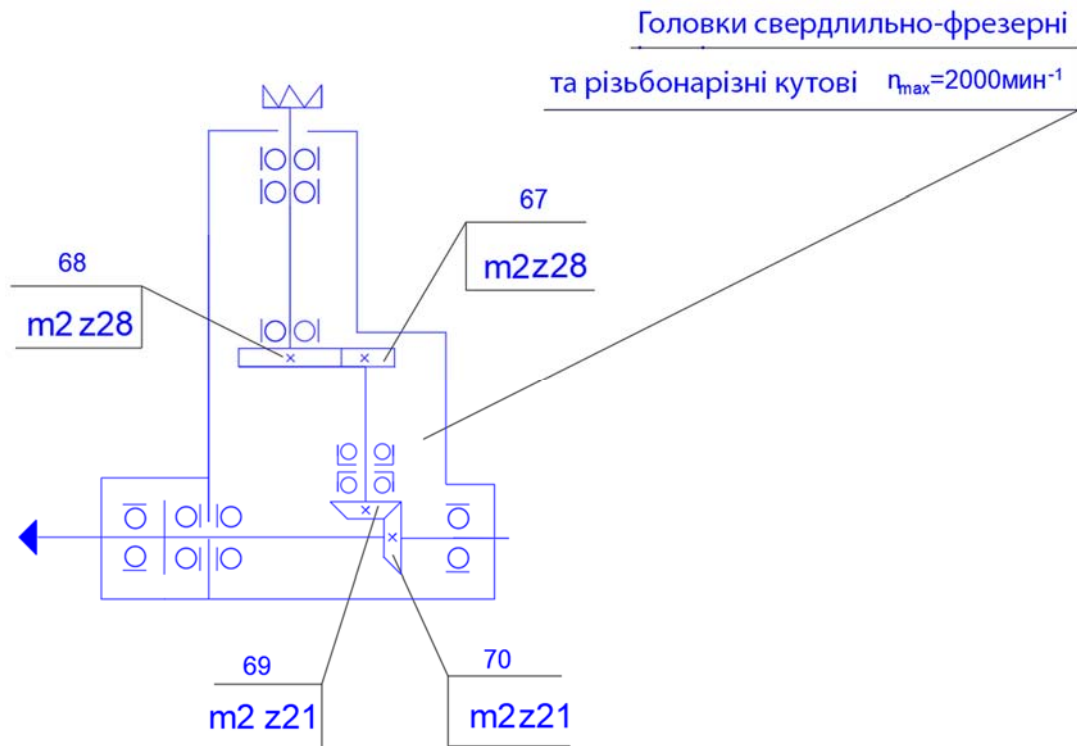
Обертання на інструментальному шпинделі передається від високомоментного електродвигуна 50 зубчату ремінну передачу (шків 52, 61, ремінь 60), напівмуфти 62, 63 зубчатих коліс 64, 65 і напівмуфту 66. Перемикання напівмуфти 54 відбувається при розтиску і затиску револьверної головки через систему важеля.



Мал. 3.3. Кінематична схема заднього центру

Центр задній (мал. 3.3) розташований на нижній парі тих, що направляють станини і при настановних переміщеннях рухаються вручну за допомогою зубчатого колеса 95 і рейки 96.

В головках свердлувально-фрезерних і різьбонарізних (рис.3.5) кутових обертання шпинделя здійснюється від кулачкової муфти 66 через зубчаті колеса циліндровою 67, 68 і конічною 69, 70 зубчатих передач.



Мал. 3.4. Кінематична схема свердлувально-фрезерної і різьбонарізної кутової головки

3.3 Основні технічні характеристики верстата

Найменування параметра	Дані
1.1 Граничний діаметр заготовки, що встановлюється над станиною, мм	400
1.2 Граничний діаметр оброблюваної зовнішньої поверхності, мм:	
- прутка	50
- у патроні	200
1.3. Клас точності верстата по ГОСТ 8-82[4]	II
1.4. Граничні значення (діаметр × крок) оброблюваного різьблення, мм	M30×3,5
1.5. Найбільший перетин різців, мм	25×25

1.6. Найбільші розміри інструментів, що обертаються, мм	
1.6.1. Діаметр свердла	20
1.6.2. Ширина дискової фрези	6
1.6.3. Діаметр кінцевої фрези	20
1.6.4. Мітчиків	M12
1.7. Кількість позицій інструменту револьверної головки	12
1.8. Час перемикання револьверної головки на одну позицію, с	2,0
1.9 Діаметр крізного отвору в шпинделі, мм	70
1.10. Позначення кінця шпинделя по ГОСТ 12595-72[5]	1-6Ц
1.11. Граничні відстані від осі шпинделя до: - що направляють станини, мм - підстави верстата, мм	250 1120
1.12. Дискретність завдання переміщення супортів, мкм 1) у подовжньому напрямі 2) у поперечному напрямі (на радіус)	1 0,5
1.13. Дискретність завдання кругових переміщень шпинделя, град - при датчику 2500 імпульсів - при датчику 9000 імпульсів - при датчику 90000 імпульсів	0,036 0,01 0,001
1.14. Межі частоти обертання інструментального шпинделя, мин ⁻¹	20...2000
1.15. Регулювання подач супортів і подачі шпинделя	Безступінч асте
1.16. Межі подач супортів, мм/хв 1) у подовжньому напрямі 2) у поперечному напрямі	3-6000 2-3000
1.17. Межі кругових подач шпинделя, град/хв	3-2000

1.18. Швидкість швидких переміщень супортів, м/хв	
1) у подовжньому напрямі	15
2) у поперечному напрямі	10
1.19. Швидкість швидких кругових переміщень шпинделя, об/хв	30
1.20. Регулювання частоти обертання шпинделя	Безступінч ате
1.21. Найбільший допустимий момент, що крутить, на шпинделі, Н*м	500 з перебором
1.22. Найбільший допустимий крутящий момент, на інструментальному шпинделі, Н*м	40
1.23. Найбільше зусилля подачі, кН:	
- в подовжньому напрямі	12
- в поперечному напрямі	6
1.24. Потужність приводів подач, кВт	
- в подовжньому напрямі	2,0
- в поперечному напрямі	2,0
- кругових подач шпинделя	2,0
1.25. Потужність приводу головного руху, кВт	30
1.26. Сумарна потужність встановлених на верстаті електродвигунів, кВт	39, 23
1.27. Габаритні розміри верстата без окремо розташованих агрегатів і окремо розташованого електроустаткування, мм	
довжина	4500
ширина	3400
висота	2300
1.28. Маса верстата не більш, кг	7500

Характеристика датчиків зворотного зв'язку

						Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

№	Найменування параметра	Дані
1	Датчик зворотного зв'язку приводів подовжніх переміщень Тип Число імпульсів на оборот	Перетворювач вимірювальний круговий фотоелектричний ВЕ-178 А5 2500
2	Датчик зворотного зв'язку приводів поперечних переміщень Тип Число імпульсів на оборот	Перетворювач вимірювальний круговий фотоелектричний ВЕ-178 А5 5000
3	Датчик різьбо нарізання: Тип Число імпульсів на оборот	Перетворювач вимірювальний круговий фотоелектричний ВЕ-178 А5 1024
4	Датчик завдання переміщень вручну (штурвал) Тип Число імпульсів на оборот	Перетворювач вимірювальний круговий фотоелектричний ВЕ-178 А5 100
5	Датчик зворотного зв'язку приводу подачі координати «С» Тип Число імпульсів на оборот	Перетворювач вимірювальний круговий фотоелектричний ВЕ-194 90000

Технічна характеристика гідро устаткування

Найменування параметра	Дані
арка масла для гідросистеми	Індустріальне «І-30А» ГОСТ 20799-75[6]

Тип станції гідроприводу	СВМІА-40А-1,1-10
Тип насоса	БГ-12-2М
Продуктивність насоса, л/хв	25,0
Робочий тиск в гідросистемі, МПа (кг/см ²)	4,0 (40)
Ємність бака, л	40

Технічна характеристика системи мастила

Найменування параметра	Дані
1. Центральна проточна змащувальна система	
1.1. Тип змащувальної системи	Централізована імпульсна «Трабон» 1178СПЭ0 0,63-100-1,6-АМ
1.2. Марка масла для змащувальної системи	ИГНСп-20 ТУ38-101-798-78
1.3. Продуктивність насоса, см ³ /цикл	0,63
1.4. Привід насоса	Електричний
1.5. Ємність бака, л	1,6

4. Розрахунки базових вузлів верстата.

4.1 Розрахунок приводів подач

4.1.1 Розрахунок високомоментних двигунів приводів подач

В приводах подач по осях X, Z і в приводі інструментального шпинделя встановлені високомоментні електродвигуни типу HG 112В з моментом, що крутить, 17 Нм, номінальною частотою обертання 500 min^{-1} і максимальною частотою обертання 2000 min^{-1} .

Для перевірки правильності їх вибору необхідно провести перевірочний розрахунок цих двигунів. Найбільше тягове зусилля в приводі подовжніх подач складає $(T_x)_p = 12,0 \text{ кН}$, в приводі поперечних подач 6,0 кН, тягове зусилля холостого ходу $(T_x)_x = 1,0 \text{ кН}$.

Перевірка двигуна приводу подач проводиться за умовами:

$$M_H \geq M_{\text{э}} \quad M_{\text{дв max}} \geq M_{\text{max}},$$

де M_H і $M_{\text{дв max}}$ — номінальний і максимальний моменти двигуна

$M_{\text{э}}$ і M_{max} — еквівалентний і максимальний моменти навантаження, приведені до двигуна.

Еквівалентний момент навантаження $M_{\text{э}}$ визначається, як середнє квадратичне з моментів на валу двигуна за один цикл роботи верстата. Причому як розрахунковий приймається цикл, що складається з навантажень чотирьох рівнів: максимальною M_{max} , мінімальною M_{min} , середньою M_{cp} і відповідною перехідним процесам $M_{\text{пер}}$:

$$M_{\text{э}} = \sqrt{M_{\text{max}}^2 \cdot a_1 + M_{\text{cp}}^2 \cdot a_2 + M_{\text{min}}^2 \cdot a_3 + M_{\text{пер}}^2 \cdot a_4},$$

де:

$$M_{\text{max}} = M_p, \quad M_{\text{min}} = M_x,$$

$$M_{\text{cp}} = \frac{1}{2}(M_{\text{max}} + M_{\text{min}}), \quad M_{\text{пер}} \approx 5M_{\text{cp}};$$

a_1, a_2, a_3, a_4 — питомі ваги часу, який двигун працює при відповідному рівні навантаження.

Значення a_1, a_2, a_3 і a_4 відповідають циклу, в якому привід подовжніх подач працює 70%, привід поперечних подач 20% від часу циклу. Причому час роботи приводу подовжніх подач з навантаженнями $M_{\max}, M_{\text{ср}}, M_{\min}$ і $M_{\text{пер}}$ складає відповідно 10, 70, 18 і 3% від часу роботи приводу в циклі. Ці ж величини для приводу поперечних подач складають відповідно 10, 70, 15 і 5%.

Величини M_p і M_x визначаються по формулах

$$M_p = 1,59 \cdot 10^{-4} \frac{(T_x)_p}{\eta} \cdot \frac{V_p}{n_p} + M_n$$

$$M_x = 1,59 \cdot 10^{-4} \frac{(T_x)_x}{\eta} \cdot \frac{V_x}{n_x} + M_n$$

У цих формулах

$(T_x)_p$ і $(T_x)_x$ — тягові зусилля на ходовому гвинті при максимальному зусиллі подачі і на холостому ході, Н;

V_p и V_x — швидкість робочого органу при максимальному зусиллі подачі і на холостому ході, м/хв;

n_p и n_x — частота обертання двигуна (ч.о.д.) при швидкості робочого органу V_p і V_x відповідно, об/хв;

у даній кінематичній схемі приводу

$$\frac{V_p}{n_p} = \frac{V_x}{n_x} = \frac{t}{i};$$

M_n — приведений до двигуна момент постійних втрат в приводі, Нм;

η — завантажувальний к.к.д. приводу

4.1.2 Визначення постійних втрат в приводі подовжніх подач.

При визначенні втрат в приводі подовжніх подач враховуються втрати в ущільненнях манжетів, підшипниках кочення і в кульковій гвинтовій і ремінних передачах.

Момент постійних втрат в кулькових радіальних підшипниках

$$M_{n1} = \frac{C_{on}}{2} \sum_i d_i^2 \text{ Нм}$$

де $C_{on} = 0,006$ - коефіцієнт втрат в підшипнику.

У приводі два підшипники $cd = 50$ мм.

При цьому

$$M_{n1} = \frac{0,006}{2} 2 \cdot 50^2 = 15 \text{ кГмм} = 0,15 \text{ Нм.}$$

Момент тертя в комбінованому упорному роликовому підшипнику, що працює в попереднім натягом, залишається при роботі приблизно постійним і визначається величиною попереднього натягу:

$$M_{n2} = \mu P_H d_m \text{ Нм}$$

P_H — зусилля попереднього натягу, Н;

d_m — середній діаметр підшипника, м.

Зусилля попереднього натягу може бути прийняте рівним $P_H = 10,0$ кН, $d_m = 48$ мм (діаметр отвору 35 мм). При цьому момент втрат

$$M_{n3} = 0,004 \cdot 0,048 \cdot 10000 = 1,92 \text{ Нм.}$$

Кулькова гвинтова передача з гвинтом $d = 50$ мм і кроком $t = 10$ мм має за паспортними даними момент холостого ходу

$$M_{n3} = 1,14 \text{ Нм.}$$

Момент постійних втрат в ремінній передачі приймається рівним

$$M_{n4} = 1,4 \text{ Нм.}$$

Передавальне відношення від двигуна до гвинта $i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{144}{96} = 1,5$.

Приведений до двигуна момент постійних втрат буде рівний:

$$M_n = \frac{1}{i} \sum M_{ni} = \frac{1}{1,5} (0,15 + 1,92 + 1,14) + 1,4 = 3,55 \text{ Нм}$$

						Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1.3 Визначення постійних втрат в приводі поперечних подач

Момент постійних втрат в ущільненні манжета $d = 40$ мм.

$$M_{n1} = 0,60 \text{ Нм}$$

Момент постійних втрат в кулькових радіальних підшипниках (2 підшипники $d = 55$ мм)

$$M_{n2} = \frac{0,006}{2} 2 \cdot 55^2 = 0,18 \text{ Нм.}$$

Момент тертя в комбінованому наполегливому роликовому підшипнику $d = 35$, $d_m = 48$ мм, встановленому з попереднім натягом $P_H = 5,0$ кН:

$$M_{n3} = 0,004 \cdot 5000 \cdot 0,048 = 0,96 \text{ Нм.}$$

Момент „холостих” втрат в кульковій гвинтовій передачі з гвинтом $d = 32$ мм, $t = 5$ мм: $M_{n4} = 0,5$ Нм.

Момент втрат в ремінній передачі як і для подовжньої подачі

$$M_{n4} = 1,4 \text{ Нм.}$$

Передавальне відношення від двигуна до гвинта $i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{95}{70} = 1,0$

Приведений до двигуна момент постійних втрат:

$$M_n = 1,0(0,6 + 0,18 + 0,96 + 0,5 + 1,4) = 3,64 \text{ Нм.}$$

4.1.4 Визначення К.К.Д. приводу

Привід подовжніх подач складається з двигуна, плоскозубчатої ремінної передачі з передавальним числом $i = 1,5$ і кулькової гвинтової передачі (Ш.В.П.). К.К.Д. приводу: $\eta = \eta_p \cdot \eta_{\text{в.п.}}$,

де η_p — к.к.д. плоскозубчатої ремінної передачі,

приймаємо рівним $\eta_p = 0,9$;

$$\eta_{\text{в.п.}} = \frac{\operatorname{tg} \lambda_{\hat{a}}}{\operatorname{tg}(\lambda_{\hat{a}} + \rho)} - \text{К. К. Д. Ш. В. П.}$$

$\lambda_{\hat{a}}$ — кут підйому витків на гвинті;

ρ — приведений кут тертя.

$$\lambda_{\text{в}} = \operatorname{arctg} \frac{c}{\pi d_{\text{кв}}},$$

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{f_k}{r_1 \sin \lambda},$$

тут t — крок гвинта;

$$d_{\text{кв}} = d_0 - r_1 \cos \lambda, \text{ де}$$

d_0 — розрахунковий діаметр гвинта;

r_1 — радіус кульки;

λ — кут контакту;

f_k — коефіцієнт тертя кочення.

У приводі подовжніх подач $d_0 = 50$ мм; $t = 10$ мм;

$$\lambda = 45^\circ; \quad r_1 = 3 \text{ мм}, \quad f_k = 0,01 \text{ мм.}$$

При цих даних:

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{0,01}{3,0 \cdot \sin 45^\circ} = 16'12'',$$

$$d_{\text{кв}} = 50 - 3 \cdot \sin 45^\circ = 47,88 \text{ мм}$$

$$\lambda_g = \operatorname{arctg} \frac{10}{\pi \cdot 47,88} = 3^\circ 48' 12'',$$

$$\eta_g = \frac{\operatorname{tg} 3^\circ 48' 12''}{\operatorname{tg}(3^\circ 48' 12'' + 16^\circ 12'')} = 0,93,$$

$$\eta = 0,90 \cdot 0,93 = 0,84.$$

У приводі поперечних подач передача обертання від двигуна до гвинта виконується також плоскозубчатою ремінною передачею, але $i = 1$.

Параметри I/D/G/: $d_0 = 32 \text{ мм}$; $t = 5 \text{ мм}$; $\lambda = 45^\circ$;

$$r = 1,5 \text{ мм}; f_k = 0,01 \text{ мм}.$$

При цьому

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{0,01}{1,5 \cdot \sin 45^\circ} = 32' 25'';$$

$$d_{кв} = 32 - 1,5 \cdot \sin 45^\circ = 30,94 \text{ мм},$$

$$\lambda_g = \operatorname{arctg} \frac{5}{\pi \cdot 30,94} = 2^\circ 56' 50'';$$

$$\eta_g = \frac{\operatorname{tg} 2^\circ 56' 50''}{\operatorname{tg}(2^\circ 56' 50'' + 32^\circ 25'')} = 0,84;$$

$$\eta_p = 0,9;$$

$$\eta = 0,9 \cdot 0,84 = 0,76$$

4.1.5 Вибір двигуна приводу подовжніх подач

Початкові дані:

$$(T_x)_p = 9340 \text{ Н}; \quad \eta = 0,84; \quad \frac{V_p}{n_p} = \frac{V_x}{n_x} = 6,67 \text{ мм/об};$$

$$M_n = 3,55 \text{ Нм}; \quad (T_x)_x = 960 \text{ Н};$$

$$a_1 = 0,07; \quad a_2 = 0,49; \quad a_3 = 0,13; \quad a_4 = 0,02,$$

Визначення моментів втрат в приводі:

$$M_p = 1,59 \cdot 10^{-4} \frac{9340}{0,84} 6,67 + 3,55 = 15,3 \text{ Нм};$$

$$M_x = 1,59 \cdot 10^{-4} \frac{960}{0,84} 6,67 + 3,55 = 4,8 \text{ Нм};$$

$$M_{\max} = 15,3 \text{ Нм}; \quad M_{\min} = 4,8 \text{ Нм};$$

$$M_{cp} = \frac{1}{2}(15,3 + 4,8) = 10 \text{ Нм};$$

$$M_{nep} = 5 \cdot 10 = 50 \text{ Нм};$$

$$M_3 = \sqrt{15,3^2 \cdot 0,07 + 10^2 \cdot 0,49 + 4,8^2 \cdot 1,3 + 50^2 \cdot 0,02} = 10,9 \text{ Нм}.$$

Встановлений двигун HG 112В з моментом, 17 Нм задовольняє умовам вибору.

Вибір двигуна приводу поперечних подач.

Початкові дані:

$$(T_x)_p = 9180 \text{ Н}; \quad \eta = 0,76; \quad \frac{V_p}{n_p} = \frac{V_x}{n_x} = 5,0 \text{ мм/об};$$

$$M_n = 3,64 \text{ Нм}; \quad (T_x)_x = 700 \text{ Н};$$

$$a_1 = 0,02; \quad a_2 = 0,14; \quad a_3 = 0,03; \quad a_4 = 0,01.$$

Визначення моментів втрат в приводі:

						Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_p = 1,59 \cdot 10^{-4} \frac{9180}{0,76} \cdot 5,0 + 3,64 = 13,2 \text{ Нм};$$

$$M_x = 1,59 \cdot 10^{-4} \frac{700}{0,76} \cdot 5,0 + 3,64 = 4,4 \text{ Нм};$$

$$M_{\max} = 13,2 \text{ Нм}; \quad M_{\min} = 4,4 \text{ Нм};$$

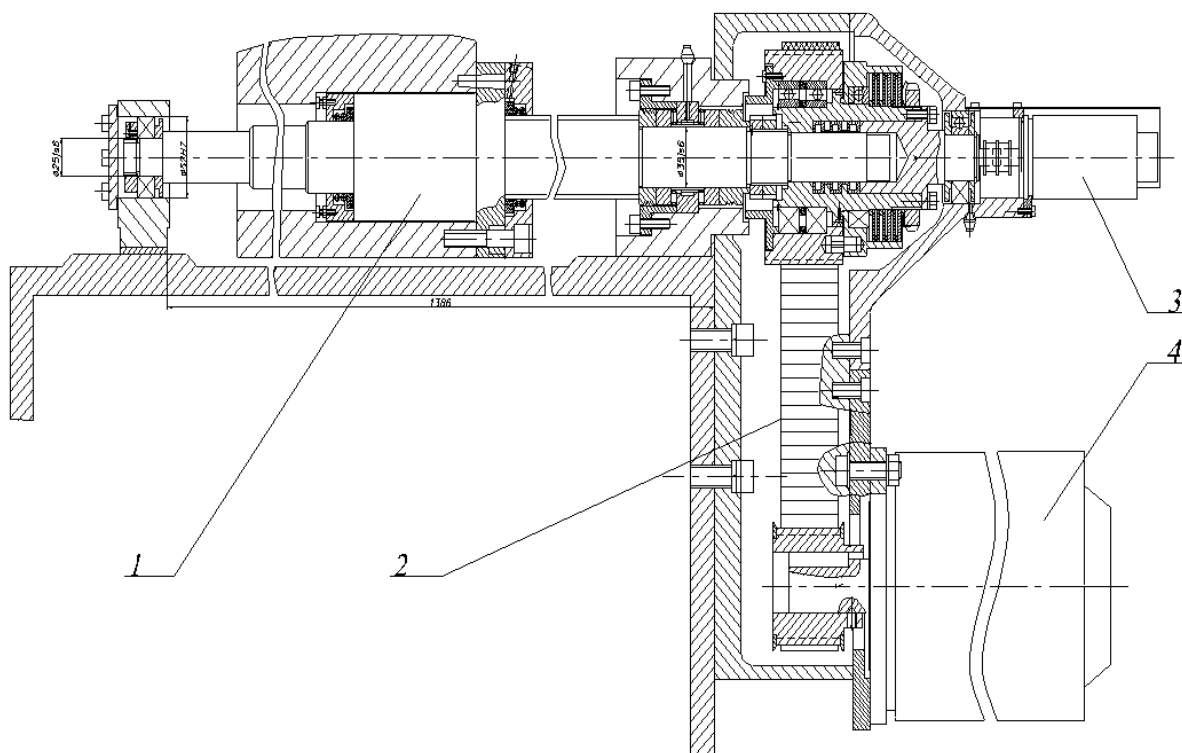
$$M_{cp} = \frac{1}{2}(13,2 + 4,4) = 8,8 \text{ Нм};$$

$$M_{пер} = 5 \cdot 8,8 = 44,0 \text{ кГм};$$

$$M_3 = \sqrt{13,2^2 \cdot 0,02 + 8,8^2 \cdot 0,14 + 4,4^2 \cdot 0,03 + 44,0^2 \cdot 0,01} = 5,9 \text{ Нм}.$$

Встановлений двигун HG 112В з моментом, що крутить, 17 Нм, номінальною частотою обертання 500 мін^{-1} і максимальною частотою обертання 2000 мін^{-1} , задовольняє умовам вибору.

На мал. 4.1 показаний привід подовжніх подач верстата (розріз уздовж осі гвинта).



Мал. 4.1. Привід подовжніх подач:

1 – кулькова гвинтова пара;

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		33

- 2 – плоскозубчата ремінна передача;
- 3 – датчик зворотного зв'язку;
- 4 – високомоментний двигун приводу.

						Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2. Розрахунок діаметру гвинта кулькової гвинтової передачі приводу подовжніх переміщень супорта.

1. Загальні положення.

Виробляється розрахунок гвинтової пари кочення приводу подовжніх переміщень супорта.

Методика передбачає:

Розрахунок на стійкість, розрахунок по критичній частоті обертання.

2. Розрахункові залежності.

2.1. Розрахунок стійкості.

Діаметр d_0 гвинта розраховується по формулі Ейлера

$$d_0 = \sqrt{\frac{64F(\mu \cdot l^2)}{\pi^3 E}}$$

Де, F - максимальна подовжня стискуюча сила;

μ - коефіцієнт, що враховує характер закладення кінців гвинта;

l - максимальна відстань між гайкою і опорою гвинта, см;

E - модуль пружності, кг/см² для сталі $E = 2.1 \cdot 10^6$ кг/см²

2.2. Розрахунок по критичній частоті обертання.

$$d_0 = 10^{-7} \mu \cdot l^2 \cdot n_b$$

$$\text{де, } n_b = k \cdot V_{x \cdot x} \frac{10^3}{P}$$

$k = 1.2 \div 1.25$ - коефіцієнт не співпадання частоти обертання гвинта з частотою його власних коливань;

P - крок гвинта, мм;

3. Обчислення.

3.1. Діаметр гвинта з розрахунку на стійкість.

$\mu = 2$ – один кінець гвинта жорстко затиснений.

$l = 33.5 \text{ см}; F = P_x = 1134 \text{ кг.}$

$$d_0 = \frac{64 \cdot 1134 (2 \cdot 33.5^2)}{3.14^3 \cdot 2.1 \cdot 10^6} = 1.5 \text{ см}$$

3.2. Діаметр гвинта з розрахунку по критичній частоті обертання.

$$n_b = \frac{1.25 \cdot 10 \cdot 10^3}{10} = 1250 \text{ об/хв}$$

$$P = 10 \text{ мм}$$

$$d_0 = 10^{-7} \cdot 2 \cdot 33.5^2 \cdot 1250 = 0.28 \text{ см.}$$

3.3. Висновки: по конструктивних міркуваннях приймається гвинт $d = 4.4 \text{ см.}$

						Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.1. Розрахунок зубчасто-ремінної передачі приводу подовжньої подачі супорта.

1. Характеристика приводу.

Призначення передачі - передача моменту, що крутить, від електродвигуна до кулькового гвинта. Сумарна передавана потужність – 3,24 кВт, потужність електродвигуна PF4-K7712. $N_H = 1.8$ кВт. Частота обертання провідного шківа - $n_1 = 1500$ об/хв. Передавальне число - $I = 1$. Відстань між центрами шківів - $A = 439.6$ мм. Кут обхвату шківів ременем - $180^\circ = \alpha_1 = \alpha_2$

Умов роботи передачі:

- можливе перенавантаження від робочого навантаження – 20 %;
- число годин роботи в добу – 16;
- сезонність роботи – круглий рік;
- наявність вібрацій і ударних навантажень – є вібрації при переході з прискореного на робочий хід;
- число ременів в передачі -1.

2. Розрахунок передачі.

$$C_p = 1.8.$$

Розрахункова потужність передачі

$$N_p = N_H \cdot C_p = 1.8 \cdot 1.8 = 3.24 \text{ кВт}$$

По кресленню шуканий модуль $m = 4$ мм.

Число зубів шківа (ведучого)- $Z_{ш1} = 20$,

Число зубів веденого шківа

$$Z_{ш2} = Z_{ш1} \cdot I = 20 \cdot 1 = 20$$

Діаметри ділільних кіл шківів:

$$d_1 = d_2 = mZ_{ш1} = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм}$$

Окружна швидкість ременя

						Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{1000 \cdot 60} = \frac{3.14 \cdot 80 \cdot 1500}{1000 \cdot 60} = 6.28 \text{ м/с}$$

Розрахункова окружна сила, передавана ременем

$$F_v = [F]_0 \cdot C_4 \cdot C_z \cdot C_H = 25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 25 \text{ Н/м.}$$

Для $m = 4$ мм приймаємо $[F]_0 = 25 \text{ Н/мм.}$

Ширина ремня

$$b = \frac{F_p}{F_v - qV^2} = \frac{515.9}{25 - 6 \cdot 10^{-3} \cdot 6.28^2} = 20.8 \text{ мм}$$

де, $q = 6 \cdot 10^{-3} \text{ кг/мм}$

По ОСТ 3805114-76[7] приймаємо $b = 32 \text{ мм.}$

Діаметри вершин зубів шківів

$$d_{a_1} = d_1 - 2b + K_1;$$

$$d_{a_1} = 80 - 2 \cdot 0.8 + 0.05 = 78.45 \text{ мм.}$$

$$d_{a_2} = d_2 - 2b - K_2;$$

$$d_{a_2} = 80 - 2 \cdot 0.8 - 0.05 = 78.35 \text{ мм.}$$

$$\delta = 0.8 \text{ мм;}$$

Величина поправки, що враховує навантаження і податливість витків метало троса.

$$K_1 = K_2 = 0.2 \cdot \frac{F_p}{b} \cdot \lambda \cdot Z_{ш_1} = 0.2 \cdot \frac{515.9}{32} \cdot 6 \cdot 10^{-4} \cdot 20 = 0.05 \text{ мм}$$

$$\lambda = 6 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^2/\text{Н}$$

Окружний крок шківа по середній лінії зубів

$$P_{ш_1} = \frac{\pi(d_{a_1} - h_{ш})}{Z_{ш_1}} = \frac{3.14(78.45 - 4)}{20} = 11.69 \text{ мм}$$

Довжина ремня

$$P_{ш_2} = \frac{3.14(78.35 - 4)}{20} = 11.67 \text{ мм}$$

$$l_p = 2A + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4A} = 2 \cdot 439.6 + \frac{3.14}{2}(80 + 80) + \frac{(80 - 80)^2}{4 \cdot 439.6} = 1130.4 \text{ мм}$$

						Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

По ОСТУ 3805114-76[7] приймаємо $l_p = 1130.4 \text{ мм}$.

Допустимо мінімальна міжосьова відстань

$$A_{MIN} = 0.5(d_1 + d_2) + 2m = 0.5(80 + 80) + 2.4 = 88 \text{ мм}$$

Для $m = 4 \text{ мм}$ приймаємо початкове натягнення ременя $Q_0 = 4 \text{ Н/мм}$.

Стріла прогину ременя

$$f = \sqrt[3]{x + \sqrt{\Delta}} + \sqrt{x - \sqrt{\Delta}};$$

$$\text{де } x = \frac{6a^3}{8ES} = \frac{1.0 \cdot 440^3}{8 \cdot 9 \cdot 10^3} = 1.18 \cdot 10^3 \text{ мм}$$

$$\Delta = \frac{Q_0^3 \cdot a^6}{(3ES)^3} + \frac{G^2 \cdot a^6}{(8ES)^2} = \frac{2^3 \cdot 440^6}{(3 \cdot 9 \cdot 10^3)^3} + \frac{1^2 \cdot 440^6}{(9 \cdot 8 \cdot 10^3)^2} = 1.39 \cdot 10^6$$

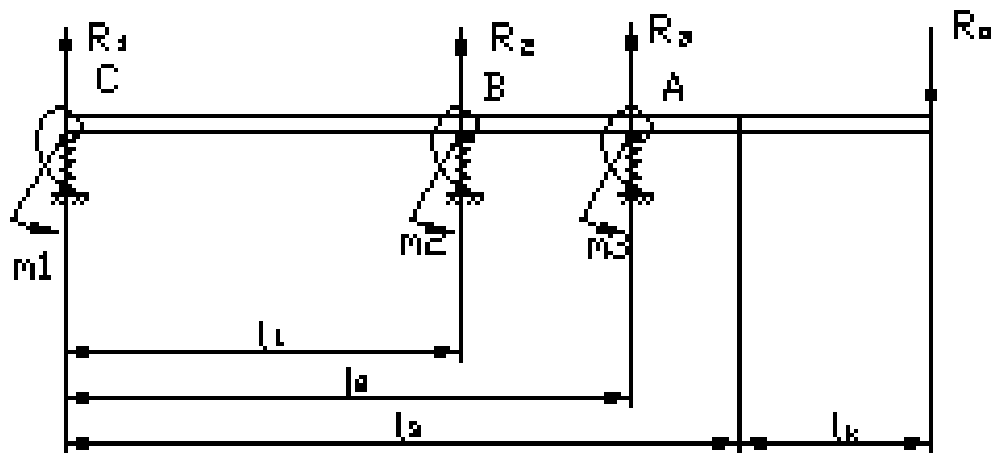
$$f = \sqrt[3]{1.18 \cdot 10^3 + \sqrt{1.39 \cdot 10^6}} + \sqrt{1.18 \cdot 10^3 - \sqrt{1.39 \cdot 10^6}} = 13.3 \text{ мм}$$

						Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3. Розрахунок радіальної жорсткості шпинделя

1. З обчислювальної точки зору розрахунок шпинделя на жорсткість зводиться до вирішення системи в лінійних рівнянь (для трьохопорної схеми шпинделя) невідомими в яких є реакції на опор і затискаючі моменти. Знайдені значення реакцій опору і затискаючих моментів підставляються в рівняння лінії прогину осі шпинделя, звідки визначається зсув осі торця шпинделя і радіальна жорсткість останнього.

Розрахункова схема представляє балку постійної вигинистої жорсткості C , що має 3 опори з радіальними податливостями A_1, A_2, A_3 і кутовими податливостями B_1, B_2, B_3 відповідно. Навантажуюча сила прикладена на відстань l_k від торця шпинделя



Мал.4.3. Розрахункова схема

Жорсткість C балки визначаємо по формулі:

$$C = EI$$

де, E – модуль пружності, кг/мм²

I – усереднений осьовий момент інерції шпинделя, мм⁴, визначуваний по формулі

$$I = \pi \frac{D^4 - d^4}{64},$$

де, D и d – усереднені зовнішній і внутрішній діаметри шпинделя.

Якщо позначити через R_1 , R_2 і R_3 реакції опор шпинделя і m_1 , m_2 и m_3 затискаючі моменти, то відомими методами («Динамика станков» Попов та др. Київ, «Техника», 1975г) виводиться рівняння лінії прогину балки під дією навантажувальної сили R_0 :

$$Y(x) = R_1 \left(A_1 - \frac{x_3}{6EI} \right) + m_1 \left(B_1 x + \frac{x^2}{2EI} \right) +$$

$$+ \begin{cases} m_2 \cdot \frac{(x-l_1)}{2EI} \\ l_1 < x \leq l_2 \end{cases} - \begin{cases} R_2 \cdot \frac{(x-l_1)^3}{6EI} \\ l_1 < x \leq l_2 \end{cases} + \begin{cases} m_3 \cdot \frac{(x-l_2)^2}{2EI} \\ l_2 > x \end{cases} - \begin{cases} R_3 \cdot \frac{(x-l_2)^3}{6EI} \\ l_2 < x \end{cases} \quad (1)$$

де, x – абсциса точки балки

$Y(x)$ – величина прогину в цій точці. Початок координат поєднаний із задньою опорою балки.

Число доданків в рівнянні береться

- а) два якщо $x \leq l_1$
- б) чотири, якщо $l_1 < x \leq l_2$
- в) шість, якщо $l_2 < x$

1.1 З умов статичної рівноваги і граничних умов отримуємо систему в лінійних рівнянь для знаходження 6 невідомих (R_1 , R_2 , R_3 , m_1 , m_2 , m_3).

1. $R_1 + R_2 + R_3 = R_0$
2. $R_1 \cdot l_3 + R_2(l_3 - l_1) + R_3(l_3 - l_2) - m_1 - m_2 - m_3 = R_0 \cdot l_k$
3. $R_1 \left(A_1 - \frac{l_2^3}{6EI} \right) - R_2 \cdot A_2 + m_1 \left(B_1 \cdot l_1 + \frac{l_1^2}{2EI} \right) = 0$
4. $R_1 \left(A_1 - \frac{l_2^3}{6EI} \right) - R_2 \cdot \frac{(l_2 - l_1)^3}{6EI} - R_3 A_3 + m_1 \left(B_1 \cdot l_2 + \frac{l_2^2}{2EI} \right) + m_2 \cdot \frac{(l_2 - l_1)^2}{2EI} = 0$
5. $R_1 \cdot \left(-\frac{l_2^2}{2EI} \right) + m_1 \cdot \left(B_1 + \frac{l_1}{EI} \right) - m_2 \cdot B_2 = 0$

$$6. R_1 \cdot \left(-\frac{l_2^2}{2EI} \right) - R_2 \left(\frac{l_2 - l_1}{2EI} \right)^2 + m_1 \left(B_1 + \frac{l^2}{EI} \right) + m_2 \frac{l_2 - l_1}{EI} - m_3 \cdot B_3 = 0$$

Система вирішується методом послідовного виключення невідомих. Знайдені значення невідомих підставляють в рівняння лінії прогину (1). Далі, враховуючи в рівнянні (1) $x=l_3$, обчислюваний $Y(l_3)$, тобто радіальний зсув торця. Приведена до торця радіальна жорсткість шпинделя визначається по формулі:

$$C_{ин} = \frac{R_0}{Y(l_3)} \text{ кгс/мм}$$

1.2. Радіальна податливість підшипника з нульовим натягом (зазором) визначається по формулі:

$$\delta_{\tau}^* = \frac{\delta_{\tau'} + \delta_{\tau''}}{p} \text{ мм/кгс} \quad (2)$$

де, p – радіальне навантаження кгс,

$\delta_{\tau'}$ – пружне зближення тіл кочення і кілець підшипників, мм;

$\delta_{\tau''}$ – контактна деформація на поверхні посадки кілець підшипників, мм

Їх обчислення проводимо по формулі:

$$\delta_{\tau'} = k_1 \cdot p^2, \text{ мм} \quad (3)$$

де, p – навантаження, кгс

$\alpha=2/3$ – для радіальних шарикопідшипників;

$\alpha=1$ – для роликотпідшипників;

$k_1 = (0.7 - 0.002d) \cdot 10^{-3}$ - для радіальних шарикопідшипників;

$k_1 = \frac{0.4}{d} \cdot 10^{-3}$ - для дворядних роликотпідшипників з короткими

циліндровими роликами (d – внутрішній діаметр підшипника, мм)

$$\delta_{\tau''} = \frac{4 \cdot R \cdot K_2}{\pi \cdot d \cdot B} \left(1 + \frac{d}{D} \right), \text{ мм} \quad (4)$$

де, d и D – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри підшипника, мм;

						Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

B – ширина підшипника, мм:

$$K_2 = 0.005 \dots 0.25 \text{ мм}^3/\text{кгс}$$

1.3. Радіальна податливість при нульовій величині зазору або натягу

$$\delta_r = \beta \cdot \delta_r^* \quad (5)$$

Для знаходження β спочатку обчислюється відносний зазор (натяг), $\frac{\Delta 2}{\delta_2^*}$

, а потім визначається β .

1.4. Робочий зазор (натяг) в підшипнику обчислюється за формулою

$$\Delta_{\text{роб}} = \Delta r - \alpha \cdot (d_m \cdot \Delta_{tr} - d_w \cdot \Delta_{tw}) ,$$

де, Δr – початковий зазор;

α - коефіцієнт лінійного розширення;

d_m – діаметр кола центрів роликів;

Δ_{tr} – різниця в температурі кілець;

d_w – діаметр тіла кочення;

Δ_{tw} – надлишкова температура роликів.

1.5. Кутова податливість.

Кутова податливість B визначається по формулі:

$$B = \frac{1}{C_n} + \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \quad (6)$$

де, C_n – кутова жорсткість в стику тіла кочення – кільце;

C_1, C_2 – кутові жорсткості в стику кільце – посадочна поверхня;

Для радіально – упорних підшипників

$$C_{1,2} = 4 \cdot 10^{-4} \cdot A_H^{1/2} \cdot I_{1,2} / \sqrt{F_1} \quad \text{кгс см/рад} \quad (7)$$

$$\text{де, } F_1 = \frac{\pi(D^4 - D_1^4)}{4}; \quad F_2 = \frac{\pi(d_1^4 - d^4)}{4};$$

$$I_1 = \frac{\pi \cdot (D^4 - D_1^4)}{64}; \quad I_2 = \frac{\pi \cdot (d_1^4 - d^4)}{64}.$$

d і D – внутрішній і зовнішній діаметри підшипника,

$$D_1 = d_1 = 0.5 (D + d)$$

A_n – зусилля натягу, кгс

$$C_n = 1.95 \cdot Z^{2/3} \cdot (D + d)^2 \cdot K \cdot A_n^{1/3} \cdot \sin \alpha \quad \text{кгс/рад} \quad (8)$$

де, α - кут контакту

Z – число кульок

$d_{ш}$ – діаметр кульок

$\kappa = 0.5 \div 0.9$ – коефіцієнт якості виготовлення підшипника. Для роликопідшипників значення $C_{1,2}$ визначаються також як для радіально-наполегливих шарикопідшипників, а C_n по формулі:

$$C_n = 1.95 \cdot Z^{2/3} \cdot (D + d)^2 \cdot K_E \cdot A_n^{1/3} \cdot d_{ш}^{1/3} \quad \text{кгс/рад} \quad (9)$$

Набутого значення податливості для роликопідшипників потім зменшується удвічі.

Формула, що зв'язує величину натягу в мм з величиною зусилля натягу в кгс (для роликопідшипників)

$$|\delta_r| = \left[\frac{4K_2}{\pi \cdot d \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D} \right) + K_1 \right] \cdot P \quad (10)$$

2. Радіальна і кутова податливості опор визначалися з врахуванням попереднього натягу в передній і середній опорах.

Радіальна жорсткість опори C визначалася по графіках. При визначенні кутової жорсткості в опорі C вважалося вазі підшипника.

Вихідні дані для складання системи рівнянь:

$$l_1=340\text{мм}; l_2=390\text{мм}; l_3=475\text{мм}; l_k=30\text{мм}; E=2.15 \cdot 10^4 \text{кгс/мм}^2=2.15 \cdot 10^5 \text{Н/мм}$$

Радіальні податливості опор склали

$$A_1 = 1.538 \cdot 10^{-5} \text{мм/кгс} = 1.538 \cdot 10^{-6} \text{мм/Н}$$

$$A_2 = 3.846 \cdot 10^{-5} \text{мм/кгс} = 3.846 \cdot 10^{-6} \text{мм/Н}$$

$$A_3 = 1.923 \cdot 10^{-5} \text{мм/кгс} = 1.923 \cdot 10^{-6} \text{мм/Н}$$

Кутові податливості опор склали

$$B_1 = 5.048 \cdot 10^{-8} \text{рад/кгс мм} = 5.048 \cdot 10^{-9} \text{рад/Н мм}$$

$$B_2 = 1.348 \cdot 10^{-7} \text{рад/кгс мм} = 1.348 \cdot 10^{-8} \text{рад/Н мм}$$

$$B_3 = 6.742 \cdot 10^{-8} \text{рад/кгс мм} = 6.742 \cdot 10^{-9} \text{рад/Н мм}$$

						Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Жорсткість осьового сеченія шпинделя $C = EI = 2.801 \cdot 10^{10} \text{ кгс/мм} = 2.801 \cdot 10^{11} \text{ Н/мм}$

Навантаження на шпиндель $R_0 = 100 \text{ кгс} = 1000 \text{ Н}$

Отримаємо: $R_1 = -27.731 \text{ кгс} = -277.31 \text{ Н}$; $R_2 = 2.21 \text{ кгс} = 22.1 \text{ Н}$;
 $R_3 = 125.521 \text{ кгс} = 1255.21 \text{ Н}$; $m_1 = -310.669 \text{ кгс мм} = -3106.69 \text{ Н мм}$; $m_2 = 280.282 \text{ кгс мм} = 2802.82 \text{ Н мм}$; $m_3 = 825.918 \text{ кгс мм} = 8259.18 \text{ Н мм}$.

Підставляючи знайдені значення в рівняння (1), знаходимо прогин в торця

$Y(475) = 6.367 \text{ мкм}$

Приведена до торця радіальна жорсткість шпинделя

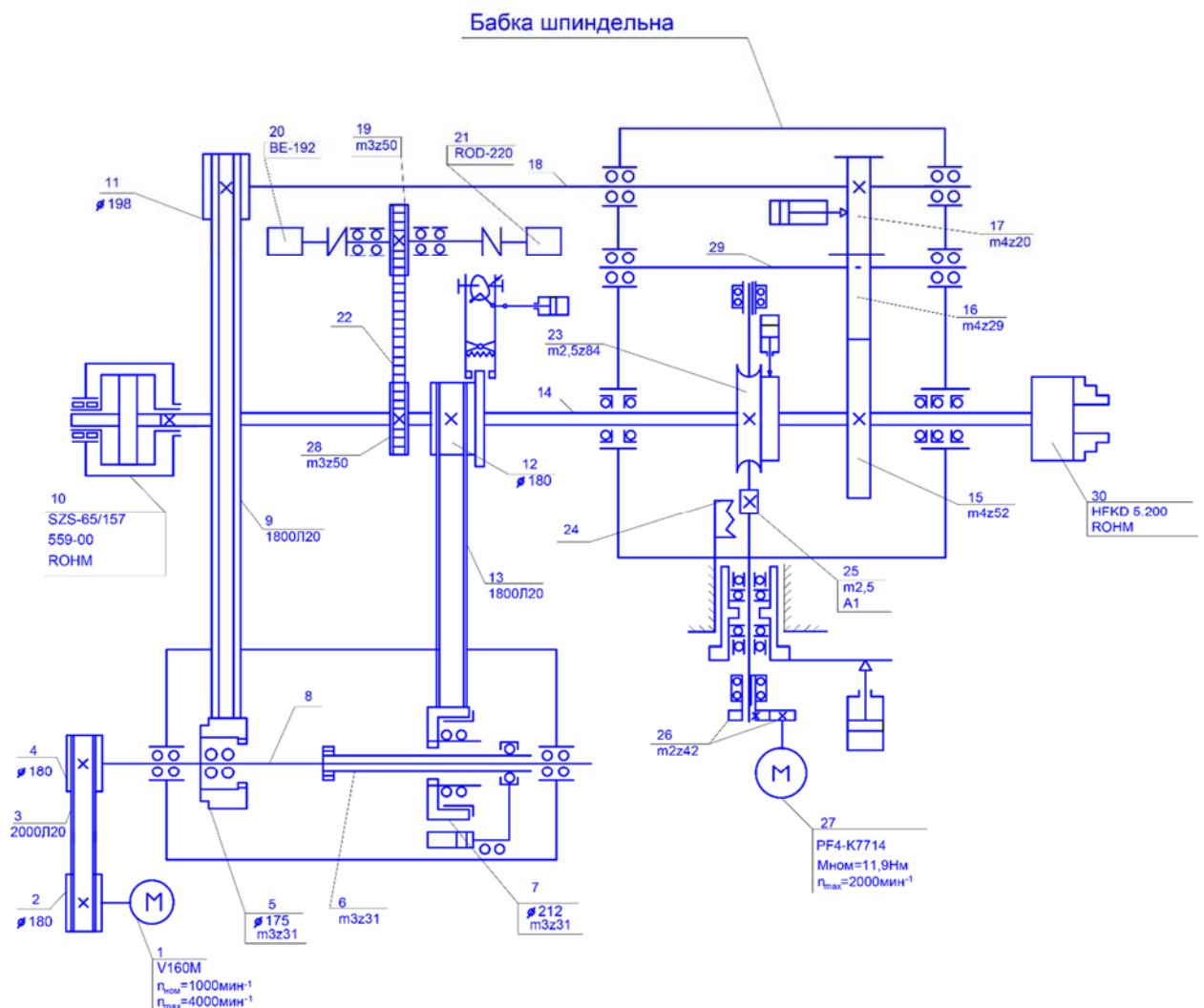
$C_{ш} = 100 / 6.367 = 15,7 \text{ кгс/мкм} = 157 \text{ Н/мкм}$

						Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Опис конструкції базового приводу координати «С».

Для фрезерування пазів, площин, позacentрового сверління, розгорткування, зенкерування отворів, нарізання різі мітчиком на торці та периферії заготовки у верстаті передбачений привод кругової подачі шпинделя, або привод координат «С».

Привод кругової подачі шпинделя базового верстата (див. мал. 5.1) забезпечується від високомоментного електродвигуна PF4-K7714 через прямозубу зубчасту передачу 26 (42/42) і черв'яну передачу 25-23 (1/84) при введеному в защемлення з колесом 25 черв'яка .

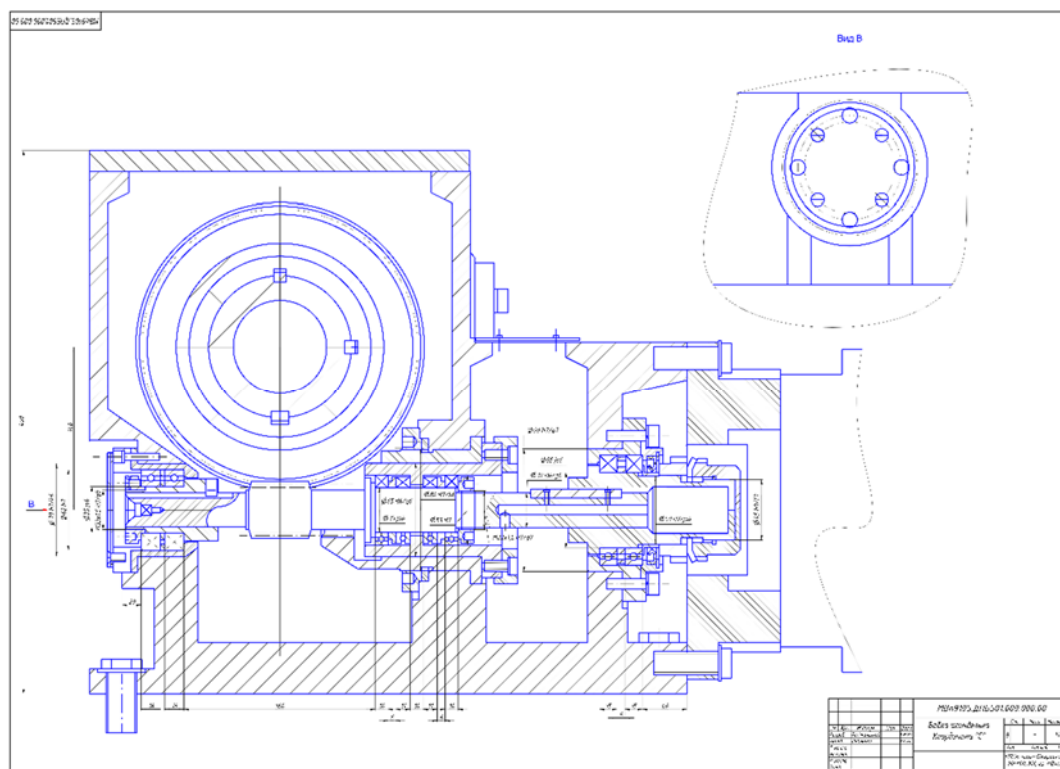


Мал. 5.1. Кінематична схема приводу шпинделя базового верстату

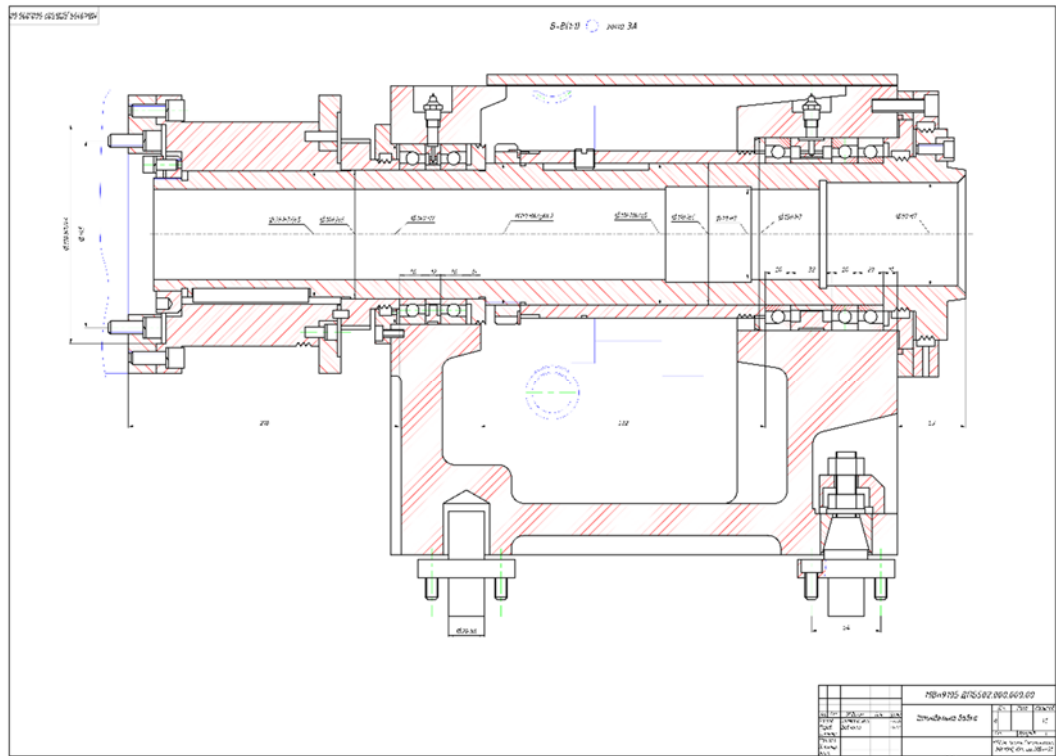
Ввід у зачеплення черв'яка відбувається в зафіксованому положенні шпинделя увінчуванням з копіра 24. Після виходу з копіра черв'яка дотискається і утримується в робочому положенні гідроциліндром. Вивід черв'яка із зачеплення відбувається в зафіксованому положенні черв'ячного колеса.

Датчиком зворотного зв'язку є фотоелектричним круговим перетворювачем 21, пов'язаним із шпинделем плоским зубчастим ременем 22 через шківви 19 і 28.

Для демонстрації виконання базового шпинделя наведено креслення МВп9105.ДПБ501.000.000.00 та МВп9105.ДПБ502.000.000.00 (Мал. 5.2 та Мал. 5.3 відповідно).



Мал. 5.2 МВп9105.ДПБ501.000.000.00 «Бабка шпиндельна Координата "С"»



Мал. 5.3 МВп9105.ДПБ502.000.000.00 «Бабка шпиндельна»

Недоліками такої конструкції приводу координати «С» є такі:

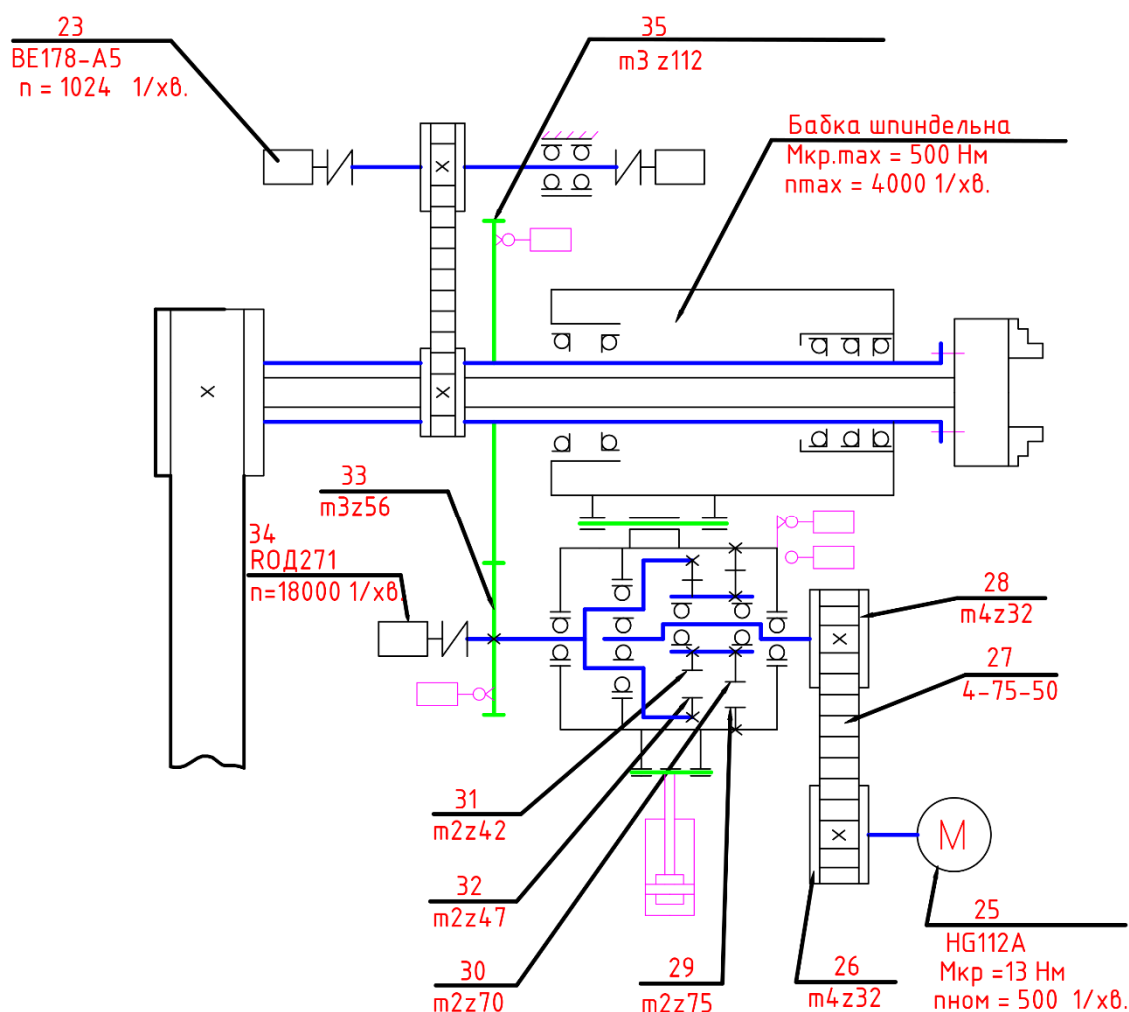
- складність конструкції приводу полягає у тому, що при використанні черв'ячної передачі з рухомим в осьовому напрямку черв'яка, який здійснює вкручування в черв'ячне колесо шпинделя при введенні команди на увімкнення кругової подачі та вивинчування при завершенні позиціонування за координатою «С»;
- Втрата часу циклу обробки деталі на допоміжних переходах, пов'язаних з тихоходними рухами в приводі кругового подача через ввинчування – вивинчування червяка в червячне колесо шпинделя;
- наявність додаткової маси на шпинделі у вигляді масивного червячного колеса і відповідних йому деталей.

6. Опис конструкції модернізованого приводу координати «С».

Вказаних раніше недоліків не має конструкція приводу кругового подача шпинделя, кінематична схема котрого показана на мал. 6.1.

Привод здійснює кругову подачу шпинделя від окремого високомоментного електродвигуна через плоску зубчасту ременну передачу (шків 26, 28 і ремень 27), планетарний редуктор із зубчатыми колесами 29, 30, 31, 32 і циліндричну зубчасту передачу 33-36 на шпиндель.

При роботі в токарному режимі зубчатого колеса 33 виводиться із зацеплення з колесом 35 за допомогою гідроциліндра.



Мал. 6.1. Кінематична схема приводу кругової подачі шпинделя (координата «С»)

Ввід у защемлення зубчастих колес 33 і 35 виконується після попередньої орієнтації шпинделя і вихідного вала редуктора за допомогою датчиків 23 і 34.

Кінематичний розрахунок приводу кругової подачі

Рівняння кінематичного балансу приводу кругового подача:

$$n_{\text{об.дв}} \cdot 32/32 \cdot i_{\text{пл}} \cdot 56/112 = n_{\text{об.шпинделя}},$$

де $i_{\text{пл}}$ – передаточне відношення планетарного редуктора, який застосовується для зниження числа оборотів вихідного вала.

Враховуючи наявність планетарного руху, передаточне відношення редуктора визначаємо методом Сампа. З кінематичної схеми привода елементи редуктора, що приймають участь у передачі руху. Вхідний вал редуктора із шківом 28, який повертає водило, позначеним **В (I)**. Вихідний вал редуктора з зубчатим колесом 31 ($z=47$) позначений **II** . Нерухоме колесо 29 ($z=75$) позначене **III** . Використовуємо таблицю для розрахунку переміщення.

В головну строку таблиці внесені позначки розглядуваних елементів.

На першому етапі розрахунку представим механізм монолітом і повернем весь механізм на один повний оборот (строка 1 таблиці). На другому етапі розрахунку враховується, що елемент **III** ($z=75$) за умовою роботи механізму є нерухомим , даємо йому один оборот у зворотню сторону та при нерухомому водилі **В (I) = 0**, визначено кількість оборотів вихідного елемента **II** ($z=47$) (строка 2 таблиці). На третьому етапі розрахунку складають рух першої та другої строки для кожного елемента та заповнюється строка таблиці Σ .

	В (I)	II (z=47)	III (z=75)
1	1	1	1
2	0	- 75 /70 · 42/47	-1

Σ	1	$1 - 75/70 \cdot 42/47 = 2/47$	0
----------	---	--------------------------------	---

Таблиця 6.1 Визначення відношення редуктора методом Сампа.

Таким чином, за один оборот водила **В (I)** неподвижним звене **III (z =75)** вихідної вал планетарного редуктора зробить $2/47$ оберту, тобто передаточне відношення редуктора $i_{пл} = 2/47$.

Визначаємо кругову подачу шпинделя при номінальному числі оборотів електродвигуна приводу $n_{об.дв} = 500 \text{ хв}^{-1}$:

$$n_{об.шпинделя} = 500 \cdot 2/47 \cdot 56/112 = 10,64 \text{ хв}^{-1} (\sim 3800 \text{ град/хв}).$$

Швидкість швидких кругових переміщень шпинделя з вхідних даних рівна 30 об/хв . При максимальному числі оборотів електродвигуна приводу $n_{об.дв} = 4000 \text{ хв}^{-1}$ число оборотів шпинделя буде рівно:

$$n_{об.шпинделя} = 2000 \cdot 2/47 \cdot 56/112 = 42,56 \text{ хв}^{-1}.$$

З інформації про технічні характеристики верстату відомо, що межа кругових подач шпинделя рівні $3 - 2000 \text{ град/хв}$. і швидкість швидких кругових переміщень шпинделя дорівнює 30 об/хв , що дозволяє зробити висновок про відповідність до кінематичних характеристик приводу.

Враховуючи, що в привод кругових подач призначено для виконання нетокарних свердлильно-фрезерних операцій інструментом, який встановлений в інструментальному шпинделі револьверної головки з окремим силовим приводом звороту, а також те, що привід кругового подачі застосовується в більшій ступені для точного позиційного шпинделя за кутовою координатою і в меншому забезпеченні кругової подачі, силовий розрахунок приводу кругової подачі можна не проводити.

У приводі кругових подач встановлений високомоментний електродвигун типу HG 112A (Мал. 6.2) з крутним моментом 13 Нм , номінальною частотою звороту 500 хв^{-1} і максимальною частотою звороту 2000 хв^{-1} . [2]



Мал. 6.2 – електродвигун постійного струму «MEZ BRNO HG 112 A»

Висновки

За результатами проведеної роботи з дипломним проектом можна зробити наступні висновки:

1. Для розгляду можливостей токарно-револьверного верстату з ЧПК була обрана деталь-зразок типу «фланець» з необхідністю обробки як токарної так і свердлильної, з використанням координати «С»
2. Розроблена карта налагодження для оброті деталі типу «фланець» з використанням координати «С»
3. Виконаний розрахунок жорсткості верстату, приводів поздовжніх та поперечних подач, приводу кругової подасі /координати «С»/
4. На основі виконаних розрахунків змінена конструкція приводу координати «С», в якій малопродуктивний привід з черв'ячним редуктором замінений на привод, що складається з високомоментного двигуна, плоскозубчастої ремінної передачі, планетарного редуктора і гідро-циліндра введення - виведення приводу в контакт з шестернею шпинделя. Така конструкція приводу кругових подач шпинделя дозволяє:
 - скоротити допоміжний час введення - виведення приводу в контакт з шестернею шпинделя за рахунок використання гідроциліндра і циліндричної зубчастої передачі, в порівнянні з тихохідним винчуванням-викручуванням черв'яка в черв'ячне колесо шпинделя в базовому станці;
 - зменшити динамічне навантаження на шпиндель за рахунок заміни масивного черв'ячного колеса, розташованого на шпинделі між опорами, циліндричним прямозубим колесом, розташованим зовні біля задньої опори шпинделя;

Література та джерела

1. Тексти (конспект) лекцій з дисципліни “Системи програмного керування” для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” усіх форм навчання / Укл.: С.В. Танченко. -Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. - 83с.
2. <https://www.embrno.cz/rada-hg/> - сайт виробника двигуна MEZ BRNO HG 112 A
3. "Руководство по эксплуатации 1П420ПФ40"/Розр. Бульба Бердичів: "Бердичівський станкозавод "Комсомолец", 1986 р.
4. ГОСТ 8-82 "Станки металлорежущие общие требования к испытаниям на точность" - Введ. 1983-07-01 - Е. Изд.-во стандартов 1982.
5. ГОСТ 12595-72 "СТАНКИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ. КОНЦЫ ШПИНДЕЛЕЙ ФЛАНЦЕВЫЕ ТИПА А ОСНОВНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ" - Введ. 1987-07-01 Изд.-во стандартов 1986.
6. ГОСТ 20799-75 "МАСЛА ИНДУСТРИАЛЬНЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ" - Введ. 1976-07-01 - Изд.-во стандартов 1984.
7. ОСТ 3805114-76 "Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. Методы контроля размеров ремней." - Введ. 1977-01-01 Изд.-во стандартов 1985.
8. Доля В.М. Програмування, введення та відпрацювання управляючих програм для верстатів з ЧПУ та РТК: Навчальний посібник. - Харків: НТУ „ХПІ”, 2003. - 169 с.
9. Інноваційне обладнання автоматизованого виробництва. Конструктивні особливості та основи програмування верстатів з числовим програмним керуванням [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка» спеціалізації «Технології комп'ютерного конструювання верстатів, роботів та машин» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Ковальов В.А., Гаврушкевич А.Ю., Гаврушкевич Н.В. –

						Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подпис	Дата		

Електронні текстові дані (1 файл: 21,8 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 158с.

10. Кузнецов В.Г. Приводы станков с программным управлением: Учеб пособие для машиностроительных техникумов. – М.: Машиностроение, 1983. – 248с.

11. Кузнецов Ю.Н. Станки с ЧПК: Учеб. пособие. – К.: Выща школа, 1991. - 278с.

12. Марголит Р.Б. Эксплуатация и наладка станков с программным управлением и промышленных роботов: Учеб.пособие для машиностроительных техникумов. – М.: Машиностроение, 1991. – 272с.

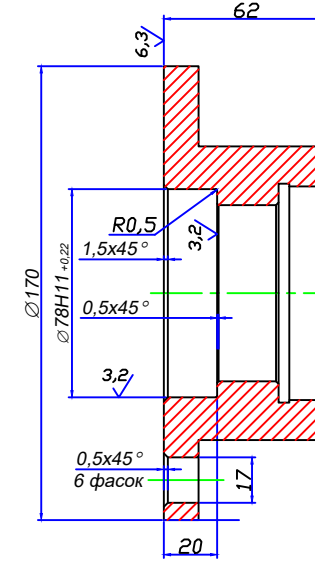
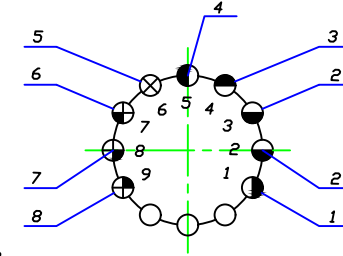
13. Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование. Орликов М.Л., Федоренко И.Г., Шишкин В.Н., Учебное пособие.-Киев: Высшая школа, 1987.

14. Повышение производительности и надежности токарно-револьверных станков/ В.Н. Шишкин и др., - К.: Техніка, 1986. – 95с.

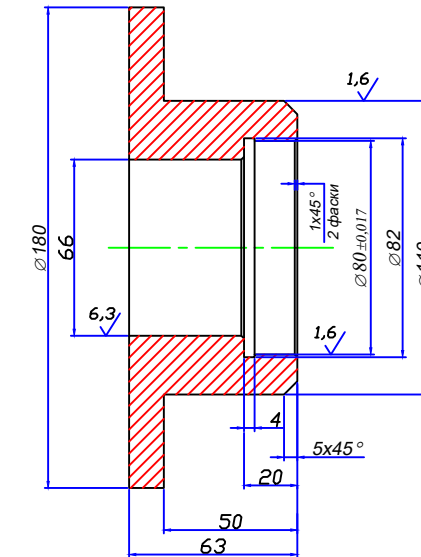
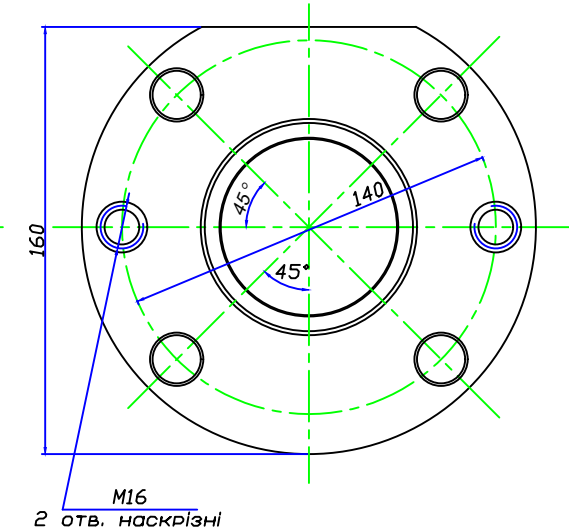
						Лист
						55
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

N	N	Зміст переходів	Різуний та допоміжний інструмент	Режими різання				Циклограмма	Оброблювані поверхні та виліт інструменту
				v м/хв	s мм/об	t хв	n 1/хв		
		Встановити та закріпити заготовку							
1	1	Підрізати торець в розмір 62, обточити $\varnothing 170$	Різець прохідний 25x25x150 j=9° K01-4977-03 TУ2-035-892-82 Державка 32.85.100	125	0,3	2	240		
2	2	Розточити начерно отв. Ж 77,5 +0,1 з обрізкою торця у розмір 19,5 +0,2	Різець розточний j=9° Жхв. 25мм. K01-4341-000-01 TУ2-035-955-84 Державка 32.85.400	150	0,3	1,5	680		
3	3	Розточити начисто отв. Ж 78+0,22 з підрізанням торця в розмір 20. Зняти фаски 0,5x45° та 1,5x45°	Різець розточний j=95° Жхв. 25мм K01-4341-000-01 TУ2-035-955-84. Державка 32.85.400	150	0,1	0,5	680		
4	4	Центрувати 6 отв., витримуючи $\varnothing 140$	Сверло 2317-0119 ГОСТ 14952-75 Головка сверлильно-фрезерна 32.85.760 Цанга 52.00.85.001-11	27	0,04	7	750		
5	5	Свердлити 6 отв. Ж 14+0,24	Сверло 0,35-2300-1308 ОСТ2-Ц20-1-80 Головка сверлильно-фрезерна 32.85.760 Цанга 52.00.85.001-11	27	0,12	7	750		
6	6	Розсвердлити 4 отв. Ж 17	Сверло 035-2301-1046 Вкоротити L=193,5 ОСТ2-Ц20-1-80 Головка фрезерна для інстр. с конічним хвостовиком 32.85.850	320	1,5	1,5	590		
7	7	Зняти фаски в 6 отв. 0,5x45°	Зенковка 2353-0112 ГОСТ 14953-80 Головка сверлильно-фрезерна 32.85.760 Цанга 52.00.85.001-06	13	0,1		590		
8	8	Нарізати різьбу М16 в двох отв.	Метчик 2621-1621 ГОСТ 3266-81 Головка сверлильно-фрезерна 32.85.760 Цанга СН 40/85-00-001	12	2		318		
9	9	Фрезувати лиску, у розмір 160	Фреза 2220-0013 ГОСТ 170.25-71 Головка сверлильно-фрезерна 32.85.760 Цанга 52.00.85.01-08	24	0,1	1,5	637		

Схема розміщення інструменту



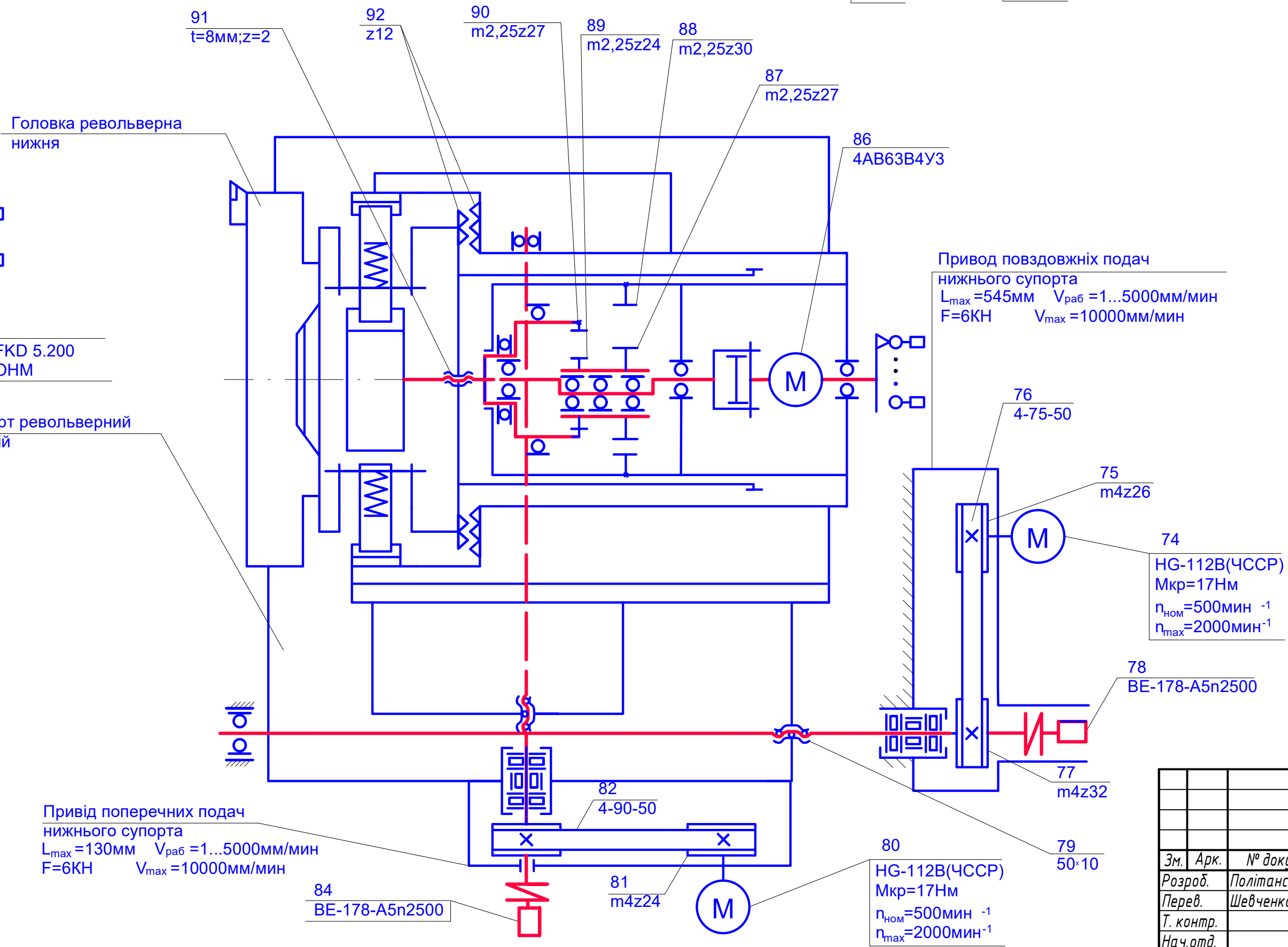
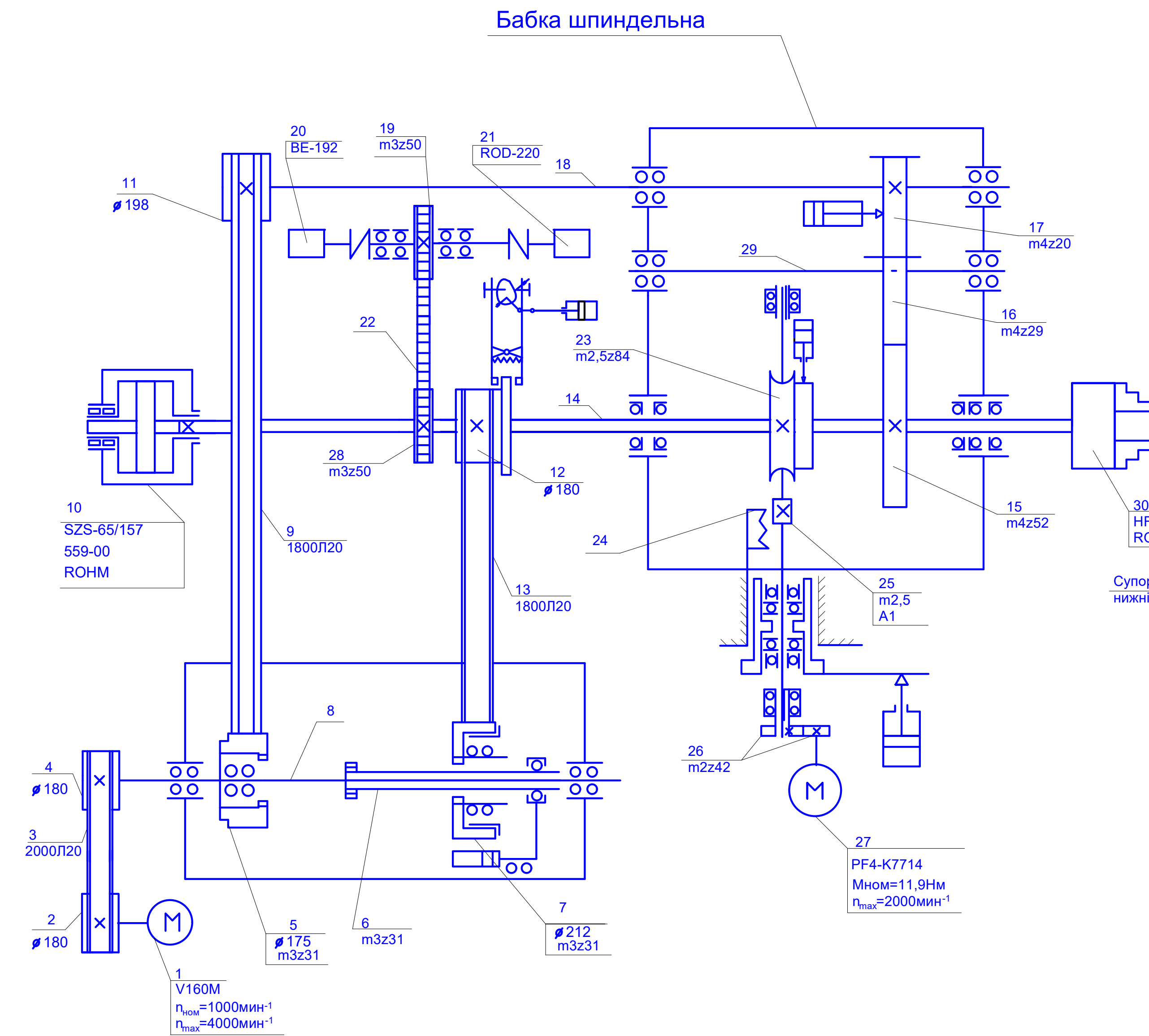
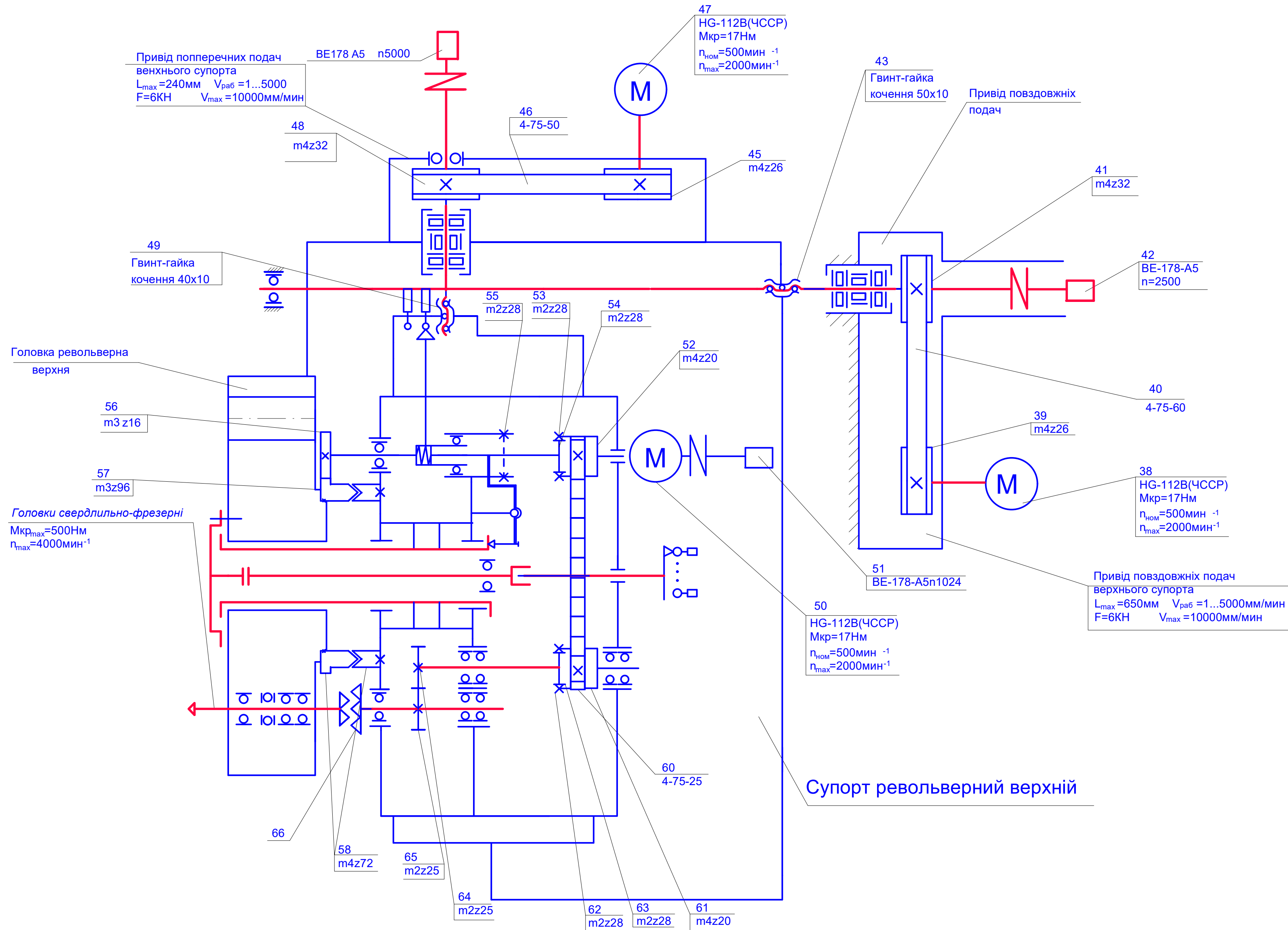
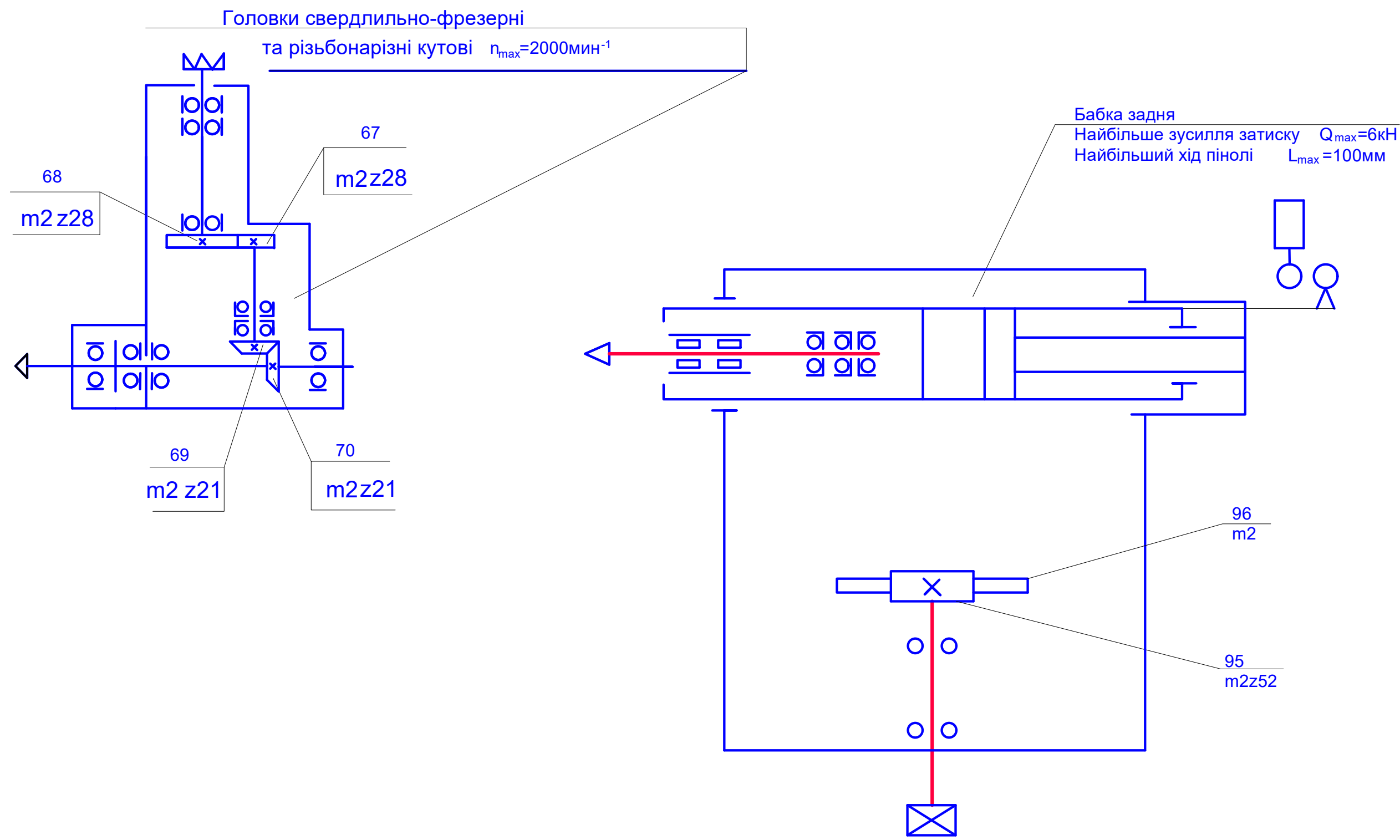
Заготовка



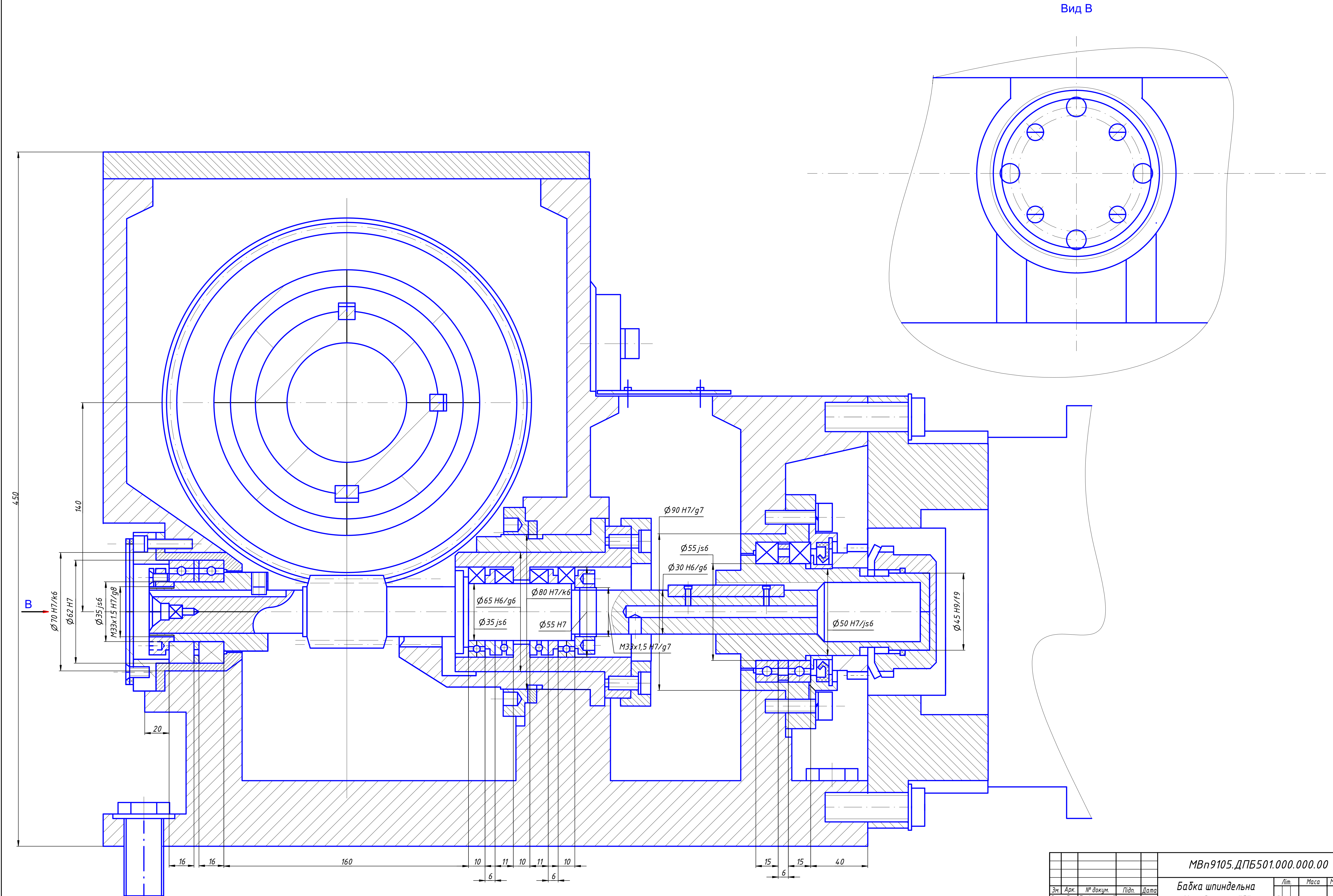
Матеріал: сталь 45 ГОСТ 1051-74.

МВп9105.ДПБ200.000.000.001				Карта налагодження			
Зм. Акт	Відомості	Підп.	Дата	Лист 1	Листів 1	Лист 1	Листів 1
Розроб.	Полтавський						
Перев.							
К. монт.							
Прийм.							
Н. монт.							
Заст.							

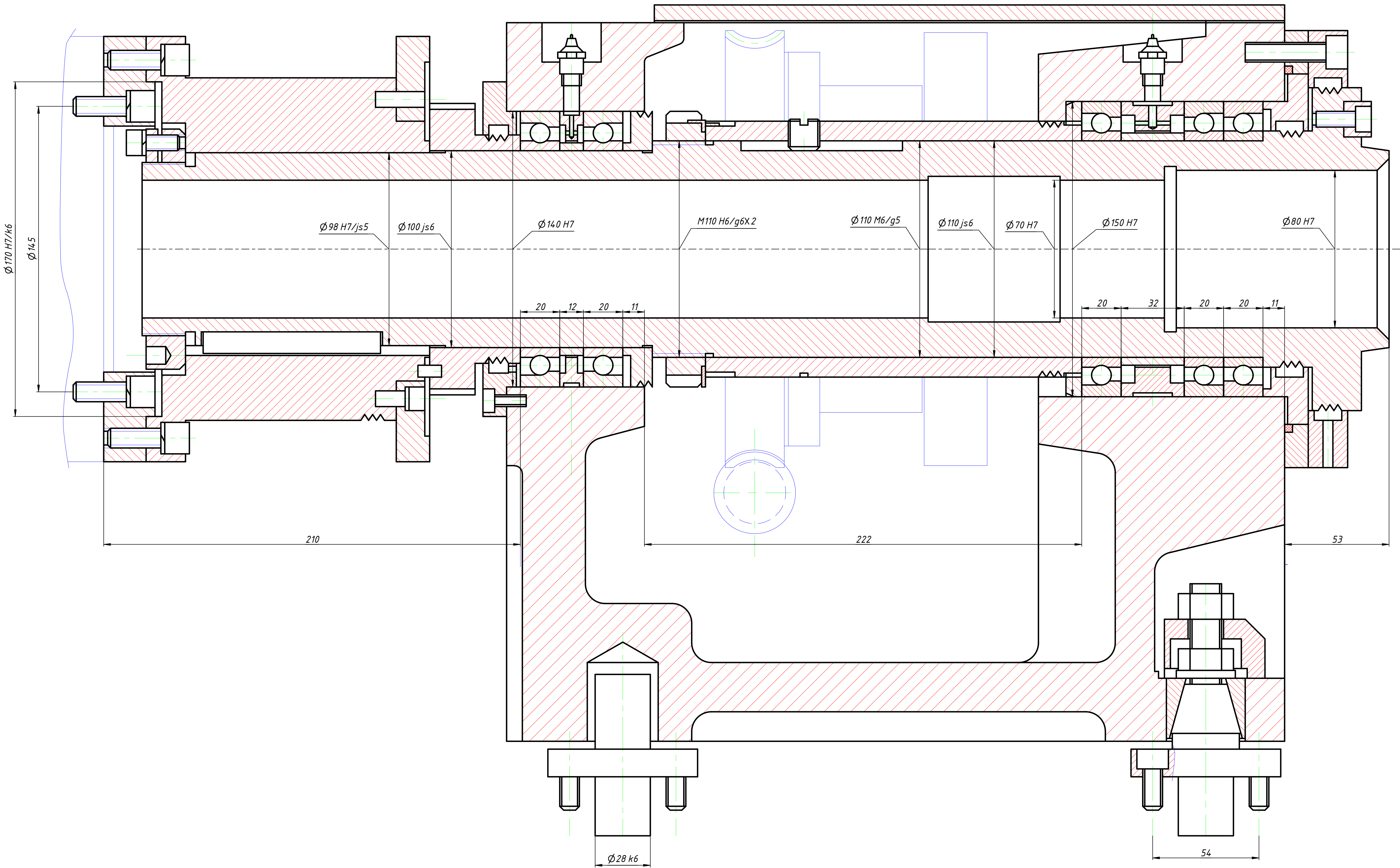
КЗП ім. Леона Скорися
НН ММІ, КМ, гр. МВ-91



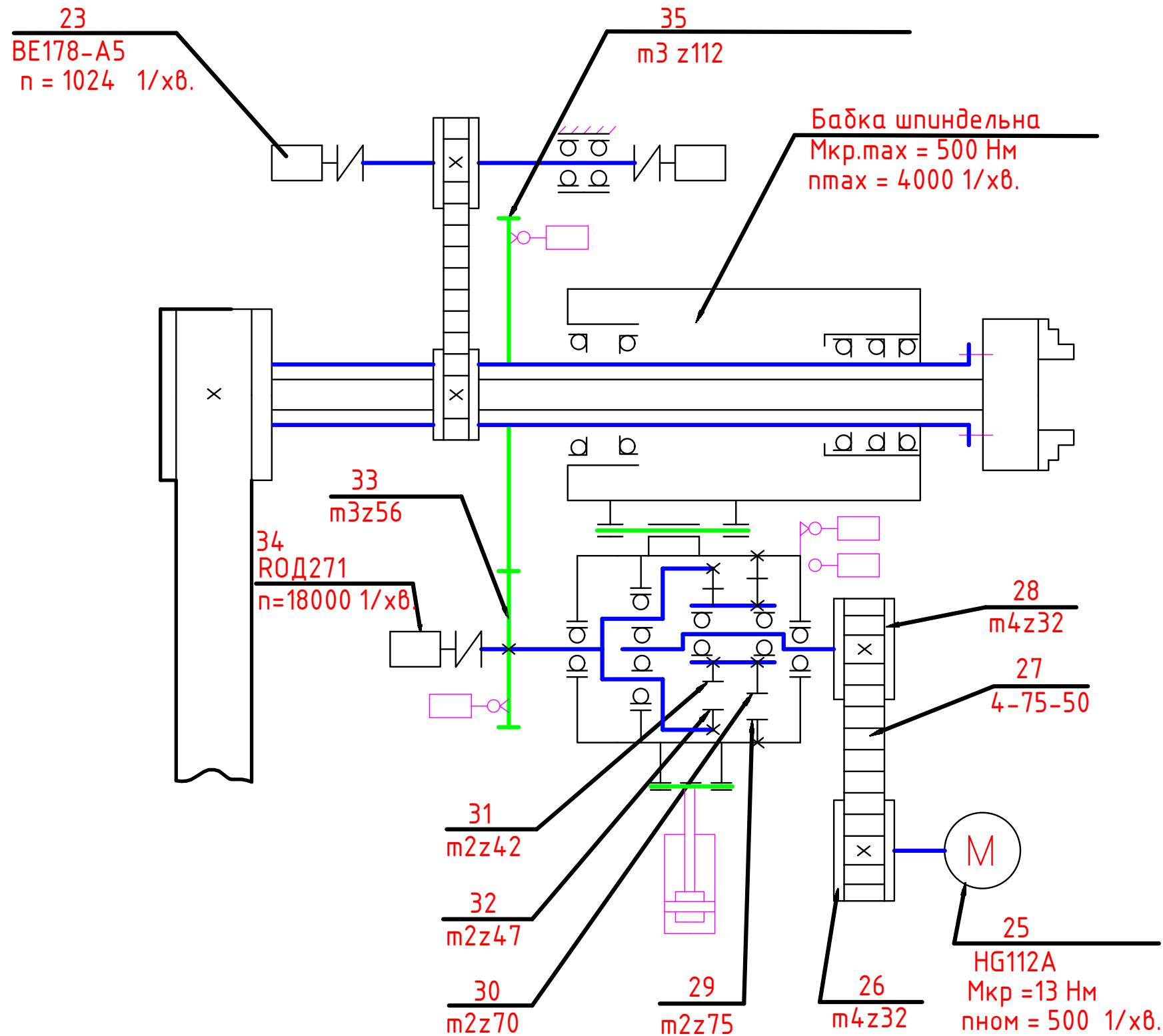
				МВп9105.ДПБ300.000.000.01 КЗ			
				Схема кінематична			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Лит.	Маса	Масштаб
Розроб.	Політанський			04.06.2022	В	-	-
Перев.	Шевченко			04.06.2022			
Т. контр.					Арк.	Архів	1
Нач. отд.					КПІ ім. Ігоря Сікорського, НН ММІ, КМ, гр. МВ-п91		
Н. контр.					Формат А1		
Затв.					Копія в авт		



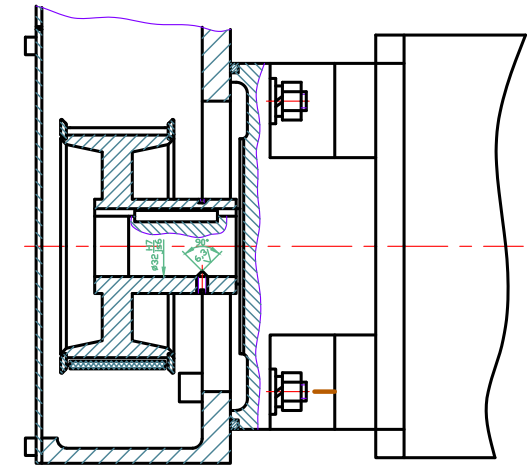
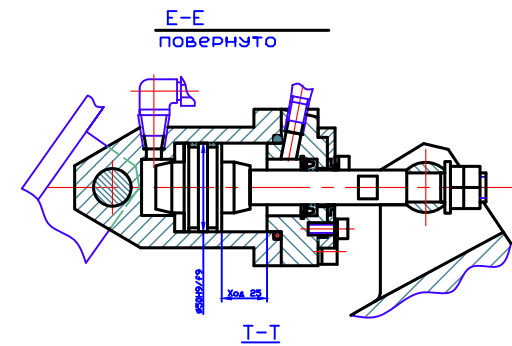
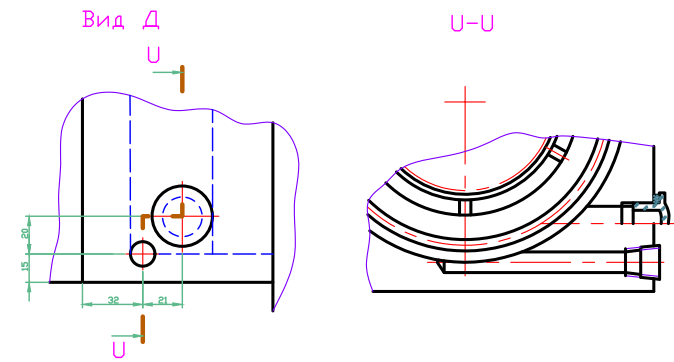
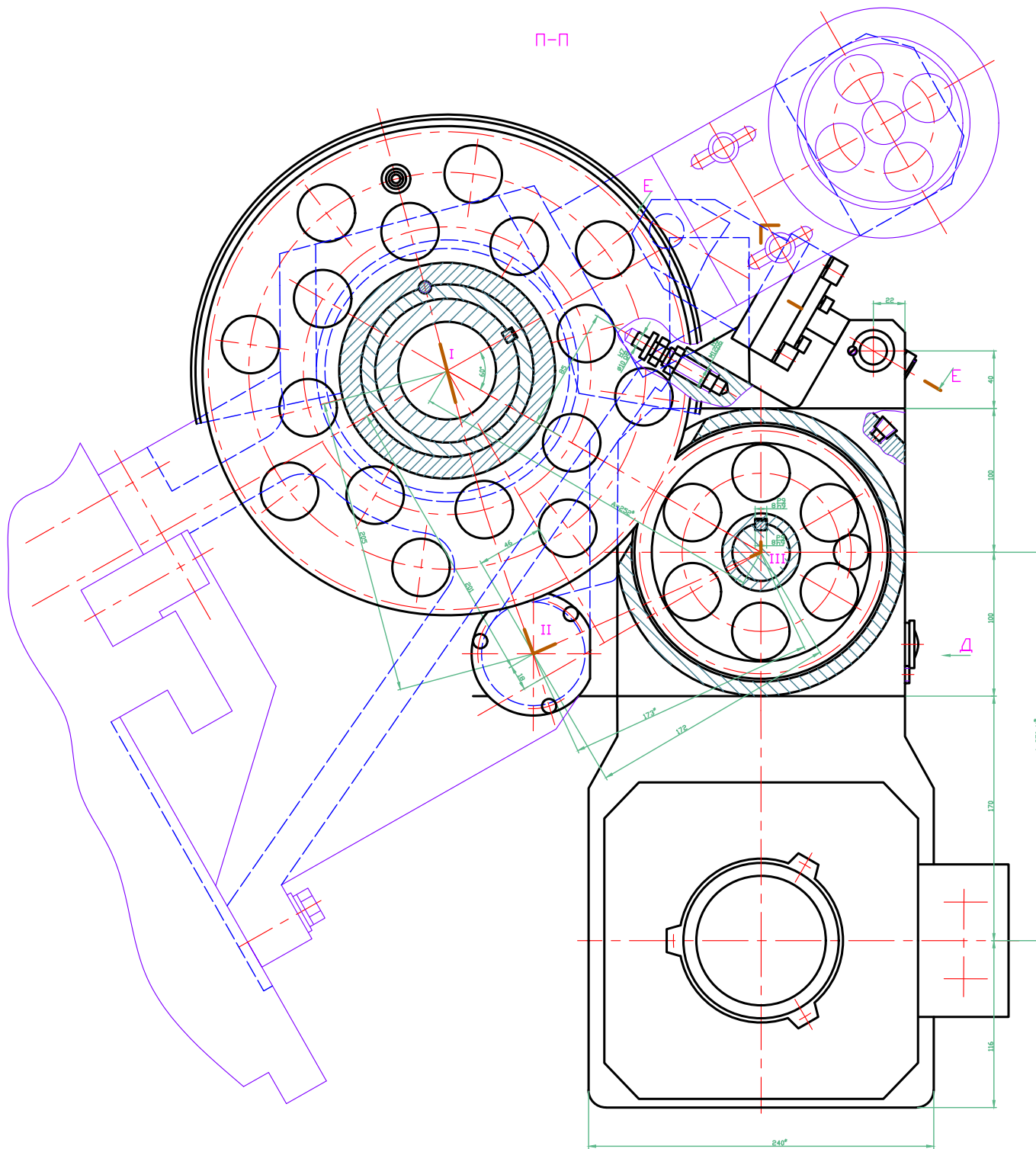
МВп9105.ДПБ501.000.000.00				Бабка шпиндельна Координата "С"		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Літ.	Маса
Розроб.	Політанський			04.06.2022	В	-
Перев.	Шевченко			04.06.2022		1:1
Т. контр.					Арк.	Архив
Нач. отд.					КПІ ім. Ігоря Сікорського, НН ММІ, КМ, гр. МВ-п91	
Затв.					Формат А1	



МВп9105.ДПБ502.000.000.00					Шпиндельна дабка		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Літ.	Маса	Масштаб
Розроб.	Політанський			04.06.2022	В	-	1:1
Перев.	Шевченко			04.06.2022	Арк.	Аркунів	1
Т. контр.					КПІ ім. Ігоря Сікорського, НН ММІ, КМ, гр. МВ-п91		
Нач. отд.					Формат А1		
Затв.					Копія даб		

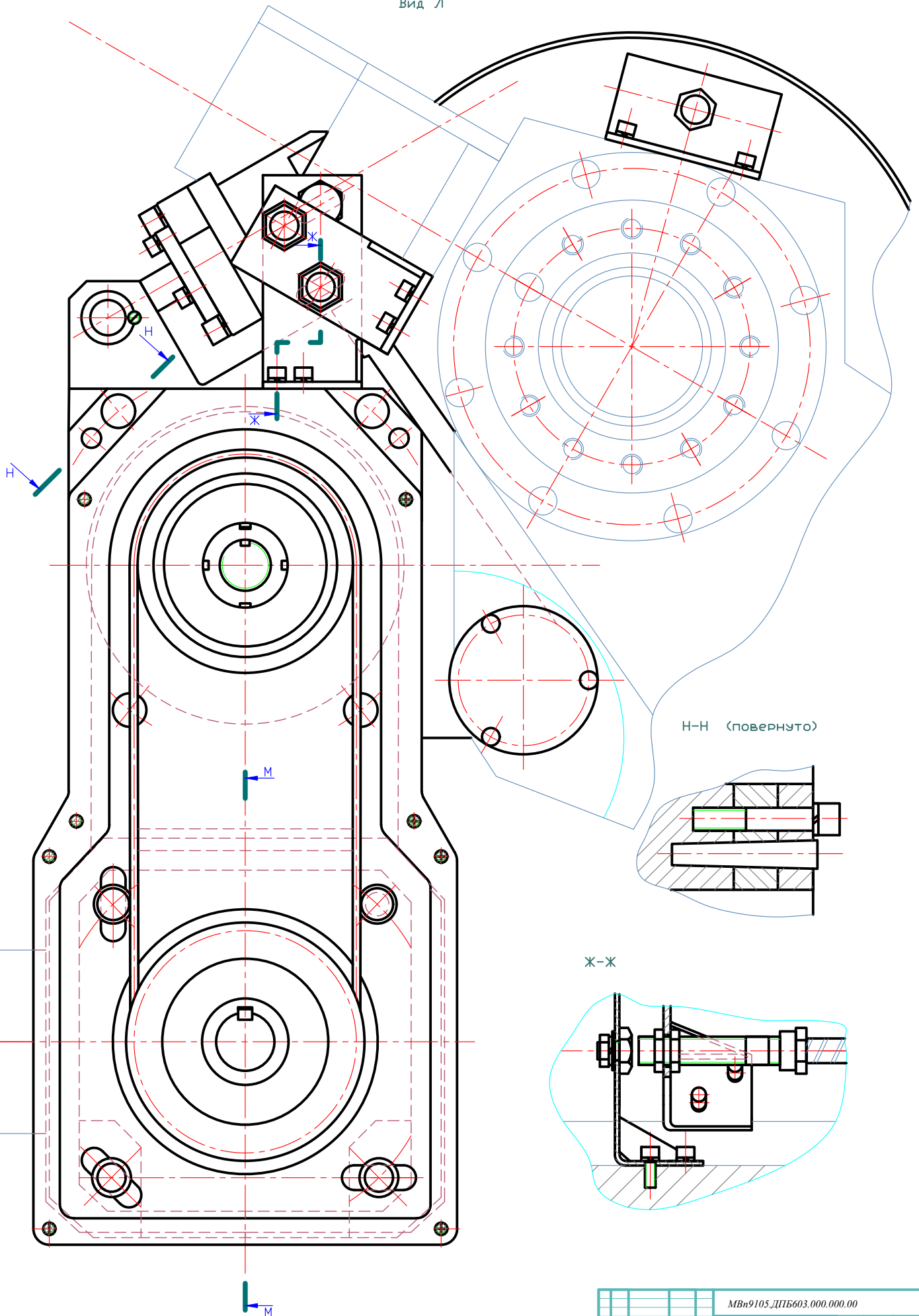


					МВп9105.ДПБ600.000.000.00 КЗ				
					Схема кінематична	Лім.		Маса	Масштаб
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		В		-	1:1
Розроб.	Політанський			18.06.2022					
Перев.	Шевченко			14.06.2022					
Т. контр.						Арк.		Аркушів 1	
Нач.отд.					КПІ ім. Ігоря Сікорського, НН ММІ, КМ, гр. МВ-п91				
Н. контр.									
Затв.									



						МВn9105,ДПБ602.000.000.00		
Зн.Авт.	И.автор	Писат.	Маст.				Зн.	Маст.
Рисовальн.	Полтавский					В	—	1:1
Печатный	Шенченко							
Техник						Автом.	Датум	
Монтаж.						КПН им. Гора Скоросло- НН ММ. КМ. пр. МВ-н9		

Вид Л



MBn9105_ДПБ603.000.000.00					Лист 1 из 1		
Экз. Лист	И. Лист	П. Лист	Д. Лист	К. Лист	Координата "С" (вид з права)		
Разработчик	Лопатинский	Платно	Датум	Лист	В	—	1:1
Технолог	Шевченко	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист
Исполнитель	Затя	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист