

**Міністерство освіти і науки України**

**Луцький національний технічний університет**

(повне найменування вищого навчального закладу)

**Факультет транспорту та механічної інженерії**

(повне найменування факультету)

**Кафедра прикладної механіки та мехатроніки**

(повна найменування кафедри)

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

**Модернізація вертикально-протяжного верстата**

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти  
групи ПМм-21  
Клюйко Олександр Ігорович

\_\_\_\_\_  
(підпис)

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

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Кваліфікаційну роботу  
допущено до захисту  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

к.т.н., доцент

Гарант освітньої програми:

Четвержук Тарас Іванович

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Луцьк – 2025 року

Луцький національний технічний університет

Факультет Транспорту та механічної інженерії

Кафедра Прикладної механіки та мехатроніки

Другий (магістерський) рівень  
освітньо-професійної програми «Прикладна механіка»  
Спеціальність 131 Прикладна механіка

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Р. РЕДЬКО  
“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

**ЗАВДАННЯ**

**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА**

Клюйко Олександр Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «*Модернізація вертикально-протяжного верстата*», керівник кваліфікаційної роботи магістра *Полінкевича Романа Миколайовича к.т.н., доц. каф. ПМіМ* затверджені наказом вищого навчального закладу від «14» червня 2025 р., № 391/01-07

2. Строк подання студентом роботи 01.12.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: звіт з переддипломної практики, технічна документація по вертикально-протяжних верстатах, креслення вузлів вертикально-протяжних верстатах, конструкторська документація, нормативні та патентні дані.

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

1. Аналіз літературних джерел щодо використання вертикально-протяжних верстатів. 2. Конструкторський розділ. 3. Розрахунковий розділ, в якому провести розрахунки основних елементів верстата для можливості досягнення поставленої мети. Висновки по роботі. Список використаних джерел

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

Презентація. Загальний вид верстата. Кінематична схема. Чаша вібробункера. Черв'ячний редуктор.

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

## 7. Дата видачі завдання

01.03.2025 р.

Керівник

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Завдання прийняв до виконання

\_\_\_\_\_  
(підпис)

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра	Примітка
1.	<i>Загальний розділ. Аналіз конструкції вертикально-протяжних верстатів</i>	<i>25.09.2025р.</i>	
2.	<i>Конструкційний розділ</i>	<i>15.10.2025р.</i>	
3.	<i>Розрахунковий розділ</i>	<i>05.11.2025р.</i>	
4.	<i>Представлення роботи</i>	<i>01.12.2025р.</i>	
5.	<i>Електронний варіант кваліфікаційної роботи магістра</i>		
6.			

Студент

\_\_\_\_\_  
(підпис)Клюйко О.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_  
(підпис)Полінкевич Р.М.

(прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Клюйко О.І. Модернізація вертикально-протяжного верстата. – Рукопис.

Кваліфікаційна робота магістра ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131 Прикладна механіка. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2025.

Робота присвячена питанням модернізації вузлів вертикально-протяжного верстата. Було здійснено огляд стану, вивчено перспективні шляхи модернізації, а також визначено основні принципи та методологічні підходи для підвищення загального технічного рівня верстатів такого типу. Особливу увагу приділено модернізації поворотного столу для вертикально-протяжних верстатів, розрахунку відповідних механізмів та передач. Розроблена графічна частина та технологічна документація.

Ключові слова: вертикально-протяжний верстат, протяжка, поворотний стіл, муфта, гідропривід, транспортер.

## ANNOTATION

Klyuyko O.I. Modernization of the vertical drawing machine. – Manuscript.

Master's thesis for the specialty "Applied Mechanics" in specialty 131 Applied Mechanics. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2025.

The work is devoted to the issues of modernization of the nodes of the vertical-drawing machine. A review of the state was carried out, promising ways of modernization were studied, and the main principles and methodological approaches for increasing the overall technical level of machines of this type were determined. Special attention was paid to the modernization of the rotary table for vertical-drawing machines, the calculation of the corresponding mechanisms and gears. The graphic part and technological documentation were developed.

Keywords: vertical-drawing machine, drawing, rotary table, coupling, hydraulic drive, conveyor.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ.....	10
1.1 Загальна характеристика протягування як технологічного процесу.....	10
1.2 Класифікація протяжних верстатів.....	11
1.3 Конструкція вертикально-протяжних верстатів.....	11
1.4 Огляд верстатів аналогів.....	12
1.5 Проблеми та недоліки експлуатації застарілих вертикально-протяжних верстатів.....	16
1.6 Напрямки модернізації вертикально-протяжних верстатів.....	16
1.7 Аналіз технічного стану та виявлення проблем експлуатації.....	17
1.8 Обґрунтування необхідності модернізації.....	18
РОЗДІЛ 2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	19
2.1 Аналіз базової конструкції вертикально-протяжного верстата.....	19
2.2 Основні вузли та агрегати протяжного верстата.....	21
2.3 Опис роботи вертикально-протяжного верстата .....	28
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА.....	30
3.1 Розрахунок рейкової передачі механізму повороту стола.....	30
3.2 Геометричний розрахунок циліндричної передачі механізму повороту стола.....	32
3.3 Перевірочний розрахунок валів механізму повороту стола.....	37
3.4 Перевірочний розрахунок шпонкового з'єднання.....	38
3.5 Розрахунок втрат на тертя в приводі механізму повороту стола....	39
3.6 Розрахунок технічних характеристик гідроприводів.....	42
3.7 Розрахунок кулачкової муфти включення механізму повороту стола.....	44
3.7.1 Перевірка муфти за умовами міцності	

на згин і зминання.....	46
3.8 Розрахунок напрямних кочення супорта.....	48
3.8.1 Розрахунок напрямних кочення.....	48
3.8.2 Розрахунок напрямних на статичну міцність.....	50
3.8.3 Розрахунок напрямних на довговічність за втомою поверхневих шарів.....	50
3.9 Розрахунок зубчастого вінця фіксації поворотного стола.....	50
3.9.1 Перевірка зубів вінців на зріз і зминання.....	52
3.10 Розрахунок ланцюгової передачі приводу транспортера.....	52
3.10.1 Геометричний розрахунок ланцюгової передачі.....	54
ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ.....	55
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	56

## ВСТУП

Сучасний розвиток машинобудівної галузі в Україні вимагає постійного вдосконалення технологічного обладнання, підвищення його точності, продуктивності та енергоефективності. Вертикально-протяжні верстати, що широко застосовуються для обробки внутрішніх поверхонь, шпонкових пазів, профільних отворів та інших відповідальних елементів деталей, є важливою складовою технологічних процесів на підприємствах. Однак значна частина таких верстатів була виготовлена у період активного розвитку радянського машинобудування і нині не відповідає сучасним вимогам до якості та стабільності обробки.

Багаторічна експлуатація, зношення основних вузлів, застарілі системи приводу та керування, обмежені можливості регулювання та недостатня точність – усе це зумовлює необхідність модернізації існуючого обладнання. Повна заміна верстатного парку потребує значних фінансових вкладень, тому технічно обґрунтована модернізація є одним з найбільш раціональних шляхів оновлення виробництва. Удосконалення конструкції вертикально-протяжного верстата дозволяє підвищити точність і якість обробки, зменшити витрати на технічне обслуговування, збільшити ресурс основних компонентів, а також адаптувати верстат до потреб сучасного виробництва.

Мета та задачі дослідження. Метою дослідження є підвищення технічних та експлуатаційних характеристик вертикально-протяжного верстата шляхом розроблення та обґрунтування комплексу заходів із його модернізації.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Провести аналіз конструкції, технічного стану та можливостей існуючого вертикально-протяжного верстата.
2. Виявити основні недоліки конструкції та проблеми експлуатації, що потребують удосконалення.
3. Обґрунтувати вибір напрямків модернізації та сформулювати технічні вимоги до оновленого обладнання.

4. Розробити конструктивні зміни або нові вузли, спрямовані на покращення точності, надійності та продуктивності верстата.

5. Виконати розрахунки навантажень, міцності, жорсткості та параметрів модернізованих елементів.

Об'єкт дослідження – вертикально-протяжний верстат як технічна система для обробки внутрішніх поверхонь методом протягування.

Предмет дослідження – конструктивні елементи, режими роботи та технічні параметри верстата, які впливають на його ефективність та можуть бути покращені в процесі модернізації.

Методи дослідження включають аналіз технічної документації, інженерні розрахунки, комп'ютерне моделювання, експериментальні випробування, а також методи техніко-економічного оцінювання.

Наукова новизна полягає в обґрунтуванні та розробленні комплексу конструктивних удосконалень вертикально-протяжного верстата, спрямованих на підвищення точності та стабільності технологічного процесу.

Практичне значення роботи полягає в можливості впровадження запропонованих технічних рішень на підприємствах машинобудівної галузі, що забезпечить підвищення продуктивності, зменшення витрат на експлуатацію та подовження строку служби верстатного обладнання.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, які становлять суть магістерської роботи, висновки і рекомендації належать автору, який визначив мету і поставив задачі досліджень, провів весь комплекс досліджень щодо модернізації вертикально-протяжного верстату.

Апробація отриманих результатів роботи. Основні положення і результати роботи доповідалися і обговорювалися на наукових семінарах кафедри прикладної механіки та мехатроніки, на V-й студентській науково-технічній конференції факультету транспорту та механічної інженерії “Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії”, 13 листопада 2025 р., ЛНТУ.

Публікації по роботі. Основні положення та результати магістерської

роботи опубліковано у матеріалах і тезах V студентській науково-технічній конференції факультету транспорту та механічної інженерії “Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії”.

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота складається із вступу, 3 розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Зміст роботи викладений на 60 сторінках машинописного тексту, ілюструється 13 рисунками та 3 таблицями. Додатки складають 14 сторінок. Список використаних джерел складає 32 найменування.

## РОЗДІЛ 1

### ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

#### 1.1 Загальна характеристика протягування як технологічного процесу

Протягування є одним із найбільш точних і ефективних методів механічного різання, який широко застосовується для обробки як внутрішніх, так і зовнішніх поверхонь деталей. Для виконання цієї технологічної операції використовується спеціальний інструмент під назвою протяжка. Його основне призначення полягає у високоточній кінцевій обробці елементів, таких як наскрізні отвори в попередньо підготовлених заготовках. Завдяки своїй конструкції, протяжки дозволяють досягти виключної якості поверхні та забезпечити відповідність складним геометричним параметрам. Протяжка є багатолезовим інструментом, який характеризується специфічною будовою. Вона відрізняється значною довжиною, яка іноді перевищує 1500 мм, тоді як її поперечні розміри залишаються відносно невеликими. Така конструкція забезпечує необхідну жорсткість і точність обробки, дозволяючи забезпечити поступовий зріз матеріалу за рахунок численних гострих зубців, розташованих вздовж всієї робочої поверхні інструмента. Це дозволяє досягати не лише високої точності розмірів готової деталі, але й однорідної чистоти оброблюваних поверхонь, що є критично важливим для таких галузей, як машинобудування або авіакосмічна промисловість.

Процес характеризується одночасною роботою великої кількості різальних зубців, що забезпечує високу точність, чистоту поверхні та повторюваність розмірів.

Протяжки можуть формувати:

- циліндричні та профільні отвори;
- шпонкові пази;
- фаски, канавки та інші конструктивні елементи.

Основною перевагою процесу є можливість виконання високоточної обробки за один робочий хід інструмента, що значно підвищує продуктивність

порівняно з традиційними методами (свердління, розточування, фрезерування).

## 1.2 Класифікація протяжних верстатів

Протяжні верстати класифікують за такими ознаками:

За орієнтацією робочого ходу:

- горизонтальні,
- вертикальні.

За напрямком протягування:

- з верхнім розташуванням приводу,
- з нижнім розташуванням приводу,
- наскрізного протягування,
- з обмеженим ходом.

За призначенням:

- для внутрішнього протягування;
- для зовнішнього протягування;
- для комбінованих операцій.

Вертикально-протяжні верстати є найбільш компактними та універсальними, дозволяючи виконувати обробку широкого спектра отворів.

## 1.3 Конструкція вертикально-протяжних верстатів

Типовий вертикально-протяжний верстат складається з таких основних вузлів:

- станина та напрямні;
- робоча каретка або тяговий механізм;
- затискач протяжки;
- приводний механізм (механічний, гідравлічний або електромеханічний);
- система керування;
- опора для заготовки або робочий стіл.

У сучасних верстатах використовуються автоматизовані системи

контролю положення робочих органів, пристрої для налаштування швидкості протягування, механізми компенсації люфтів, а також програмовані системи керування.

#### 1.4 Огляд верстатів аналогів

Горизонтально-протяжний верстат 7A523 призначений для обробки протягуванням наскрізних отворів різної форми та розмірів: круглих та шліцевих отворів, шпонкових пазів тощо. Найбільша довжина ходу – 1250 мм. Найбільший діаметр оброблюваної деталі – 600 мм.

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика  
вертикально-протяжного верстата 7A523

Параметр	Значення
Номінальне тягове зусилля, кН	100
Довжина ходу робочих салазок, мм	1250
Найбільший зовнішній діаметр заготовки, мм	600
Швидкість робочого ходу, м/хв	1,5...12
Потужність електродвигуна головного привода, кВт	11
Габаритні розміри верстата, мм	
- довжина	6000
- ширина	2010
- висота	2300
Вага, кг	3600

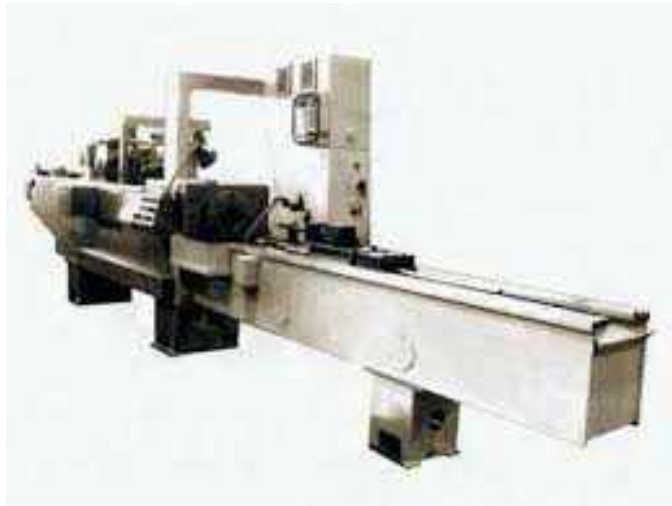


Рисунок 1.1 – Горизонтально-протяжний напівавтомат модель 7A523

Верстат моделі 7A623 призначений для обробки протягуванням зовнішніх поверхонь різної форми та розмірів. Причому поверхні в заготовках під операцію протягування можуть бути оброблені так і не оброблені.

Таблиця 1.2 – Технічна характеристика вертикально-протяжного верстата 7A623

Параметр	Значення
Номінальне тягове зусилля, кН	100
Довжина ходу робочих салазок, мм	1250
Найбільший зовнішній діаметр заготовки, мм	390
Швидкість робочого ходу, м/хв	1,5...12
Потужність електродвигуна головного привода, кВт	15
Габаритні розміри верстата, мм	
- довжина	3288

- ширина	2340
- висота	4920
Вага, кг	7250



Рисунок 1.2 – Вертикальний напівавтомат для внутрішнього протягування мод. 7A623

Вертикально-протяжний верстат МП7А783 призначений для обробки протягуванням різних зовнішніх поверхонь різних форм та розмірів. Це здвоєний вертикально-протяжний верстат, що має номінальне тягове зусилля 250кН і максимальну довжину ходу 1250мм. Обробка на цьому верстаті може проводитися зі швидкістю робочого ходу від 1.5м/хв до 13м/хв. Потужність основного приводу становить 37 кВт. Вага верстата – 15,25 тони, габарити – 3,85 м завдовжки, 3,16 м завширшки і 3,72 м заввишки. Цей верстат використовується в різних промислових галузях, таких як машинобудування, автомобільна промисловість та авіакосмічна промисловість. Він забезпечує високу точність обробки поверхні, покращує якість продукції та скорочує час на виконання робочих операцій. Завдяки своїй універсальності, вертикально-протяжні верстати, такі як МП7А783, є незамінними інструментами для

виробничих підприємств, які займаються виготовленням деталей складної форми та вимагають високої якості поверхні.

Таблиця 1.3 – Технічна характеристика  
вертикально-протяжного верстата МП7А783

Параметр	Значення
Номінальне тягове зусилля, кН	250
Найбільша довжина ходу, мм	1250
Швидкість робочого ходу, м/хв	1,5...13
Потужність електродвигуна головного привода, кВт	37
Габаритні розміри верстата, мм	
- довжина	3850
- ширина	3160
- висота	3720
Вага, кг	15250



Рисунок 1.3 –. Здвоєний напівавтомат для зовнішнього протягування мод. МП7А783

### 1.5 Проблеми та недоліки експлуатації застарілих вертикально-протяжних верстатів

Основними експлуатаційними недоліками обладнання радянського та раннього пострадянського виробництва є:

- зношення напрямних і втрати точності;
- застарілі приводні системи з низьким ККД;
- недостатня жорсткість конструкції;
- обмежені можливості регулювання швидкості та подачі;
- відсутність автоматизованих систем керування;
- підвищені вібрації та нестабільність процесу різання;
- складність обслуговування та низька ремонтпридатність.

Саме ці проблеми створюють передумови для модернізації верстатів та підвищення їх технічного рівня.

### 1.6 Напрямки модернізації вертикально-протяжних верстатів

Модернізація може включати:

- заміну приводу на сучасний електричний або гідравлічний;

- підвищення жорсткості конструкції;
- відновлення та шліфування напрямних;
- заміну системи керування або встановлення ЧПК;
- удосконалення системи мастила та гідравліки;
- встановлення датчиків контролю положення й навантаження;
- підвищення безпеки та ергономічності обладнання.

Кожен із цих напрямків може суттєво вплинути на продуктивність і якість обробки.

### 1.7 Аналіз технічного стану та виявлення проблем експлуатації

У ході експлуатації верстата відбувається поступове зношення його основних вузлів. За результатами огляду та аналізу технічної документації, характерними недоліками є:

#### 1. Зношення напрямних

- збільшення люфтів;
- погіршення прямолінійності та стабільності руху протяжки;
- зменшення точності обробки.

#### 2. Недостатня жорсткість станини та каретки

Це спричиняє вібрації, коливання протяжки та коливання траєкторії різання.

#### 3. Застарілий приводний механізм

У базових моделях привід часто має низький ККД, підвищені пускові навантаження, незадовільну плавність ходу.

#### 4. Обмежені можливості регулювання швидкості протягування

Неможливість адаптації режимів обробки до конкретного матеріалу або типу протяжки.

#### 5. Відсутність сучасних систем контролю та автоматизації

- немає датчиків положення;
- немає автоматичного контролю навантаження;
- немає системи аварійного відводу інструмента.

## 6. Проблеми із системою мастила та охолодження

Недостатній тиск мастила та Низька ефективність охолодження скорочують ресурс напрямних та протяжок.

### 1.8 Обґрунтування необхідності модернізації

З огляду на зазначені недоліки, модернізація є необхідною з таких причин:

- підвищення точності обробки та зменшення похибок, спричинених люфтами;
- підвищення продуктивності за рахунок оптимізації режимів різання;
- зменшення простоїв завдяки підвищенню надійності вузлів;
- зниження енергоспоживання шляхом застосування сучасного приводу;
- підвищення ресурсу інструмента за рахунок стабілізованої кінематики;
- покращення умов роботи оператора і безпеки;
- можливість інтеграції в сучасні виробничі лінії (диспетчеризація, моніторинг навантажень).

## РОЗДІЛ 2

### КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

#### 2.1 Аналіз базової конструкції вертикально-протяжного верстата

Вертикально-протяжний верстат базової конструкції призначений для обробки внутрішніх поверхонь деталей методом протягування. Типовий верстат складається з таких основних вузлів:

- станина зі встановленими вертикальними напрямними;
- тяговий механізм або каретка, що забезпечує вертикальний рух протяжки;
- затискач протяжки, який фіксує інструмент;
- робочий стіл або пристрій для фіксації заготовки;
- механізм приводу – механічний, гідравлічний або електромеханічний;
- системи керування, мастила та безпеки.

Більшість моделей, поширених у виробництві мають схожу компоновку та принцип роботи.

Вертикально-протяжний верстат моделі МА-297 є спеціалізованим обладнанням призначений для обробки зовнішніх поверхонь кулачка свердлильного патрона згідно технологічного креслення. Верстат відноситься до верстатів з вертикальним рухом робочого органу і багатопозиційним поворотним столом.

Конструкція верстата включає такі основні вузли:

Станина: Масивна лита основа, яка забезпечує жорсткість всієї конструкції та поглинає вібрації під час роботи.

Робочий стіл: Місце для встановлення та кріплення оброблюваної заготовки (деталі). Зазвичай має Т-подібні пази для кріпильних пристосувань.

Повзун (або траверса): Рухомий вузол, до якого кріпиться протяжка. Він здійснює основний робочий (вертикальний) рух.

Механізм головного руху (привід): Забезпечує вертикальний рух повзуна з необхідною швидкістю та зусиллям. Часто використовується гідравлічний привід, що дозволяє плавно регулювати швидкість робочого ходу та забезпечує

велике тягове зусилля.

Система кріплення протяжки: Спеціальні затискні механізми на повзуні для надійного утримання інструменту.

Система охолодження: Подає мастильно-охолоджувальну рідину (МОР) в зону різання для зменшення тертя, охолодження інструменту та заготовки, а також для видалення стружки.

Система управління: Панель оператора та електричні/гідравлічні системи управління, що контролюють рух повзуна, швидкість різання та допоміжні операції.

Принцип роботи верстата ґрунтується на методі протягування, який полягає в протягуванні багаторізевого інструменту (протяжки) крізь попередньо підготовлений отвір у заготовці.

Процес роботи відбувається наступним чином:

Підготовка: Заготовка надійно кріпиться на робочому столі верстата. Протяжка встановлюється у верхньому затискному механізмі повзуна.

Робочий хід: Повзун починає рухатися вертикально вниз. Протяжка, проходячи крізь отвір у заготовці, зрізає шар металу. Кожен наступний зуб протяжки має більший розмір (виступає трохи далі), ніж попередній, що забезпечує послідовне зняття припуску та формування кінцевого профілю отвору за один прохід.

Кріплення знизу: Після проходження через заготовку нижня частина протяжки захоплюється нижнім затискним механізмом (якщо він передбачений конструкцією конкретної моделі).

Зворотний (холостий) хід: Після завершення робочого ходу протяжка звільняється від заготовки. Повзун рухається у зворотному напрямку (вгору) з підвищеною швидкістю (холостий хід) для повернення у вихідне положення.

Зняття деталі: Після повернення протяжки в початкове положення оброблена деталь знімається зі столу, і встановлюється наступна заготовка.

## 2.2 Основні вузли та агрегати протяжного верстата

Кінематична схема модернізованого вертикально-протяжного верстата наведена на рис. 2.1, загальний вигляд – на рис. 2.2 та 2.3.

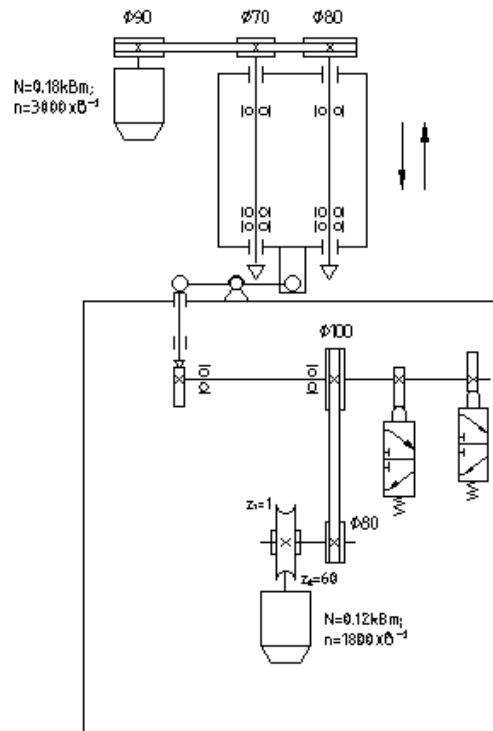


Рисунок 2.1 – Кінематична схема верстата

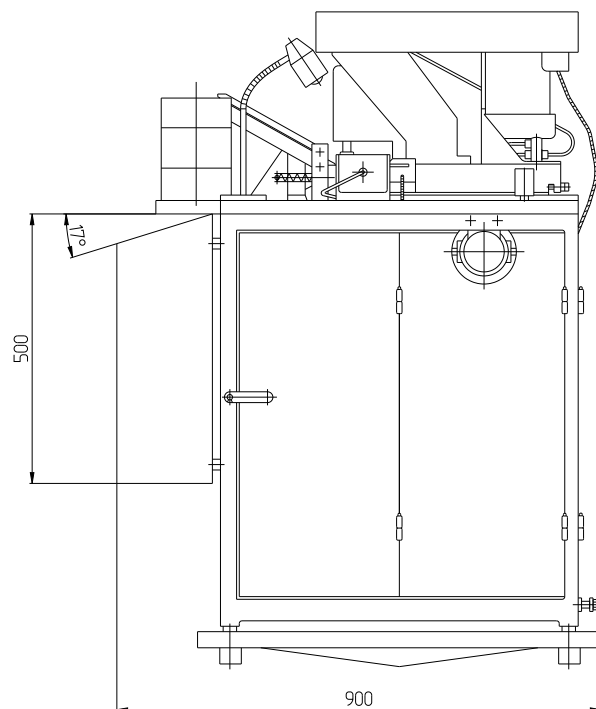


Рисунок 2.2 – Загальний вигляд верстата

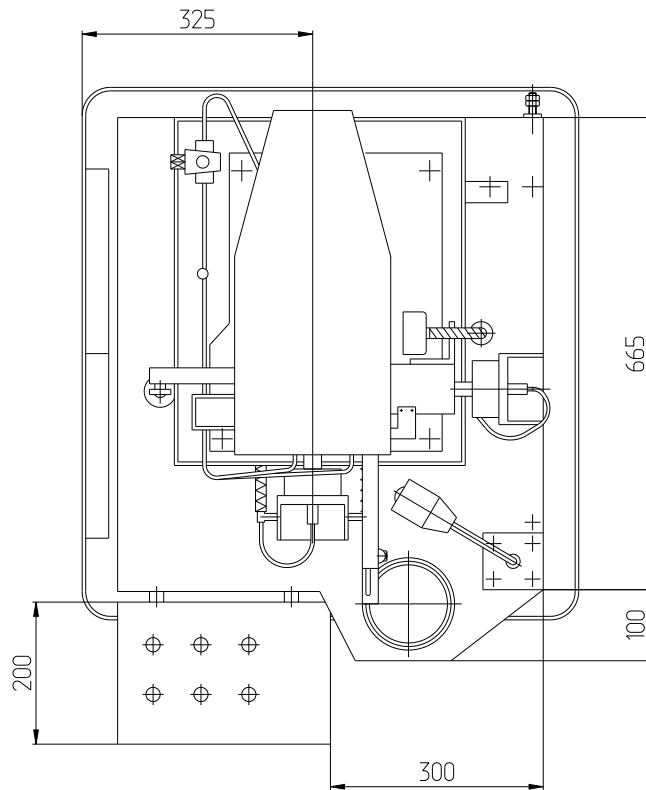


Рисунок 2.3 – Загальний вигляд п верстата (вид з верзу)

Конструкція верстата дозволяє його ефективно використання в автоматизованих виробничих процесах завдяки оснащенню спеціальними пристроями для автоматичної подачі заготовок та зняття готових деталей. Завдяки цьому він функціонує в автоматичному циклі, що значно підвищує продуктивність роботи і забезпечує можливість інтеграції у складі автоматичних виробничих ліній. Крім того, основна сфера його застосування – крупносерійне і масове виробництво, однак через відносно просте переналагодження верстат також можна успішно використовувати в умовах одиничного чи дрібносерійного виробництва, дозволяючи гнучко адаптуватися до потреб підприємства.

Основа цієї складної технічної одиниці має коробчасту конструкцію, виготовлену з металу шляхом зварювання листових елементів. Ця база виконує важливу функцію опори для ключових елементів верстату, серед яких: стійка із супортом, пульт управління, поворотний стіл із шестипозиційним пристосуванням, бункер для збору готової продукції та лоток для відведення



для подачі мастильно-охолоджувальної рідини (МОР). Остання подається за допомогою спеціального крана безпосередньо в зону різання для забезпечення належного охолодження та змащення під час роботи. Детальну ілюстрацію конструкції представлено на рисунку 2.5.

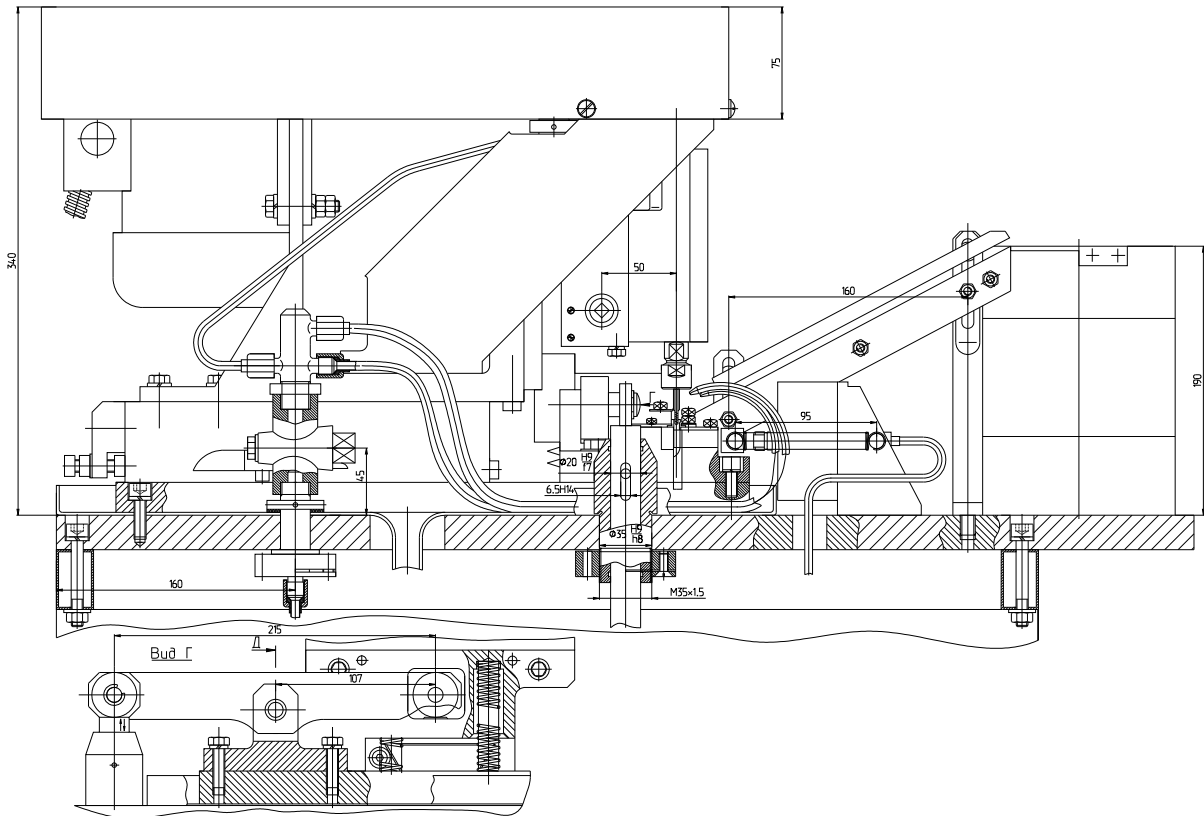


Рисунок 2.5 – Зона різання (вид збоку)

Поворотний стіл разом із його стійкою виконано у формі коробчастої конструкції, виготовленої шляхом зварювання листового металу. Основна функція цього вузла полягає в збиранні і встановленні механізму повороту стола, гідроциліндра для процесів підйому та опускання стола, закріпленні зубчастого вінця, що забезпечує фіксацію стола, а також у монтажі гідроциліндра для активації зубчастої муфти та прокладання гідропроводів захисного кожуха. Сам поворотний стіл використовується для закріплення різних пристосувань і має литу конструкцію, яка після відливання проходить детальну механічну обробку на металорізальних верстатах. Його з'єднання з фланцем штока гідроциліндра здійснюється за допомогою чотирьох болтів.

Фланець штока також служить посадковою поверхнею для пристосування, забезпечуючи точність і надійність кріплення. Пристосування, виготовлене з литого чавуну, після відливання проходить подальшу обробку на металообробних верстатах і виконує роль направляюча, яка забезпечує правильне позиціонування заготовки в зоні різання. Воно також утримує деталь протягом усього робочого циклу та сприяє переміщенню готової продукції в бункер. Центрування пристосування здійснюється через отвір діаметром 100 мм. Для його закріплення до поворотного стола передбачено шість болтів М12, розташованих по периферії конструкції. Болти фіксуються за допомогою гровер-шайб, які запобігають їх ненавмисному відкручуванню. Всі робочі пази пристосування захищені спеціальним кожухом, який кріпиться до елементів конструкції за допомогою гвинтів М5. Пристосування має шість робочих позицій для розміщення оброблюваних деталей. Кожна з цих позицій складається з таких компонентів: упор, гвинт, втулка, прихват, обойма, штовхач, вкладиш, опора, вісь та ролик. Завантажувальний пристрій забезпечує рівномірну та безперебійну подачу заготовок до верстата. Він працює у режимі неперервної експлуатації і включає такі основні компоненти: мотор-редуктор МП32-31.5, чашу для деталей, траковий ланцюг із накладками, магазин для зберігання матеріалів і відповідний лоток, щит огорожі та стрілу. Привід завантажувального пристрою обладнаний запобіжною муфтою, яка захищає механізм від перевантажень у випадках заклинювання або зупинки транспортера під час роботи. Черв'ячний мотор-редуктор через систему ланцюгової передачі передає обертання на ведучу зірочку транспортера. Транспортер складається з тракового ланцюга типу ПР1905-3180 відповідно до вимог ДСТУ 13568:2006, а також накладок, які мають спеціально фрезеровані канавки для орієнтації заготовок під різними кутами нахилу та напрямками стріли. Накладки також переміщуються по напрямних полицях, що розташовані на бокових щитках огорожі. Таке конструктивне рішення дозволяє уникнути провисання ланцюга транспортера й забезпечує стабільність його функціонування при тривалій експлуатації.

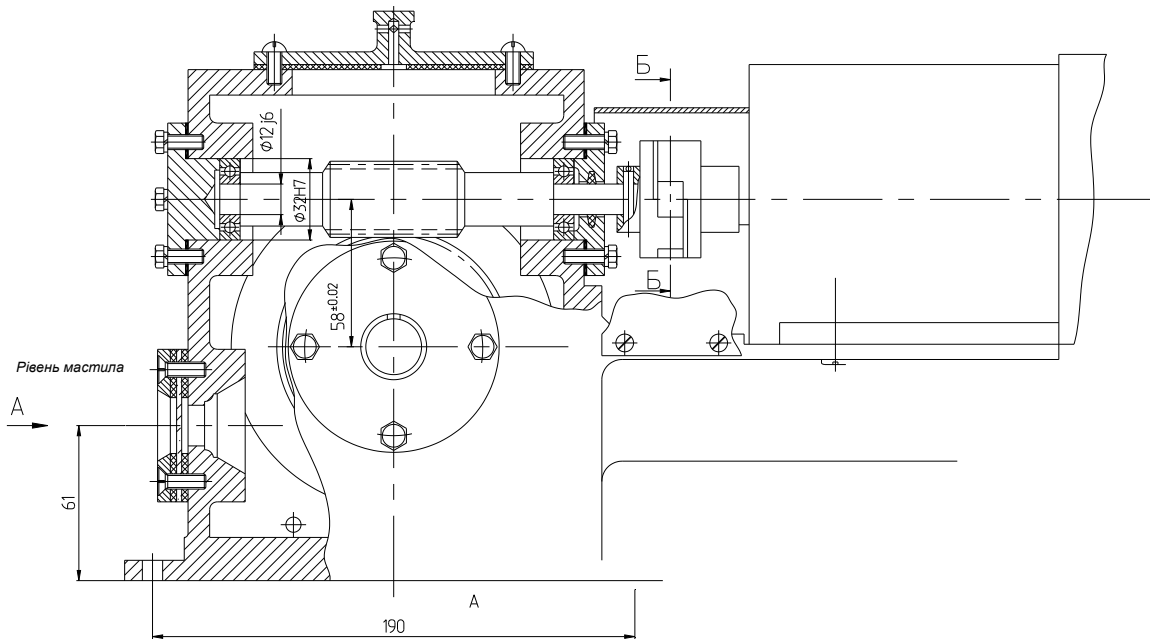


Рисунок 2.6 – Черв'ячний мотор-редуктор

Нижній кінець стріли, що забезпечує підведення заготовок від транспортера до пристосування верстата, обладнаний лабіринтом для тактової, порційної подачі заготовок при повороті столу і звільненні позиції в пристосуванні. Спрацьовування лабіринту забезпечується приводом гідроциліндра через важільну пару.

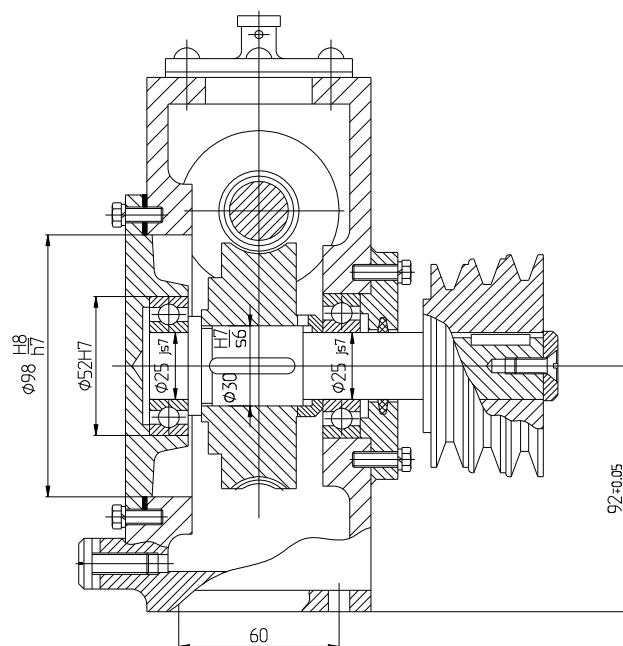


Рисунок 2.7 – Черв'ячний мотор-редуктор

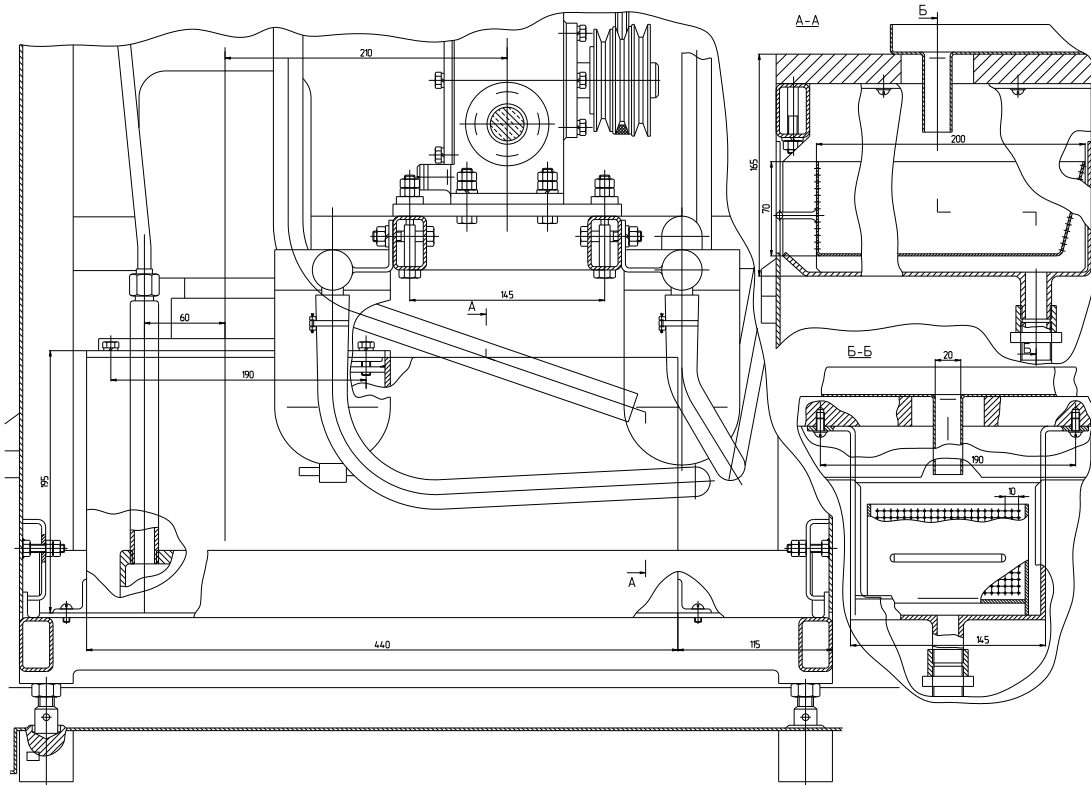


Рисунок 2.8 – Станція подачі мастильно-охолоджувальних рідин

Нижній кінець стріли у конструкції верстата, який виконує функцію подачі заготовок від транспортера до закріплювального пристрою установки, оснащений спеціальним лабіринтним механізмом. Цей механізм забезпечує тактову та порційну подачу заготовок у момент повороту столу, а також звільнення робочої позиції в пристосуванні. Робота лабіринту регулюється за допомогою гідроциліндра, який через систему важелів активує його рух.

Гідростанція побудована таким чином, щоб створювати необхідний робочий тиск і забезпечувати ефективний рух мастила по всій системі. Це забезпечує безперебійну роботу всіх механізмів гідроприводу верстата. Гідростанція відповідає за узгоджену діяльність руху протяжного елемента, підйому й повороту столу, функціонування лабіринту завантажувального пристрою та відкриття перепускного вікна. Головним елементом гідросистеми є насос Г12-33М із продуктивністю 35,7 літрів за хвилину і максимальним тиском 6,3 МПа.

### 2.3 Опис роботи вертикально-протяжного верстата

Відповідно до технологічного креслення, заготовки насипом завантажуються в магазин пристрою для подачі. Після цього безперервно рухомий траковий ланцюг транспортера захоплює заготовки. Ті, що потрапили в напрямні пази накладок транспортера, піднімаються вгору, де пересуваються до лотка стріли. Заготовки, які не зайняли напрямних пазів, повертаються в магазин. На напрямному лотку стріли встановлено два датчика. Один реагує на максимальну кількість заготовок у лотку, а другий – на мінімальну. Коли фіксується максимальна заповненість каналу лотка, відкривається вікно відвідного лотка. Це дозволяє заготовкам, що надходять з транспортера і не доходять до лотка стріли, висипатись назад у магазин. Якщо ж датчик мінімальної заповненості активується, перепускне вікно закривається, і заготовки знову починають надходити до лотка стріли.

На черговому етапі гідропривод повертає лабіринт завантажувального пристрою на 75 градусів, сприяючи переміщенню заготовки по напрямній втулці в кондукторну. Вона впирається у спеціальний вкладиш, який сприймає оброблювальні зусилля і надійно утримує деталь від зміщення під час процесу обробки.

Хвостовик кондукторної втулки одночасно запобігає обертанню заготовки під час різання. Далі активуються гідроциліндри підйому столу, механізм вмикання зубчастої муфти та система обертання столу. Стіл спочатку піднімається, обертається на 30 градусів і опускається вниз. У той же час гідроциліндр головного руху через кронштейн піднімає супорт у верхнє стартове положення. Під час повторного підйому і обертання столу ще на 30° відбувається його фіксація завдяки зубчастим вінцям, розташованим на поворотному столі та його стійці. Після цього гідроциліндр головного руху знову входить у дію: супорт рухається вниз, приводячи блок протяжок до роботи. Він, закріплений у державці супорта, обробляє поверхню деталі відповідно до креслення. У цей момент лабіринт завантажувального пристрою знову активується, спрямовуючи нову заготовку у позицію, одну лунку від

попередньої, у напрямку протилежному до руху пристосування. Згодом після завершення робочого циклу та обертання столу на  $60^\circ$  ролик виходить на сухар, встановлений на стійці столу. Це призводить до того, що штовхач автоматично виштовхує готову деталь у бункер.

Цикл повторюється: поворот столу, завантаження нової заготовки, робочий хід і наступні операції.

## РОЗДІЛ 3

### РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

#### 3.1 Розрахунок рейкової передачі механізму повороту стола

Основна сила на рейці, вона ж дотична сила на шестерні  $F_t = 9220$  Н.

Швидкість руху рейки  $V = 2,19$  м/хв.

Матеріал рейки і зубчастого колеса – сталь 20Х ДСТУ 7806:2015, твердість HB = 197.

Термообробка: цементация HRC 56...63.

Передаточне число:  $u = 1,28$ .

Розраховуємо допустимі напруження для даної пари:

- *контактне напруження:*

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_u^0 \lim 2}{S_u},$$

де  $\sigma_u^0 \lim 2$  – межа тривалої витривалості;

$S_u$  – коефіцієнт безпеки,  $S_u = 1,2$ .

$$\sigma_u^0 \lim 2 = 23URC, \quad \sigma_u^0 \lim 2 = 23 \cdot \frac{56+63}{2} = 1369 \text{ МПа},$$

Тоді 
$$[\sigma_u] = \frac{1369}{1,2} = 1140,4 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт навантаження:

$$k_H = k_{u\alpha} \cdot k_{u\beta} \cdot k_{uv},$$

де  $k_{u\alpha}$  – коефіцієнт розподілу навантаження,  $k_{u\alpha} = 1$ ;

$k_{u\beta}$  – коефіцієнт концентрації навантаження,  $k_{u\beta} = 1,24$ ;

$k_{uv}$  – коефіцієнт динамічності,  $k_{uv} = 1,07$ .

$$k_H = k_{u\alpha} \cdot k_{u\beta} \cdot k_{uv} = 1 \cdot 1,24 \cdot 1,07 = 1,33.$$

- *напруження згину:*

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F^0 \lim}{S_F},$$

де  $\sigma_F^0 \lim$  – межа тривалої витривалості;

$S_F$  – коефіцієнт безпеки,  $S_F = 1,55$ ;

$$\sigma_F^0 \text{lim} = 800 \text{ МПа.}$$

Тоді

$$[\sigma_F] = \frac{800}{1,55} = 5,16 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт навантаження:

$$k_F = k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv},$$

де  $k_{F\alpha}$  – коефіцієнт розподілу навантаження,  $k_{F\alpha} = 1$ ;

$k_{F\beta}$  – коефіцієнт концентрації,  $k_{F\beta} = 1,16$ ;

$k_{Fv}$  – коефіцієнт динамічності,  $k_{Fv} = 1,07$ .

$$k_F = k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv} = 1 \cdot 1,16 \cdot 1,07 = 1,24.$$

Виходячи із значень допустимих напружень, розраховуємо попереднє значення ділильного діаметру шестерні:

$$d_1' = \frac{480}{[\sigma_F]} \sqrt{\frac{F_t \cdot k_u}{\psi_\alpha}},$$

де  $\psi_\alpha$  – коефіцієнт ширини,  $\psi_\alpha = 0,66$ .

$$d_1' = 1140 \frac{480}{1140,4} \sqrt{\frac{9220 \cdot 1,33}{0,66}} = 57,3 \text{ мм.}$$

Попереднє значення модуля:

$$m' = \frac{4,5 \cdot F_t \cdot k_F}{\psi_d \cdot d_1' \cdot [\sigma_F]} = \frac{4,5 \cdot 9220 \cdot 1,24}{0,66 \cdot 57,3 \cdot 5,16} = 2,63$$

Приймаємо  $m=3$ .

Число зубів шестерні:  $z_1' = \frac{d_1'}{m} = \frac{57,3}{3} = 19,1$ .

Округлюємо  $z_1'$  до цілого числа і уточнюємо значення ділильного діаметру:  $d_1 = m \cdot z = 3 \cdot 19 = 57 \text{ мм.}$

На підставі одержаних даних розраховуємо фактичні напруження в даній парі.

Фактичне напруження:

- *контактне*

$$\sigma_N = k \cdot \frac{u+1}{a-u} \sqrt{\frac{u+1}{b}} \cdot T_p,$$

де  $k$  – коефіцієнт,  $k = 315$  для прямозубих передач;

$a$  – міжосьова відстань;

$b$  – ширина зубчастого вінця;

$T_p$  – розрахунковий крутний момент.

Міжосьову відстань визначаємо за формулою:

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{k}{[\sigma_N] \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T_p}{\psi_u}},$$

де  $k = 315$ .

Розрахунковий крутний момент рівний:

$$T_p = T_{\max} \cdot k_{H\beta} \cdot k_H,$$

де  $T_{\max}$  – найбільший момент нормально протікаючого технологічного процесу;

$k_{H\beta}$  – коефіцієнт довговічності;

$k_H$  – коефіцієнт навантаження.

$$k_{H\beta} = k_{HE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HB}}},$$

де  $k_{HE}$  – коефіцієнт еквівалентності;

$N$  – сумарне число циклів роботи;

$N_{HB}$  – база контактних напружень.

Сумарне число циклів роботи визначаємо за формулою:

$$N = t_{\Sigma} \cdot 60 \cdot n \cdot c,$$

де  $t_{\Sigma}$  – машинний час роботи (ресурс);

$n$  – частота обертання зубчастого колеса;

$c$  – число входжень в зачеплення зубів зубчастого колеса за 1 його оберт.

Машинний час роботи:

$$t_{\Sigma} = L_{год} \cdot 365 \cdot R_{год} \cdot 24 \cdot R_{сут} = 8 \cdot 365 \cdot 0,638 \cdot 24 \cdot 0,6 = 33263 \text{ год};$$

$$k_{год} = \frac{255}{365} = 0,698; \quad k_{сут} = \frac{164}{24} = 0,68;$$

$$N = 33263 \cdot 60 \cdot 6 \cdot 1 = 12 \cdot 10^6 \text{ циклів},$$

але з причини того, що режим роботи приводу реверсивний, то приймаємо:

$$\frac{N}{2} = 6 \cdot 10^6 \text{ циклів.}$$

Виходячи з машинного часу роботи, приймаємо клас навантаження Н 10.

Відповідно,  $k_{HE} = 1,0$ ,  $N_{HB} = 200 \cdot 10^6$  циклів.

Підставляємо дані у формулу і отримуємо:

$$k_{H\sigma} = k_{HE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HB}}} = 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 10^6}{200 \cdot 10^6}} = 0,31.$$

Знаючи колову силу на початку кола, знаходимо:

$$T_{\max} = \frac{F_t \cdot d_1}{2} = \frac{9220 \cdot 57}{2} = 2628 \cdot 10^2 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Тоді розрахунковий крутний момент рівний:

$$T_p = T_{\max} \cdot k_{H\sigma} \cdot k_H = 2628 \cdot 10^2 \cdot 0,31 \cdot 1,33 = 108352 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

А отже,  $a = (1,28 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{315}{1140,4 \cdot 1,28}\right)^2 \frac{108352}{0,86}} = 41,9 \text{ мм.}$

Фактичне контактне напруження рівне:

$$\sigma_N = 31,5 \cdot \frac{1,2011}{42 \cdot 1,28} \sqrt{\left(\frac{1,2011}{30}\right) \cdot 108352} = 1100 \text{ МПа.}$$

Фактичне напруження по згину визначаємо за формулою:

$$k_{FD} = k_{FE} \sqrt[9]{\frac{N}{N_{FG}}}$$

де  $k_{FE}$  – коефіцієнт еквівалентності по згину  $k_{FE} = 1,0$ ;

$N_{FG}$  – база згинальних напружень  $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ .

Тоді  $k_{FD} = 1 \cdot \sqrt[9]{\frac{6 \cdot 10^6}{4 \cdot 10^6}} = 1,05$ .

Ширина шестерні рівна:

$$b_1 = 1,12 \cdot b_2 = 1,12 \cdot 30 = 33,6 \text{ мм.}$$

Перевіримо фактичне напруження згину зубів за формулою:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Y_{\beta}}{b_1 \cdot m} \cdot F_t \cdot k_{FD} \cdot k_F,$$

де  $Y_F$  – коефіцієнт форми зуба,  $Y_F = 4,07$ ;

$Y_\beta$  – коефіцієнт нахилу зубів,  $Y_\beta = 1$ .

Тоді 
$$\sigma_F = \frac{4,07 \cdot 1}{33,6 \cdot 3} \cdot 9220 \cdot 1,05 \cdot 1,24 = 485 \text{ МПа.}$$

В результаті бачимо, що в даному випадку забезпечена згинальна рівноміцність шестерні при повному використанні несучої здатності матеріалу:

$$\sigma_H = 1100 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1140,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = 485 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 516 \text{ МПа.}$$

### 3.2 Геометричний розрахунок циліндричної передачі механізму повороту стола

Метою геометричного розрахунку є визначення таких параметрів шестерні, як подільний діаметр ( $d$ ), діаметри вершин зубців ( $d_a$ ) і діаметри западин зубців ( $d_f$ ). Виходячи з умов експлуатації протяжного автомата, приймаємо, що за один хід поршня гідроциліндра приводу механізму повороту столу пристосування, закріплене на столі, має повернутися на кут у тридцять градусів, що дорівнює 1/12 оберту. Ураховуючи, що один хід поршня відповідає одному оберту ведучого валу, приходимо до висновку, що поворот пристосування на один повний оберт здійснюватиметься за дванадцять ходів поршня.

Таким чином, загальне передаточне число механізму повороту столу визначається як:

$$i_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{зн}}}{n_{\text{пр}}} = \frac{12}{1} = 12 ,$$

де  $n_{\text{зн}}$  – число ходів гідроприводу;

$n_{\text{пр}}$  – число обертів пристосування.

Розподіляємо загальне передаточне число за ступенями редукції. Спираючись на рекомендації щодо вибору співвідношення передаточного числа між ступенями механізму редукції, отримуємо:

- передаточне число другої ступені:

$$S_{z_2} = z_5 (i_3 + 1) = 48 \cdot (0,52 + 1) = 72,96,$$

$$z_4 = S_{z_2} - z_5 = 73 - 48 = 25.$$

- Першої та третьої ступені спільно:

$$i_1 \cdot i_3 = \frac{i_{22}}{i_2} = \frac{12}{2,29} = 5,24.$$

- Першої ступені:

$$i_1 = 1,2 \cdot \sqrt{i_1 \cdot i_3} = 1,2 \cdot \sqrt{5,24} = 2,75.$$

- третьої ступені:

$$i_3 = \frac{i_1 \cdot i_3}{i_1} = \frac{5,24}{2,75} = 1,907.$$

З метою забезпечення оптимального компоунання верстата та зручності його експлуатації було прийнято рішення змінити напрямок обертання столу. Для реалізації цього в другу ступінь привідного механізму інтегрується паразитна шестерня. У зв'язку з цим передаточне число другої шестерні розділяється на дві складові:

$$i_2' = 1,79 \quad \text{і} \quad i_2'' = 1,28.$$

В результаті кінематична схема механізму повороту стола прийме такий вигляд:

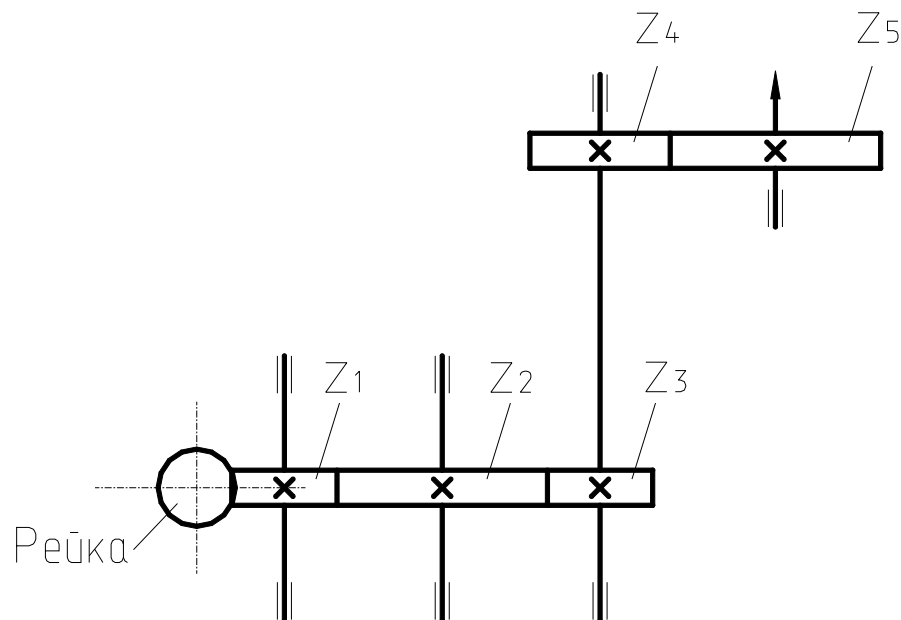


Рисунок 3.1 – Кінематична схема механізму повороту стола

Знаючи передаточні числа кожної пари шестерень, знаходимо:

Перша група шестерень

Виходячи з умови, що  $z_1 = 19$  (за розрахунком) знаходимо сумарну кількість зубів пари:

$$S_{z_1} = z_1(i_1 + 1) = 19 \cdot (1,79 + 1) = 53,$$

тоді

$$z_2 = S_{z_1} - z_1 = 53 - 19 = 34.$$

Уточнюємо передаточне число:

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{34}{19} = 1,79.$$

Друга група шестерень

Оскільки відомо, що  $z_2 = 34$ , знаходимо сумарну кількість зубів пари:

$$S_{z_2} = z_2(i_2 + 1) = 34 \cdot (0,78 + 1) = 60,6.$$

Уточнюємо передаточне число:

$$\frac{z_2}{z_3} = \frac{34}{27} = 1,26.$$

Третя група шестерень

Виходячи з конструктивних міркувань: виготовлення, кріплення, монтаж – приймаємо зубчастий вінець з ділильним діаметром  $d' = 144$  мм. Тоді

$$z_5 = \frac{d'}{m} = \frac{144}{3} = 48.$$

Отже, сумарно кількість зубів пари:

$$S_{z_3} = z_5(i_3 + 1) = 48 \cdot (0,52 + 1) = 72,96.$$

Округлюємо і приймаємо:  $S_{z_3} = 73$ .

Тоді:

$$z_4 = S_{z_3} - z_5 = 73 - 48 = 25.$$

Уточнюємо передаточне число:

$$\frac{z_5}{z_4} = \frac{48}{25} = 1,91.$$

Перевірка показує, що різниця між розрахунковим і фактичним передаточним відношенням:

$$\frac{i_p - i_{\phi}}{i_p} \cdot 100\%;$$

- перша група:  $\frac{i_p - i_{\#}}{i_p} \cdot 100\% = \frac{1,79 - 1,79}{1,79} \cdot 100\% = 0\%$  ;
- друга група:  $\frac{i_{II} - i_{\#}}{i_p} \cdot 100\% = \frac{1,28 - 1,26}{1,28} \cdot 100\% = 1,56\%$  ;
- третя група:  $\frac{i_p - i_{\#}}{i_p} \cdot 100\% = \frac{1,907 - 1,91}{1,907} \cdot 100\% = -0,2\%$  .

Результати можна вважати хорошими.

Діаметр вершин зубів:

$$d_a = d' + 2 \cdot m ,$$

де  $d'$  – ділительний діаметр шестерні;

$m$  – модуль зубчастого зачеплення.

Тоді

$$d_{a_1} = 57 + 2 \cdot 3 = 63 \text{ мм}$$

$$d_{a_2} = 102 + 2 \cdot 3 = 108 \text{ мм}$$

$$d_{a_3} = 81 + 2 \cdot 3 = 87 \text{ мм}$$

$$d_{a_4} = 75 + 2 \cdot 3 = 81 \text{ мм}$$

$$d_{a_5} = 144 + 2 \cdot 3 = 150 \text{ мм}$$

Діаметр западин зубів:

$$d_f = d' - 2(c + m),$$

де  $c$  – коефіцієнт радіального зазору,  $c = 0,5$ .

Тоді

$$d_{f_1} = 57 + 2 \cdot (0,5 + 3) = 50 \text{ мм}$$

$$d_{f_2} = 102 + 2 \cdot (0,5 + 3) = 95 \text{ мм}$$

$$d_{f_3} = 81 + 2 \cdot (0,5 + 3) = 74 \text{ мм}$$

$$d_{f_4} = 75 + 2 \cdot (0,5 + 3) = 68 \text{ мм}$$

$$d_{f_5} = 144 + 2 \cdot (0,5 + 3) = 137 \text{ мм}$$

### 3.3 Перевірочний розрахунок валів механізму повороту стола

При виконанні перевірочного визначення діаметрів валів необхідно зробити орієнтовний розрахунок їх на кручення за зниженим допустимим напруженням  $[\tau]$ , без урахування впливу згину:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}}$$

де  $[\tau] = 100 \div 200$  МПа.

Приймаємо Сталь 10 ДСТУ 7809  $[t] = 60$  МПа.

Тоді:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3340}{\pi \cdot 60}} = 14,9 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $d_1 = 15$  мм.

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 70527}{\pi \cdot 60}} = 18,05 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $d_2 = 18$  мм.

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 55099}{\pi \cdot 60}} = 16,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $d_3 = 17$  мм.

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 105240}{\pi \cdot 60}} = 32,9 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $d_4 = 33$  мм.

Але, враховуючи, що вал  $d_4$  є одночасно і штоком гідроциліндра підйому стола, уточнюємо розмір  $d_4$  виходячи з умови:  $d_{\text{шт}} = 0,4 \div 0,6 d_{\text{rc}}$ .

Остаточню приймаємо  $d_4 = 40$  мм.

### 3.4 Перевірочний розрахунок шпонкового з'єднання

Використовуючи рекомендації і виходячи з даних приймаємо шпонку призматичну DIN 6885 з розмірами:  $l = 20$  мм,  $b \times h = 6 \times 6$  мм.

Вибрану шпонку перевіряємо на зминання:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t) l_p} < [\sigma] \text{ см,}$$

де  $T$  – момент, що передається;

$d$  – діаметр валу;

$l_p$  – робоча довжина шпонки:

$$l_p = l - \frac{1}{2} b = 20 - \frac{1}{2} \cdot 6 = 17 \text{ мм.}$$

Отримуємо:  $\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 55099}{0,022 \cdot (3 - 3,5)17} = 118 \text{ МПа.}$

Умова виконується оскільки:

$$\sigma_{cm} = 118 \text{ МПа} < [\sigma]_{cm} = 800 \div 1200 \text{ МПа.}$$

### 3.5 Розрахунок втрат на тертя в приводі механізму повороту стола

Для визначення необхідної потужності приводу механізму повороту стола розраховуємо втрати потужності в приводі або, інакше кажучи, визначаємо потужність холостого ходу.

Потужність холостого ходу визначається за формулою:

$$N_x = k(N_{OI} + N_{OII} + \dots + N_{OI}),$$

де  $N_x$  – потужність холостого ходу приводу;

$k$  – коефіцієнт, що враховує втрати від тертя в елементах управління,  
 $k = 1,1 \div 1,2$ .

$N_{OI} + N_{OII} + \dots + N_{OI}$  – постійні втрати потужності на валах, відповідно I, II, ..., i, рівні сумі постійних втрат в підшипниках, зубчастих колесах і т.д., що відносяться до даного валу.

Тобто задача зводиться до визначення всіх постійних втрат потужності по кожному валу окремо.

Складаємо рівняння кінематичного ланцюга механізму повороту стола:

$$6 \text{ об/хв} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_4}{z_5} = 6 \cdot 0,35 \cdot \frac{19}{34} \cdot \frac{34}{27} \cdot \frac{28}{48} = 0,86 \text{ об/хв.}$$

Визначаємо постійні втрати потужності на тертя, не залежно від навантаження за формулою:

$$N_{xn} = T_{on} \cdot \frac{V}{1020} \text{ кВт,}$$

де  $T_{on}$  – коефіцієнт постійних втрат (сила тертя, Н на плечі, рівному  $\frac{d}{2}$  валу за відсутності навантаження);

$V$  – колова швидкість на шийці валу, м/с.

$$T_{on} = 10 \cdot C_{on} \cdot d,$$

де  $C_{on}$  – розрахунковий коефіцієнт;

$d$  – діаметр шийки валу, мм.

Тоді, для першого валу:

$$T_{\text{оп}} = 10 \cdot 0,005 \cdot 12 = 0,6 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$N_{\text{хп}} = 0,6 \cdot \frac{0,222}{1020} = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ кВт.}$$

Для другого валу:

$$T_{\text{оп}} = 10 \cdot 0,005 \cdot 18 = 0,9 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$N_{\text{хп}} = 0,9 \cdot \frac{0,123}{1020} = 1,1 \cdot 10^{-4} \text{ кВт.}$$

Для третього валу:

$$T_{\text{оп}} = 10 \cdot 0,005 \cdot 25 = 1,25 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$N_{\text{хп}} = 0,9 \cdot \frac{0,155}{1020} = 1,9 \cdot 10^{-4} \text{ кВт.}$$

Для четвертого валу:

$$T_{\text{оп}} = 10 \cdot 0,005 \cdot 40 = 2 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$N_{\text{хп}} = 2 \cdot \frac{0,09}{1020} = 1,77 \cdot 10^{-4} \text{ кВт.}$$

Визначаємо потужність тертя на валу зубчастого колеса:

$$N_k = \left( T_{ок} + \frac{2k}{d_k} \cdot f_k \cdot p \right) \cdot \frac{V_k}{1020},$$

де  $f_k$  – умовний коефіцієнт тертя.  $f_k = 0,1 \dots 0,12$ ;

$p$  – колове зусилля в зубчастій передачі;

$k$  – коефіцієнт.  $k = \frac{k_k \cdot m}{\cos^2 \beta}$ ;

$m$  – модуль зубчастого зачеплення;

$\beta$  – кут нахилу зубів.  $\beta=0$ ;

$k_k$  – коефіцієнт, що визначається таблиць;

$$T_{ок} = C_{ок} \cdot b \sqrt{V_k \cdot \mu \cdot 10^3},$$

де  $C_{ок}$  – коефіцієнт, що залежить від умов змащування;

$b$  – ширина зубчастого колеса;

$V_k$  – колова швидкість на ділільному колі зубчастого зачеплення;

$\mu$  – в'язкість мастила.

Тоді, для першого валу:

$$T_{ок} = 2 \cdot 10^3 \cdot 30 \sqrt{0,0063 \cdot 0,138 \cdot 10^3} = 0,056 \text{ Н};$$

$$N_k = \left( 0,056 + \frac{2 \cdot 2,883}{57} \cdot 0,1 \cdot 9220 \right) \cdot \frac{0,0063}{1020} = 5,76 \cdot 10^{-4} \text{ кВт.}$$

Для другого валу:

$$T_{ок} = 2 \cdot 10^3 \cdot 30 \sqrt{0,0063 \cdot 0,138 \cdot 10^3} = 0,056 \text{ Н};$$

$$N_k = \left( 0,056 + \frac{2 \cdot 3,045}{102} \cdot 0,1 \cdot 1443 \right) \cdot \frac{0,0063}{1020} = 5,4 \cdot 10^{-5} \text{ кВт.}$$

Для третього валу:

$$T_{ок} = 2 \cdot 10^3 \cdot 30 \sqrt{0,0063 \cdot 0,138 \cdot 10^3} = 0,056 \text{ Н};$$

$$N_k = \left( 0,056 + \frac{2 \cdot 3,12}{81} \cdot 0,1 \cdot 1818 \right) \cdot \frac{0,0063}{1020} = 8,7 \cdot 10^{-5} \text{ кВт.}$$

Для четвертого валу:

$$T_{ок} = 2 \cdot 10^3 \cdot 30 \sqrt{0,0065 \cdot 0,138 \cdot 10^3} = 0,057 \text{ Н};$$

$$N_k = \left( 0,057 + \frac{2 \cdot 3,18}{144} \cdot 0,1 \cdot 3134,5 \right) \cdot \frac{0,0065}{1020} = 8,8 \cdot 10^{-5} \text{ кВт.}$$

Крім того, для четвертого валу прораховуємо втрати потужності на тертя в манжетних гумових ущільненнях.

$$N_{xM} = 10^{-6} \cdot \pi \cdot f \cdot \bar{p} \cdot d \cdot v \text{ кВт,}$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя.  $f = 0,2$ ;

$p$  – результуюче питоме контактне зусилля.  $\bar{p} = 4 \text{ Н/см}$ ;

$d$  – діаметр валу, мм;

$v$  – колова швидкість шийки валу, м/с.

Отримаємо:

$$N_{xM} = 10^{-6} \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 4 \cdot 70 \cdot 0,0032 = 5,6 \cdot 10^{-6} \text{ кВт.}$$

Визначаємо постійні втрати на кожному валу.

$$N_{OI} = N_{xn} + N_{k_1} + N_{k_2} = 5,76 \cdot 10^{-4} + 5,76 \cdot 10^{-4} +$$

$$+ 1,3 \cdot 10^{-4} = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ кВт};$$

$$N_{I-II} = N_{xn} + N_k = 1,1 \cdot 10^{-4} + 5,4 \cdot 10^{-5} = 1,64 \cdot 10^{-4} \text{ кВт};$$

$$N_{II-III} = N_{xn} + N_k = 1,9 \cdot 10^{-4} + 8,4 \cdot 10^{-5} = 2,77 \cdot 10^{-4} \text{ кВт};$$

$$N_{III-IV} = N_{xn} + N_k + N_{xM} = 1,77 \cdot 10^{-4} + 8,8 \cdot 10^{-5} + 5,6 \cdot 10^{-6} =$$

$$= 2,71 \cdot 10^{-4} \text{ кВт.}$$

Використовуючи залежність  $N_x = k(N_{OI} + N_{I-II} + N_{II-III} + N_{III-IV})$ , отримуємо:

$$N_x = 1,1 \cdot (1,28 \cdot 10^{-3} + 1,64 \cdot 10^{-4} + 2,77 \cdot 10^{-4} + 2,71 \cdot 10^{-4}) = \\ = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ кВт.}$$

### 3.6 Розрахунок технічних характеристик гідроприводів

Як гідроприводи у верстаті використовуються гідроциліндри з одностороннім штоком.

Основні розрахункові залежності:

$$F_1 = \frac{D^2}{127}; F_2 = \frac{D^2 - d^2}{127}.$$

де  $F_1, F_2$  – робоча площа циліндра відповідно в поршневій і штоковій порожнині;

$D, d$  – діаметри відповідно поршня і штока.

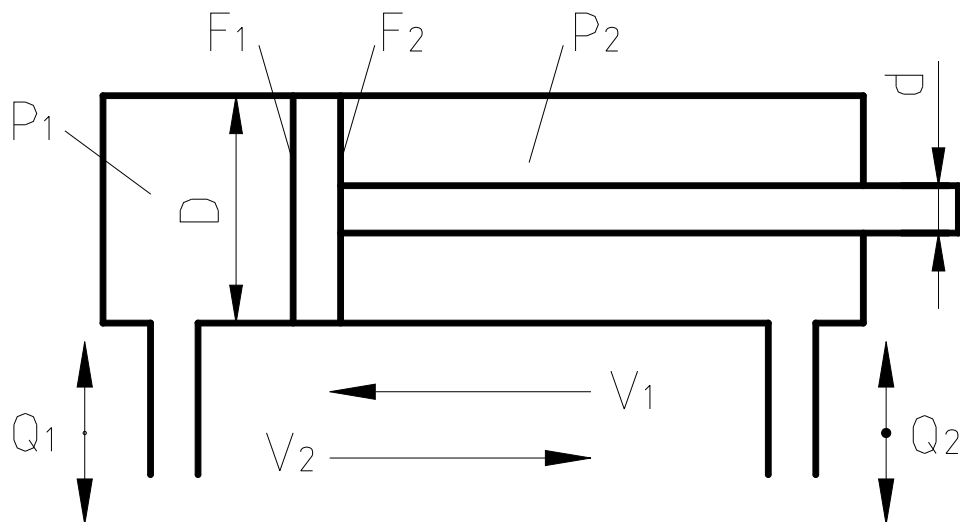


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема гідроциліндра

При русі поршня вправо, коли поршнева порожнина з'єднана із напорною лінією, а штокова – із зливною маємо:

$$P_1 = 100 \cdot k_{тр} (P_1 F_1 - P_2 F_2),$$

де  $k_{тр}$  – коефіцієнт, що враховує втрати на тертя;

$P_1, P_2$  – тиск, відповідно в поршневій і штоковій порожнині;

$$Q = \frac{V_1 \cdot D^2}{1270}, \text{ звідси } V_1 = 10 \frac{Q_1}{F_1},$$

де  $V_1$  – швидкість переміщення штока;

$Q_1$  – подача насоса.

При русі штока вліво:

$$P_2 = 100 \cdot k_{mp}(P_2 F_2 - P_1 F_1); \quad V_2 = 10 \frac{Q_2}{F_2}.$$

Як насос приймаємо насос типу F12-33M:

Подача насоса:  $Q = 35,7$  л/хв.

Тиск на подачі:  $P = 63$  МПа.

У порожнині гідроциліндра, з'єднаній із зливною магістраллю, приймаємо протитиск  $P_2 = 0,4$  МПа.

Розрахунок гідроциліндра приводу супорта.

$$F_1 = \frac{D^2}{127} = \frac{70^2}{127} = 38,58 \text{ см}^2; \quad F_2 = \frac{D^2 - d^2}{127} = \frac{70^2 - 35^2}{127} = 28,94 \text{ см}^2.$$

Рух зверху-вниз:

$$P = 100 \cdot k_m(P_2 F_2 - P_1 F_1) = 100 \cdot 0,98 \cdot (6,3 \cdot 28,94 - 0,4 \cdot 38,58) = 16,36 \text{ кН};$$

$$V_1 = 10 \frac{Q_2}{F_2} = 10 \frac{35,7}{28,94} = 12,34 \text{ м/хв}; \quad t_{\text{дв}} = \frac{L}{V_1} = \frac{0,75}{12,34} = 0,061 \text{ хв} = 3,65 \text{ с}.$$

Рух знизу-вгору:

$$P = 100 \cdot k_m(P_1 F_1 - P_2 F_2) = 100 \cdot 0,98 \cdot (6,3 \cdot 38,58 - 0,4 \cdot 28,94) = 22,69 \text{ кН};$$

$$V_2 = 10 \frac{2Q_1}{F_1} = 10 \frac{2 \cdot 35,7}{38,58} = 18,51 \text{ м/хв}; \quad t_{\text{дв}} = \frac{L}{V} = \frac{0,75}{18,51} = 0,041 \text{ хв} = 2,43 \text{ с}.$$

Розрахунок гідроциліндра повороту стола.

$$F = \frac{D^2}{127} = \frac{45^2}{127} = 15,95 \text{ см}^2.$$

Робочий хід поршня:

$$P = 100 \cdot k_m(P_1 F_1 - P_2 F_2) = 100 \cdot 0,98 \cdot (6,3 \cdot 15,95 - 0,4 \cdot 15,95) = 9,22 \text{ кН};$$

$$V = 10 \frac{Q}{F} = 10 \frac{3,5}{15,95} = 2,19 \text{ м/хв}; \quad t_{\text{дв}} = \frac{L}{V} = \frac{0,062832}{2,19} = 0,0286 \text{ хв} = 1,7 \text{ с}.$$

Розрахунок гідроциліндра включення муфти.

$$F = \frac{D^2 - d^2}{127} = \frac{36^2 - 16^2}{127} = 8,2 \text{ см}^2.$$

Робочий хід поршня:

$$P = 100 \cdot k_m (P_1 F_1 - P_2 F_2) = 100 \cdot 0,98 \cdot (6,3 \cdot 8,2 - 0,4 \cdot 8,2) = 4,74 \text{ кН};$$

$$V = 10 \frac{Q}{F} = 10 \frac{30}{8,2} = 36,6 \text{ м/хв}; \quad t_{\text{дв}} = \frac{L}{V} = \frac{0,03}{36,6} = 0,0008 \text{ хв} = 0,05 \text{ с}.$$

Розрахунок гідроциліндра приводу лабіринту завантажувального пристрою.

$$F = \frac{D^2}{127} - \frac{25^2}{127} = 4,92 \text{ см}^2.$$

Робочий хід поршня:

$$P = 100 \cdot k_m (P_1 F_1 - P_2 F_2) = 100 \cdot 0,98 \cdot (6,3 \cdot 4,92 - 0,4 \cdot 4,92) = 2,83 \text{ кН};$$

$$V = 10 \frac{Q}{F} = 10 \frac{30}{4,92} = 60,9 \text{ м/хв}; \quad t_{\text{дв}} = \frac{L}{V} = \frac{0,022}{60,9} = 0,0004 \text{ хв} = 0,022 \text{ с}.$$

Розрахунок гідроциліндра підйому стола.

$$F = \frac{D^2 - d^2}{127} = \frac{75^2 - 60^2}{127} = 15,94 \text{ см}^2$$

Підйом стола:

$$P = 100 \cdot k_m (P_1 F_1 - P_2 F_2) = 100 \cdot 0,98 \cdot (6,3 \cdot 15,94 - 0,4 \cdot 15,94) = 9,22 \text{ кН};$$

$$V = 10 \frac{Q}{F} = 10 \frac{35,7}{15,94} = 22,4 \text{ м/хв}; \quad t_{\text{дв}} = \frac{L}{V} = \frac{0,010}{22,4} = 0,0005 \text{ хв} = 0,03 \text{ с}.$$

### 3.7 Розрахунок кулачкової муфти включення механізму повороту стола

Зчіпні муфти служать для включення і виключення валів при їх русі або під час зупинки.

Одна з напівмуфт вільно повертається на валу, вона не є ведучою; ведома напівмуфта переміщається на шпонці вручну і автоматично.

Приймаємо зчіпну муфту із V-подібним дрібним (машинним) зубом.

Крутний момент, що передається муфтою (розрахований за контактними напруженнями для умови тривалої роботи без значних коливань за величиною навантаження):

$$M_{кр} = 0,8 \cdot M_{крВ} = 0,8[\tau]W_0;$$

де  $M_{крВ}$  – крутний момент, що передається валом;

$[\tau]$  – допустиме напруження при крученні;

$W_0$  – момент опору валу.

Приймаємо  $[\tau] = 5$  кгс/мм<sup>2</sup>.

$$W_0 = 0,2d^3,$$

де  $d$  – діаметр шийки валу.

$$W_0 = 0,2 \cdot 25^3 = 3125 \text{ мм}^2.$$

Тоді:

$$M_{кр} = 0,8[\tau]W_0 = 0,5 \cdot 5 \cdot 3125 = 12500 \text{ кгс} \cdot \text{мм} = 125000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Зусилля включення на кулачковому вінці, що необхідне для передачі крутного моменту:

$$F = \frac{4 \cdot M_{кр} \cdot m}{D + d_1} \cdot \left[ \operatorname{tg}(\delta + \phi_{mp}) + \frac{f_{mp} \cdot (D + d_1)}{2d} \right],$$

де  $D$  і  $d_1$  – відповідно зовнішній і внутрішній діаметр кулачків;

$\phi_{тр}$  – кут тертя на кулачках,  $\phi_{mp} = 7 \div 8^\circ$ ;

$\delta$  – кут профілю кулачка,  $\delta = 60$ ;

$f_{тр}$  – коефіцієнт тертя на шпонці,  $f_{mp} = 0,05$ ;

$d$  – діаметр валу.

Підставляючи дані у формулу, одержуємо:

$$F = \frac{4 \cdot 12500}{60 + 40} \cdot \left[ \operatorname{tg}(60 + 8) + \frac{0,05 \cdot (60 + 40)}{2 \cdot 25} \right] = 1287,5 \text{ кгс} = 12875 \text{ Н}.$$

Ступінь ймовірності включення муфти без холостого повороту:

$$P_{СТ} = \frac{\alpha - \alpha_\beta \frac{2f}{D} \operatorname{tg} \delta}{\alpha},$$

де  $\alpha$  – центральний кут кулачка  $\left(\frac{2\pi}{t}\right)$ ;  $\alpha = 18^\circ$ ;

$\alpha_\beta$  – центральний кут, що відповідає ширині вершини кулачка по зовнішньому діаметру,  $\alpha_\beta = 9$ ;

$f$  – мінімально допустима глибина заходу кулачка в западину у момент включення  $f = 3,53$  мм;

$\delta$  – кут профілю кулачка;  $\delta = 60^\circ$ .

Тоді:

$$P_{СТ} = \frac{18 - 9 \frac{2 \cdot 3,53}{60} \operatorname{tg} 60^\circ}{18} = 0,9.$$

### 3.7.1 Перевірка муфти за умовами міцності на згин і зминання

Умова міцності на згин робочих поверхонь зубів муфти:

$$\sigma_u = \frac{12 \cdot F \cdot h}{(b \cdot h_1^2)} = \frac{24 \cdot 10^3 \cdot T \cdot h}{(z \cdot D \cdot k_u \cdot b \cdot h_1^2)}$$

де  $T$  – крутний момент;

$h$  – висота зуба;  $h=3,53$  мм;

$z$  – кількість зубів;  $z=20$ ;

$D$  – дільний діаметр;  $D=501$  мм;

$k_u$  – коефіцієнт навантаження;  $k_u=1,33$ ;

$h_1, b$  – розміри перетину основи зуба:  $b=10$  мм,  $h_1=6,3$  мм.

Підставляючи дані у формулу, одержуємо

$$\sigma_u = \frac{24 \cdot 10^3 \cdot 12500 \cdot 3,53}{(20 \cdot 501 \cdot 1,33 \cdot 10 \cdot 6,3^2)} = 2006 \text{ кг/см}^2.$$

Умова міцності на зминання робочих поверхонь зубів муфти:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}},$$

де  $F$  – колова сила;

$A_{см}$  – майдан зминання.

$$F = \frac{2 \cdot T \cdot k}{D},$$

де  $D$  – дільний діаметр муфти;

$k$  – коефіцієнт умов роботи;

$T$  – крутний момент.

$$k = k_n \cdot k_v \cdot k_z = 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,$$

тут  $k_n$  – коефіцієнт, що враховує частоту включення муфти в годину;

$k_v$  – коефіцієнт, що враховує швидкість ковзання;

$k_z$  – коефіцієнт, що враховує число передавальних зубів.

Тоді:

$$F = \frac{2 \cdot 12500 \cdot 1}{50} = 500 \text{ кгс.}$$

Оскільки перетин основи зуба має форму трапеції із розмірами:

$H=10$  мм,  $b_1=6,3$  мм,  $a=9,4$  мм (рис. 3.3) отримаємо:

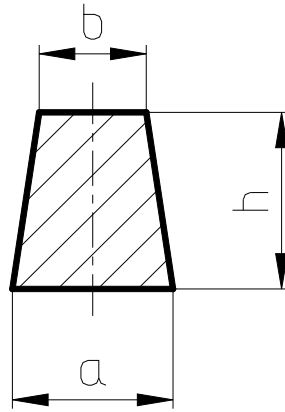


Рисунок 3.3 – Перетин основи зуба

$$A_{см} = \frac{(a+b) \cdot h}{2} = \frac{(0,63+0,94) \cdot 1}{2} = 0,785 \text{ см.}$$

А отже:  $\sigma_c = \frac{500}{0,785} = 6370 \text{ Н/см}^2$ .

Як матеріал для виготовлення муфти приймаємо Сталь 20Х ДСТУ 7806:2015.

Виконана перевірка показує, що умови міцності повністю виконуються:

$$\sigma_u = 2006 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_u] = 2200 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_c = 637 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_c] = 2600 \text{ кгс/см}^2.$$

### 3.8 Розрахунок напрямних кочення супорта

Як напрямні кочення приймаємо роликові, без повернення тіл кочення із попереднім натягом, регульованим в двох напрямках (замкнуті).

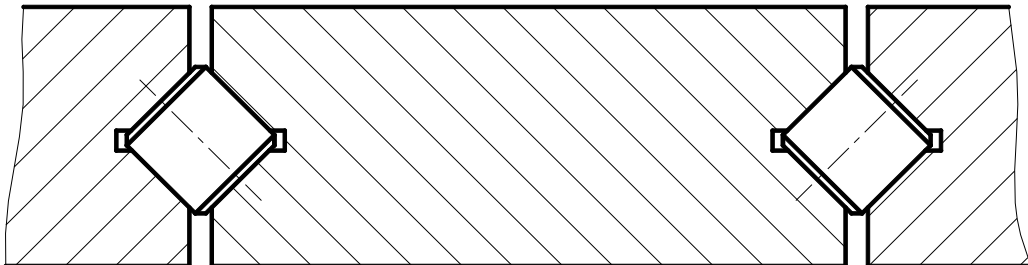


Рисунок 3.4 – Направні кочення роликові

У ролі напрямних використовуються роликові напрямні, що характеризуються відсутністю повернення тіл кочення, а також попереднім

натягом, який регулюється у двох напрямках, формуючи замкнуту систему.

Такі напрямні дозволяють здійснювати перевірку взаємного прилягання компонентів (за допомогою повірочної плити при вилучених роликах) і їх взаємне притирання для досягнення необхідної точності. У цих конструкціях каретка закріплена безпосередньо на самих напрямних, через що потрібна компенсація її ваги шляхом прикладення початкової сили натягу. Ця сила зазвичай дорівнює половині ваги каретки, якщо нахил поверхонь відносно горизонталі становить 45 градусів.

Для забезпечення оптимальної функціональності важливо, щоб сила натягу перевищувала початкову. Лише за таких умов можна ефективно усунути зазори на всіх поверхнях напрямних, забезпечуючи їх стабільну роботу.

### 3.8.1 Розрахунок напрямних кочення

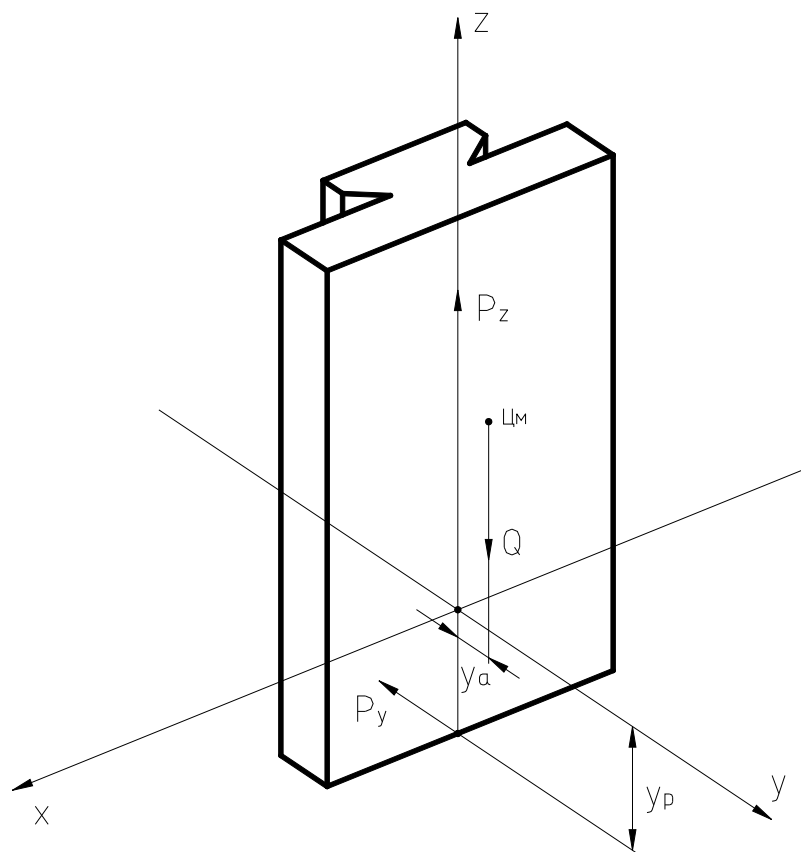


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема дії сил на супорт:  $Q$  – вага супорта, кг,

$P_y$  – складова сили різання,  $P_y = 0,1 P_z$ ;  $y_P$  – координата сили різання,

$Ц_{м}$  – центр маси супорта

Виходячи з розрахункової схеми, визначаємо моменти зовнішніх сил відносно осей координат.

$$M_x = P_z \cdot y_{p_z} + P_y \cdot y_{p_y} - Q \cdot y_a; \quad M_y = 0; \quad M_z = 0.$$

Отже одержуємо:

$$M_x = 743,4 \cdot 55 + 74,34 \cdot 285 - 46,7 \cdot 10 = 61606,9 \text{ Н/мм.}$$

Знаходимо навантаження на найбільш навантажені тіла кочення:

$$P_{MAX} = \frac{2C}{z} \cdot \frac{6 \cdot M_c \cdot t}{\varepsilon \cdot L^2},$$

де  $C$  – реакція грані; кг;

$z$  – число тіл кочення на одній грані;

$M_c$  – момент сприйманий гранню, кг/см;

$t$  – крок тіл кочення;

$\varepsilon$  – коефіцієнт;  $\varepsilon = 1$

$L$  – розрахункова довжина контакту.

Розрахункову довжину контакту визначаємо за формулою:

$$L = L_1 + t = 555 + 15 = 570 \text{ мм,}$$

де  $L_1$  – міжосьова відстань між першим і останнім тілом кочення.

Приймаємо як тіло кочення по нормалі H20-7 ролик короткий.

Діаметр ролика....12 мм;

Довжина ролика.....12 мм;

Крок тіл кочення...15 мм;

Отже,  $z=38$  мм.

Визначаємо реакцію грані напрямних:

$$\begin{aligned} C &= 0,707 \cdot \left( P_z + 0,5Q + 0,5P_y + \frac{M_y}{e} \right) = \\ &= 0,707 \cdot \left( 350 + 0,5 \cdot 467 + 0,5 \cdot 74,34 + \frac{61606,9}{155} \right) = 720 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Підставляємо одержані дані у формулу навантаження:

$$P_\sigma = \frac{\sigma_0}{850} \cdot b \cdot d = \frac{23000}{850} \cdot 2 \cdot 1,2 = 65 \text{ кгс} = 650 \text{ Н.}$$

### 3.8.2 Розрахунок напрямних на статичну міцність

Розрахунок проводимо на міцність поверхневих шарів (за дотичними напруженнями).

Допустиме навантаження на одне тіло кочення визначаємо за формулою:

$$p' = k \cdot b \cdot d \cdot \xi,$$

де  $k$  – умовні напруження, віднесені до площі перетину тіл кочення;  
 $k=180$ ;

$\xi$  – поправочний коефіцієнт, що враховує твердість напрямних;  $\xi = 1$ .

Отримаємо:

$$p' = k \cdot b \cdot d \cdot \xi = 180 \cdot 2 \cdot 1,2 \cdot 1 = 432 \text{ кгс} = 4320 \text{ Н}.$$

### 3.8.3 Розрахунок напрямних на довговічність за втотою поверхневих шарів

Навантаження  $P_{\sigma}$  згідно формулам Герца, пов'язана з напруженням  $\sigma_0$  залежністю:

$$P_{\sigma} = \left( \frac{\sigma_0}{850} \right) \cdot b \cdot d = \left( \frac{23000}{850} \right) \cdot 2 \cdot 1,2 = 65 \text{ кгс} = 650 \text{ Н}.$$

Для роликів приймаємо  $\sigma_0 = 23000 \text{ кгс/см}^2$ .

### 3.9 Розрахунок зубчастого вінця фіксації поворотного стола

Для фіксації поворотного стола використовується зубчастий торцевий фіксатор, який складається з двох плоских напівмуфт із зубчастими вінцями. Одна напівмуфта кріпиться до нерухомої частини, а друга – до поворотної.

При зчепленні зуби одного вінця входять у западини іншого, забезпечуючи надійне центрування, а також міцне та жорстке з'єднання елементів конструкції. Це забезпечує високу навантажувальну здатність. Зубчасті вінці представляють собою плоскі конічні колеса з прямими зубами підвищеної твердості.

Для профілю зубів прийнято кут  $\alpha = 30^\circ$ .

Розрахунок муфт із плоскими зубчастими вінцями включає вибір

конструктивних характеристик вінців і визначення оптимального зусилля затягування двох напівмуфт, враховуючи умову жорсткості.

Щоб забезпечити стійкість поворотного стола, зовнішній діаметр  $D_e$  обирається максимальним залежно від конструктивних обмежень, приймаючи значення  $D_e = 250$  мм.

Кількість зубів  $z_l$  вінців визначається кратним числу позицій повороту і дорівнює 6, що дає загальну кількість зубів  $z = 84$ .

На основі цього розраховуються основні параметри зубчастих вінців із прямими зубами, починаючи з визначення модуля зубчастого зачеплення:

$$m = \frac{D_g}{z} = \frac{250}{84} = 2,98.$$

Приймаємо  $m=3$ .

Робоча сторона зуба:

$$h_p = 1,4 \cdot m = 1,4 \cdot 3 = 4,2 \text{ мм.}$$

Середній радіус вінця:

$$R_{cp} = R_R \cdot m = 38 \cdot 3 = 114 \text{ мм,} \quad R_R = 35 \dots 45.$$

Довжина зуба (ширина вінця):

$$b = R_\beta \cdot m = 7 \cdot 3 = 21 \text{ мм,} \quad R_\beta = 6 \dots 8.$$

Уточнюємо зовнішній діаметр:

$$D_e = 2R_{cp} + b = 2 \cdot 114 + 21 = 249 \text{ мм.}$$

Площа проекції стику:

$$F_Q = b \cdot h_p \cdot z \cdot \operatorname{tg} \alpha = 21 \cdot 4,2 \cdot 84 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 4278 \text{ мм}^2.$$

Осьовий момент інерції площі стику:

$$I_Q = F_Q \frac{R_{cp}^2}{2} = 4278 \frac{114^2}{2} = 27798444 \text{ мм}^4 \approx 2780 \text{ см}^4.$$

Граничне зусилля затягування вінців:

$$P_3 \geq \left[ \sigma_{min} \parallel q_z \frac{2 \cdot \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_z \operatorname{tg} \alpha}{R_{cp}} \right],$$

де  $[\sigma_{min}]$  МПа – мінімально допустимий тиск в стику за умови збереження ним необхідної жорсткості.

Але, оскільки сила різання  $P_z$  направлена вертикально (вздовж осі  $Z$ ) і протяжка знімає метал симетрично з обох боків заготовки, то  $M_z=0$ ,  $M_y=0$ .

$$M_x = P_z \cdot y_{y_z} + P_y \cdot x_{P_x} - Q_{y_a} = 743,45 + 7004,34 \cdot 28,5 - 46,7 \cdot 10 = 61595,5 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Тоді отримуємо:

$$P_3 = 1 \cdot 42,78 + 743,4 + \frac{2 \cdot \sqrt{61595,5^2}}{114} = 6102 \text{ Н} = 6,1 \text{ кН}.$$

### 3.9.1 Перевірка зубів вінців на зріз і зминання

Напрямок на зріз зубів визначаємо за формулою:

$$\sigma_{ср} = \frac{1000 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot b \cdot R_{ср}} = \frac{1000 \cdot 366}{3,14 \cdot 21 \cdot 114} = 48,7 \text{ МПа}.$$

$$M_{кр} = 7 \cdot 10^{-5} \cdot D_0 \cdot b \cdot \sigma = 7 \cdot 10^{-5} \cdot 249 \cdot 21 \cdot 1000 = 366 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Напруження зминання:

$$\sigma_{см} = \left( \frac{1}{z} \cdot b \cdot h_p \right) \left[ \frac{P_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha + 1000 \frac{M_{кр}}{R_{ср}} \right] - \left( \frac{1}{84} \cdot 21 \cdot 4,2 \right) \left[ \frac{6102}{2} \cdot \operatorname{tg} 30^\circ + 1000 \frac{366}{114} \right] = 0,67 \text{ МПа}.$$

Перевірка показує, що виконуються обидві умови:

$$\sigma_{ср} = 48,7 \text{ МПа} < [\sigma_{ср}] = 100 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} = 0,67 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 700 \text{ МПа}.$$

для конструкційної сталі 40Х із твердістю HRC 48...50.

### 3.10 Розрахунок ланцюгової передачі приводу транспортера

Ланцюгова передача приводиться в дію за допомогою мотор-редуктора типу МП32-31,5-КУЗ.

Вихідна потужність редуктора становить 7,7 кВт, частота обертання вихідного вала становить 22,4 об/хв, а передаточне число передачі дорівнює 0,84. Передача працює в режимі двозмінної експлуатації з характером навантаження як спокійне. Система має періодичну систему змащування, а вся

передача встановлена у вертикальному положенні. Мотор-редуктор монтується на салазки.

Для виконання розрахунків і визначення параметрів передачі використовуються відповідні рекомендації та нормативи.

Беручи до уваги умови експлуатації, розраховуємо експлуатаційний коефіцієнт.

$$k_e = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6,$$

де  $k_1$  – коефіцієнт характеру навантаження,  $k_1 = 1$ ;

$k_2$  – коефіцієнт способу регулювання міжосьової відстані,  $k_2 = 1$ ;

$k_3$  – коефіцієнт міжосьової відстані,  $k_3 = 1,25$ ;

$k_4$  – коефіцієнт положення передачі в просторі,  $k_4 = 1,25$ ;

$k_5$  – коефіцієнт способу змащування,  $k_5 = 0,8$ ;

$k_6$  – коефіцієнт тривалості роботи,  $k_6 = 1,25$ .

Тоді:

$$k_e = 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,25 \cdot 0,8 \cdot 1,25 = 1,56.$$

Визначаємо мінімально допустиму кількість зубів ведучої зірочки:  
 $z_1 = 14$ .

По нормалі DIN 819.5 приймаємо допустимий середній тиск в шарнірах:

$$S = \frac{F_B}{F_t + F_p + F_f} = \frac{31800}{2494 + 3019} = 5,77.$$

Тоді крок в ланцюзі визначаємо за формулою:

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot k_2}{z_1 \cdot [P]}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{106 \cdot 10^3 \cdot 1,56}{14 \cdot 40}} = 18,65 \text{ мм.}$$

За стандартом ДСТУ 13568:2006 приймаємо ланцюг ПР – 19.05-3180, в якого  $t=19,05$ мм,  $Q_{розрив} = 31800$  Н,  $S_{on} = 105,8$  мм<sup>2</sup>, маса одного метра ланцюга  $q = 1,9$  кг.

Визначаємо швидкість ланцюга:

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{14 \cdot 19,05 \cdot 22,4}{60 \cdot 1000} = 0,0996 \approx 0,1 \text{ м/с.}$$

Перевіряємо розрахунковий тиск:

$$P = 2,8^3 \frac{T_1 \cdot k_2}{z_1 \cdot t^3} = 2,8^3 \frac{106 \cdot 10^3 \cdot 1,56}{14 \cdot 19,05^3} = 37,5 \text{ МПа.}$$

Умова  $P = 37,5 \text{ МПа} < [P] = 40 \text{ МПа}$  виконана.

### 3.10.1 Геометричний розрахунок ланцюгової передачі

Число ланок знаходимо за формулою:

$$L_1 = 2Q + 0,5z_c + \frac{\Delta^2}{a} = 2 \cdot 162 + 0,5 \cdot (15,5) \cdot 2 + \frac{0,5^2}{162} = 339,5$$

$$z_c = z_1 + z_2 = 14 + 17 = 31.$$

$$\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi} = \frac{17 - 14}{2 \cdot 3,14} = 0,5.$$

Кількість ланок округлюємо до парного числа, щоб уникнути застосування перехідної ланки  $L_1 = 340$ .

Розрахункова довжина ланцюга:

$$L = L_1 \cdot t = 340 \cdot 19,05 = 6477 \text{ мм.}$$

Перевіряємо за числом ударів за формулою:

$$W = \frac{4z_1 \cdot n_1}{60t_1} = \frac{4 \cdot 14 \cdot 22,4}{60 \cdot 340} = 0,06 \text{ с}^{-1}.$$

Допустиме значення:

$$[W] = \frac{508}{t} = \frac{508}{19,5} = 26,7 \text{ с}^{-1}.$$

Умова  $W = 0,06 \text{ с}^{-1} < [W] = 26,7 \text{ с}^{-1}$  виконана.

Коефіцієнт запасу міцності ланцюга:

$$S = \frac{F_B}{F_t + F_g + F_f} = \frac{31800}{2494 + 3019} = 5,77.$$

## ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

У магістерській роботі було виконано комплексне дослідження та проектування верстата з автоматизованим циклом обробки кулачків свердлильного патрона на базі вертикально-протяжного верстата моделі МА-297. Проведена робота дозволила вирішити низку інженерних, технологічних та конструкторських завдань, спрямованих на підвищення ефективності процесу механічної обробки та автоматизації виробництва.

У межах проекту:

Розроблено загальний вигляд автомата та циклограму його роботи, що дало змогу визначити оптимальну послідовність операцій, забезпечити безперервність виробничого процесу та зменшити ручне втручання оператора.

Створено конструкцію станини та завантажувального пристрою з механізмом повороту стола, який забезпечує точне позиціонування деталей, автоматизовану подачу та стабільність роботи у різних режимах навантаження.

Розроблено спеціальне пристосування для базування та надійного закріплення кулачків, що гарантує високу точність їх обробки, повторюваність результатів та підвищення загальної продуктивності обладнання.

Отримані результати демонструють, що модернізація вертикально-протяжного верстата та застосування автоматизованих пристроїв дозволяють суттєво підвищити рівень механізації процесу, зменшити час обробки деталей, підвищити точність і надійність технологічного процесу. Запропонована конструкція має практичне значення та може бути впроваджена на підприємствах, що спеціалізуються на виготовленні та ремонті свердлильних патронів і подібних механічних вузлів.

Таким чином, поставлена мета роботи повністю досягнута, а отримані результати підтверджують ефективність запропонованих технічних рішень та їх доцільність для використання у сучасному машинобудівному виробництві.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Рудь В.Д., Божко Т.Є., Гальчук Т.Н. Методологія підготовки випускної роботи за спеціальністю 131- Прикладна механіка: навчальний посібник. Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2017. 487с.
2. Налобіна О.О., Бундза О.З., Серілко Д.Л., Голотюк М.В. Конструювання вузлів та агрегатів: навч. посібник. Рівне: НУВГП, 2020. 331 с.
3. Ревнівцев М.П., Паршина Н.П. Режими різання на металообробних верстатах у машинобудуванні: навч. посіб. К.: А.С.К., 2006. 416 с.
4. Боровик А.І. Технологічна оснастка механоскладального виробництва: підручник. К.: Кондор, 2008. 726 с.
5. Кузнєцов Ю.І. Оснащення для верстатів з ЧПУ: Довідник. К.: Машинобудування, 2003. 359 с.
6. Гевко Б.М., Дичковський М.Г., Матвійчук А.В. Технологічна оснастка. Контрольні пристрої: навч. посіб. К.: Кондор, 2009. 220 с.
7. Гумен О.М. Візуальне програмування задач механіки із залученням геометричних засобів САД – систем. Прикладна геометрія та інженерна графіка. М.: ТДАТУ, 2013. – Вип. 4. Т.55. С.18 – 23.
8. Джур Є.О., Бондаренко О.В. Проектування машинобудівних заводів та цехів. Загальна частина: навч. посіб. Д.: “Інновація”, 2011. 109с.
9. Кавецький В.В., Козловський В.О. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні: навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2013.
10. Деталі машин: підручник / [Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с.
11. Деталі машин: Навчальний посібник / Г.М. Борозенець, В.М. Павлов., І.В. Семак. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2021. – 220 с.
12. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл.

13. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія Упорядник Кузнецов Ю.М. – К.: Тернопіль: Тернограф, 2011. -692с.
14. Булига Ю.В. Теорія різання. Розрахунок режимів різання: практикум / Булига Ю.В., Веселовська Н.Р., Міськов В. П. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – 67 с.
15. Вайнтрауб М. А. Засоби контролю процесів механообробки надточних деталей: монографія / Г.С. Тимчик, В.І. Скицюк, М.А. Вайнтрауб, Т.Р. Ключко. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 516 с., іл. – Бібліогр.: с. 503 – 513.
16. Кобзар Є.П., Мельничук Л.С., Громовий О.А. Розрахунки і проектування вузлів та деталей верстатів і систем: Навчальний посібник. - Житомир: ЖІТІ, 2000. - 361 с.
17. Обладнання і транспорт механообробних цехів: навч. посіб. / А.Ю. Довгополов, А.О. Нешта, В.О. Колесник. Суми: Сумський державний університет, 2023. 96 с.
18. Організація виробництва: підручник / за ред. А.І. Яковлева, С.П. Сударкіної, М.І. Ларки. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2016. – 436с.
19. Муляр Ю.І. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина II: навчальний посібник / Ю.І. Муляр, С.В. Репінський. – Вінниця: ВНТУ, 2020. – 123 с.
20. 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.
21. Технологія верстатних робіт: навч.пос. для проф.-техн. навч. закладів / М.А. Вайнтрауб, В.Й. Засельський, Д.В. Пополов, за наук. ред. М.А. Вайнтрауба. – К.: 2015. – 199с.

22. Залога В.О. Сучасні інструментальні матеріали у машинобудуванні: навчальний посібник / В.О. Залога, О.О. Залога, В.Д. Гончаров; за загальн. ред. В.О. Залого. – Суми: Сумський державний університет, 2013. – 371 с.

23. Технологія машинобудування: навч. посіб. / [І.І. Юрчишин, Я.М. Литвиняк, І.Є. Грицай та ін.] // За ред. І.І. Юрчишина. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2009. – 528 с.

24. Міренський І.Г. Основи технології машинобудування: навч. посіб. / І.Г. Міренський. – Харків: ХНАМГ, 2007. – 275 с.

25. Муляр Ю.І. Програмування багатоінструментальної обробки на верстатах з ЧПК: навчальний посібник. / Муляр Ю.І. – Вінниця: ВНТУ, 2006. – 192 с.

26. Невлюдов І.Ш. Комп'ютерні технології автоматизованого виробництва [Текст]: Навч. посібник / І.Ш. Невлюдов, М.А. Бережна. – Харків: Компанія СМІТ, 2007. – 368 с.

27. Розрахунок найвигідніших режимів різання при точінні: навч. посіб. / А.І. Грабченко, М.Д. Узунян, Н.В. Зубкова та ін. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – 88 с.

28. Стискін Г.М. Інструменти для механічної обробки матеріалів. / Г.М. Стискін, М.П. Ревнівцев, М.М. Берізко, В.А. Мелещик – Л.: Оріяна-Нова, 2002. – 240 с.

29. О. Ключко. Розрахунок циліндричної передачі механізму повороту стола протяжного верстату. Тези V студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії “ Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії ”. Луцьк: ЛНТУ, 2025р. – 204-205 с.

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

29. Методичні рекомендації до написання кваліфікаційної роботи за ступенем вищої освіти «магістр»: методичні рекомендації для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти освітньої програми «Прикладна механіка», спеціальності 131 Прикладна механіка, галузі знань 13 Механічна

інженерія денної та заочної форм навчання / уклад. Т.І. Четвержук, Р.М. Полінкевич. Луцьк: ЛНТУ, 2024. 48 с.

30. Полінкевич Р.М. Методика розрахунку силових зміщень корпусних деталей металорізальних верстатів. / Полінкевич Р.М., Четвержук Т.І., Зубовецька Н.Т. // Тези доповідей X Міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (24-23 вересня 2020 року). - м. Чернігів, 2020.

31. Р.М. Полінкевич. Статистичне моделювання технічних характеристик металорізальних верстатів / Т.І. Четвержук, Р.М. Полінкевич, Р.Г. Редько, О.М. Залета, Р.А. Склярів // Наукові нотатки. – Випуск 71.– Луцьк, 2021. – С. 322-329.

32. Р.М. Полінкевич. Проблеми та задачі проектування та розрахунку несучих частин металорізальних верстатів з урахуванням навантажень / Т.І. Четвержук, Р.Г. Редько, Р.М. Полінкевич, О.М. Залета, Б.П. Валецький. // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк, 2022 №73. с.101-104. DOI 10.36910/775.24153966.2022.73.15