

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Розрахунок та конструювання коробки подач універсального
вертикально-фрезерного верстата

Виконав(ла): студент(ка) 4 курсу, групи МВ-41

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Максим МАРКОВСЬКИЙ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Володимир КРУПА

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Володимир КОБЕЛЬНИК

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Володимир КРУПА

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Володимир КРУПА
(підпис) (прізвище та ініціали)
« » 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня бакалавра
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)
студенту Марковському Максиму Петровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок та конструювання коробки подач універсального
вертикально-фрезерного верстата

Керівник роботи Крупа Володимир Васильович, канд. техн. наук, доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «29» січня 2024 року № 4/7-76

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 червня 2024 року

3. Вихідні дані до роботи Базова модель вертикально-фрезерного верстата,
Базовий технологічний процес деталі типу корпус для обробки на даній моделі верстата.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналітичний розділ. 2. Конструкторсько-технологічний розділ. 3. Конструкторський
розділ. 4. Безпека життєдіяльності та основи охорони праці. Висновки

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

1. Коробка подач – 1-2 ф. А1. 2. Креслення деталі – 1 ф. А2

3. Креслення деталей коробки подач – 1 ф. А1; 4. Кінематична схема – 1 ф. А1; 5. Плакатні
листи – 2 ф. А1

АНОТАЦІЯ

Марковський Максим Петрович. Кваліфікаційна робота бакалавра на тему: «Розрахунок та конструювання коробки подач універсального вертикально-фрезерного верстата»

У роботі проведено аналіз базової моделі верстата та верстатів аналогічного призначення. Здійснено аналіз схем формоутворення, на основі якого розроблено структурно-кінематичну схему. Проведено аналіз креслення деталі та визначено поверхні, що вимагають особливих умов обробки. Здійснено розрахунок режимів різання для проєктування коробки подач верстата. Проведено кінематичний розрахунок коробки подач на основі якого побудовано кінематичну схему. Виконано необхідні конструкторські розрахунки елементів коробки подач, зокрема валів, зубчастих передач. Здійснено конструюванні коробки подач, а також деяких її деталей.

SUMMARY

Maksym Markovskiyi. Bachelor's qualification work on the topic: "Calculation and design of the feed box of a universal vertical milling machine"

The paper analyzes the basic model of the machine and machines of similar purpose. An analysis of the forming schemes was carried out, on the basis of which a structural and kinematic scheme was developed. An analysis of the drawing of the part was carried out and surfaces requiring special processing conditions were determined. The calculation of the cutting modes for the design of the feed box of the machine tool was carried out. A kinematic calculation of the gearbox was carried out, on the basis of which a kinematic diagram was built. Necessary structural calculations of gearbox elements, in particular shafts, gears, have been performed. The design of the transmission box, as well as some of its details, was carried out.

ЗМІСТ

ВСТУП	
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ.....	
1.1. Аналіз базової моделі верстата	
1.1.1. Призначення верстата	
1.1.2. Приводи верстата	
1.1.3. Інші вузли.....	
1.2. Аналіз конструкції і технічні характеристики верстатів аналогічно призначення.....	
1.3. Аналіз формоутворення на вертикально-фрезерному верстаті	
1.4 Висновки по розділу	
2. КОНСТРУКТОРСЬКО ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	
2.1. Аналіз креслення деталі	
2.2 Розрахунок граничних режимів різання	
2.3. Розробка структурно-кінематичної схеми верстата для вертикально- фрезерної операції.....	
2.4 Кінематичний розрахунок коробки подач.....	
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	
3.1 Визначення розрахункових навантажень	
3.2 Проектні розрахунки зубчастих передач.....	
3.2.1 Попередній розрахунок валів.....	
3.2.2 Уточнений розрахунок валу	
3.2.3 Розрахунок валу на втому і міцність	
3.2.4 Перевірковий розрахунок прямозубих передач	
3.2 Розрахунок валів.....	
3.2.1 Попередній розрахунок валів.....	

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ					
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	ЗМІСТ					
<i>Розроб.</i>	<i>Марковський</i>							<i>Літ</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>	<i>Крупа</i>									
<i>Реценз.</i>										
<i>Н. контр.</i>	<i>Кобельник</i>							<i>ТНТУ, ФМТ, МВ-41</i>		
<i>Зав. каф.</i>	<i>Крупа</i>									

3.2.2	Уточнений розрахунок валів
3.2.3	Розрахунок валу на втомну міцність
3.3	Опис системи управління та змащення
3.4.	Конструювання деталей коробки подач.....
3.4.1.	Конструювання вала
3.4.2.	Конструювання кришки підшипника
3.5.	Висновки по розділу
4.	БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ.....
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ
	ДОДАТКИ

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	ЗМІСТ	<i>Лім</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>		Марковський						
<i>Перевір.</i>		Крупа						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. контр.</i>		Кобельник						
<i>Зав. каф.</i>		Крупа						
						<i>ТНТУ, ФМТ, МВ-41</i>		

Вступ

Фрезерні верстати займають важливе місце в сучасній машинобудівній промисловості. Вони забезпечують високу точність і продуктивність обробки різних матеріалів, що робить їх незамінними у виробництві складних деталей та конструкцій. Одним з ключових елементів фрезерного верстата є коробка подач, яка відповідає за переміщення інструменту або заготовки під час обробки. Її конструкція та функціональність безпосередньо впливають на ефективність роботи верстата, точність обробки і якість кінцевого продукту. У цій роботі буде проведено детальний розрахунок та проектування коробки подач фрезерного верстата. Основною метою є створення оптимальної конструкції, що забезпечить необхідну жорсткість, надійність та точність при мінімальних витратах матеріалів та енергії. Також буде розглянуто основні принципи роботи коробки подач, проаналізовано існуючі конструкції та їхні переваги і недоліки.

Особлива увага приділяється вибору матеріалів, типів передач і механізмів, що забезпечують рух, а також методам зниження зносу і підвищення довговічності конструкції.

Метою роботи є конструювання приводу подач вертикально фрезерного верстату для обробки корпусних деталей

Основні завдання:

- провести розрахунок необхідних граничних режимів різання для проектування;
- провести кінематичний розрахунок коробки подач, визначити необхідні передаточні відношення і числа зубів всіх передач;
- провести силовий розрахунок коробки подач зокрема розрахунки валів модуля зубчастих коліс, розмірів зубчастих коліс, а також інших з'єднань;
- провести конструювання коробки подач, а також окремих деталей з коробки подач.

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ			
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата	Вступ	Літ	Аркуш	Аркушів
Розроб.	Марковський							
Перевір.	Крупа							
Реценз.								
Н. контр.	Кобельник							
Зав. каф.	Крупа				ТНТУ, ФМТ, МВ-41			

1.АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Аналіз базової моделі верстата

1.1.1.Призначення верстата

Верстат [1] призначений для фрезерування різних деталей порівняно невеликих розмірів в основному циліндричними, дисковими, кутовими, фасонними та модульними фрезами в мовах індивідуального і серійного виробництва.

В умовах великосерійного виробництва верстат може бути чудово використаний для виконання робіт операційного характеру.

Технічна характеристика і висока жорсткість верстату дозволяють повністю використовувати можливості як швидкорізального, так і тврдосплавного інструменту.

Верстат автоматизований і може бути налаштований на різні автоматичні цикли, що підвищує продуктивність праці, виключає необхідність обслуговування верстатів робочими високої кваліфікації і полегшує можливість організації багатOVERстатного обслуговування.

На верстаті можна обробляти:

- Вертикальні площини;
- Горизонтальні площини;
- Пази;
- Кути;
- Рамки;
- Зубчасті колеса і т.д.;

Технологічні можливості верстата можуть бути розширені з застосуванням ділильної головки, поворотного круглого столу, накладної універсальної головки і інших пристосувань.

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	Марковський				Аналітичний розділ	<i>Літ</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Переір.</i>	Крупа							
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. контр.</i>	Кобельник							
<i>Зав. каф.</i>	Крупа							
						ТНТУ, ФМТ, МВ-41		

Для скорочення допоміжного часу [2] і зручності управління в верстатах передбачаються:

- дубльоване управління кнопочно-рукояткового типу (спереду і з лівого боку верстата);
- пуск і зупинка шпинделя і включення швидких ходів верстата за допомогою кнопок;
- управління рухами столу від рукояток, напрямком повороту яких збігається з напрямком руху столу;
- зміна швидкостей і подач за допомогою однорукояткових вибіркового механізмів, що дозволяють отримувати будь-яку швидкість або подачу поповоротом лімба без проходження проміжних ступенів;
- гальмування постійним струмом.

БР12 [1] дуже поширена модель фрезерного верстата, що дозволяє виробляти фрезерування деталей невеликих і середніх розмірів. Вертикально-фрезерні верстати БР12 зарекомендували себе як надійні і невибагливі, не потребують підвищеної уваги.



Рис. 1.1 Загальний вигляд верстата

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Вертикально-фрезерні верстати 6P12, 6T12, 6M12П, 6C12, 6H12, 6P12Б призначений для фрезерування, свердління і виконання розточувальних робіт заготовок будь-яких форм і з будь-яких матеріалів - від чавуну до сплавів кольорових металів, пластмас [1-2]. Шпиндельна головка вертикально-фрезерного верстата оснащена механізмами повороту і ручного осьового переміщення шпинделя. Це дозволяє проводити обробку отворів, розташованих під нахилом до $\pm 45^\circ$ до поверхні столу. Висока жорсткість вертикально-фрезерного верстата 6P12 в поєднанні з потужним приводом дозволяє використовувати фрези з пластинами зі швидкорізальної сталі, а також з твердих і надтвердих матеріалів.

Деякі технічні характеристики подані в табл 1.1.

Таблиця 1.1. Деякі технічні характеристик верстата-прототипа

Технічні характеристики	Параметри
Розміри робочої поверхні стола, мм	1250 x 320
Найбільше поздовжнє переміщення столу, мм	800
Найбільше поперечне переміщення столу, мм	320
Найбільше вертикальне переміщення столу, мм	420
Відстань від торця шпинделя до робочої поверхні стола, мм	30 - 450
Межі частот обертання шпинделя, хв-1	31,5 - 1600
Прискорене поздовжнє переміщення столу, мм/хв	4000
Прискорене поперечне переміщення столу, мм/хв	4000
Прискорене вертикальне переміщення столу, мм/хв	1330
Максимальна маса оброблюваної деталі з пристосуванням, кг	250 / 550
Потужність електродвигуна приводу шпинделя, кВт	7,5 / 11
Потужність електродвигуна приводу столу, кВт	3
Конус шпинделя по ГОСТ 30064-93	ISO 50
Габаритні розміри верстата (Д x Ш x В), мм	2280 x 1965 x 2265
Маса верстата з електроустаткуванням, кг	3250

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

1.1.2. Приводи верстата

Привід головного руху [1] здійснюється від фланцевого електродвигуна через пружну сполучну муфту та коробку швидкостей.

Числа обертів шпинделя змінюються шляхом пересування трьох зубчастих блоків по шліцьових валах. Коробка швидкостей дозволяє надати шпинделю 18 різних швидкостей.

Коробка швидкостей змонтована безпосередньо в корпусі станини. З'єднання коробки з валом електродвигуна здійснюється пружною муфтою, що допускає неспіввісність в установці двигуна до 500-700 мкм.

Шпиндель верстата являє собою триколісний вал, геометрична точність якого визначається в основному підшипниками. Підшипник третьої опори підтримує хвостовик шпинделя.

Привід подач здійснюється від фланцевого електродвигуна, змонтованого в консолі. За допомогою двох трьохланкових блоків і пересувного зубчастого колеса з кулачковою муфтою коробка подач забезпечує 18 різних подач, які через кулькову запобіжну муфту передаються в консоль і далі при включенні відповідної кулачковою муфти - до гвинтів поздовжнього, поперечного і вертикального переміщень.

Прискорені переміщення отримують при включенні фрикціону швидкого ходу, обертання якого здійснюється через проміжні зубчасті колеса безпосередньо від електродвигуна подач.

Фрикціон блокується з муфтою робочих подач, що усуває можливість їх одночасного включення.

1.1.3. Інші вузли

Станина жорстко закріплена на підставі і зафіксована штифтами.

Регулювання зазору в підшипниках опор проводиться гайкою або гвинтом. При гарній якості поверхні опорної втулки оправки (1,25; 0,63) і мають достатню кількість змащення після обкатки протягом однієї години при максимальному числі обертів надлишкова температура внутрішньої поверхні

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

інструментального конуса не повинна перевищувати 55 ° С. Масло в підшипник надходить з ніші опор через вікно у втулці.

1.2. Аналіз конструкції і технічні характеристики верстатів аналогічно призначення

Успіх останніх років в області удосконалення вертикально-фрезерних верстатів [1], а також удосконалення заготівельних операцій, дозволяє в багатьох випадках використовувати замість токарних, горизонтально-фрезерних і інших верстатів. По кількості типорозмірів група фрезерних верстатів загального і спеціального призначення охоплює понад 30% загального типорозміру верстатів що виготовляються.

Верстатами аналогічного призначення є фрезерні верстати [2], які працюють в напівавтоматичному чи автоматичному циклі. До таких верстатів-аналогів можна віднести моделі: ЛФ266, ЛФ260, МА655С, , МА655А3, МА655СМ30А, 656П, 6550Ф3, 6560, 6560МФ3, а також верстати закордонних фірм: вертикально-оброблюючі центри HAAS (мод. VM-2, VM-3), Hardinge Bridgeport (мод. VMC600P³, VMC800P³), Leadwell CNC мод. V-30 [3], ROMI (мод., D-560, D-760,) та ін.



Рисунок 1.2 - Верстат Leadwell CNC мод. V-30

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Деякі технічні характеристики верстату [3]

Вага верстату,.....	3800
Інструментальний конус	BT-40
Відстань від осі шпинделя до колони, мм	508
Відстань від поверхні стола до торця шпинделя, мм	100...487
Виробник	LEADWELL CNC MACHINES MFG., CORP.
Висота верстату, мм.....	2480
Діаметр поворотного стола, мм.....	Ø205
Довжина верстату, мм.....	2440
Кількість позицій інструменту.....	24
Кут нахилу стола.....	-40°...+120°
Модель.....	V-30iT
Навантаження на поворотний стіл, кг.....	25 / 35
Переміщення по осі X, мм.....	800
Переміщення по осі Y, мм.....	460
Переміщення по осі Z, мм.....	387
Потужність двигуна шпинделя, максимальна, кВт.....	15
Потужність підключення,.....	КВА30
Прискорене переміщення по осі X, м/хв.....	48
Прискорене переміщення по осі Y, м/хв.....	48
Прискорене переміщення по осі Z, м/хв.....	36
Країна виробник	Тайвань
Тип інструментального магазину	АТС
Швидкість обертання шпинделя, об/хв.....	12000
Ширина верстату, мм.....	2120

В приводах головного руху універсальних верстатів, використовується коробка швидкостей з асинхронним двигуном [4] і рухомими блоками зубчастих коліс або коробку з електромагнітними муфтами [5]. Коробка

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

швидкостей має в середньому від 12 до 20 ступеней, забезпечуючи діапазон регулювання $R=30-50$. Привід подач в основному слідкуючий гідравлічний з кроковим двигуном та передачею гвинт-гайка кочення [2].

Верстат MA655A3 [6] високо продуктивний багатоцільовий верстат вертикальної компоновки з контурною системою ЧПК, проте має ряд недоліків, зокрема:

- регулювання обертів шпинделя відбувається за допомогою вісімнадцятиступеневої коробки швидкостей ступінчасто, що значно ускладнює конструкцію в порівнянні з більш сучасними верстатами

- автоматична заміна інструменту відбувається за допомогою револьверної головки що значно ускладнює конструкцію шпиндельної бабки в порівнянні з магазинними механізмами

- малопотужний двигун приводу головного руху
- мала швидкість швидкісних переміщень
- малий діапазон швидкостей і подач.

Верстат MA655A2 продуктивний багатоцільовий верстат вертикальної компоновки, окрім перелічених недоліків верстата MA655A3, основним недоліком має позиційну систему ЧПК. Це обмежує застосування даної моделі.

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

Верстати HAAS серії VM [7] — це високопродуктивні вертикальні оброблюючі центри, що забезпечують високу точність, жорсткість і температурну стабільність, які необхідні для виготовлення пресформ, штампів

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

та інших прецизійних виробів. Кожний верстат здатний обробляти вироби великих розмірів і оснащений столом з широкими можливостями закріплення та шпинделем зі швидкістю обертання від 7500-30000 об/хв. Верстат забезпечує від програми переміщення столу, салазок і фрезерної головки, переключення чисел обертів шпинделя, включення і виключення шпинделя, вибір і заміну інструменту в шпинделі та ін.



Рис. 1.3. Загальний вигляд верстату Haas VM-3 [7]

1.3. Аналіз формоутворення на вертикально-фрезерному верстаті

Аналіз формоутворення проводимо на основі [8] для можливих операцій на вертикально-фрезерному верстаті

При аналізі формоутворення враховуємо необхідні рухи для різання, способи утворення формоутворюючих кривих (твірної та напрямної), а також запишемо ще і додаткові рухи (врізання, установчі тощо)

Фрезерування площини торцевою фрезею

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

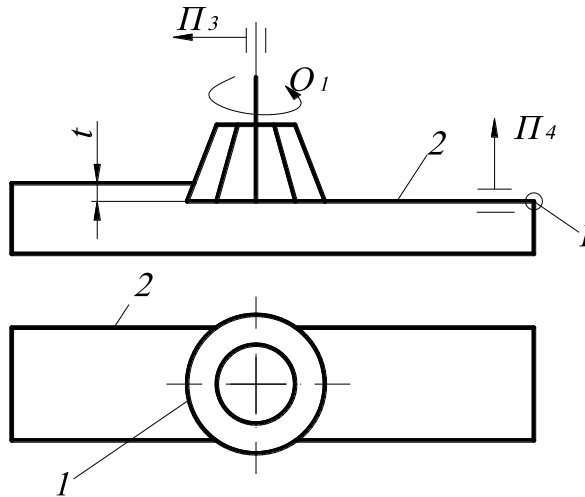


Рисунок 1.4. Схема фрезерування площини торцевою фрезою

Формоутворюючі рухи:

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

1 – сліду $\Phi_V(O_1)$;

Установчий рух:

Уст (Π_4);

Фрезерування уступа

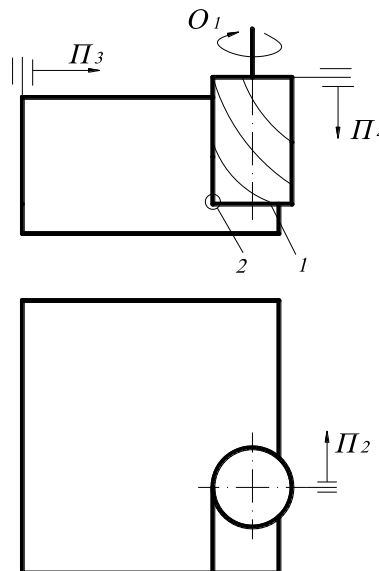


Рисунок 1.5. Схема фрезерування уступа кінцевою фрезою

Фрезерування здійснюється кінцевою фрезою

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Формоутворюючі рухи:

1 – сліду $\Phi_V(O_1)$;

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

Установчі рухи:

Уст (Π_3);

Уст (Π_4).

Свердління

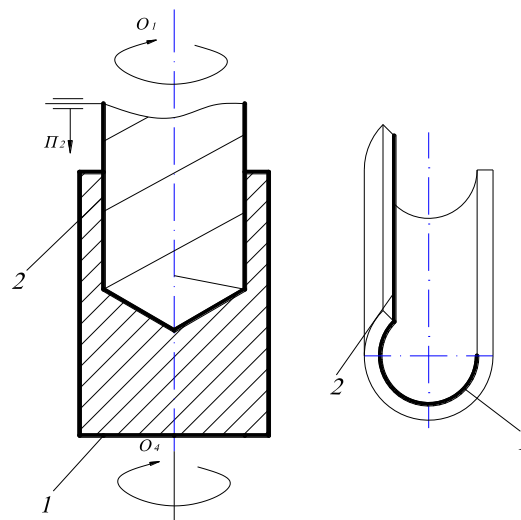


Рис 1.6. Схема формоутворення при свердлінні

Формоутворюючі рухи:

1 – сліду $\Phi_V(O_1)$;

2 – сліду $\Phi_S(\Pi_2)$;

Установчі рухи:

Уст (Π_3).

Фрезерування паза кінцевою фрезою

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

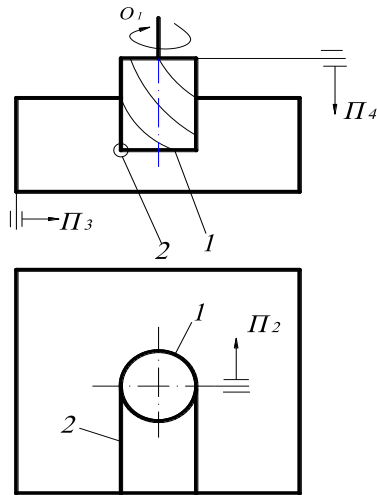


Рисунок 1.7. Схема фрезерування паза кінцевою фрезою

Формоутворюючі рухи:

1 – копіювання - кількість формоутворюючих рухів $\Phi=0$;

2 – дотику- формоутворюючі рухи $\Phi_v(O_1)$; $\Phi_S(\Pi_2)$;

Установчі рухи:

Уст (Π_3);

Уст (Π_4);

Рухи врізання:

Вр (Π_2).

Фрезерування криволінійної поверхні

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

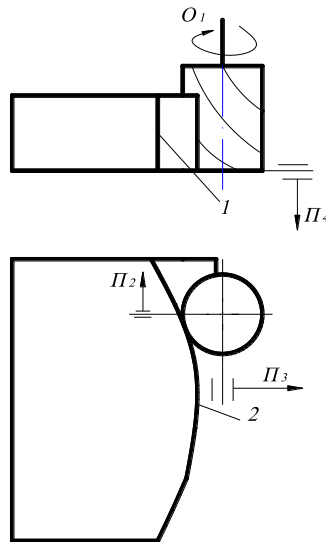


Рис. 1.8. Схема фрезерування криволінійної поверхні кінцевою фрезою

Формоутворюючі рухи:

1 – копіювання $\Phi=0$;

2 – дотику $\Phi_V(O_1)$; $\Phi_S(P_2;P_3)$;

Установчі рухи:

Уст (P_4);

Рухи врізання:

Вр ($P_2;P_3$).

Фрезерування паза дисковою фрезою

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

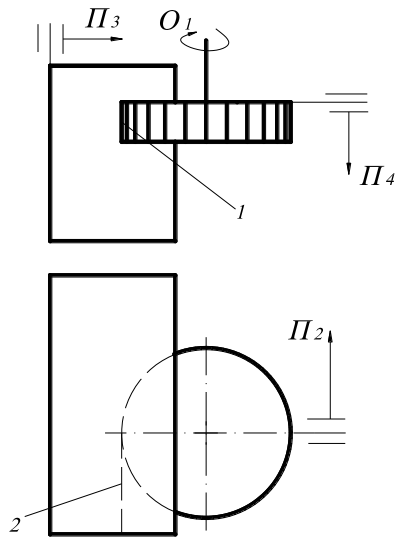


Рис 1.9. Схема фрезерування паза дисковою фрезою

Формоутворюючі рухи:

1 – копіювання $\Phi=0$;

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

Установчі рухи:

Уст (Π_3);

Уст (Π_4)

Рухи врізання:

Вр (Π_2).

Фрезерування паза типу «ластівковий хвіст»

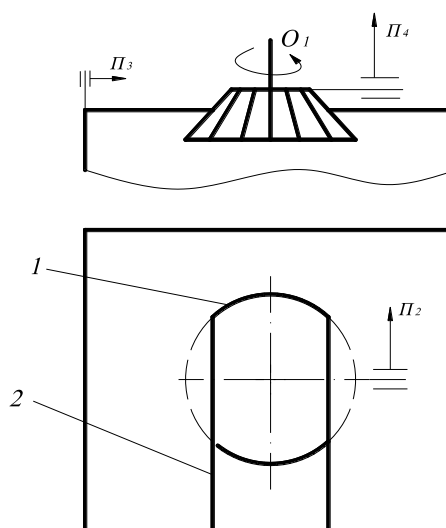


Рис 1.10 Схема фрезерування «ластівкового хвоста» фасонною фрезою

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Формоутворюючі рухи:

1 – копіювання $\Phi=0$;

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

Установчі рухи:

Уст (Π_3); Уст (Π_4);

Рухи врізання

Вр (Π_2).

Проаналізувавши формоутворення різних поверхонь, що можуть оброблятися на верстаті, різних видів інструментів складаємо загальну схему формоутворення обробок на даному верстаті.

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

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

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

O_1 – головний рух, обертання фрези;

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

1.4. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження

1. Проведено аналіз базової моделі верстату та верстатів аналогічного призначення

2. На основі аналізу схем формоутворення розроблено кінематичну схему верстату. Визначено необхідні рухи зовнішні та внутрішні кінематичні зв'язки.

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Метою роботи є конструювання приводу подач вертикально фрезерного верстату для обробки корпусних деталей

Основні завдання:

- провести розрахунок необхідних граничних режимів різання для проектування;
- провести кінематичний розрахунок коробки подач, визначити необхідні передаточні відношення і числа зубів всіх передач;
- провести силовий розрахунок коробки подач зокрема розрахунки валів модуля зубчастих коліс, розмірів зубчастих коліс, а також інших з'єднань;
- провести конструювання коробки подач, а також окремих деталей з коробки подач.

					КРБ 20-036.03.00.00 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКО ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Аналіз креслення деталі

Деталь корпус шестеренчастого насоса є деталлю типу корпус, яка є частиною везла «насос шестеренчастий». Типові технологічні процеси корпусних деталей наведено в [9-14]. Креслення деталі подано у графічній частині. На фронтальній проєкції виконаний розріз Г-Г, щоб показати отвір М8. Зважаючи на велику кількість поверхонь деталі на профільній проєкції виконані 3 розрізи:

К-К – поперечний розріз;

В-В – складний ламаний поздовжній розріз, а також щоб додаткового показати ступеневий отвір $\text{Ø}8\text{u}8\text{-}\text{Ø}10\text{H}14$ мм;

Л-Л – косий розріз, щоб показати систему центральний отворів та їх перехідних поверхонь.

На розрізі В-В, на якому показано всі основні внутрішні поверхні деталі, вимоги до їх точності та шорсткості. На розрізі В-В виконано додатковий розріз А-А, щоб показати внутрішні циліндричні поверхні в місці самого розрізу, а також систему розміщення кріпильних отворів.

Деталь є складною у виготовленні, оскільки є велика кількість поверхонь, що потребують підвищених вимог до якості, а саме:

- **Точність розмірів по ІТ6:**

- $\text{Ø}90\text{g}6$ – зовнішня циліндрична поверхня, що вимагає шліфування [12-13], є базовою поверхнею Д. Її радіальне биття – 0,06 мм відносно базової поверхні Е. Шорсткість поверхні Ra3.2

- Радіальне биття її становить 0,06мм відносно поверхні Е. Не виконання цієї вимоги приведе до неможливості з'єднання деталі цією поверхнею з іншою деталлю

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	Марковський				Конструкторсько технологічний розділ	<i>Літ</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>	Крупа							
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. контр.</i>	Кобельник					ТНТУ, ФМТ, МВ-41		
<i>Зав. каф.</i>	Крупа							

- Точність розмірів по IT7:

- Ø25H7 2 отв. Довжина одного із просвердлених отворів – 27 мм, інший наскрізний. Підвищені вимоги до точності глухого отвору на довжині 24 мм, у наскрізного – на всю довжину. Шорсткість поверхні Ra1.6. зважаючи на вимоги до точності та шорсткості дані отвори вимагають технологічного маршруту: свердління-зенкерування-розвертування.

- Циліндрична поверхні наскрізного отвору є базовою поверхнею E.

- Допуск паралельності бокових твірних глухого отвору 0,025 мм відносно базової поверхні E, що свідчить, що в дані отвори входять напрямні втулки, а в них вали-шестерні – основні деталі для виконання насосом своїх функцій. Невиконання цієї вимоги призведе до неможливості збирання вузла, або до його неправильного функціонування, а також до підвищеного зношування поверхні цих отворів.

- Точність розмірів по IT8:

- Ø8u8 2 отв. Довжина отворів 18 мм, підвищені вимоги до точності та шорсткості на довжину 14 мм. Отвори, що призначені для співвісного складання кришки з корпусом, в які встановлюються штифти.

- Шорсткість поверхонь отворів Ra3.2, проте зважаючи на квалітет точності маршрут обробки буде свердління-зенкерування-розвертування.

- На вході отворів виконана циліндрична частина Ø10 мм, довжиною 2 мм.

- Точність розмірів по IT9:

- Ø42H9. Довжина отвору 22 мм. Шорсткість поверхні на кресленні відсутня, проте зважаючи на квалітет точності та допуск даної поверхні на концентричність 0,05 мм - повинна бути шорсткість не більша Ra3.2. Маршрут обробки свердління-зенкерування, або свердління-розточування. Зважаючи на діаметр отвору останні варіант кращий.

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Невиконання вимоги концентричності приведе до неможливості встановлення втулки з валом.

- Ø54E9 2 поверхні. Довжина отворів 70 мм. з допуском по 9 квалітету. Дані поверхні призначені для взаємодії через мінімальний зазор з зірочками насоса. Збільшений зазор призведе до зменшення продуктивності насоса, а зменшений до неможливості їх встановлення.

Маршрут обробки поверхонь свердління – розточування (або фрезерування по контуру). Шорсткість поверхні Ra 1.6, що вимагає чистового розточування, або чистового фрезерування кінцевою твердосплавною фрезою. Можна розглядати для даних умов і шліфування.

Допуск концентричності 0,04 мм, невиконання якого призведе до неможливості встановлення валу-шестерні насоса в отвір або до значної зміни зазору по колу вала-шестерні з поверхнею, що в свою чергу спричинить значну втрату потужності.

Інші вимоги до поверхонь:

- **На фронтальній проекції**
- 4 отв. М8 з максимальними відхиленнями від відстані між осями 0,2 мм, що вимагає розмітки на координатно-розточному верстаті;
- На профільній проекції:
- 6 отв. М10 з максимальними відхиленнями від відстані між осями 0,2 мм, що вимагає розмітки на координатно-розточному верстаті;
- Шорсткості торцевих поверхонь Ra3.2, що забезпечується чистовим фрезеруванням;
- **На розрізі В-В** поставлені особливі вимоги до наступних поверхонь:
- Права торцева поверхня з шорсткістю Ra1.6 та вимогою «притерти». Відхилення від площинності 0,025 мм, відхилення від паралельності до протилежної торцевої поверхні 0,03 мм. Такі вимоги забезпечуються, як правило, на плоскошліфувальному верстаті.

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

- Шорсткість плоскої поверхні з розміром 120 Ra3.2, що забезпечується чистовим шліфуванням;
- На розрізі А-А:
- 4 отв. Ø12 мм з відхиленням відстані між їх осями 0,3 мм, що вимагає розмітки на координатно-розточному верстаті;

Аналіз технічних вимог на виготовлення деталі проводимо відповідно до діючого ЄСКД та ДСТУ [] на розробку та оформлення конструкторської документації. Технічні вимоги вказані над штампом.

- 1. *Розміри довідок. Ця вимога показує, що розміри R50 та діаметр 14, які позначені зірочкою є довідковими, тобто такими, що не підлягають виконанню, а утворюються внаслідок, наприклад, попередніх операцій (на стадії виготовлення заготовки. Їх вказують зручності користування кресленням.
- 2. Невказані граничні відхилення Н14, h14, ±IT14/2;– ±AT16/2. Це означає, що всі розміри, які не мають допусків повинні бути виготовлені по 14 квалітету точності, а кути по 6 квалітету. Всі відхилення їхні знаходять за довідковою літературою.
- 3. Маркувати позначення деталі. Після всіх видів обробки деталь маркують відповідним номером, щоб при збиранні не сплутати з іншими подібними деталями.

2.2 Розрахунок граничних режимів різання

При розрахунку режимів різання у сучасних дослідженнях застосовують статистичне моделювання [17-22] враховують стохастичність подач верстатів [23-32], а також їх вплив на параметри процесу різання. При визначенні режимів різання застосуємо класичний таблично-аналітичний метод, використавши [33-35]

В якості оброблюваного матеріалу використовується сірий чавун.

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Ріжучий інструмент - торцева фреза.

Матеріал ріжучого інструменту - твердий сплав ВК8.

$S_{min}=14$ мм/хв; $\varphi=1,26$; $Z=17$.

Розмір стола 400 на 1600 мм.

Розраховуємо режими різання .

Найбільший діаметр фрези:

$$D_{max} = (0,2 - 0,3) \cdot B = 0,25 \cdot 400 = 100\text{мм.} \quad (2.1)$$

Найменший діаметр фрези:

$$D_{min} = (0,1 - 0,2) \cdot B = 0,15 \cdot 400 = 60\text{мм.} \quad (2.2)$$

Найбільша ширина фрезерування:

$$B_{max} = (0,75 \dots 1) \cdot D_{max} = 0,9 \cdot 100 = 90\text{мм.} \quad (2.3)$$

Найменша ширина фрезерування:

$$B_{min} = (0,75 \dots 1) \cdot B_{max} = 0,9 \cdot 60 = 54\text{мм.} \quad (2.4)$$

Глибина різання:

$$t = 3\text{мм.}$$

Подача на зуб:

$$S_{zб} = 0,2 \text{ мм/зуб.}$$

Згідно з ДСТУ 9473-2006, обираємо торцеву фрезу, оснащену вставними ножами з твердого сплаву, з наступними параметрами:

$D=125$ мм - зовнішній діаметр фрези;

$D=40$ мм - внутрішній діаметр фрези;

$B=38$ мм - ширина фрези;

$Z=14$ - кількість зубів фрези.

Ефективна потужність приводу подачі:

$$N_{\text{Е.П.Прив.}} = \frac{Q \cdot S \cdot 40}{102 \cdot 60 \cdot 1000} \quad (2.5)$$

Q-тягове зусилля:

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$Q = P_x + f' \cdot (P_z + 2 \cdot P_y + G) \quad (2.6)$$

S - мінімальна хвилинна подача;

G - максимальна вага встановлюваної заготовки;

$$G = m \cdot g \quad (2.7)$$

m - маса встановлюваної заготовки.

$$m = \rho \cdot V = (1600 \cdot 400 \cdot 370) \cdot 7,9 \approx 187 \text{ кг.} \quad (2.8)$$

$$G = 9,8 \cdot 187 = 1832,5 \text{ Н}$$

$$P_z = \frac{10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot B^u \cdot z}{D^q \cdot n^w} \cdot K_{\text{мм}} \quad (2.9)$$

$C_p=825$ - постійний коефіцієнт сили різання P_z ;

t - глибина різання, мм;

S_z - подача на зуб;

B - ширина фрезерування, мм;

z - кількість зубів фрези;

D - діаметр фрези, мм;

n - частота обертання фрези;

$K_{\text{мп}}$ - поправочний коефіцієнт;

x,y,u,q,w - показники степенів.

$$P_z = \frac{10 \cdot 825 \cdot 3^{1,0} \cdot 0,2^{0,75} \cdot 90^{1,1} \cdot 14}{125^{1,3}} = 27489,03 \text{ Н}$$

$$P_x = 0,4 \cdot P_z = 0,4 \cdot 27489,03 = 10995,6 \text{ Н} \quad (2.10)$$

$$P_y = 0,5 \cdot P_z = 0,5 \cdot 27489,03 = 13744,5 \text{ Н} \quad (2.11)$$

$$Q = 1,4 \cdot 10995,6 + 0,2 \cdot (27489,03 + 2 \cdot 13744,5 + 1832,5) = 26755,9 \text{ Н}$$

$$N_{\text{э.в.под.}} = \frac{26755,9 \cdot 14 \cdot 40}{102 \cdot 60 \cdot 1000} = 2,45 \text{ кВт}$$

Визначаємо еквівалентну потужність:

$$N_{\text{э}} = \frac{N_{\text{э.в.под.}}}{\eta} = \frac{2,45}{0,716} = 3,4 \text{ кВт} \quad (2.12)$$

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

де, η - КПД коробки подач, $\eta = 0,716$.

З розрахованої потужності обираємо електродвигун серії AIP100L4Y3 зі швидкістю обертання $n=1440 \text{ хв}^{-1}$, та потужністю $N=4 \text{ кВт}$.

2.3. Розробка структурно-кінематичної схеми верстата для вертикально-фрезерної операції

На основі аналізу схем формоутворення розробимо структурно-кінематичну схему.

Привод головного руху у верстата складається з асинхронного двигуна з можливістю механізму реверсу, коробки швидкостей, передач шпindelної бабки та шпindelного вузла. Приводи подач мають окремий асинхронний двигун, який через постійні передачі та коробку подач з'єднаний з кожним із гвинтів, що переміщують стіл.

Подамо структурно-кінематичну схему вертикально-фрезерного верстату (рис. 2.1)

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

швидкість, напрям, шлях та вихідну точку. ЗКЗ призначений для передачі енергії від джерела руху у ВКЗ групи і реалізується у вигляді кінематичного ланцюга між джерелом руху і однією з ланок ВКЗ групи.

ЗКЗ: $M_1-P_1-1-i_v-C_1-2$

ЗКЗ: $M_2-P_2-7-C_3-i_s-8-C_5-9-P_3-C_6-10-11-12$

ЗКЗ: $M_2-P_2-7-C_3-i_s-8-C_5-9-C_7-P_5-14-C_9-15-16-17$

ЗКЗ: $M_2-P_2-7-C_3-i_s-8-C_5-9-C_7-P_4-13-C_8-18-19-20$

ЗКЗ: $i_{L1}-C_6-10-11-12$

ЗКЗ: $i_{L2}-14-C_9-15-16-17$

ЗКЗ: $i_{L3}-C_8-18-19-20$

Внутрішній кінематичний зв'язок (ВКЗ) – сукупність кінематичних ланок та їх з'єднань, які забезпечують якісну характеристику руху, тобто його траєкторію.

ВКЗ: стіл-напрямні

ВКЗ: шпindel-опори

ВКЗ: передачі гвинт-гайка ковзання

2.4 Кінематичний розрахунок коробки подач.

При кінематичному розрахунку враховуємо отримані дані з розрахунку режимів різання.

Вихідні дані:

Кількість ступенів $Z=17$;

Мінімальна вертикальна подача $S_{min} = 14$ мм/хв;

Знаменник геометричного ряду $\phi=1,26$.

Мінімальна частота обертання:

$$n = \frac{S_{min}}{P} \cdot \frac{14}{6} = 2,33 \text{ об/хв} \quad \text{min} \quad (2.13)$$

Де P - крок гвинта.

Визначаємо формулу структури приводу:

$$Z = 17 = 3_{(1)} 3_{(3)} 2_{(8)}.$$

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Приймаємо стандартне число обертів з ряду частот для $\varphi=1,26$:

$$n_1 = 2,36 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_2 = 3 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_3 = 3,75 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_4 = 4,75 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_5 = 6 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_6 = 7,5 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_7 = 9,3 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_8 = 11,8 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_9 = 15 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{10} = 19 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{11} = 23,5 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{12} = 30 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{13} = 37,5 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{14} = 47,5 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{15} = 60 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{16} = 75 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{17} = 95 \text{ хВ}^{-1}.$$

Будуємо графік частоти обертання шпинделя, виходячи з умови [1].

$$\frac{1}{4} \leq i \leq 2 \quad (2.14)$$

Графік подач

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

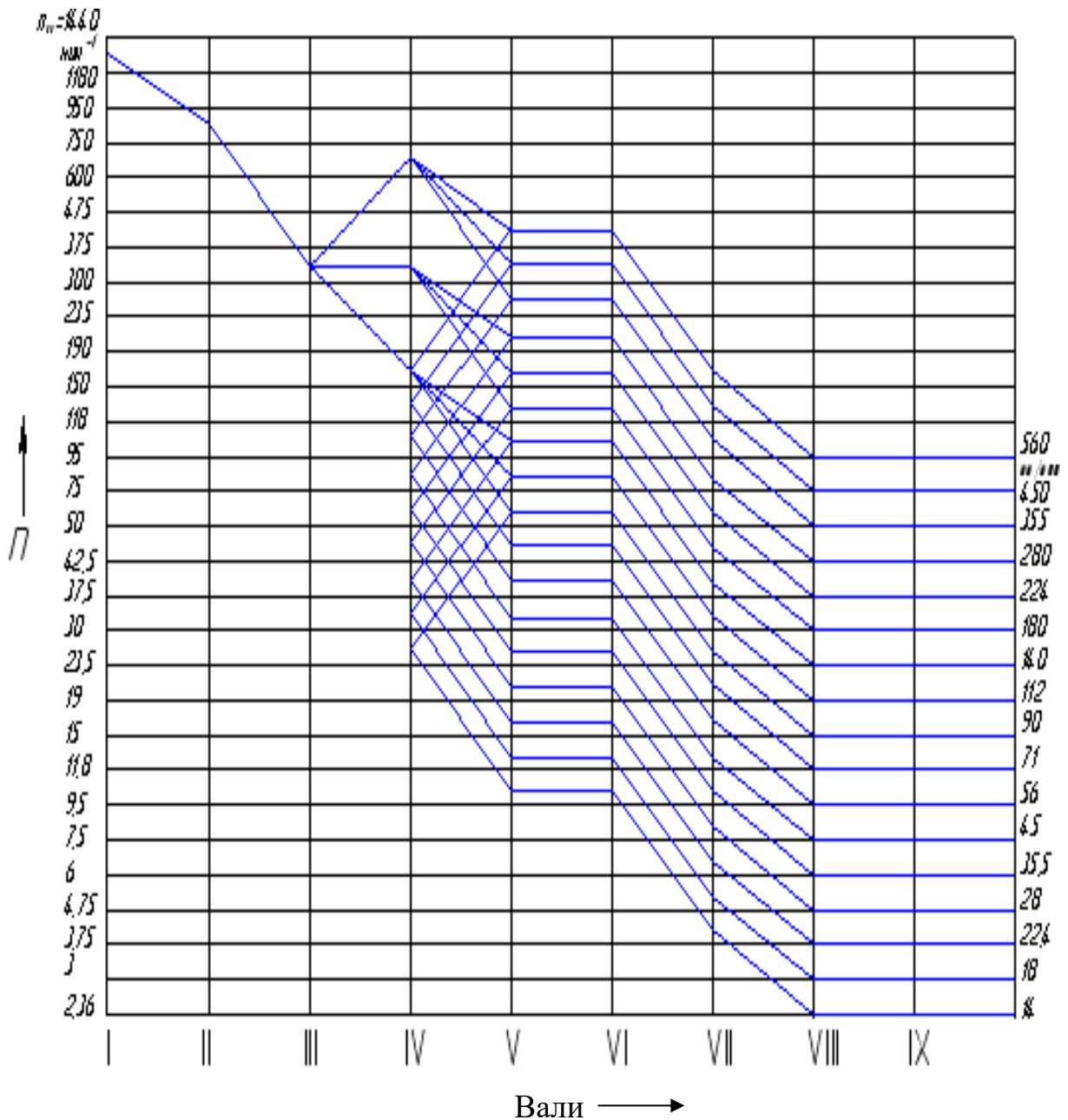


Рисунок 2.2. Графік подач

З графіка частот обертання визначаємо передавальне відношення всіх передач у вигляді:

$$i = \phi^{\pm m} \quad (2.15),$$

де m - кількість інтервалів, на які піднімається промінь передачі (+) або опускається (-).

Для зубчастих передач:

$$i_1 = 1/\phi^{2,3} = 1,26^{-2,3} = 0,59;$$

$$i_2 = 1/\phi^3 = 1,26^{-3} = 0,5;$$

$$i_3 = \varphi^3 = 1,26^3 = 2;$$

$$i_4 = 1/\varphi^0 = 1;$$

$$i_5 = \varphi^{-3} = 1,26^{-3} = 0,5;$$

$$i_6 = \varphi^{-2} = 1,26^{-2} = 0,63;$$

$$i_7 = 1/\varphi^3 = 1,26^{-3} = 0,5;$$

$$i_8 = 1/\varphi^4 = 1,26^{-4} = 0,4;$$

$$i_9 = 1/\varphi^4 = 1,26^{-4} = 0,4;$$

$$i_{10} = 1/\varphi^4 = 1,26^{-4} = 0,4;$$

$$i_{11} = 1/\varphi^0 = 1;$$

$$i_{12} = 1/\varphi^4 = 1,26^{-4} = 0,4;$$

$$i_{13} = 1/\varphi^4 = 1,26^{-4} = 0,4;$$

$$i_{14} = 1/\varphi^0 = 1;$$

$$i_{15} = 1/\varphi^0 = 1;$$

Визначення кількості зубів шестерень коробки подач, згідно додатку 21 [7], залежить від передаткового числа u та загальної кількості зубів у передачі, приймаєм кількість зубів шестерні.

Передаточне число u визначається так:

$$u = i, \text{ якщо } I \geq 1; \quad (2.16)$$

$$u = i, \text{ якщо } I \geq 1; \quad (2.17)$$

Результати вибору занесені в таблицю 2.1:

Таблиця 2.1 – Підбір чисел зубів коліс

	i_1	I_2	I_3	I_4	I_5	I_6	I_7	I_8	I_9
Z_k	44	40	44	33	44	48	52	56	56
$Z_{ш}$	26	20	22	33	22	30	26	22	22
Z_{Σ}	70	60	66	66	66	78	78	78	78

	i_{10}	i_{11}	i_{12}	i_{13}	i_{14}	i_{15}
Zk	56	56	40	40	26	44
Zш	22	56	16	16	26	44
ZΣ	78	112	56	56	52	88

Складаємо рівняння кінематичного балансу для всіх частот обертання шпинделя і визначаємо фактичні частоти, які можуть відрізнятись від стандартних не більше ніж на:

$$\Delta = \pm 10 \cdot (\phi - 1), \text{ т.е. } \pm 10 \cdot (1,26 - 1) = 2,6\% \quad (2.18)$$

$$\Delta = [(n_{\text{станд}} - n_{\text{факт}}) / n_{\text{станд}}] * 100 \quad (2.19)$$

Таблиця 2.2 – Похибки в реальних передавальних числах

	1	2	3	4	5	6	7
$n_{\text{станд}}$	14	18	22,4	28	35,5	45	56
$n_{\text{факт}}$	13,92	17,7	22,14	27,8	35,4	44,3	55,7
$\Delta, \%$	0,5	1,6	1,1	0,5	0,2	1,6	0,5

	8	9	10	11	12	13	14
$n_{\text{станд}}$	71	90	112	140	180	224	280
$n_{\text{факт}}$	70,8	90,2	114,7	143,4	180,3	229,3	286,7
$\Delta, \%$	0,2	0,2	2,4	2,4	0,1	2,4	2,4

	15	16	17
$n_{\text{станд}}$	355	450	560
$n_{\text{факт}}$	360	458,8	573,6
$\Delta, \%$	1,5	1,9	2,4

Усі відхилення передавальних співвідношень знаходяться в межах допустимих, тому перерахунок не проводиться.

Висновки по розділу

1. Проведено конструкторський контроль креслення типової деталі представника для обробки на даному верстаті

2. Проведено розрахунки граничних режимів обробки, зокрема подач, необхідного тягового зусилля, що дало можливість проводити кінематичний розрахунок

3. Здійснено розробку структурно-кінематичної схеми верстата

4. Виконано кінематичний розрахунок приводу подач верстата. Визначено всі передаточні відношення та числа зубів. Гранична швидкість переміщення стола 14-560 мм/об

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Визначення розрахункових навантажень

Розрахунки розпочинаємо з визначення потужності на валах за формулою [36-38]:

$$N_i = N \cdot \eta \quad (3.1)$$

де η – коефіцієнт корисної дії приводу до даного вала

За формулою (3.1) отримаємо:

$$N_1 = N_d = 4 \text{ кВт};$$

$$N_2 = N_d \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 4 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 3,84 \text{ кВт};$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 3,84 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 3,69 \text{ кВт};$$

$$N_4 = N_3 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 3,69 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 3,54 \text{ кВт};$$

$$N_5 = N_4 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 3,54 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 3,4 \text{ кВт};$$

$$N_6 = N_5 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 3,4 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 3,27 \text{ кВт};$$

$$N_7 = N_6 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 3,27 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 3,14 \text{ кВт};$$

$$N_8 = N_7 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 3,14 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 3,01 \text{ кВт};$$

$$N_9 = N_8 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 3,01 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 2,89 \text{ кВт};$$

$$N_{10} = N_9 \cdot \eta_1 \cdot \eta_3 = 2,89 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 2,75 \text{ кВт};$$

де $\eta_1 = 0,99$ – ККД пари підшипників кочення,

$\eta_2 = 0,97$ – ККД пари прямозубих циліндричних коліс,

$\eta_3 = 0,96$ – ККД конічної передачі.

Розрахунки проводимо з допомогою пакту MathCAD

Визначення крутних моментів на валах $T, H \cdot м$ за формулою [39]

$$T_i = 9550 \cdot \frac{N_i}{n_i} \quad (3.2)$$

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ					
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата	Конструкторський розділ					
Розроб.	Марковський							Літ	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Крупа									
Реценз.										
Н. контр.	Кобельник							ТНТУ, ФМТ, МВ-41		
Зав. каф.	Крупа									

Де N_i – потужність на i -му валу,

n -частота обертання i -го вала.

Результати розрахунків зводяться в таблицю 3.1

Таблиця 3.1. Розрахунки потужності, частоти обертання і крутного моменту

№валу	N,кВт	n,хв ⁻¹	T, Н м
1'	4	1440	26,53
1	3,84	850	43,14
2	3,69	425	82,92
3	3,54	850	39,77
4	3,4	537,5	60,41
5	3,27	537,5	58,1
6	3,14	212,5	141,12
7	3,01	95	302,58
8	2,89	95	290,52
9	2,75	95	276,45

3.2 Проектні розрахунки зубчастих передач.

3.2.1 Попередній розрахунок валів

В якості матеріалу для виготовлення всіх зубчастих коліс приймається сталь 40X за ГОСТ 4543-71, з термообробкою – загартування плюс високий відпуск (35...40HRC). Обробка зубчастого вінця термічним впливом з наступним низьким відпуском (50...52HRC). Механічні властивості матеріалу:

- для колеса: $\sigma_B=1000$ МПа, $\sigma_T=800$ МПа, 480НВ (40HRC)
- для шестерні: $\sigma_B=950$ МПа, $\sigma_T=700$ МПа, 600НВ (52HRC)

3.2.2 Уточнений розрахунок валу

Допустимі контактні напруження для шестерні та колеса визначаємо за формулою [37]:

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot K_{HL} \quad (3.3)$$

де $\sigma_{H \lim b}$, МПа - базовий ліміт контактної міцності зубів, визначений для шестерні та колеса [37]:

$$\sigma_{H \lim b ш} = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 52 + 200 = 1084 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H \lim b к} = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 40 + 200 = 880 \text{ МПа}$$

$S_{H=1.2}$ – коефіцієнт безпеки для зубчастих коліс з поверхневим зміцненням зубів,

K_{HL} - коефіцієнт тривалості служби який визначається за формулою.[37]

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO}/N_{HE}} \quad (3.4)$$

де – базове число циклів навантаження,

- еквівалентне число циклів зміни напруги.

$$N_{HO} = 30HB^{2.4} = 30 \cdot 52^{2.4} = 9107 \quad (3.5)$$

$$N_{HE} = 0,25 \cdot 60 \cdot n_r \cdot t_h, \quad (3.6)$$

$t_h = 95 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання повільного валу,

$t_h = 7884 \text{ год}$ – кількість годин роботи передачі протягом п'ятирічного терміну служби,

$$N_{HE} = 0,25 \cdot 60 \cdot 95 \cdot 7884 = 1,12 \cdot 10^7$$

$$N_{HE} = 6 \sqrt[6]{9 \cdot 10^7 / 1,12 \cdot 10^7} = 1,4;$$

Тоді допустиме контактне напруження для колеса складе [37]:

$$\sigma_{HPк} = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot K_{HL} = 880 \cdot \frac{1,4}{1,2} = 1026,7 \text{ МПа} \quad (3.7)$$

Оскільки передача є прямозубою, то подальший розрахунок проводитимемо по $\sigma_{HPк} = \sigma_{HP} = 1026,7 \text{ МПа}$

Допустимі напруження згину колеса і шестерні визначаємо за формулою:[1]

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} \quad (3.8)$$

де $\sigma_{F \lim b} = 500 \dots 600 \text{ МПа}$ - базовий ліміт витривалості зубів при згині,

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

що визначається для шестерні та колеса:

$$\sigma_{F \lim b_{ш}} = 600 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim b_{к}} = 550 \text{ МПа};$$

$K_{FC} = 1$ – коефіцієнт, який враховує вплив двостороннього навантаження (для $N_B > 350$ і реверсивної передачі),

$S_F = 1,75$ - коефіцієнт безпеки,

K_{FL} - коефіцієнт довговічності, який враховує вплив терміну служби та режиму навантаження; приймаємо $K_{FL} = 1,05$, за базового числа циклів зміни напруження $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – для сталі.

Тоді допустимі напруження згину колеса складуть:

$$\sigma_{FPш} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} = 600 \cdot 1 \cdot 1,05 / 1,75 = 360 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{FPк} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} = 550 \cdot 1 \cdot 1,05 / 1,75 = 330 \text{ МПа};$$

Оскільки передача є прямозубою, подальший розрахунок проводимо

по $\sigma_{FPк} = \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}$.

3.2.3 Розрахунок валу на втому і міцність

Приблизне значення міжосьової відстані для більш навантаженої пари $Z_{32}-Z_{33}$ визначається за формулою [37]:

$$a = K_a (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M \cdot K_{H\beta}}{U^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}} \quad (3.9)$$

де $K_a = 495$,

$K_{H\beta} = 1,04$ – обирається за графіком

$\psi_{ba} = 0,25$ - обирається за графіком

$M_3 = 82,92 \text{ Нм}$ – момент на третьому валі;

$U = 2$ - передаточне відношення;

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$\sigma_{HP} = 1026,7$ допустиме контактне напруження.

$$a = 495 \cdot (2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{82,92 \cdot 1,04}{2^2 \cdot 0,25 \cdot 1026,7^2}} = 64,47 \text{ мм.}$$

Визначаємо модуль, припускаючи, що він однаковий для обох пар коліс [37]:

$$m = 2a/Z\Sigma, \quad (3.10)$$

де $Z\Sigma$ – сумарне число зубів коліс,

a – міжосьова відстань,

$$m = (2 \cdot 64,47)/60 = 2,15$$

За ГОСТ 9563–60 приймаємо модуль $m=4$, з урахуванням високого навантаження на останніх валах.

Уточнюємо міжосьову відстань

$$a = m \cdot Z\Sigma \frac{60}{2} = 4 \cdot \frac{60}{2} = 120 \text{ мм} \quad (3.11)$$

Визначаємо розміри вінців коліс при $X_1=X_2=0$.

Ділильні діаметри:

$$d = m \cdot Z \quad (3.12)$$

де Z - кількість зубців колеса;

m - модуль.

$$d_{z21} = mZ_{32} = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм}$$

$$d_{z31} = mZ_{33} = 4 \cdot 40 = 160 \text{ мм}$$

Діаметри вершин:

$$d_a = d_z + 2m; \quad (3.13)$$

$$d_{a32} = d_{z32} + 2m = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ мм}$$

$$d_{a33} = d_{z33} + 2m = 160 + 2 \cdot 4 = 168 \text{ мм}$$

Діаметри впадин:

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$d_f = d_z - 2,5m; \quad (3.14)$$

$$d_{f32} = d_{z33} - 2,5m = 80 - 2,5 \cdot 4 = 70 \text{ мм}$$

$$d_{f32} = d_{z33} - 2,5m = 160 - 2,5 \cdot 2 = 150 \text{ мм}$$

Ширина вінців коліс:

$$b_\omega = \varphi_{ba} \cdot a \quad (3.15)$$

$$b_{\omega 1-2} = 0,25 \cdot 120 = 30 \text{ мм}$$

приймаємо ширину колеса $b_k = 30 \text{ мм}$

ширину шестерні $b_{ш} = 33 \text{ мм}$.

Аналогічно визначаємо геометричні параметри інших зубчастих передач цієї ж і наступних груп. Результати розрахунків зводимо в таблицю.

Орієнтовне значення діляника міжвісьового відстані більш навантаженої пари $Z_{30}-Z_{31}$ визначається за формулою [37]:

$$a = K_a (U_3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 \cdot K_{H\beta}}{U_3^2 \cdot \varphi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}}; \quad (3.16)$$

$M_2 = 43,14 \text{ Нм}$ - момент на другому валі.

$$a = 495 \cdot (1,69 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{43,14 \cdot 1,04}{1,69^2 \cdot 0,25 \cdot 1026,7^2}} = 52,01 \text{ мм}.$$

Визначаємо модуль, вважаючи його однаковим для обох пар коліс:

$$m = 2a / Z\Sigma$$

де $Z\Sigma$ - загальна кількість зубів коліс,

a - відстань між вісями,

$$m = (2 \cdot 51,01) / 70 = 1,49$$

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Згідно з ГОСТ 9563–60 приймаємо модуль $m=4$.

Уточнюємо відстань між вісями

$$a=m \cdot Z\Sigma / 2$$

$$a=4 \cdot 70 / 2 = 140 \text{ мм.}$$

Визначаємо розміри ободів коліс при $X_1=X_2=0$

Дільники діаметрів:

$$d=m \cdot Z;$$

$$d_{Z30}=m \cdot Z_{11}=4 \cdot 26=104 \text{ мм}$$

$$d_{Z31}=m \cdot Z_{21}=4 \cdot 44=176 \text{ мм}$$

Діаметри вершин:

$$d_a=d_z+2m;$$

$$d_{a30}=d_{Z30}+2m=104+4 \cdot 2=112 \text{ мм}$$

$$d_{a31}=d_{Z31}+2m=176+4 \cdot 2=184 \text{ мм}$$

Діаметри впадин:

$$d_f=d_z-2,5m;$$

$$d_{f30}=d_{Z30}-2,5m=104-2,5 \cdot 4=94 \text{ мм}$$

$$d_{f31}=d_{Z31}-2,5m=176-2,5 \cdot 4=166 \text{ мм}$$

Ширина вінців коліс:

$$b_\omega = \varphi_{ba} \cdot a;$$

$$b_{\omega 1-2} = 0,25 \cdot 140 = 35 \text{ мм.}$$

приймаємо ширину колеса $b_k=35$ мм

ширину шестерні $b_{ш}=38$ мм.

Орієнтовне значення делітного міжвіськового відстані більш навантаженої пари $Z_{35}-Z_{39}$ визначається за формулою [37]:

$$a = K_a (U_3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 \cdot K_{H\beta}}{U_3^2 \cdot \varphi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}} \quad (3.17)$$

$M_4=39,77$ -моментна четвертом валу Нм;

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$a = 495 \cdot (2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{39,77 \cdot 1,04}{2^2 \cdot 0,25 \cdot 1026,7^2}} = 50,46 \text{ мм.}$$

Визначаємо модуль, припускаючи його однаковим для обох пар коліс:

$$m = 2a / Z\Sigma$$

де $Z\Sigma$ - загальна кількість зубців коліс,

a - міжосьова відстань,

$$m = (2 \cdot 50,46) / 66 = 1,53$$

Згідно з ГОСТ 9563–60 приймаємо модуль $m = 4$.

Уточнюємо міжосьову відстань:

$$a = m \cdot Z\Sigma / 2$$

$$a = 4 \cdot 70 / 2 = 140 \text{ мм.}$$

Визначаємо розміри кілець коліс при $X_1 = X_2 = 0$.

Ділильні діаметри [37]:

$$d = m \cdot Z;$$

$$d_{Z34} = m \cdot Z_{31} = 4 \cdot 44 = 176 \text{ мм}$$

$$d_{Z35} = m \cdot Z_{32} = 4 \cdot 33 = 132 \text{ мм}$$

$$d_{Z36} = m \cdot Z_{33} = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм}$$

$$d_{Z37} = m \cdot Z_{41} = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм}$$

$$d_{Z39} = m \cdot Z_{42} = 4 \cdot 33 = 132 \text{ мм}$$

$$d_{Z41} = m \cdot Z_{43} = 4 \cdot 44 = 176 \text{ мм}$$

Діаметри вершин:

$$d_a = d_z + 2m;$$

$$d_{a34} = d_{Z34} + 2m = 176 + 4 \cdot 2 = 184 \text{ мм;}$$

$$d_{a35} = d_{Z35} + 2m = 132 + 4 \cdot 2 = 140 \text{ мм;}$$

$$d_{a36} = d_{Z36} + 2m = 88 + 4 \cdot 2 = 96 \text{ мм;}$$

$$d_{a37} = d_{Z37} + 2m = 88 + 4 \cdot 2 = 96 \text{ мм;}$$

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$d_{a39}=d_{Z39}+2m=132+4\cdot 2=140 \text{ мм};$$

$$d_{a41}=d_{Z41}+2m=176+4\cdot 2=184 \text{ мм};$$

Діаметри впадин:

$$d_f=d_z-2,5m;$$

$$d_{f34}=d_{Z34}-2,5m=176-2,5\cdot 4=166 \text{ мм}$$

$$d_{f35}=d_{Z35}-2,5m=132-2,5\cdot 4=122 \text{ мм}$$

$$d_{f36}=d_{Z36}-2,5m=88-2,5\cdot 4=78 \text{ мм}$$

$$d_{f37}=d_{Z37}-2,5m=88-2,5\cdot 4=78 \text{ мм}$$

$$d_{f39}=d_{Z39}-2,5m=132-2,5\cdot 4=122 \text{ мм}$$

$$d_{f41}=d_{Z41}-2,5m=176-2,5\cdot 4=166 \text{ мм}$$

Ширина вінців коліс:

$$b_\omega = \varphi_{ba} \cdot a;$$

$$b_{\omega 1-2} = 0,25 \cdot 132 = 33 \text{ мм}$$

Приймаємо ширину коліс $b_k=35\text{мм}$

шестерні $b_{ш}=38 \text{ мм}$.

Орієнтовне значення роздільного міжвіськового відстані більш навантаженої пари $Z_{35}-Z_{39}$ визначається за формулою [37]:

$$a = K_a (U_3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 \cdot K_{H\beta}}{U_3^2 \cdot \varphi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}} \quad (3.18)$$

$M_5=60,41$ - момент на п'ятому валу, Нм;

$$a = 495 \cdot (1,6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{60,41 \cdot 1,04}{1,6^2 \cdot 0,25 \cdot 1026,7^2}} = 58,3\text{мм}.$$

Визначаємо модуль, припускаючи його однаковим для обох пар коліс:

$$m=2a/Z\Sigma$$

де $Z\Sigma$ - сумарна кількість зубців колеса,

a - міжосьова відстань,

$$m=(2\cdot 58,3)/78=1,49$$

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Згідно з ГОСТ 9563–60 приймаємо модуль $m=4$

Уточнюємо міжосьову відстань

$$a=m \cdot Z\Sigma / 2$$

$$a=4 \cdot 78 / 2 = 156 \text{ мм.}$$

Визначаємо розміри коронок коліс при $X_1=X_2=0$.

Дільникові діаметри [37]:

$$d=m \cdot Z;$$

$$d_{Z38}=m \cdot Z_{38}=4 \cdot 26=104 \text{ мм}$$

$$d_{Z39}=m \cdot Z_{39}=4 \cdot 22=88 \text{ мм}$$

$$d_{Z40}=m \cdot Z_{40}=4 \cdot 30=120 \text{ мм}$$

$$d_{Z47}=m \cdot Z_{47}=4 \cdot 48=192 \text{ мм}$$

$$d_{Z48}=m \cdot Z_{48}=4 \cdot 56=224 \text{ мм}$$

$$d_{Z49}=m \cdot Z_{49}=4 \cdot 52=208 \text{ мм}$$

$$d_{Z42}=m \cdot Z_{42}=4 \cdot 22=88 \text{ мм}$$

$$d_{Z43}=m \cdot Z_{43}=4 \cdot 56=224 \text{ мм}$$

$$d_{Z45}=m \cdot Z_{45}=4 \cdot 56=224 \text{ мм}$$

$$d_{Z44}=m \cdot Z_{44}=4 \cdot 22=88 \text{ мм}$$

Діаметри вершин:

$$d_a=d_z+2m;$$

$$d_{a38}=d_{Z38}+2m=104+4 \cdot 2=112 \text{ мм}$$

$$d_{a39}=d_{Z39}+2m=88+4 \cdot 2=96 \text{ мм}$$

$$d_{a40}=d_{Z40}+2m=120+4 \cdot 2=128 \text{ мм}$$

$$d_{a47}=d_{Z47}+2m=192+4 \cdot 2=200 \text{ мм}$$

$$d_{a48}=d_{Z48}+2m=224+4 \cdot 2=132 \text{ мм}$$

$$d_{a49}=d_{Z49}+2m=208+4 \cdot 2=216 \text{ мм}$$

$$d_{a42}=d_{Z42}+2m=88+4 \cdot 2=96 \text{ мм}$$

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$d_{a43}=d_{Z43}+2m=224+4\cdot 2=232 \text{ мм}$$

$$d_{a45}=d_{Z45}+2m=224+4\cdot 2=232 \text{ мм}$$

$$d_{a44}=d_{Z44}+2m=88+4\cdot 2=96 \text{ мм};$$

Діаметри впадин:

$$d_f=d_z-2,5m;$$

$$d_{f38}=d_{Z38}-2,5m=144-2,5\cdot 4=134 \text{ мм}$$

$$d_{f39}=d_{Z39}-2,5m=88-2,5\cdot 4=78 \text{ мм}$$

$$d_{f40}=d_{Z40}-2,5m=120-2,5\cdot 4=110 \text{ мм}$$

$$d_{f47}=d_{Z47}-2,5m=192-2,5\cdot 4=182 \text{ мм}$$

$$d_{f48}=d_{Z48}-2,5m=224-2,5\cdot 4=214 \text{ мм}$$

$$d_{f49}=d_{Z49}-2,5m=208-2,5\cdot 4=198 \text{ мм}$$

$$d_{f42}=d_{Z42}-2,5m=88-2,5\cdot 4=78 \text{ мм}$$

$$d_{f43}=d_{Z43}-2,5m=224-2,5\cdot 4=214 \text{ мм}$$

$$d_{f45}=d_{Z45}-2,5m=224-2,5\cdot 4=214 \text{ мм}$$

$$d_{f44}=d_{Z44}-2,5m=88-2,5\cdot 4=78 \text{ мм}$$

Ширина вінців коліс:

$$b_\omega = \varphi_{ba} \cdot a;$$

$$b_{\omega 1-2} = 0,25 \cdot 156 = 39 \text{ мм}$$

приймаємо ширину колеса $b_k=40\text{мм}$

ширину шестерні $b_{ш}=43 \text{ мм}$.

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Таблиця 3 - Розміри передач і валів.

Позначення	Ширина віncів	Модуль мм	Число зубів	Дільник овi лiаметр	Дiаметр вершин мм	Дiаметр впадiн мм
Z ₃₀	35	4	26	104	112	96
Z ₃₁	35	4	44	176	184	166
Z ₃₂	30	4	20	80	88	70
Z ₃₃	30	4	40	160	168	150
Z ₃₄ ,Z ₄₁	33	4	44	176	184	166
Z ₃₅ ,Z ₃₉	33	4	33	132	140	122
Z ₃₆ ,Z ₃₇	33	4	22	88	96	78
Z ₃₈	15	4	26	104	112	134
Z ₃₉	39	4	22	88	96	78
Z ₄₀	39	4	30	120	128	110
Z ₄₇	39	4	48	192	200	182
Z ₄₈	39	4	56	224	132	214
Z ₄₉	39	4	52	208	216	198
Z ₄₂ ,Z ₄₄	39	4	22	88	96	78
Z ₄₃ ,Z ₄₅	39	4	56	224	232	214

3.2.4 Перевірковий розрахунок прямозубих передач

Здійснимо перевірковий розрахунок за контактними напругами та напругами згину для найбільш навантаженої передачі, якою є зубчата пара Z3-Z4 [37].

а) Перевірковий розрахунок на контактну витривалість.

Розрахункове контактне напруження для зубчатого колеса [37]:

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot K_H \cdot (U+1)}{b \cdot d_k \cdot U}} \leq \sigma_{HP}, \quad (3.19)$$

де $E_{пр} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності;

$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$ – коефіцієнт навантаження,

де $K_A = 1$ – коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження,

$K_{Hv} = 1,04$ - коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження, що виникає в зчепленні в залежності від обхватної швидкості,

$K_{H\beta} = 1,04$ - коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця,

$K_{H\alpha} = 1$ – (для прямозубих коліс) Коефіцієнт, який враховує розподіл навантаження між зубцями,

$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,04 \cdot 1,04 \cdot 1 \cdot 1 = 1,08$ – коефіцієнт навантаження,

$b = 30$ мм – робоча ширина вінця зубчастої передачі,

$d_1 = 80$ мм – делітельний діаметр шестерні,

$U = 2$ – передавальне відношення.

Отже:

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,08 \cdot 10^5 \cdot (2 + 1)}{30 \cdot 80 \cdot 2}} = 496,7 \text{ МПа}$$

Тобто $\sigma_H = 496,7$ МПа < $\sigma_{HP} = 1026,7$ МПа – умова міцності на контактну витривалість дотримується.

б) Перевірковий розрахунок за напруженнями згину.

Визначимо розрахункове напруження згину за формулою [37]:

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \leq \sigma_{FP} \quad (3.20)$$

де $Y_{Fш} = 4,14$ – коефіцієнт форми зуба,

$Y_{FK} = 3,76$ – коефіцієнт форми зуба,

$\sigma_{FPш} = 360$ МПа – допустиме напруження згину для шестерні,

$\sigma_{FPK} = 330$ МПа – допустиме напруження згину для колеса,

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

визначаємо менш міцний ланцюг:

$$\sigma_{FPШ}/Y_{FШ}=433.6/4.25=102$$

$$\sigma_{FPК}/Y_{FК}=420/3.62=116,02$$

розрахунок будемо проводити за колесом;

$$F_t=2000 \cdot T_3/d_Z=2000 \cdot 82,92/80 = 2073, \text{ Н} - \text{окружна сила на початковому колі,}$$

$b = 30$ мм – робоча ширина вінця зубчастої передачі,

$m = 2$ мм –модуль зачеплення

$$K_F=K_{Fv} \cdot K_{F\beta}=1,03 \cdot 1,2 = 1,236 - \text{коефіцієнт навантаження,}$$

$K_{Fv}=1,03$ - коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні,

$K_{F\beta}=1.2$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця;

Отже:

$$\sigma_F = 4,14 \cdot \frac{2073 \cdot 1,236}{30 \cdot 4} = 90 \text{ МПа}$$

Тобто $\sigma_F=90$ МПа значно менше $\sigma_{FP}=330$ МПа, отже умова дотримується.

3.2 Розрахунок валів

3.2.1 Попередній розрахунок валів

Визначення діаметрів ступенів валів.

Визначимо діаметри вихідних кінців валів для установки підшипників за формулою, остаточно приймаючи діаметр вала під підшипники [36-37]:

$$d_{ki} = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0.2 \cdot [\tau]}}, \quad (3.21)$$

де d_{ki} , мм - розрахунковий діаметр i -го вала,

M_i , Нм - крутний момент на i -му валу,

$[\tau] = 20 \dots 30$ МПа - допустимі каскадні напруження, тоді:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{26,53 \cdot 1000}{0.2 \cdot 30}} = 16,41 \text{ мм}$$

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{43,14 \cdot 1000}{0,2 \cdot 30}} = 19,3 \text{ мм}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{82,92 \cdot 1000}{0,2 \cdot 30}} = 24 \text{ мм}$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{39,77 \cdot 1000}{0,2 \cdot 30}} = 18,78 \text{ мм}$$

$$d_5 = \sqrt[3]{\frac{60,41 \cdot 1000}{0,2 \cdot 30}} = 21,59 \text{ мм}$$

Округляем диаметры валів:

$$d_1 = 20 \text{ мм}$$

$$d_2 = 20 \text{ мм}$$

$$d_3 = 25 \text{ мм}$$

$$d_4 = 25 \text{ мм}$$

$$d_5 = 25 \text{ мм}$$

3.2.2 Уточнений розрахунок валів

Продовжимо розрахунок для третього валу, вихідні дані для розрахунку включають:

Діаметр валу $d_3 = 25 \text{ мм}$;

Крутний момент на валу $T_3 = 82,92 \text{ Нм}$;

Діаметр зубчастого колеса, яке знаходиться в зачепленні:

$$d_{z35} = 176 \text{ мм};$$

$$d_{z33} = 160 \text{ мм};$$

Звідси, ми визначимо сили, що виникають у зачепленні:

Окружна сила [36-37]:

$$F_t = 2 \cdot T_2 / d_2, \text{ Н}, \quad (3.22)$$

$$F_{тн} = 2 \cdot 82,92 / 160 = 1036,5 \text{ Н}$$

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$F_{\text{тп}}=2 \cdot 82,92/176= 1036,5 \text{ Н}$$

Радіальна сила: $F_r=F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$, Н, (де $\alpha = 20^\circ$ - кут зачеплення).

$$F_{\text{рл}}=1036,5 \cdot \operatorname{tg} 20=377,25 \text{ Н}$$

$$F_{\text{тп}}=942,27 \cdot \operatorname{tg} 20=342,96 \text{ Н};$$

Визначимо зусилля, які виникають у підшипниках, розклавши реакції на горизонтальні та вертикальні складові. Тоді реакції від сил у вертикальній площині будуть:

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{\text{рл}} \cdot 0,234 + F_{\text{тп}} \cdot 0,565 - R_B \cdot 0,596 = 0,$$

$$R_B=177 \text{ Н}$$

$$\sum X = 0$$

$$R_A=F_{\text{рл}}- F_{\text{тп}}+R_B=211,3 \text{ Н},$$

в горизонтальній площині:

$$\sum M_A = 0,$$

$$-F_{\text{рл}} \cdot 0,234 + F_{\text{тп}} \cdot 0,565 - R_B \cdot 0,596 = 0,$$

$$R_B=486,3 \text{ Н}$$

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

де S - загальний коефіцієнт запасу міцності,

$[S] = 3$ допустимий коефіцієнт запасу міцності.

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \cdot K_{\sigma}}{K_d \cdot K_F} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} - \text{коефіцієнт запасу по нормальних напруженнях,}$$

де $\sigma_{-1} = 0.5 \cdot \sigma_B = 0.5 \cdot 600 = 300$ МПа – (для конструкційної сталі), це гранична витривалість сталі при симетричному циклі згину.

$$\sigma_a = \frac{0,5 M_{\text{сум}}}{0,1 \cdot d_3^3} = \frac{144,5 \cdot 0,5 \cdot 1000}{0,1 \cdot 25^3} = 46,24 \text{ МПа} - \text{амплітуда циклу нормальних}$$

напружень, рівна максимальному напруженню згину в розглянутому перерізі.

$K_{\sigma} = 2$ - коефіцієнт концентрації нормальних напружень (для шпонок).

$K_d = 0,82$ - масштабний фактор для нормальних напружень,

$K_F = 0,9$ – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні (для $Ra = 2,5$).

3.3 Опис системи управління та змащення

Для перемикання подачі необхідно здійснювати переміщення двох потрібних блоків зубчастих коліс і однієї муфти. Управління коробкою подачі здійснюється за допомогою механізму, який працює за наступним принципом. Перемикання блоків, що знаходяться на одному валу, здійснюється за допомогою ручки управління, яка при обертанні повертає валик, який в свою чергу є зубчастим сектором, закріпленим на ньому. Обертання сектора передається зубчастій рейці, на якій закріплена вилка, що передає рух переміщення зубчастого блока по валу.

Система змащення коробки передач передбачає подачу необхідної кількості змащувального матеріалу до пар тертя, розподіл його по всій робочій поверхні, очищення змащення. Система змащення проектного вузла є частиною всієї системи змащення верстата. Змащення верстата забезпечується наступними системами: - циркуляційною - набивкою. Циркуляційною системою здійснюється змащення коробки передач, подачі, механізму подачі, плунжерного насоса, масло індикаторів. Плунжерний насос кріпиться до

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

нижньої плити корпусу коробки передач і приводиться в дію від ексцентрика, закріпленого на валу коробки передач. Подається насосом масло по трубкам, в яких зроблені прорізи, на зубчасті колеса, вали, підшипники коробок передач і подач, свердлильної головки, потім стікає назад в масляний резервуар. Змащення підшипників шпинделя, підшипників приводу коробки передач, підшипників електродвигуна і підшипників електронасоса здійснюється набивкою консистентною змащувальною сумішшю "ЦІАТІМ 201". Для обслуговування системи змащення необхідно заповнити масляний резервуар до рівня нижнього масла індикатора маслом "Індустріальне 20А". Рівень масла слід перевіряти за червоною точкою масла індикатора до запуску верстата або після його відключення через 10-15 хвилин (після стоку масла в резервуар). При нормальній роботі насоса масло повинно неперервно подаватися в контрольний погляд. Заміну масла рекомендується проводити вперше після 10 днів роботи, вдруге після 20 днів, а потім через кожні три місяці. Перевірку системи змащення також рекомендується проводити через кожні три місяці.

При конструюванні коробки подач використаємо системний підхід [42], можливі перспективи розвитку верстатобудування [43-44], можливості використовувати різноманітне інструментальне забезпечення [45-49], а також особливості розвитку інших типів обладнання [50-51].

3.4. Конструювання деталей коробки подач

3.4.1. Конструювання вала

Відповідно до розрахунків мінімальний діаметр вала повинен бути 25 мм. Це буде діаметр шийок під підшипники. Встановлюємо поле допуску поверхонь під підшипники та квалітет k5. Довжину даних ділянок підбираємо відповідно до ширини підшипника – 18 мм. По краях виконуємо фаски 2x45. Зважаючи, що правильне виконання даних поверхонь буде визначати роботу вала в цілому, а також і зубчастих коліс, які на ньому будуть розміщені

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

встановлюємо максимальне радіальне биття даної циліндричної поверхні 0,01 мм, відхилення від циліндричності 0,04 мм. Шорсткість поверхонь під підшипники Ra 0.8.

Довжину міжопорної частини приймаємо відповідно до габаритів корпусу коробки подач. Приймаємо 540 мм. В міжопорній частині виконуємо стандартні шліци. Діаметр міжопорної частини приймаємо з урахуванням того, що необхідно в борт, який утворився вперти кільце підшипники товщиною 3 мм, а також виконати фаску не менше 2 мм. Відповідно діаметр міжопорної частини становить 36 мм. Приймаємо систему базування шліцевого з'єднання – по зовнішньому діаметру D та стандартне шліцеве з'єднання D-8x36x38x10

У місці переходу шийок під підшипники з шліцевою частиною виконуємо стандартні виточки. Виконуємо креслення вала з дотриманням чинних стандартів [1] (рис. .

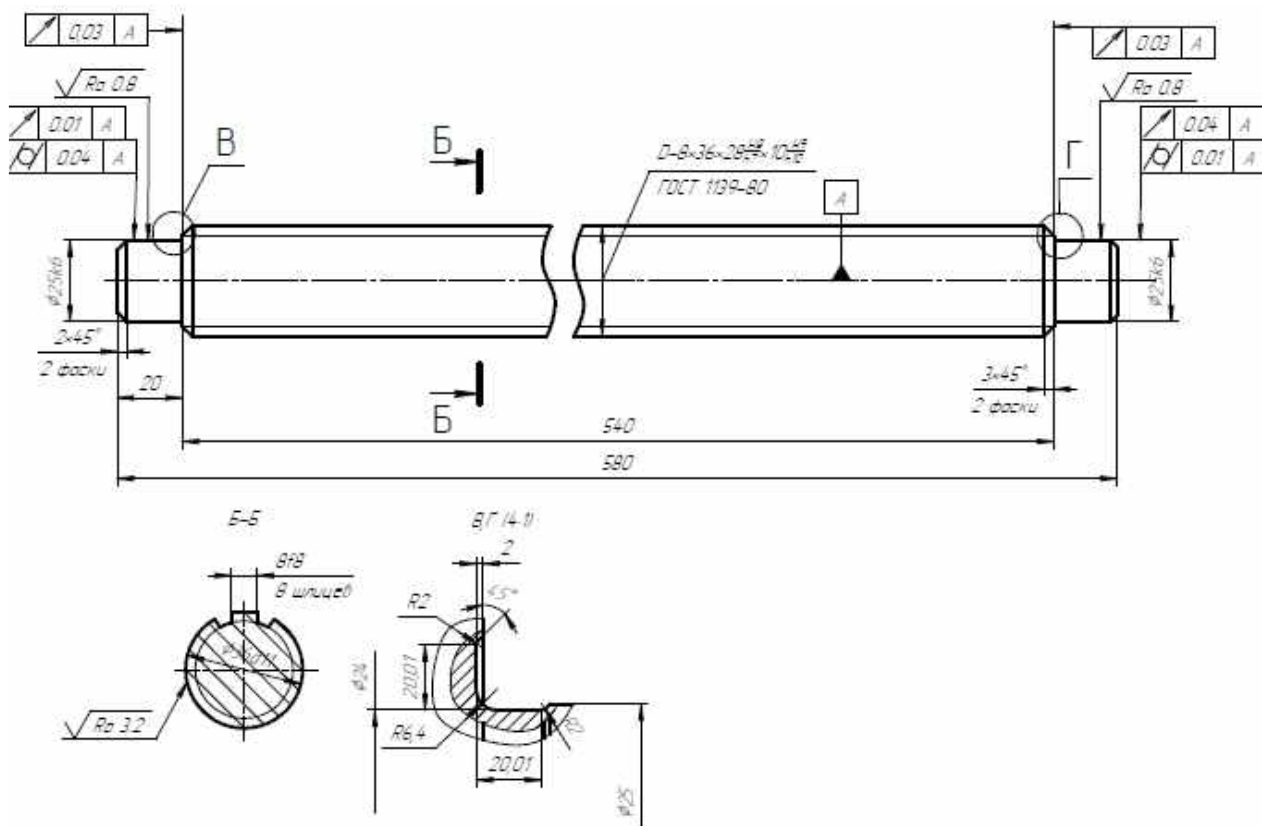


Рис. 3.2. Креслення шліцевого вала

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Технічні умови на виготовлення:

Приймаємо матеріал вала – конструкційну сталь 40Х. Зважаючи, що по валу будуть переміщатись зубчасті колеса необхідно забезпечити твердість 260..285 НВ. Невказані граничні відхилення розмірів – по 14 квалітету поля допуску Н, h.

3.4.2. Конструювання кришки підшипника

Кришка підшипника є деталлю №34 на кресленні коробки подач. Це деталь типу диск, що повинна виконувати дві функції:

- 1) закривати підшипник від потрапляння в нього сторонніх предметів та матеріалів;
- 2) забезпечити упор для верхнього кільця.

Зважаючи на це вимоги до точності певних поверхонь повинна бути високою. Розміри кришки підбираємо з наступних умов:

- Один із діаметрів 56 мм- місце де кришка по посадці входить в корпус коробки. Відповідно зовнішній її діаметр прораховуємо з можливістю розміщення по колу кріпильних отворів під гвинти з можливістю захвати головки гвинтів. При використанні гвинтів М5 – діаметри отворів 6 мм, циліндричні ділянки – діаметр 17 мм. Приймаємо зовнішній діаметр кришки 140 мм.
- Товщину закріпної частини кришки приймаємо конструктивно – 10 мм, загальна товщина – 27 мм.
- Шорсткості контактних поверхонь Ra1.6 – всіх інших Rz25
- Встановлюємо базову поверхню А – зовнішню циліндричну поверхню, якою кришка входить в корпус. Відповідно відхилення від перпендикулярності відносно неї становлять 0,018 та 0,05 мм.
- В місці переходів циліндричних поверхонь виконуємо стандартні виточки для можливості виходу інструменту.

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

модуль зубчастих коліс 4 мм, а також визначено розміри зубчатих коліс.

3. Проведено уточнений розрахунок валів

4. Розроблено складальне креслення коробки подач, а також робочі креслення її деталей

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1. Заходи з техніки безпеки та охорони навколишнього середовища.

Експлуатація металообробного обладнання повинна відповідати вимогам ДСТУ 12.2.009, СТ СЕВ 538, СТ СЕВ 539, СТ СЕВ 500, відповідно до яких при роботі на верстатах фрезерної групи передбачається виконання наступних вимог:

-Перевірити, наскільки добре прибране робоче місце, і у разі виявлення недоліків у роботі верстата протягом попередньої зміни ознайомитися з ними та з прийнятими заходами щодо їх усунення.

-Перевірити стан решітки під ногами, її стабільність.

-Перевірити стан ручного інструменту.

-Прибрати робоче місце: прибрати все зайве, підготувати і акуратно розкласти необхідні інструменти і пристосування так, щоб було зручно і безпечно ними користуватися.

-Перевірити стан місцевих грузопідйомних пристроїв.

-Перевірити стан верстата: переконатися в справності електропроводки, заземлюючих проводів.

-На холостому ході перевірити справність кнопок "Старт" і "Стоп".

-Підготувати засоби індивідуального захисту та перевірити їх справність.

-Маса та габаритні розміри заготовок повинні відповідати паспортним даним верстата.

-При обробці заготовок масою понад 16 кг встановлювати та знімати за допомогою грузопідйомних пристроїв, при цьому не допускати перевищення навантаження, встановленого на них.

-За необхідності користуватися засобами індивідуального захисту.

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Безпека життєдіяльності, основи охорони праці	<i>Літ</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>	Марковський							
<i>Перевір.</i>	Крупа							
<i>Консульт</i>	Окіпний							
<i>Н. контр.</i>	Кобельник							
<i>Зав. каф.</i>	Крупа							
						ТНТУ, ФМТ, МВ-41		

Заборонено працювати в рукавичках та перчатках, а також з обв'язаними пальцями без гумових наконечників.

-Перед кожним включенням верстата переконатися, що його запуск для нікого не небезпечний.

-Якщо під час обробки утворюється відлітаюча стружка, встановити переносні крани для захисту оточуючих та надіти захисні окуляри або протигазовий щиток. Слідкувати за своєчасним видаленням стружки як з верстата, так і з робочого місця.

-Правильно складати оброблені деталі, не завантажуючи підходів до верстата.

-Обов'язково вимикати верстат при виході навіть на короткий час, при регулюванні, прибиранні та змащуванні верстата.

-Після закінчення роботи стрижень вибити в піддон або на лопатку щіткою. Для уникнення нещасного випадку і потрапляння стружки в організм забороняється для очищення верстата використовувати стиснутий повітря.

-Перевірити якість прибирання верстата, вимкнути місцеве освітлення та відключити верстат від електромережі.

-Здійснити санітарно-гігієнічні заходи.

Окрім зазначеного, кожний верстатник зобов'язаний: працювати лише на тому верстаті, до експлуатації якого він допущений; без дозволу майстра не допускати до роботи на верстаті інших осіб; про кожний нещасний випадок негайно повідомляти майстра та звертатися в медичний пункт; вміти надавати першу допомогу потерпілому, застосовувати перші засоби пожежогасіння і проводити роботи з усунення наслідків аварійних ситуацій або пожежі.

4.2. Вимоги до виробничого освітлення та його нормування

Дизначаються з метою забезпечення безпеки та комфорту працівників, а також для підвищення продуктивності праці. Основні вимоги та норми виробничого освітлення включають такі аспекти

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Вимоги до виробничого освітлення:

1. Освітленість:

- Освітленість повинна відповідати нормам, встановленим для конкретного типу виробничих приміщень та робіт.
- Освітленість вимірюється в люксах (лк).

2. Рівномірність освітлення:

- Освітлення має бути рівномірним по всій робочій зоні.
- Уникайте різких тіней та яскравих блисків.

3. Якість світла:

- Використовуйте джерела світла, що забезпечують необхідну колірну температуру та індекс кольоропередачі.
- Колірна температура може варіюватися в залежності від типу робіт, але зазвичай вона становить від 4000 до 6500 Кельвінів.

4. Направленість світла:

- Світло має бути направлене так, щоб уникати прямого осліплення працівників.
- Використання відбивачів та дифузорів може допомогти досягти необхідної спрямованості.

5. Безпека:

- Джерела світла повинні бути захищені від механічних пошкоджень.
- Електричні мережі мають відповідати стандартам безпеки.

Нормування освітлення:

1. Нормативні документи:

- В Україні нормативні вимоги до виробничого освітлення регулюються ДБН (Державні будівельні норми) та ГОСТ (Державні стандарти).
- Основний документ: ДБН В.2.5-28-2006 "Природне і штучне освітлення".

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

2. Класифікація робіт за категоріями:

- Всі виробничі процеси класифікуються за категоріями точності та складності виконуваних робіт, що визначає необхідний рівень освітленості.
- Наприклад, для грубих робіт рекомендується освітленість 200-300 лк, для робіт середньої точності — 300-500 лк, а для точних робіт — 500-1000 лк і більше.

3. Методи вимірювання:

- Освітленість вимірюється за допомогою люксометрів.
- Вимірювання проводяться на робочих місцях та в характерних точках виробничого приміщення.

4. Коригувальні заходи:

- При недостатній освітленості необхідно додатково встановити освітлювальні прилади.
- Використання сучасних енергоефективних джерел світла, таких як LED-лампи, може підвищити якість освітлення та знизити енергоспоживання.

Дотримання цих вимог та норм забезпечує безпечне та комфортне середовище для працівників, сприяє зниженню травматизму та підвищенню продуктивності праці.

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведено розрахунки граничних режимів обробки, зокрема подач, необхідного тягового зусилля, що дало можливість проводити кінематичний розрахунок

2. Виконано кінематичний розрахунок приводу подач верстата. Визначено всі передаточні відношення та числа зубів. Гранична швидкість переміщення стола 14-560 мм/хв

3. Проведено розрахунок крутних моментів на валах, по яких визначено необхідні їх мінімальні діаметри (шийок), що стали основою конструювання валів, проведено розрахунки зубчастих передач, на підставі яких прийнято модуль зубчастих коліс 4 мм, а також визначено розміри зубчастих коліс.

4. Розроблено складальне креслення коробки подач, а також робочі креслення її деталей

					КРБ 20-036.01.00.00 ПЗ			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Загальні висновки	<i>Літ</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>	Марковський							
<i>Перевір.</i>	Крупа							
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. контр.</i>	Кобельник							
<i>Зав. каф.</i>	Крупа				ТНТУ, ФМТ, МВ-41			

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Паспорт на верстат 6P12: керівництво, креслення, схеми, додатки.,120 с.
2. Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: підручник; за ред. Сіліна Р.І. Львів: Бескид Біт, 2008. 448 с.
3. Верстат Leadwell CNC мод. V-30 URL <https://india.machinetools.com/en/models/leadwell-v-30if>
4. Скляр Р. А., Шанайда В. В., Савчук М. А. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій / Р. Скляр, В. Шанайда, М. Савчук // Вісник ТНТУ. — 2011. — Том 16. — № 1. — С.117-125.
5. Метод оцінювання статичної точності кінематичних ланцюгів подач консольних фрезерних верстатів / П. Д. Кривий та ін. Прогресивні технології в машинобудуванні : збірник наукових праць : Матеріали Міжнар. науково-техн. конф., м. Львів. Львів, 2020. С. 103–105.
6. Вертикальний фрезерний верстат МА-655 Модернізація. URL:<https://stankomach.com/katalog-stankov/frezernye/ocentry/fp/obzor/ma655.html>
7. Верстати HAAS для виготовлення пресформ. URL: <https://www.haascnc.com/uk/machines/vertical-mills/mold-machines/features.html>
8. Швець С.В. Основи формоутворення поверхонь різанням:навч. посіб. / С.В.Швець. – Суми: Сумський державний університет, 2011. –127 с.
9. Васильків В.В., Радик Д.Л. Експериментальні дослідження у технології машинобудування: Навчальний посібник;. Тернопіль: ТНТУ, 2012. 256 с.

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ					
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	ЗМІСТ					
<i>Розроб.</i>	Марковський							<i>Літ</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>	Крупа									
<i>Реценз.</i>										
<i>Н. контр.</i>	Кобельник							<i>ТНТУ, ФМТ, МВ-41</i>		
<i>Зав. каф.</i>	Крупа									

10. Васильків В. В. Технології виробництва заготовок литтям : навчальний посібник / В. В. Васильків, Л. М. Данильченко, Д. Л. Радик. – Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2023. – 492 с.

11. Технологічні основи машинобудування. [Електронний ресурс]: навчальний посібник / Ю.М. Малафєєв; Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. 201 с.

12. Міренський І.Г. Основи технології машинобудування: навчальний посібник. Харків: ХНАМГ, 2007. 275 с.

13. Мельничук П.П., Боровик А.І., Лінчевський П.А. Технологія машинобудування: підручник. Житомир, ЖДТУ, 2005. 876 с.

14. Пилипець М. І. Правила заповнення основних форм технологічних документів : навч.-метод. посіб. / Уклад. Пилипець М. І., Ткаченко І. Г., Левкович М. Г., Васильків В. В., Радик Д. Л. Тернопіль : ТДТУ, 2009. 108 с. <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/42995>

15. Ковбашин В. І., Пік А. І. Інженерна графіка : навч. посіб. м. Тернопіль : Підруч. і посіб., 2023. 240 с.

16. Ворощук В.Я., Вітенько Т.М. «Інжиніринг та 3D моделювання в середовищі SolidWorks». Навчальний посібник. 2023. – 164 с.

17 Склярів Р. А., Четвержук Т. І., Полінкевич Р. М., Редько Р. Г., Залета О. М. Статистичне моделювання технічних характеристик металорізальних верстатів. Міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки» за галузями знань «Фізико-математичні науки» та «Технічні науки», Випуск 71, Луцьк, 2021, № 71. – 363 с. – С. 322-329.

18. Кузнецов Ю. М., Склярів Р. А., Прогнозування розвитку технічних систем: навч. посібник / Ю. М. Кузнецов, Р. А. Склярів; під ред. Ю. М. Кузнецова. – К.: ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗІС», 2004. – 323 с.

19. Вегера Н. О., Шанайда В. В. Комп'ютерне дослідження динамічних характеристик елементів модифікованого приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата. *Природничі та гуманітарні науки.*

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Актуальні питання : Зб. тез Міжнар. студент. науково-техн. конф., м. Тернопіль, 26 квіт. 2018 р. Тернопіль, 2018. С. 178–179.

20. Кобельник В.Р. Жорсткість вертикально-свердильних верстатів / В.Р. Кобельник, П.Д. Кривий // Вісник ЖДТУ. Технічні науки. – Житомир : ЖДТУ, 2007. – Вип. № 1 (40). – С. 34–40.

21. Дослідження жорсткості системи затискний гвинтовий пристрій – деталь / О. П. Скиба та ін. Перспективні технології та прилади. 2014. № 5. С. 154–158.

22. Склярів Р. А., Шанайда В. В. Розробка критеріальних оцінок для аналізу компоновок верстатів з паралельною кінематикою. *Матеріали ІХ наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя*, м. Тернопіль, 18–19 трав. 2016 р. Тернопіль, 2016. С. 74.

23. Кривий П.Д. Метод оцінювання статичної точності кінематичних ланцюгів подач консольних фрезерних верстатів / П. Д. Кривий, В. Р. Кобельник, В. В. Крупа, Н. М. Тимошенко // Прогресивні технології в машинобудуванні : збірник наукових праць, Львів-Плай. – Львів, 2020. – С. 103–105.

24. Кобельник В.Р. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118 / В.Р. Кобельник, П.Д. Кривий // Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць. – Житомир : ЖДТУ, 2010. – Вип. 8. – С. 99–108.

25. Improved Method for Determining the Feed Influence on the Tangential Cutting Force During Re-drilling, Countersinking and Boring Based on the Small Sample Theory / V. Krupa et al. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2024. URL: <https://doi.org/10.3311/ppme.29952> (date of access: 22.05.2024).

26 V. Krupa, N. Tymoshenko, V. Kobelnyk, I. Petrechko, Probability-statistical estimation method of feed influence on the tangential cutting force under

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

turning, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering 114/1 (2022) 22-31.

27. Підвищення продуктивності процесу і якості плоскої поверхні сформованої комбінаційним торцевим фрезеруванням / П. Д. Кривий та ін. Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : збірник наукових праць. 2020. № 3 (47). С. 199--206.

28. Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: дис. канд. техн. наук: 05.03.01: / Кобельник Володимир Романович; Терноп. нац. техн. ун-т ім. Івана Пулюя. - Т., 2013. - 21 с.

28. Кривий П.Д. Методи вимірювання головного заднього кута спірального свердла / П.Д. Кривий, В.Р. Кобельник, В.І. Продан, В.Г. Яковлєв // Науковий вісник ХДМА : Науковий журнал. – Херсон : ХДМА, 2012. – № 2 (7). – С. 145–155.

30. Вплив випадковості подачі на висоту мікронерівностей поверхні при її точінні або розточуванні / П. Кривий, Н. Тимошенко, М. Шарик, В. Крупа Львів : Машинознавство. 2013. №9-10 (195-196). С. 76-83.

31. Volodymyr Shanaida, Ruslan Skliarov, Valeriy Lazaryuk. Mathematical models for the analysis of the parameters of channels in the planning of mechanical processing and welding operations/ Proceedings ITTAP'2023: 3rd International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems, November 22–24, 2023, Ternopil, Ukraine, Opole, Poland. 2023, 3628, pp. 43-54. (Scopus) <https://ceur-ws.org/Vol-3628/paper12.pdf>

32. Analysis of the stress-strain state of the vehicle frame by finite element method // Mykola Stashkiv, Ivan Pidgurskyi, Oleh Pidluzhnyi, Mykola Pidgurskyi, Mykhaylo Levkovych, Ruslan Skliarov, Andriy Mushak // Scientific Journal of TNTU. — Tern.: TNTU, 2022. — Vol 108. — No 4. — P. 89–102.

33. Мазур М.П. Основи теорії різання матеріалів : підручник [для вищ. навч. закладів] / М.П. Мазур, Ю.М. Внуков, А.І.Грабченко, В.Л. Доброскок,

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

В.О. Залога, Ю.К. Новосьолов, Ф.Я. Якубов ; під заг. ред. М.П. Мазура. – 3-е вид. перероб. і доп. – Львів : Новий Світ-2000, 2020. – 471 с.

34. Грицай І. Є. Теорія різання. Лезове та абразивне оброблення металів: навчальний посібник. / І.Є. Грицай. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. 232 с.

35. Паливода Ю. Є. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки : навчально-методичний посібник / Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. – 240 с.

36. Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навч. посіб. до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи /Довбуш Т.А., Хомик Н.І., Бабій А.В., Цьонь Г.Б., Довбуш А.Д. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2022. 220

37. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин:- Київ «Вища школа» 1993. – 560с.

38. Бабій А.В., Довбуш Т.А., Бабій М.В., Ткаченко О.І., Сташків М.Я. Динаміка машин. Навчальний посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Магістр». Тернопіль : ТНТУ 2023. 246 с.

39. Шанайда В. В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках. Тернопіль : Вид-во ТДТУ, 2001. 163 с.

40 Кузнєцов Ю. М., Саленко О. Ф., Харченко О. О., Щетинін В. Т. Технологічне обладнання з ЧПК: механізми і оснащення: навч. Посібник - Київ-Кременчук-Севастополь: Вид-во «Точка», 2014. — 500 с.:

41. Технологія обробки на верстатах з ЧПК : навч. посіб. / Б. М. Гевко та ін. м. Тернопіль : Крок, 2014. 131 с.

42. Крупа В. В. Теорія технічних систем: особливості побудови, створення та розвитку /: навч. посіб. Тернопіль : ФОП Осадця, 2023. 308 с.

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

43 Крижанівський В. А., Кузнецов Ю. М., Скляр Р. А. Сучасний стан, прогнозування і перспективи розвитку верстатів з паралельною кінематикою. // Наукові праці ЖДТУ.-Житомир, 2005.- №6, част.1. - С. 320-334.

44. Дослідження пружно-силових характеристик затискних цанг, виготовлених за діючими та новими технологіями / Р. Г. Редько та ін. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». 2014. № 44. С. 249–253.

45. Кривий П. Д., Крупа В. В. Інструментальне забезпечення процесу комбінованого розточування глибоких отворів тонкостінних циліндрів. Вісник ЖДТУ. Серія: Технічні науки. 2012. № 2. С. 23–34.

46. Крупа В. В. Металорізальні інструменти з асиметричним розміщенням лез для оброблення глибоких отворів циліндрів : дис. ... канд. техн. наук : 05.03.01. Тернопіль, 2015. 168 с.
URL: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/5656>

47. Кривий П., Крупа В., Продан В. Конструкторсько-технологічні передумови підвищення якості оброблення глибоких отворів тонкостінних циліндрів. Вісник ТДТУ. 2010. Т. 15, № 1. С. 147–156.
URL: <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/486>.

48. Крупа В. В. Визначення конструкторсько-технологічних параметрів багаторізцевих розточних головок з поділом припуску та подачі. Вісник ТДТУ. 2011. Т. 16, № 1. С. 105–117.
URL: <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/959>.

49. Substantiation of parameters for three-cutter boring head with allowance and feed distribution and asymmetric cutter position / Petro Kryvyi, Volodymyr Krupa, Volodymyr Kobelnyk, Yaroslav Kosiv. // Scientific Journal of TNTU. — Ternopil : TNTU, 2019. — Vol 96. — No 4. — P. 57–69.

50. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. / Крижанівський В. А., Кузнецов Ю. М., Валявський І. А., Скляр Р. А. – Кіровоград, 2004. – 449 с.

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

51. Nahalyuk A., Krupa V. Modeling of a lathe bed using the method of topological optimization. *Scientific Journal of TNTU.* – Tern.: TNTU. 2023. Т. 111, № 3. С. 67–75. URL: https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2023.03.

52. Стручок В.С. Безпека в надзвичайних ситуаціях: Методичний посібник . Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. - 156 с.

					КРБ 20-036.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		