

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему:

Розробка конструкції спеціального агрегатного верстатного комплексу з ЧПК (комплексна тема)

Виконали: студенти

6

курсу, групи

МВм-61

напряму підготовки (спеціальності)

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

		Дмитраш О.Ю.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
		Макогнюк А.Л.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник		Лещук Р.Я.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль		Кобельник В.Р.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри		Крупа В.В.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент		Сташків М.Я.
	(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

Крупа В.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Дмитрашу Олександрю Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка конструкції спеціального агрегатного верстатного комплексу з ЧПК (комплексна тема)

Керівник роботи Лещук Роман Ярославович, к.т.н., доцент

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

Затверджені наказом ректора від «08» 11 2024 року № 4/7-1066

2. Термін подання студентом завершеної роботи 23.12.2024

3. Вихідні дані до роботи Конструкції спеціальних агрегатних верстатів.

Технічні характеристики. Вимоги до точності та продуктивності проєктованих вузлів.

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

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ 1.1. Загальні відомості

РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНО-РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ

2.1 Аналіз конструктивно-технологічних властивостей деталі-представника

2.6 Технологічний розрахунок

РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ПРОЕКТНИЙ

3.2 Конструювання та розрахунок насадки для свердління двох отворів

3.4 Конструювання та розрахунок механізму подачі заготовок

3.5 Конструювання та розрахунок мотор-редуктора механізму розмотування-змотування

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

Кінематична схема верстата (1 лист ф.А1).

Аналіз формоутворення на верстаті (1 лист ф.А1).

Загальний вигляд верстата (2 листи ф.А1).

Механізм подачі (1 лист ф.А1).

Мотор-редуктор (1 лист ф.А1)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., доцент Сенник А.А.		
Безпека в надзв. ситуаціях	ст. викладач Клепчик В.М.		

7. Дата видачі завдання 08.11.2024

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз завдання на кваліфікаційну роботу	25.11.2024	
2	РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ	01.12.2024	
3	РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНО-РОЗРАХУНКОВИЙ	10.12.2024	
4	РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ПРОЕКТНИЙ	18.12.2024	
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕХПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	20.12.2024	
6	ВИСНОВКИ	22.12.2024	
7	Графічна частина, плакати (Слайди)	22.12.2024	
8	Підготовка до захисту	до 25.12.2024	

Студент

(підпис)

Дмитраш О.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Лещук Р.Я.

(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

Крупа В.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Макогнюку Андрію Любомировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка конструкції спеціального агрегатного верстатного комплексу з ЧПК (комплексна тема)

Керівник роботи Лещук Роман Ярославович, к.т.н., доцент

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

Затверджені наказом ректора від «08» 11 2024 року № 4/7-1066

2. Термін подання студентом завершеної роботи 23.12.2024

3. Вихідні дані до роботи Конструкції спеціальних агрегатних верстатів.

Технічні характеристики. Вимоги до точності та продуктивності проєктованих вузлів.

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

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ 1.2. Аналіз моделей і компоновок агрегатних верстатів

РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНО-РОЗРАХУНКОВИЙ

2.2 Вибір комплексу рухів по забезпеченню циклу роботи на верстаті

2.3 Вибір та обґрунтування структурно-кінематичної схеми верстату

2.4 Оптимізація компоувальної схеми проєктованого верстату

2.5 Аналіз типів базових компоновок та вибір оптимальної схеми компоновки

РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ПРОЕКТНИЙ

3.1 Конструювання та розрахунок головки універсальної

3.3 Конструювання та розрахунок насадки для нарізання різі в двох отворах

3.6 Конструювання та розрахунок механізму відрубки заготовок

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

Аналіз компоновок верстата (1 лист ф.А1).

Головка силова верстата(2 листи ф.А1).

Механізм розмотування-змотування верстата (2 листи ф.А1).

Механізм відрубки деталей (1 лист ф.А1).

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., доцент Сенник А.А.		
Безпека в надзв. ситуаціях	ст. викладач Клепчик В.М.		

7. Дата видачі завдання 08.11.2024

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз завдання на кваліфікаційну роботу	25.11.2024	
2	РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ	01.12.2024	
3	РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНО-РОЗРАХУНКОВИЙ	10.12.2024	
4	РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ПРОЕКТНИЙ	18.12.2024	
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕХПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	20.12.2024	
6	ВИСНОВКИ	22.12.2024	
7	Графічна частина, плакати (Слайди)	22.12.2024	
8	Підготовка до захисту	до 25.12.2024	

Студент

(підпис)

Макогнюк А.Л.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Лещук Р.Я.

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Завдання на кваліфікаційну роботу	2
АНОТАЦІЯ	6
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ	
1.1. Загальні відомості	10
1.2. Аналіз моделей і компоновок агрегатних верстатів	14
РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНО-РОЗРАХУНКОВИЙ	
2.1 Аналіз конструктивно–технологічних властивостей деталі-представника	29
2.2 Вибір комплексу рухів по забезпеченню циклу роботи на верстаті	35
2.3 Вибір та обґрунтування структурно-кінематичної схеми верстату	37
2.4 Оптимізація компоувальної схеми проектованого верстату та побудова загальної матриці компоновки верстата	39
2.5 Аналіз типів базових компоновок та вибір оптимальної схеми компоновки	40
2.6 Технологічний розрахунок	
2.6.1 Обґрунтування організаційної форми виробництва	45
2.6.2 Визначення такту випуску деталі	46
2.6.3 Вибір технологічних баз	47
2.6.4 Розробка маршрутного технологічного процесу	48
2.6.5 Вибір різального та вимірювального інструменту	49
2.6.6 Розрахунок режимів різання по операціях	49
2.6.7 Технічне нормування розробленого технологічного процесу	53
3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Конструювання та розрахунок головки універсальної	
3.1.1 Опис конструкції та принципу роботи головки	54
3.1.2 Кінематичний розрахунок головки	

3.1.2.1 Кінематичний розрахунок приводу головного руху	56
3.1.2.2 Кінематичний розрахунок приводу осьової подачі шпинделя	57
3.1.3 Вибір потужності двигуна	59
3.1.4 Розрахунок зубчастих передач головки	
3.1.4.1 Силовий розрахунок	61
3.1.4.2 Розрахунок зубчастих передач приводу головного руху	63
3.1.4.3 Розрахунок зубчастих передач механізму приводу подач	70
3.1.5 Розрахунок та конструювання шпиндельного вузла	
3.1.5.1 Вибір геометричних характеристик шпиндельного вузла та опис конструкції	73
3.1.5.2 Характеристика елементів шпиндельного вузла	
3.1.5.2.1 Підшипники опор шпиндельного вузла	74
3.1.5.2.2 Система ущільнень	76
3.1.5.3 Моделювання динамічних характеристик шпиндельного вузла	77
3.1.6 Розрахунок осьової жорсткості шпиндельного вузла	85
3.1.7 Конструктивні розміри корпусу	87
3.1.8 Розрахунок запобіжної муфти	88
3.2 Конструювання та розрахунок насадки для свердління двох отворів	
3.2.1 Будова і принцип роботи лінії	90
3.2.2 Розрахунок насадки для свердління двох отворів	91
3.3 Конструювання та розрахунок насадки для нарізання різі в двох отворах	93
3.4 Конструювання та розрахунок механізму подачі заготовок	
3.4.1 Формування вихідних даних на проектування	95
3.4.2 Визначення геометричних параметрів пневмоциліндра	97
3.5 Конструювання та розрахунок мотор-редуктора механізму розмотування-змотування	
3.5.1 Опис конструкції та принципу роботи механізму	

розмотування – змотування	97
3.5.2 Формування вихідних даних на проектування	98
3.5.3 Розрахунок мотор-редуктора	
3.5.3.1 Вибір потужності двигуна	103
3.5.3.2 Визначення крутних моментів на валах мотор-редуктора	105
3.5.3.3 Визначення передаточних відношень черв'ячних пар мотор-редуктора	106
3.5.3.4 Силловий розрахунок черв'ячного зачеплення	106
3.5.3.5 Попередній розрахунок валів	112
3.5.3.6 Перевірка довговічності підшипників	114
3.5.3.7 Уточнений розрахунок валів	119
3.6 Конструювання та розрахунок механізму відрубкн заготовок	
3.6.1 Визначення зусилля різання	120
3.6.2 Визначення геометричних параметрів пневмоциліндра	121
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	123
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	143
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	145
ДОДАТКИ	149

АНОТАЦІЯ

Дмитраш О.Ю., Макогнюк А.Л. Розробка конструкції спеціального агрегатного верстатного комплексу з ЧПК (комплексна тема). Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2024 р.

В роботі наведено існуючі конструкції агрегатних верстатів та запропоновано конструкцію спеціального агрегатного верстатного комплексу який призначений для свердління двох отворів одночасно і нарізання різі в двох отворах. Проведено розрахунок та проектування основних виконавчих механізмів агрегатного комплексу для реалізації технологічного процесу.

Ключові слова: АГРЕГАТНИЙ ВЕРСТАТНОГО КОМПЛЕКС, ЧПК.

ANNOTATION

O. Dmytrash, A. Makohniuk. Development of the design for a specialized CNC machine tool complex (comprehensive topic). Qualification work for the degree of "master" 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2024.

The work presents existing designs of aggregate machine tool and proposes the design of a specialized CNC machine tool complex designed for drilling two holes simultaneously and cutting threads in two holes. The calculation and design of the main actuators of the aggregate complex for the implementation of the technological process are carried out.

Keywords: MACHINE TOOL COMPLEX, CNC.

ВСТУП

На даний час машинобудівний комплекс розвиває такі нові якості, як гнучкість і економічність, високий рівень автоматизації виробничих процесів і мінімальний розхід енергії і сировини. Використання верстатів-автоматів і верстатів з числовим програмним керуванням (ЧПК) робить працю робочого і інженера творчою, вільною від рутинних дій.

Сучасна автоматична лінія являє собою самокеровану робочу машину, органічно зв'язану з обчислювальною машиною, що працює в реальному масштабі часу і перетворює дискретні сигнали інформації в дискретні сигнали керування.

Широке розповсюдження в крупносерійному і масовому виробництві отримали агрегатні верстати в основному для обробки корпусних деталей. В серійному виробництві, наприклад, в верстатобудуванні виконання трудомістких розточних операцій на агрегатних верстатах також дає великий економічний ефект. На агрегатних верстатах можна виконувати такі операції як свердління, зенкерування, розточування, фрезерування, нарізання внутрішніх і зовнішніх різей, накатування різей, деякі види токарної обробки.

По конструкції лінія являє агрегатний верстат, зібраний з нормалізованих і спеціальних вузлів і призначений для багато інструментальної обробки деталей. Тому принцип конструювання верстатів з використанням таких вузлів та деталей називається агрегатно-модульним. Верстати, побудовані на агрегатно-модульному принципі можуть бути спеціальними і спеціалізованими. Спеціальний агрегатний верстат – це верстат, спроектований для одночасної обробки однієї або декількох деталей без переналадки. Спеціалізовані агрегатні верстати призначені для послідовної обробки декількох деталей; конструкція такого верстата дозволяє швидко переналагоджувати його з обробки однієї деталі на іншу. Агрегатні верстати проектують як напівавтоматичні так і автоматичні. Напівавтоматичним верстатом називають верстат, у якого всі робочі і холості

рухи, пов'язані з обробкою, контролем і транспортуванням деталей виконуються автоматично, а встановлюють заготовку на верстат, пускають його і знімають з верстату готову деталь оператори. Агрегатним автоматом називають верстат в якого всі операції, включаючи завантаження заготовок і зняття обробленої деталі виконується автоматично.

Спеціальний агрегатний верстатний комплекс для обробки затискачів складаються з нормалізованих вузлів і деталей, але повністю зібрати автоматичну лінію з таких вузлів для обробки різних деталей не вдається. Тому для цього проектують і виготовляють деяку кількість спеціальних вузлів.

Переваги агрегатного комплексу: 1) висока продуктивність, обумовлена багатоінструментальною обробкою заготовки; річний ефект від використання значно вищий в порівнянні з універсальними верстатами; 2) простота виготовлення завдяки уніфікації механізмів, деталей і вузлів; 3) скорочення строків проектування; 4) можливість багаторазового використання частин агрегатів при зміні об'єкта виробництва; 5) можливість обслуговування верстата операторами низької кваліфікації.

Отже існує необхідність в проектуванні і розробці таких верстатів, які б забезпечували високу продуктивність обробки. Автоматична лінія є одним з варіантів вирішення цієї необхідності.

Для вирішення основної задачі підвищення продуктивності праці і якості продукції що випускається при мінімальних затратах необхідно широко використовувати обладнання з засобами мікропроцесорної техніки, одноопераційних і багатоопераційних верстатів з ЧПК, робототехнічних комплексів і гнучких виробничих систем.

Мета роботи полягає в розробці конструкції приводу і основних вузлів спеціального агрегатного верстатного комплексу з ЧПК, який би забезпечував обробку деталей з максимальною продуктивністю і максимальною концентрацією операцій.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні завдання:

- провести аналіз існуючих видів верстатів;
- розробити кінематику верстата;
- провести аналіз можливих компоновок і вибрати оптимальний варіант;
- розробити математичне представлення структури компоновки;
- розробити конструкцію силової головки, приводу силової головки;
- розробити змінні насадки для силової головки;
- розробити систему подачі і відрубки заготовок;
- розробити заходи по забезпеченню охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ

1.1. Загальні відомості

Агрегатний верстат – це металорізальний верстат, що складається в основному з уніфікованих, кінематично не зв'язаних між собою агрегатів. Взаємозалежність і послідовність руху задаються агрегатам звичайно єдиною системою керування. Переваги агрегатних верстатів – це можливість швидкого складання і перекомпонування для обробки інших деталей; висока продуктивність, обумовлене багатоінструментальною обробкою заготовок одночасно з декількох сторін; скорочення термінів проектування; можливість багаторазового використання частини агрегатів при зміні об'єктів виробництва. Агрегатні верстати застосовують в основному у серійному і масовому виробництві

На агрегатних верстатах можна виконувати свердління, розсвердлювання, зенкерування, розточування, фрезерування, нарізування внутрішньої і зовнішньої різі, деякі види токарної обробки (рис. 1.1).



Рисунок 1.1 – Агрегатний верстат моделі АС78

Агрегатні верстати в основному використовуються для виготовлення корпусних деталей. Кінцевим результатом агрегування верстатів є машинні

системи у вигляді гнучких виробничих систем технологічного устаткування, малолюдної або навіть безлюдної технології.

Агрегатні верстати призначені для обробки складних і важливих деталей в умовах серійного і масового виробництва, і в порівнянні з універсальними верстатами, дозволяють здійснювати багатоінструментальну і багатопозиційну обробку деталей одночасно з декількох сторін при автоматичному керуванні.

Агрегатні верстати вимагають менше виробничої площі, забезпечують стабільну точність обробки (3-5 клас і вище), не вимагають високої кваліфікації обслуговування.

Найбільше поширення одержали агрегатні верстати свердлильно-розточувальної групи. Вони дозволяють реалізовувати свердління, zenкерування, розвертування і розточування внутрішніх і зовнішніх поверхонь та інші операції.

Агрегатні верстати проектують для деталей, поверхні яких необхідно обробляти за кілька робочих переходів, причому ці поверхні розташовуються в різних площинах. Типові компонування таких агрегатних верстатів можуть бути вертикальними, горизонтальними, похилими, вертикально-горизонтальними

Основними нормалізованими елементами, з яких складається верстат (рис.1.2.) є станина 1, стійка 6, основа 7, тумба 5 під оснащення, наприклад багатопозиційний стіл 9.

Силовим органом агрегатних верстатів є незалежний агрегат, що складається із двох вузлів: силової головки 2 і шпиндельного вузла 3. Силкові головки призначені для надання інструменту головного руху, робочої подачі і переміщень.

По типу привода подачі силові головки діляться на електромеханічні (кулачкові й гвинтові), гідравлічні й пневмогідравлічні.

По конструктивній ознаці головки бувають як з висувною піноллю, так і з рухомим корпусом.

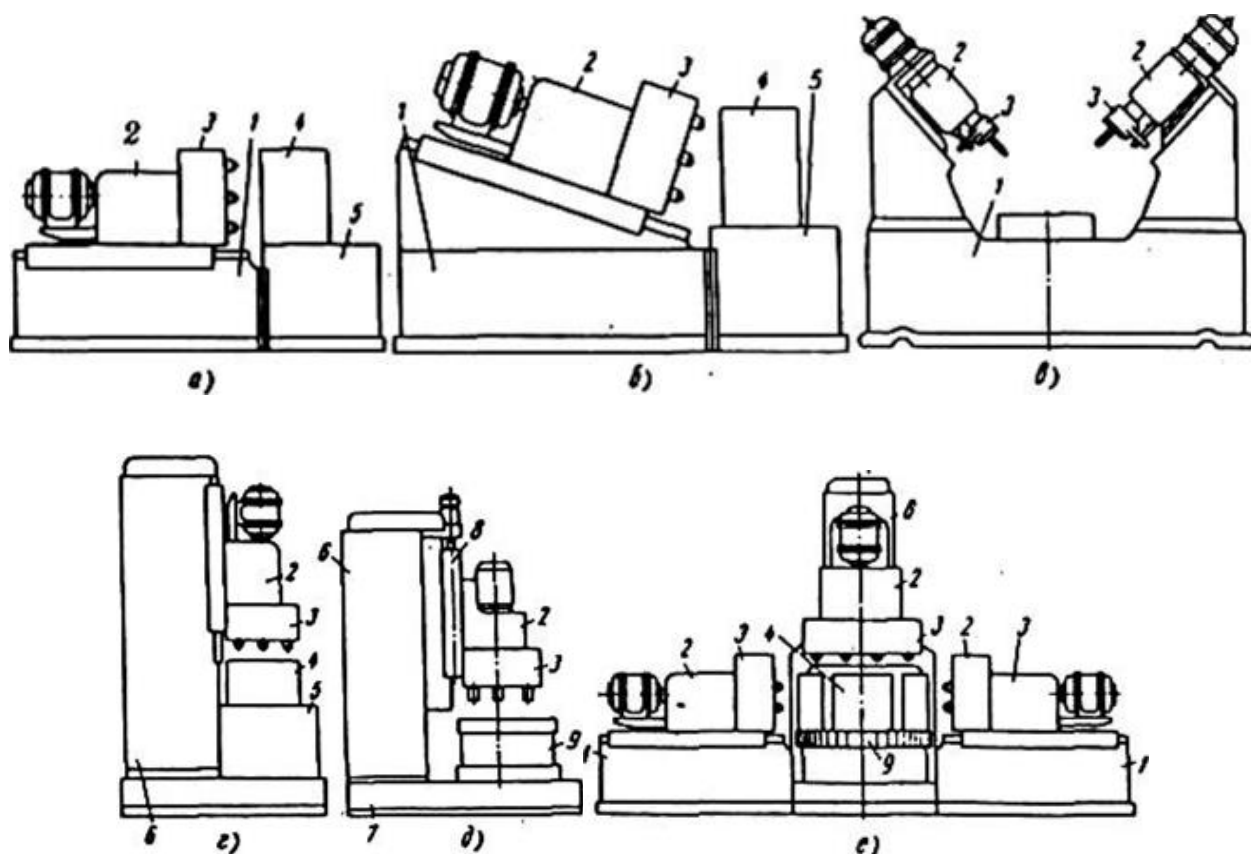


Рисунок 1.2. – Схеми компонування агрегатних верстатів

Шпиндельний вузол несе інструментальні шпинделі, що отримують обертання від привідного вала силової головки, а рух подачі - разом з корпусом силової головки (а, б, г, е) або з піноллю (в).

На рис.1.2 (д) показаний агрегат, у якому силова головка складається із двох вузлів: силового стола 8 і властиво силової головки 2. Силовий стіл є незалежним вузлом з індивідуальним приводом руху подачі. Змонтована на ньому силова головка має свій привід, що здійснює тільки головний рух.

Кількість силових агрегатів, інструментальних шпинделів, розташування їх осей у просторі залежать від призначення верстата. Відповідно до цього розрізняють одноагрегатні (а, б, г, д) і багатоагрегатні (в, е), одношпиндельні й багатошпиндельні, горизонтальні (а), вертикальні (г, д), похилі (б, в), змішані (е), односторонні (а, в, г, д) і багатосторонні (в, е) верстати.

На однопозиційних верстатах (а, б, г) операції повністю закінчуються

при одному постійному положенні деталі. На багатопозиційних верстатах (в, д, е) обробка деталей паралельно або послідовно здійснюється в декількох позиціях, тобто в декількох різних положеннях щодо інструмента.

Періодичне переміщення пристосувань разом з оброблюваними деталями з однієї позиції в іншу роблять за допомогою багатопозиційних столів - поворотних або із прямолінійним рухом.

На рис. 1.3. показане позначення осей координат при програмуванні в агрегатних верстатах з ЧПК.

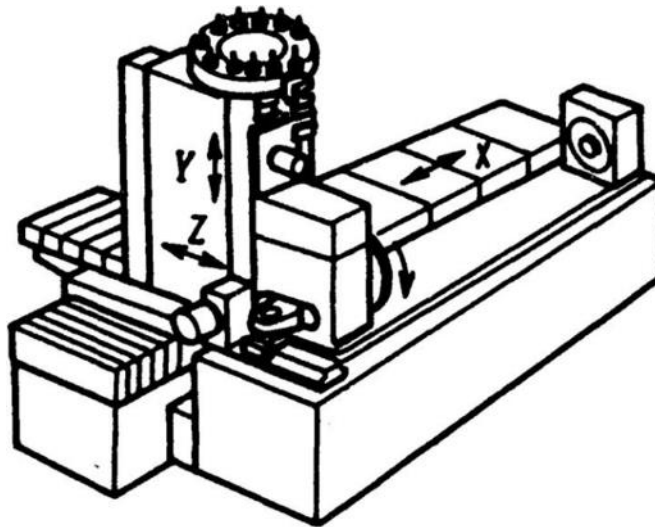


Рисунок 1.3 – Позначення осей координат агрегатних верстатів з ЧПК

На рис.1.4. показане конструювання агрегатного верстата, що дозволяє робити до 50 переналагоджень на місяць.

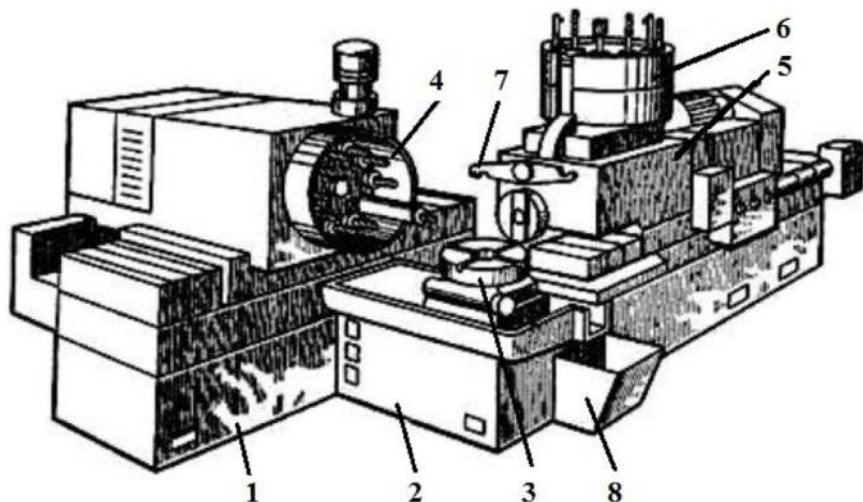


Рисунок 1.4 Схема агрегатного верстата з ЧПК.

1 - основа; 2 - тумба; 3 - поворотний стіл; 4 - силова головка барабанного типу; 5 - силова головка; 6 - інструментальний магазин; 7 - автооператор; 8 - бак для стружки

Агрегатний верстат скомпонований з наступних уніфікованих елементів: основи 1, на якому базується силова головка барабанного типу 4, що призначена для свердлильних і різенарізних операцій. На тумбі 2 розташований поворотний стіл 3 для установки оброблюваних заготовок. Силова головка 5 із жорстким шпинделем і винесеним інструментальним магазином 6 служить для розточувальних і фрезерних операцій. Зміна інструментів здійснюється за допомогою автооператора 7. Послідовна зміна інструментів, поворот і координатні переміщення оброблюваної деталі здійснюються автоматично із застосуванням ЧПК. Верстат оснащений комбінованою системою ЧПК. Переналагодження верстата на обробку інших заготовок складається в заміні керуючої програми, затискного пристосування і набору різального інструменту в магазині.

Переваги агрегатних верстатів:

- короткі строки проектування;
- простота виготовлення завдяки уніфікації вузлів, механізмів і деталей;
- висока продуктивність, обумовлена багатоінструментальною обробкою заготовок із декількох сторін одночасно;
- можливість багаторазового використання частини агрегатів при зміні об'єкта виробництва;
- можливість обслуговування верстатів оператором низької кваліфікації;
- повне керування системою ЧПК.

1.2. Аналіз моделей і компоновок агрегатних верстатів

Сучасні верстати і системи повинні мати високий рівень автоматизації та продуктивності обробки, технологічну гнучкість, забезпечувати низьку собівартість обробки деталей, мати малий строк окупності капітальних

вкладень. Найбільш перспективним типом технологічного устаткування, що задовольняє більшості вимог, є агрегатні верстати і технологічні системи, створювані по агрегатно-модульному принципу.

Аналіз публікацій у закордонних періодичних виданнях, а також пошук інформації в Інтернет показав, що в промислово розвинених країнах основу високоорганізованих виробництв становить технологічне устаткування, створюване по агрегатно-модульному принципу. Створенням високопродуктивних багатопозиційних агрегатних верстатів (rotary transfer machines) і автоматичних ліній (transfer line machines) займаються провідні верстатобудівні фірми.

У процесі розвитку технології машинобудування, як науки, і зокрема теорії продуктивності, саме необхідність реалізації різних структур виконання технологічних операцій привело від простих одношпиндельних одноінструментальних компоновок верстатів до компоновок складної структури. Високопродуктивні структури конструктивно знайшли своє втілення в агрегатних верстатах і автоматичних лініях.

Багаторічна практика створення та експлуатації верстатів складної структури постійно вказує на те, що правильний вибір і раціональна побудова компоновок дуже впливає на їхню якість. У багатьох випадках створення спеціальних і універсальних верстатів цей вплив є вирішальним..

Перша систематизація різноманіття компоновань агрегатних верстатів і автоматичних ліній із критичним розглядом їх технічних й економічних показників зроблена в книзі Х.Гебеля. Як класифікаційні ознаки для позначення компоновок агрегатних верстатів Х.Гебель запропонував використати основний напрям подачі (горизонтальний Н, вертикальний V), тип напрямку подачі (паралельно осі інструмента, перпендикулярно осі інструмента, радіально і перпендикулярно до осі інструмента), транспортувальне переміщення заготовок (крокове, безперервне), число сторін обробки, траєкторію транспортування заготовок (прямолінійна G, кругова K). На основі можливих комбінацій класифікаційних ознак складена

систематизована таблиця базових і спеціальних компоновок, а також наведені приклади можливих практично важливих (реалізованих) компоновань. Систематизована таблиця компоновань по Х.Гебелю пройшла перевірку часом і може бути успішно використана для аналізу компоновань сучасних агрегатних верстатів.

Прототипом таких верстатів є описаний у книзі Х.Гебеля верстат відповідного компоновання (рис.1.5).

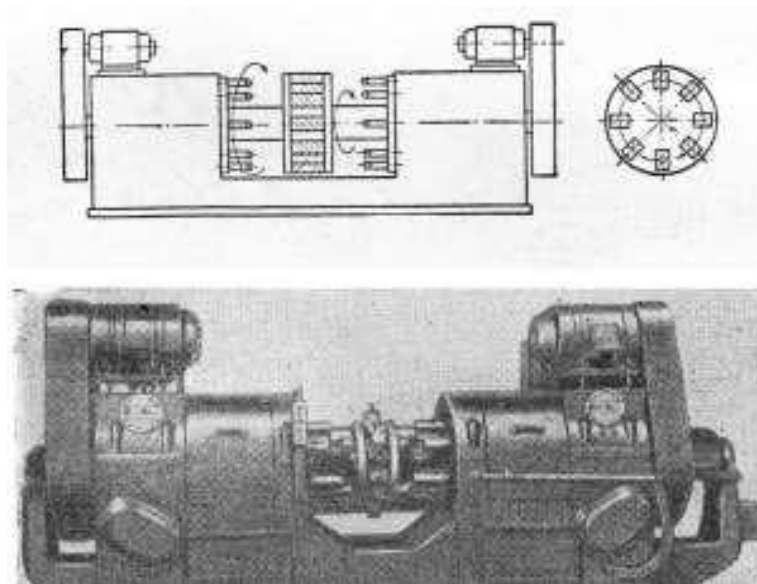


Рисунок 1.5 Компоновка агрегатного верстата з декількома горизонтальними головками і вертикальним круговим переміщенням заготовок

Відомо, що традиційно виробництву агрегатних верстатів велика увага приділяється в Італії, де по різній оцінці частка такого устаткування становить 6-7% верстатобудування країни. Пошук в італійському сегменті Інтернет дозволив знайти інформацію про наступні моделі і фірми-виробники верстатів.

Італійська фірма VIGNOTTO, що спеціалізується на випуску сучасних агрегатних верстатів та іншого спеціального металообробного устаткування на своєму сайті <http://www.vignotto.it> представляє високопродуктивні агрегатні верстати з горизонтальним і вертикальним переміщенням

заготовок. Верстати в основному призначені для масового виробництва гідро- і пневмоз'єднань, різних клапанів, автомобільних запчастин.

Цікавою моделлю фірми VIGNOTTO є агрегатний верстат моделі Vi03 (рис.1.6) з поворотним барабаном, що призначений для масового виробництва нетрудомістких деталей, а його продуктивність може досягати до 2000 деталей у годину.

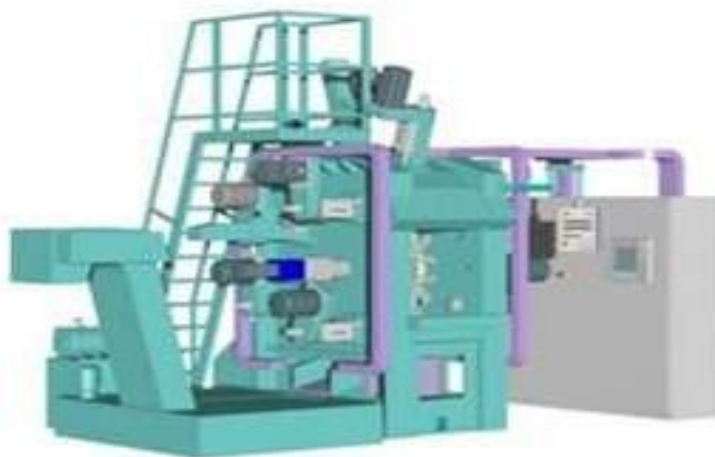


Рисунок 1.6 – Компонування агрегатного верстата з поворотним барабаном VIGNOTTO Vi03

VIGNOTTO Vi03 оснащений десятипозиційним поворотним барабаном, що має одну контрольну, одну завантажувально-розвантажувальну, і вісім робочих позицій. Всі агрегати верстата змонтовані на станині, і розташовані перпендикулярно до поворотного барабана, як з лівої, так і із правої сторони від нього, що дозволяє обробляти деталь із декількох сторін. Так само, залежно від конкретної деталі, може бути встановлено кілька робочих вузлів радіально до поворотного барабана, що дозволяє обробляти деталь ще з однієї сторони. Як затискний пристрій використовується стандартний одномісний самоцентрувальний патрон. VIGNOTTO Vi03 є верстатом-автоматом, для завантаження-розвантаження деталей використовується робот-маніпулятор, що має функцію «технічного зору». Заготовки до робота надходять за допомогою вібробункера та стрічкового конвеєра. Верстат також оснащений конвеєром для транспортування стружки. Технічні

характеристики VIGNOTTO Vi03 наведені в табл.1.1.

Таблиця 1.1. Технічні характеристики АС VIGNOTTO Vi03

Станина	зварена конструкція
Кількість силових вузлів	23
Поворотний барабан вісь кількість позицій двигун привода час повороту стола	горизонтальна 10 серводвигун з високоточним редуктором 0,5-0.8 с (залежно від маси заготовки)
Система ЧПК Тип серводвигуни/приводи	BECKHOFF Danaher Motion
Кількість встановлюваних ЧПК модулів ліва сторона права сторона радіально усього	 9 9 5 23
Стандартний шпиндель тип діаметр корпусу номінальний хід пінолі привід потужність двигуна швидкість обертання шпинделя	F95-40 95 мм 135 мм асинхронний векторний привід до 7,5 кВт 4 фіксовані швидкості або плавне регулювання з векторним перетворенням частоти
Габарити верстата довжина ширина висота	5950 мм 2600 мм 3500 мм

Ще одним італійським виробником сучасних агрегатних верстатів є фірма Picchi, що входить до складу Bugatti Group. На своєму сайті <http://www.picchimachines.it> виробник надає інформацію про багато агрегатних верстатів, одним з них є сучасний агрегатний верстат для обробки фітингів (фасонних муфт) TR 6-9/OSE (рис.1.7).



Рисунок 1.7 – Компонівка агрегатного верстата з поворотно-ділильним барабаном Picchi TR 6-9/OSE

При проектуванні верстата інженери за основу взяли класичне компонування. Верстат обладнаний поворотно-ділильним барабаном із блокуючим пристроєм Hirth на 6 робочих місць. Поворотно-ділильний барабан приводиться в рух двигуном Brushless і точним редуктором з епіциклоїдним зачепленням. Час повороту барабана на одну позицію становить лише 0,35 сек., повний цикл 0,45 сек. Поворотно-ділильний барабан може бути оснащений двомісним затискним пристроєм, для одночасної обробки двох деталей, тобто при необхідності може одночасно оброблятися до 12 заготовок.

Всі силові агрегати верстата змонтовані на високоміцній монолітній станині прямокутної форми. Загальне число агрегатів – 9, з них 6 розточувальних, і 3 різнарізних.

Шість розточувальних агрегатів типу U.F.E. 125 (ISO 40) з ходом шпинделя 125 мм і діаметром пінолі 100 мм забезпечують високу точність завдяки використанню шарикогвинтової передачі від двигуна Brushless. Регулювання пропускної здатності здійснюється за допомогою електроклапана. Також є можливість безступінчастого регулювання швидкості підведення інструмента для кожної установки: швидке підведення, повільне підведення, дуже повільне підведення, швидкий відвід. Підведення контролюється спеціальним лінійним потенціометром.

Три різнарізні агрегати для нарізування різблення мітчиком типу U.M.P. 80 (ISO 40) з ходом 80 мм. Подача ходового гвинта здійснюється двигуном Brushless. Підведення інструмента контролюється спеціальним лінійним потенціометром.

Багатошпиндельна головка може бути встановлена на кожну з позицій, це обумовлюється особливостями оброблюваної деталі.

Автоматичне завантаження й розвантаження деталей здійснюється за допомогою робота-маніпулятора.

Пульт керування зі ЧПК Siemens 840D використовується для збереження програм роботи й самонавчання, а також для керування окремо кожним силовим вузлом агрегатного верстата.

Продуктивність верстата при нетрудомістких деталях може досягати 3600 - 4000 деталей за годину.

Італійська фірма Porta Solutions на сайті <http://www.porta-solutions.com> представляє кілька різних систем, у тому числі TRANSFER TRO барабанного компонування (рис.1.8).



Рисунок 1.8 – Загальний вид АС барабанного компонування фірми Porta Solutions



Рисунок 1.9 – Загальний вид поворотно-ділильного барабана фірми Porta Solutions

Модель TRANSFER TRO відноситься до числа найбільш традиційних сучасних агрегатних верстатів барабанного типу з горизонтальною віссю обертання. TRANSFER TRO підходить для обробки деталей по 2 або 3 осями.

Верстат може бути оснащений від 4 до 8 затискними пристроями, що відповідає індексації поворотного барабана, і від 4 до 21 робочими станціями.

Робочі станції і поворотно-ділительний барабан контролюються за допомогою ЧПК модуля.

В TRANSFER TRO виконавчі вузли використовуються винятково з кульковою гвинтовою передачею виробництва фірми FMU (рис.1.10). Цей вибір фірма Porta Solutions пояснює можливістю скорочення тертя, досягнення високої швидкості рухів і повторюваної точності, а також усунення таких недоліків як: фільтрація і витоки масла. Також такі силові вузли гарантують високу надійність у порівнянні із традиційними гідравлічними або сервоклапанними вузлами.



Рисунок 1.10 – 3-D модель робочого модуля з ЧПК

Фірма Porta Solutions використає безщітковий, керований від ЧПУ модуля поворотно-ділительний барабан (рис 1.11, 1.12). Діаметр барабана становить 2300 мм, а час повороту на одну позицію становить усього 0,16 секунди. Кількість позицій барабана може варіюватися від 4 до 8, залежно від оброблюваної деталі. Кількість одномісних гідравлічних затискних пристроїв відповідає кількості позицій стола.

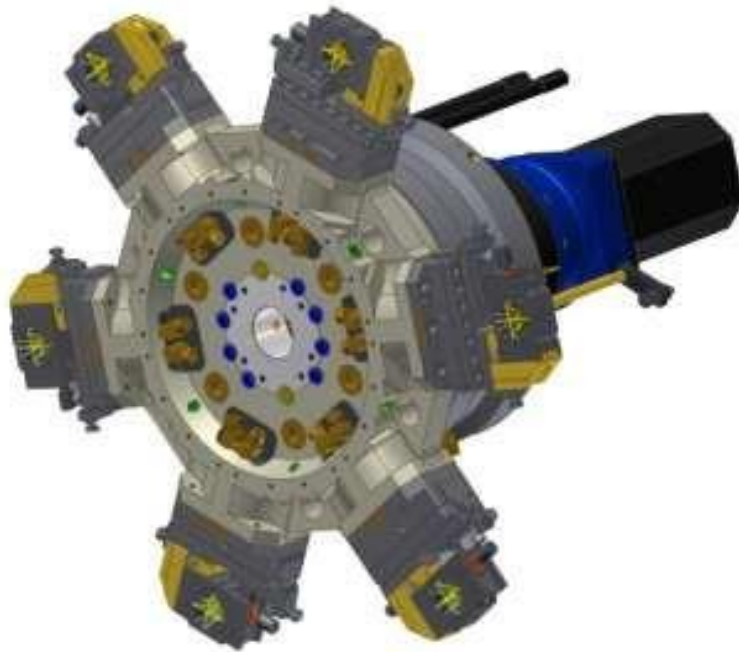


Рисунок 1.11– 3-D модель поворотно-ділильного барабана з ЧПК
фірми Porta Solutions

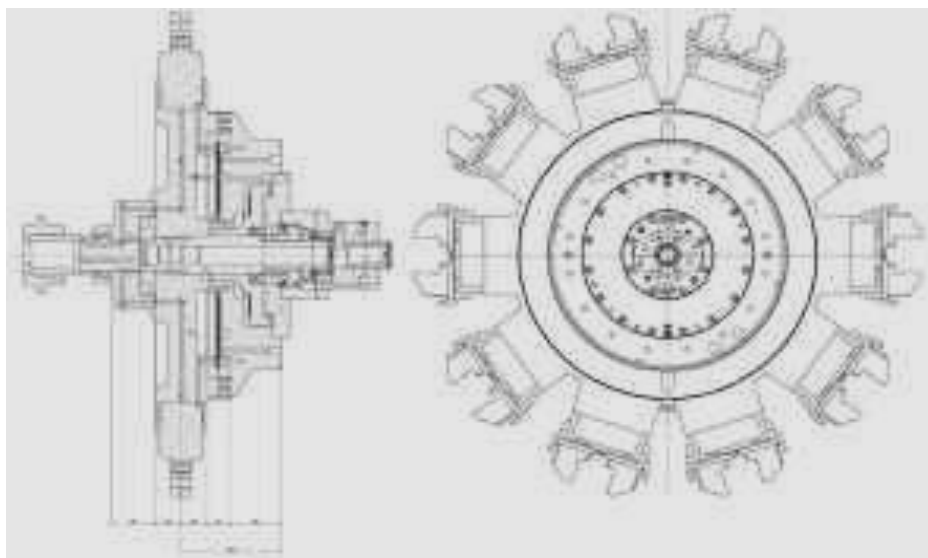


Рисунок 1.12 – Компонування поворотно-ділильного барабана АС моделі
TRANSFER TRO фірми Porta Solutions

Станина в TRANSFER TRO (рис.1.13, 1.14) складається з товстих сталевих аркушів, і має зварену конструкцію, що забезпечує необхідну жорсткість і вібростійкість. Ергономічний дизайн станини сприяє легкому доступу операторові до всіх елементів верстата.

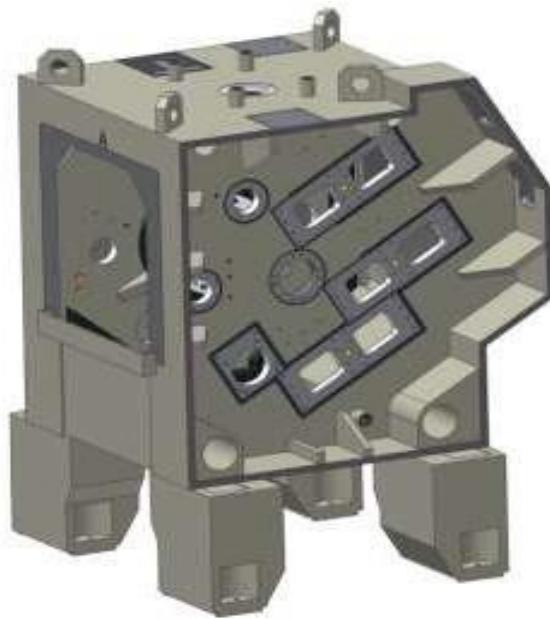


Рисунок 1.13 – 3-D модель станини фірми Porta Solutions

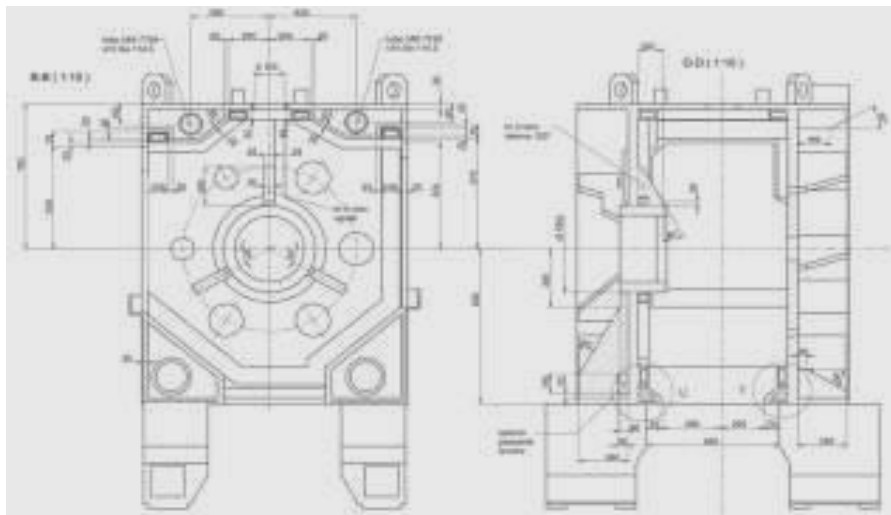


Рисунок 1.14 – Станина AC TRANSFER TRO фірми Porta Solutions

Двокоординатний агрегатний верстат італійського виробництва ВТВ TRO 10S-12U HSK63 CN-EL (рис.1.15) представлений на сайті компанії ww2.btb.it. Даний верстат призначений для обробки деталей різних розмірів і форм для автомобільної промисловості, дозволяє виконувати повну обробку виробу при високій продуктивності.



Рисунок 1.15 – Загальний вид агрегатного верстата барабанного компонування фірми ВТВ

Верстат складається з 10-ти позиційного поворотного барабана, де перша робоча станція - завантажувальна, вісім робочих станцій, і десята - розвантажувальна позиція із пристроєм пневматичного вивантаження і шарнірним стрічковим транспортером.

Технологічна система може бути оснащена 17 обробними вузлами, з яких:

- 11 токарних електромеханічних блоків з ЧПК, 5 з яких оснащені системою охолодження під високим тиском, робочий хід становить 135 мм;
- 1 свердлильно-фрезерний електромеханічний блок з ЧПК, робочий хід 135 мм;
- 3 розточні електромеханічні головки з ЧПК, хід каретки 12 мм;
- 2 гідравлічні протяжні блоки з ЧПК.

На сайті www.winema.de представлений багатопозиційний агрегатний верстат з ЧПК німецького виробництва WINEMA RV20 Flexmaster (рис. 1.16).



Рисунок 1.16 – Загальний вид агрегатного верстата WINEMA RV20
Flexmaster

На верстаті можна обробляти заготовки діаметром від 4 до 30 мм, пруткові заготовки до 42 мм. WINEMA RV20 Flexmaster має вісьмипозиційний поворотний барабан, що має горизонтальну вісь обертання. Для обробки заготовки може використовуватись максимально до 14 осьових (7 ліворуч і 7 праворуч) і 3-х радіальних вузлів. Всі вузли верстата обладнані ЧПК модулем, що дозволяє програмувати кожен вузол окремо, до того ж їх можна легко перепрограмувати під нову деталь, що робить даний верстат дуже гнучким.

На першу робочу позицію заготовка у вигляді прутка і труб (діаметром до 42 мм) попадається за допомогою спеціального транспортувального пристрою, де вона затискається в стандартному цанговому затискному патроні, на цій же першій позиції відбувається операція відрізання, і далі заготовка транспортується по технологічному циклі на поворотно-ділильному барабані. Максимальна довжина заготовки може досягати 180

мм. Заготовки іншої форми в зону різання подаються за допомогою робота-маніпулятора. Технічні характеристики АС WINEMA RV20 Flexmaster наведені в табл.1.2.

Таблиця 1.2. Технічні характеристики АС WINEMA RV20 Flexmaster

Максимальний діаметр заготовки (прутка)	42 мм
Максимальна довжина сторони заготовки некруглої форми	50 мм
Максимальна довжина заготовки	180 мм
Кількість позицій барабана	8
Продуктивність, шт/год.	60 - 3000
Кількість обробних вузлів	17 (14 осьових, 3 радіальних)
Максимальний хід стандартної обробної станції	90 мм
Система ЧПК	Siemens 840 D
Вага (залежить від комплектації)	8500 кг

Турецька фірма TTM Makine San ve Tic.Ltd.Şti на своєму сайті <http://www.cnctransfer.com> представила модель агрегатного верстата CNC-F1-TWINPLUS з високим ступенем гнучкості і точністю обробки (рис.1.17).

Цей верстат оснащений дванадцятипозиційним поворотно-ділильним барабаном з горизонтально розташованими робочими вузлами праворуч і ліворуч від нього (11 ліворуч, 11 праворуч), 12-я позиція використовується для завантаження-розвантаження деталей. На кожній із 12 позицій поворотно-ділильного барабана встановлене двомісне затискне пристосування, що дозволяє обробляти одночасно по 2 деталі. Затискні пристосування приводяться в дію від малопотужних гідравлічних або пневматичних станцій.

Кожна робоча станція оснащена шпинделем із сервоприводом, тому вони здатні працювати на високих швидкостях з високою точністю. Для досягнення максимальної продуктивності верстат може працювати в інтеграції із двома роботами FANUC 200IC або MITSUBISHI RV-6SQ. Продуктивність верстата, залежно від оброблюваної деталі, може досягати до 2400 деталей за годину.



Рисунок 1.17 Загальний вид АС барабанного компонування фірми
TWINPLUS

Сучасні агрегатні верстати істотно відрізняються від своїх попередників, хоча головні ідеї цих верстатів і систем залишилися незмінними: високі показники продуктивності і як наслідок низька технологічна собівартість обробки деталей; високий рівень автоматизації; агрегатно-модульний принцип побудови; високий рівень уніфікації вузлів й агрегатів; найкоротші строки проектування і виготовлення; невисока вартість устаткування та швидка його окупність.

Основною відмінністю та перевагою сучасних агрегатних верстатів є технологічна гнучкість і високі показники продуктивності (для нескладної обробки до 3000 дет/год).

РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНО-РОЗРАХУНКОВИЙ

2.1 Аналіз конструктивно–технологічних властивостей деталі–представника

Деталь “Зажим ЖЦИД 746612.015 ” входить до складальної одиниці – клемної колодки пускорегулюючої апаратури (ПРА). Клемна колодка призначена для з’єднання електропровідників ПРА, яка є в наявності в електроустановках. Зажим монтується в корпус клемної колодки і фіксується в ній за допомогою двох гвинтів, які одночасно являються затиском для електропровідників що підводяться до колодки ПРА.

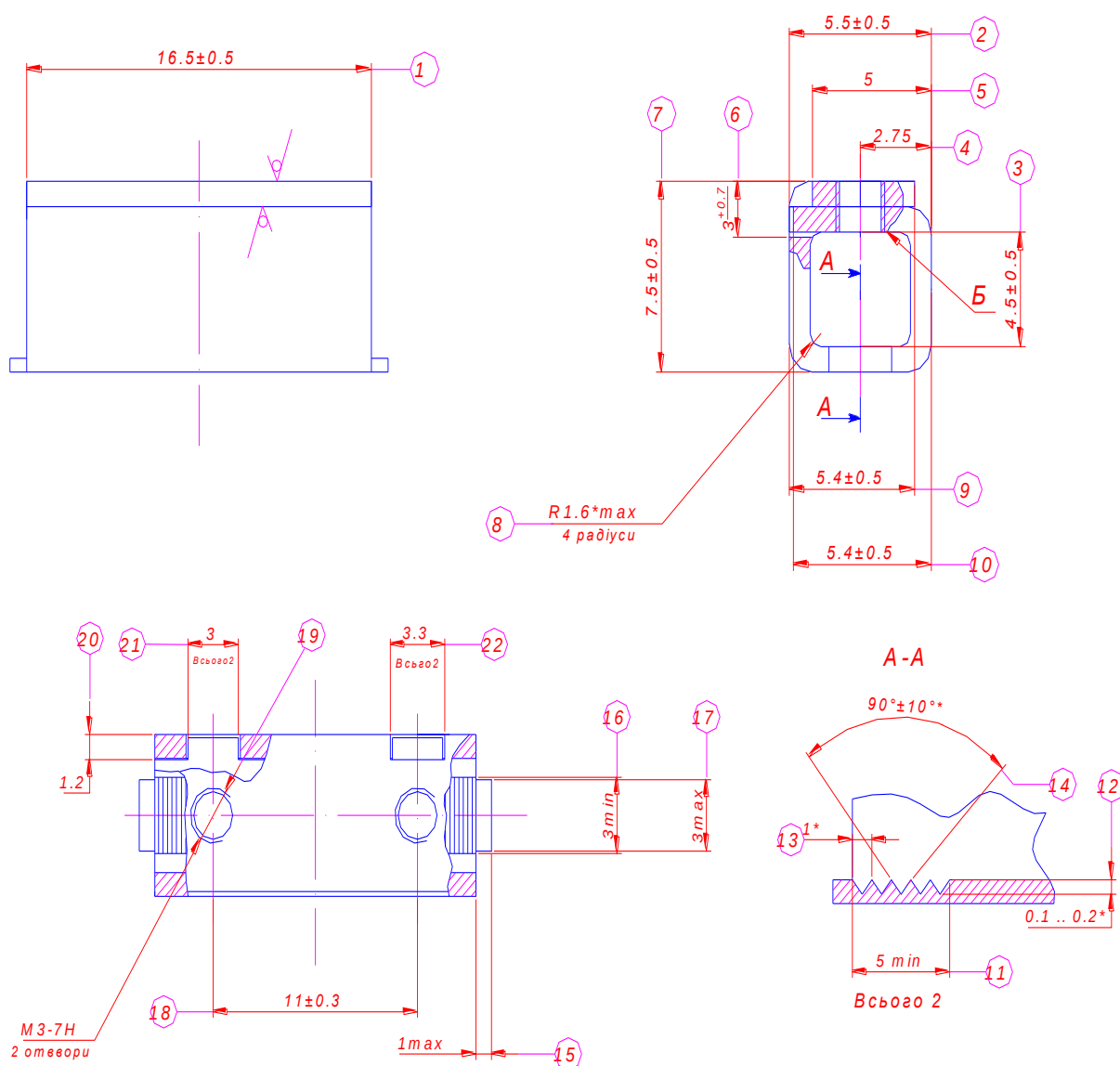


Рисунок 2.1 – Деталь “Зажим ЖЦИД 746612.015”

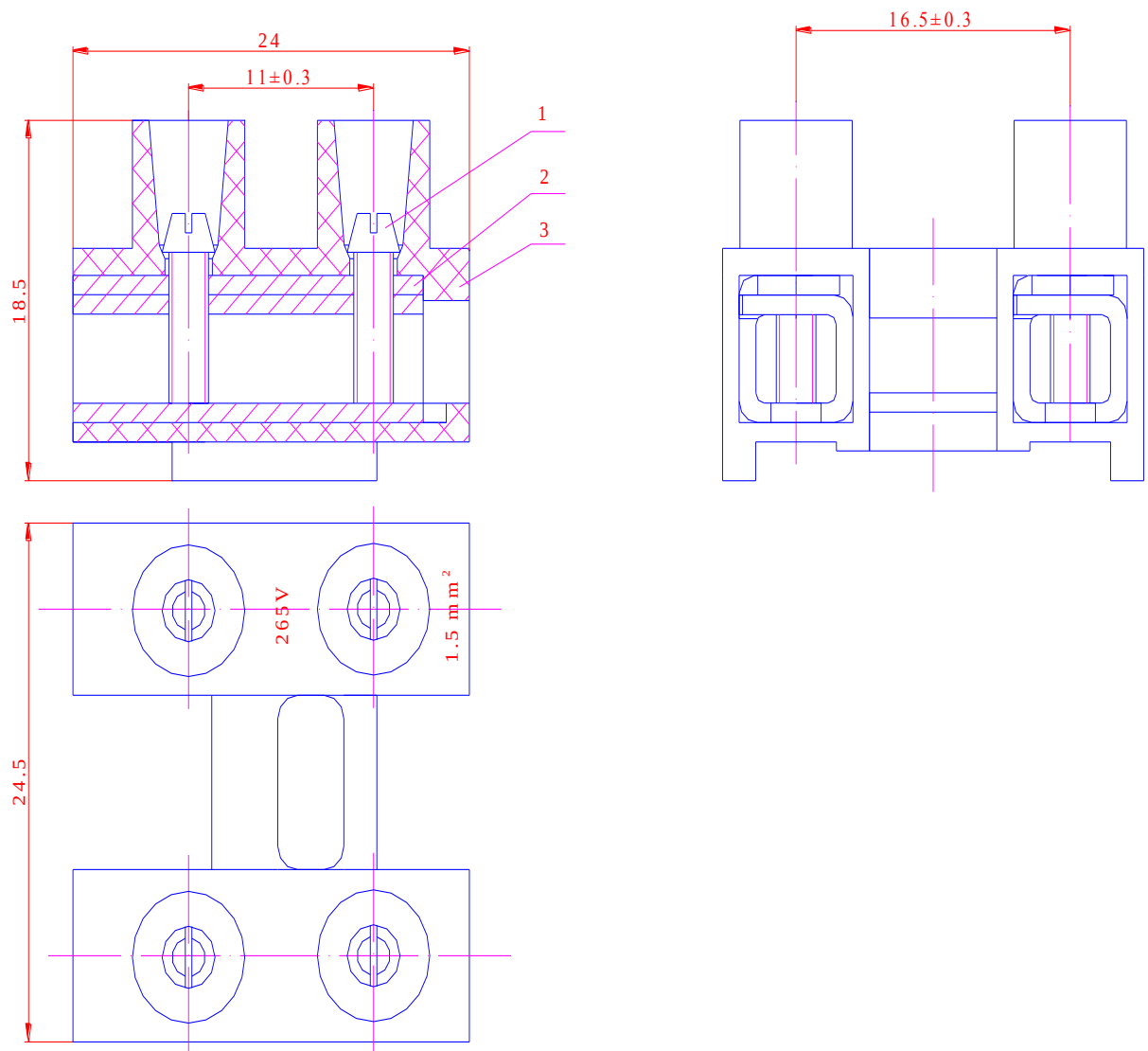


Рисунок 2.2 – Клемна колодка пускорегулюючої апаратури

Деталь “Зажим” виготовляється з листового матеріалу, шляхом його деформування. Так як дана деталь застосовується в електротехнічній промисловості загального призначення до неї ставляться не надто високі вимоги щодо точності і шорсткості поверхонь. Квалітет точності розмірів деталі 14; шорсткість поверхонь що обробляються $Rz 12.5 \text{ мкм}$. Зажим монтується в корпусі клемної колодки з можливістю під'єднання провідників ПРА діаметром до 4 мм, тому на внутрішній поверхні (поверхні Б згідно креслення деталі) допускаються задири і сліди від різального інструменту.

Деталь покривається гальванічним покриттям, товщина покриття складає 0.6 мм, решта вимог до гальванічного покриття згідно ДСТУ 9.301-

86. Контроль розмірів деталі проводимо штангенциркулем ШЦ-I-125-0.1 ДСТУ 166-89. Для діаметру і кроку різі і діаметру отворів, а також контролю відстані між осями отворів використовуємо позиційний калібр.

Для даної деталі можна застосовувати високопродуктивні методи обробки, так як деталь при її розмірах має достатню жорсткість, можливість обробки отворів на прохід. Одночасно можна обробляти два отвори, при застосуванні спеціальної двохшпindelної насадки, для обробки отворів є достатньо доступу. При поставлених вимогах до точності оброблюваних поверхонь, жорсткість деталі достатня для виконання поставлених операцій.

Деталь “Зажим ЖИЦД 746612.015” виготовляється з латуні Л68. Хімічний склад приведений у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Хімічний склад латуні Л68 ДСТУ 15527-70

Основні компоненти, %		Домішки, %					
Cu	Zn	Pb	Fe	Sb	Bi	P	Всього
67..70	Решта	0.03	0.10	0.005	0.002	0.001	0.3

Механічні властивості матеріалу деталі приведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Характеристика основних властивостей подвійної (простой) латуні Л68

Густина, г/см ³	Температура плавлення, °C	Теплопровідність, кал/(см с °C)	Коефіцієнт лінійного розширення, $\alpha \cdot 10^{-6}$	ρ , (Ом мм ²)/м	σ_B , МПа		δ , %		НВ		Е, МПа	
					Тверда	М'яка	Тверда	М'яка	Тверда	М'яка	Тверда	М'яка
8.6	938	0,27	19	0,072	660.. 740	300.. 350	3..5	50.. 60	145.. 155	55.. 65	1.15x x10 ⁵	11x x10 ⁵

Технологічні властивості латуні.

Латунь Л68 добре обробляється тиском, тому латуні даної групи використовують при штампувальному виробництві;

Температура гарячої обробки 700..850 °С;

Температура відпуску 550..650 °С;

Оброблюваність різанням 30%.

Деталь “Зажим “ виготовляється з латуні Л68 яка одержується методом штампування, тому одержання внутрішніх і зовнішніх поверхонь не складає труднощів. Виготовлення отворів і нарізання різі проводяться за допомогою кондукторних втулок. Однак в цілому деталь достаньо технологічна, допускає застосування високопродуктивних методів обробки.

За допомогою показників точності, шорсткості і коефіцієнту уніфікації можемо провести кількісну оцінку технологічності; ці показники зведемо у таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Кількісні показники технологічності

№ п/п	Назва поверхні	Кількість поверхонь	Кількість уніфікованих поверхонь	Квалітет точності	Шорсткість по ДСТУ 2789-73 Ra, мкм	Клас шорсткості
1	2	3	4	5	6	7
1	Торці деталі	2	-	14	12.5	3
2	16.5±0.5					
	Бокові поверхні	2	-	14	12.5	3
3	5.5±0.5					
	Внутрішня поверхня	2	-	14	12.5	3
4	4.5±0.5					
	Відстань осі отвору	2	-	14	12.5	3
5	2.75	2	-	14	12.5	3
6	Ширина стрічки 5	2	-	14	12.5	3
7	Висота висічки	1	-	14	12.5	3
	3 ^{+0.7}					

8	Висота деталі	4	-	14	12.5	3
9	7.5±0.5					
	Внутрішні радіуси	1	-	14	12.5	3
	R1.8					
10	Ширина верхньої і нижньої стрічки	1	-	14	12.5	3
	5.4±0.5					
11	Довжина рифлень 5	2	-	14	12.5	3
12	Висота рифлень	2	-	14	12.5	3
13	0.1..0.2	2	-	14	12.5	3
14	Крок	2	-	14	12.5	3
15	рифлень 1	2	-	14	12.5	3
16	Кут кроку	2	-	14	12.5	3
17	90 ⁰ ±10 ⁰					
	Довжина	2	-	14	12.5	3
18	язичка 1					
	Ширина	1	1	14	12.5	3
19	язичка 3	2	2	7	12.5	3
20	Ширина рифлень 3	1	-	14	12.5	3
21	Міжосьова	2	-	14	12.5	3
22	відстань					
	11±0.3	2	-	14	12.5	3
	Різь М3-7Н					
	Виліт верхньої смужки 1.2					
	Ширина упору 3					
	Ширина вікна упору 3					

Середній квалітет точності:

$$T_{cp} = \frac{\sum T_i \cdot n_i}{\sum n_i} \quad (2.1)$$

де ΣT – квалітет точності відповідної поверхні деталі;

n_i – кількість поверхонь відповідного квалітету;

Σn_i – кількість усіх поверхонь деталі.

Підставивши значення у формулу (2.1), одержимо:

$$T_{cp} = \frac{14 \cdot 24 + 16 \cdot 1 + 7 \cdot 1}{28} = 12.821$$

Округливши, середній квалітет точності обробки деталі буде рівним $T_{cp} \approx 13$.

Коефіцієнт точності обробки:

$$k_t = 1 - \frac{1}{T_{cp}} \quad (2.2)$$

$$k_t = 1 - \frac{1}{13} = 0.923$$

При $k_t > 0.8$ деталь відноситься до виробів середньої точності. Тому можемо сказати що деталь є технологічною, з точки зору точності обробки.

Середній клас точності:

$$B_{cp} = \frac{n_i \cdot z}{\Sigma n_i} \quad (2.3)$$

де $n_i = 28$ кількість поверхонь з відповідним класом шорсткістю поверхні;

$\Sigma n_i = 28$ загальна кількість поверхонь деталі;

$z = 3$ клас шорсткості відповідної поверхні.

$$B_{cp} = \frac{28 \cdot 3}{28} = 3$$

Коефіцієнт шорсткості:

$$k_{sh} = \frac{1}{B_{cp}} \quad (2.4)$$

$$k_{sh} = \frac{1}{3} = 0.333$$

При коефіцієнту шорсткості $k_{sh} > 0.16$ деталь не є важко оброблюваною, а відповідно є технологічною.

Коефіцієнт уніфікації:

$$k_y = \frac{N_y}{N} \quad (2.5)$$

$$k_y = \frac{3}{28} = 0.107$$

де $N_y = 3$ кількість уніфікованих поверхонь;

$N = 28$ загальна кількість поверхонь деталі.

При коефіцієнті уніфікації $k_y < 0.6$ деталь відноситься до нетехнологічних.

На основі наведених розрахунків, можемо сказати що деталь достатньо технологічна. Те що коефіцієнт уніфікації показує нам не технологічність деталі, пояснюється тим, що при виготовленні деталі (а отже і заготовки) в штампувальному виробництві нам необхідно розробляти спеціальні штампи для штампування уступів і пройомів, а також для вигинання заготовки і її обробки на спеціальному обладнанні.

2.2 Вибір комплексу рухів по забезпеченню циклу роботи на верстаті

Будь-яку поверхню можна представити як слід руху однієї лінії (твірної) по другій (напрямній). Ці дві лінії називаються відтворюючими лініями. Таким чином з геометричної точки зору процес утворення поверхні зводиться до здійснення руху однієї відтворюючої лінії по другій. На рисунку 2.3 представлено схему утворення поверхонь для обробки деталі.

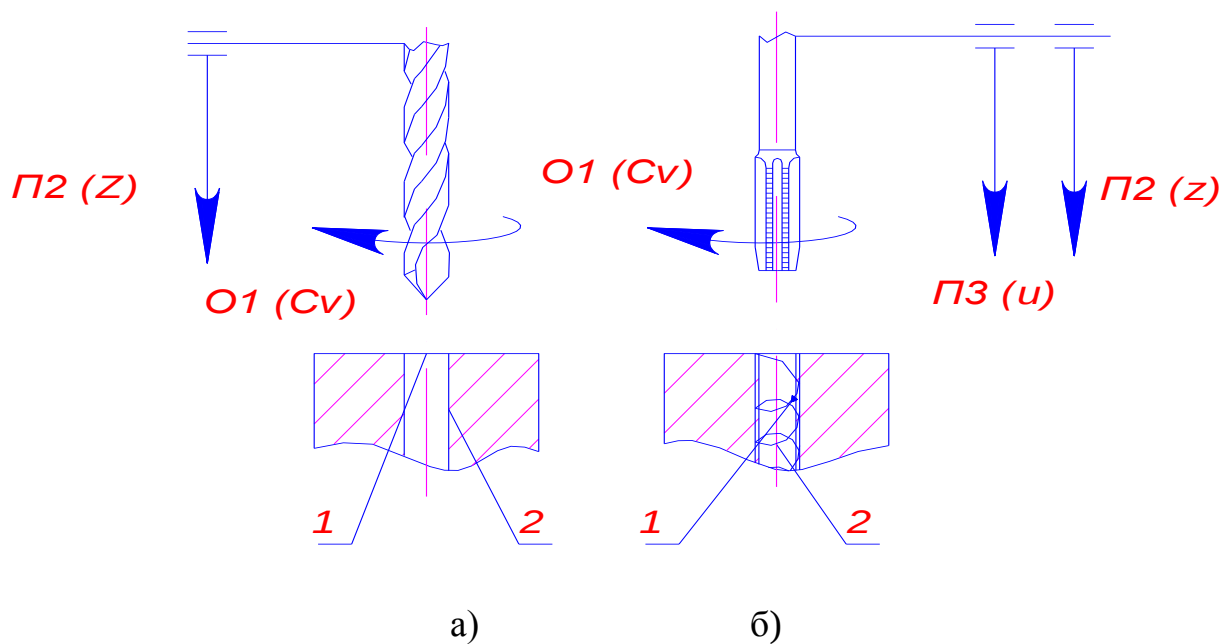


Рисунок 2.3 – Схеми утворення поверхонь на верстаті

Процес утворення поверхонь різанням полягає в тому, що рахунок узгоджених рухів заготовки і інструменту (в нашому випадку заготовка рухів немає, а усі формоутворюючі рухи надаються інструменту), що безпосередньо утворює дві відтворюючі лінії при їх відносному переміщенні. Тау для нашого випадку при виготовленні отвору в деталі за допомогою свердла ми матимемо наступні відтворюючі лінії і формоутворюючі рухи (рис. 2.3 а):

1 – твірна - коло – метод сліду – $\Phi_{УР}=1 \Phi_v(O_1)$;

2 – напрямна – пряма лінія – метод сліду – $\Phi_{УР}=1 \Phi_s(\Pi_2)$.

$\Phi_v(O_1)$ – головний рух різання (обертання шпинделя разом з інструментом); $\Phi_s(\Pi_2)$ рух подачі (подача інструменту разом з піноллю).

Для випадку нарізання різі в отворі мітчиком матимемо наступні відтворюючі лінії і формоутворюючі рухи (рис. 2.1 б):

1 – твірна – профіль різі – метод копіювання – $\Phi_{УР}=0$;

2 – напрямна - лінія – метод сліду – $\Phi_{УР}=1 \Phi_v(O_1\Pi_2)$.

Головний рух різання $\Phi_v(O_1\Pi_2)$ є складним рухом, так як для утворення різі необхідне суміщення двох рухів: головний рух, обертання інструменту і

його подача. В цьому випадку рух Π_2 – є рухом само подачі (самозатягування) мітчика. Для нарізання різі мітчиком окрім руху самозатягування необхідний ще один рух – рух врізання Π_3 мітчика.

2.3 Вибір та обґрунтування структурно-кінематичної схеми верстату

Кожний виконавчий рух у верстаті здійснюється кінематичною групою, що являє собою сукупність джерела руху, виконавчого органу, кінематичних зв'язків і органів настройок, що забезпечують необхідні параметри руху.

Для даного типу деталі доцільно формоутворюючі рухи (рухи головного обертання і подач) надати інструменту. Для свердління отвору і нарізання різі використовуємо універсальну головку з постійною швидкістю головного руху $\Phi_V(O_1)$, яка забезпечується за допомогою органа настройки на швидкість U_V (рис. 2.4). Щоб забезпечити необхідні режими різання при свердлінні і різенарізанні використовуємо спеціальні двошпindelні насадки. Для виконання необхідних технологічних операцій також необхідно забезпечити потрібну величину подачі інструмента, яка настраюється за допомогою органа настройки на подачу U_S , який являє собою гітару змінних зубчастих коліс.

З вище приведених умов інструменту надається обертовий і поступальний рухи. Останній забезпечується від механізму подач U_S через пару зубчасте колесо-рейка (ЗКР).

Зворотній хід інструмента (вигвинчування мітчика з різі і вивід свердла з отвору) забезпечує реверс, який здійснюється за допомогою електродвигуна. За кількістю виконавчих органів кінематична група відноситься до складної кінематичної групи.

Будь-яка кінематична група включає в себе два різних види кінематичних зв'язків – внутрішній і зовнішній.

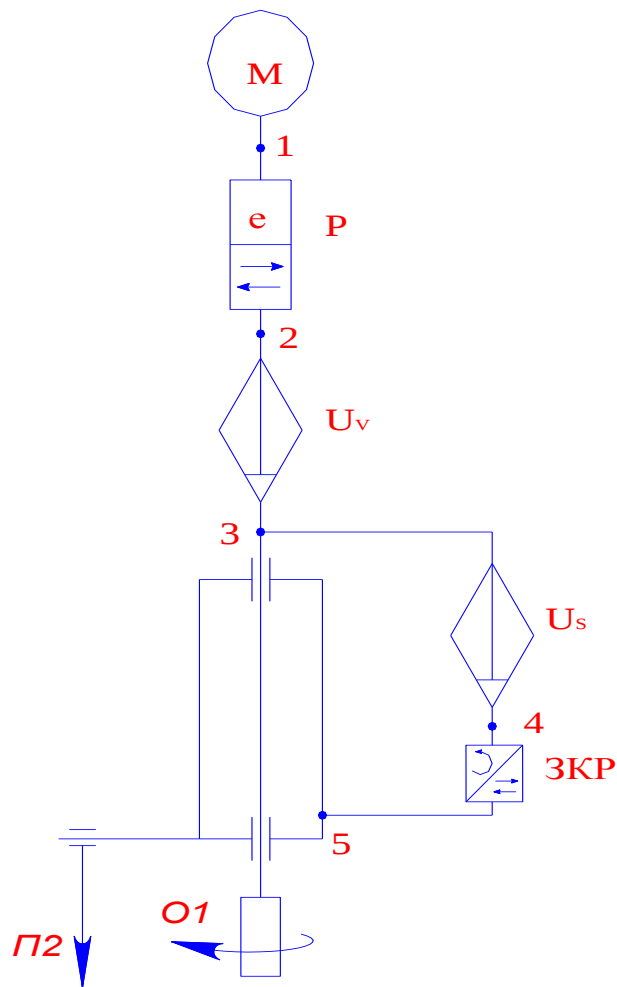


Рисунок 2.4 – Структурно-кінематична схема головки

Під внутрішнім кінематичним зв'язком групи розуміють сукупність кінематичних ланок і їх з'єднань, що забезпечують якісну характеристику руху, тобто його траєкторію. В складній кінематичній групі внутрішній кінематичний зв'язок реалізуються у виді кінематичного ланцюга, що зв'язує рухомі виконавчі органи і забезпечує строгу функціональну відповідність їх переміщень і швидкостей. Для нашої групи згідно з рисунком 2.4 внутрішній кінематичний зв'язок реалізується через кінематичний ланцюг 3-4-5.

Під зовнішнім кінематичним зв'язком групи розуміємо сукупність кінематичних ланок і їх з'єднань, що забезпечують кількісну характеристику руху, тобто його швидкість, напрямок, шлях і вихідну точку. Для нашої кінематичної групи зовнішній кінематичний зв'язок реалізується через ланцюг 1-2-3, між джерелом енергії М і однією з ланок внутрішнього

кінематичного зв'язку групи.

2.4 Оптимізація компоувальної схеми проектованого верстату та побудова загальної матриці компоновки верстата

Обґрунтування модулів верстата (МК, ТМ). Згідно із схемою обробки необхідні такі рухи: для свердління отворів:

1 – твірна – коло – метод сліду – $\Phi УР=1 \Phi_v(O_1)$;

2 – напрямна – пряма лінія – метод сліду – $\Phi УР=1 \Phi_s(P_2)$;

для нарізання різі:

1 – твірна – профіль різі – метод копіювання – $\Phi УР=0$;

2 – напрямна - лінія – метод сліду – $\Phi УР=1 \Phi_v(O_1 P_2)$.

Де рух P_2 – рух само затягування мітчика. Для забезпечення процесу нарізання різі необхідний рух врізання мітчика на початку процесу різенарізання.

Запишемо технологічні модулі (ТМ) і модульні комплекти (МК) для усіх видів обробки. В технологічний модуль входять стаціонарний блок і блоки формоутворюючих рухів. Для свердління отворів і нарізання різі мітчиком ТМ:

$$TM = \{O, C, z\} \quad (2.6)$$

В модульний комплект (МК) входять: стаціонарний блок, блоки формоутворюючих рухів і блоки установчих рухів. Рух подачі і рух обертання надаємо інструменту.

$$MK = \{O, C, z, x, w, u\} \quad (2.7)$$

Оскільки рухи z і u здійснюються в однаковому напрямку, то вони можуть здійснюватись спільним блоком, тобто:

$$MK = \{O, C, z, x, w\} \quad (2.8)$$

Загальна матриця компоновки верстата:

$$A = \{O, C, z, x, w\} \quad (2.9)$$

Згідно аналізу формоутворення блок обертання інструменту буде кінцевим блоком компоновки. З конструктивних міркувань при свердлінні отворів і нарізанні різі в отворах, установчий рух $\Pi_4(x)$ доцільно надати ланцюжку заготовок; додатковий рух $\Pi_5(w)$ блоку відрубки, який є допоміжним блоком і не бере участі у формоутворенні.

Таким чином матриця А матиме вигляд:

$$A = x \{O, C, z\} w \quad (2.10)$$

В розгорнутому вигляді матриця А буде мати такий вигляд:

$$A = x \left| \begin{array}{ccc} ZCO & ZOC & OZC \\ CZO & COZ & OCZ \end{array} \right| w \quad (2.11)$$

2.5 Аналіз типів базових компоновок та вибір оптимальної схеми компоновки

В якості верстатів-аналогів використаємо патентні заявки і винаходи в області верстатобудування. Розглянемо перший верстат. Реєстраційний номер заявки 5034171/08, основний індекс МПК: B23Q39/04. Схематично верстат представлений на рисунку 2.5.

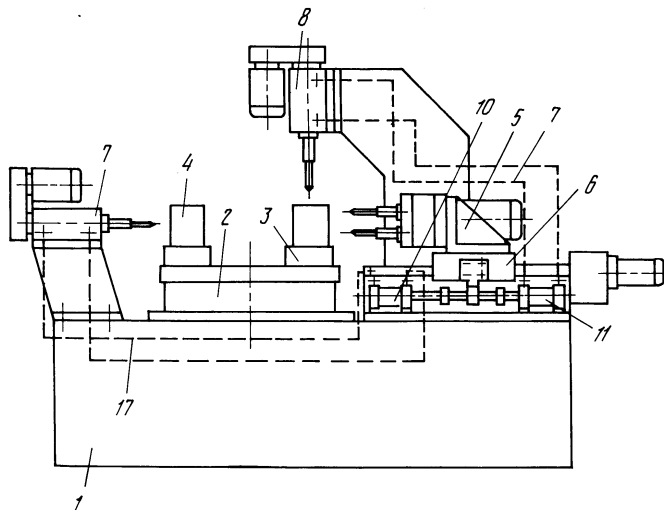


Рисунок 2.5 – Агрегатний верстат

Використовується в верстатобудуванні, особливо при обробці деталей на агрегатних верстатах і автоматичних лініях. Суть винаходу: для спрощення керування циклом роботи, верстат має самодіючу силову головку 5 з рухомим корпусом 6 і силові гідрравлічні головки 7 і 8, обладнаний

допоміжними гідро циліндрами 10 і 11, попарно встановлені так, що їх шток-поршні розміщені опозитно один до одного і жорстко зв'язані з рухомим корпусом силової головки. При здійсненні силовою головкою 5 циклу швидкий підвід робоча подача – швидкий відвід гідравлічні головки 7 і 8 здійснюють аналогічний цикл роботи, так як поршневі і штокові порожнини кожного із допоміжних циліндрів 10 і 11 з'єднані з відповідними робочими порожнинами гідро циліндра подачі силової головки трубопроводами 17.

Наступний верстат-аналог використовується в верстатобудуванні і схематично верстат зображено на рисунку 2.6.

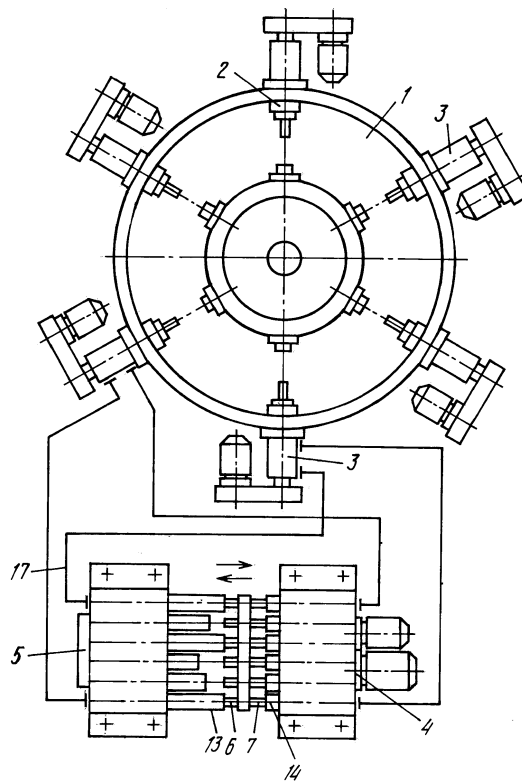


Рисунок 2.6 – Агрегатний верстат

Агрегатний верстат містить силові головки 2 з приводом подачі від гідро циліндрів 3, тумбу 5 з встановленим на ній силовим столом 4, а якому розміщені упори 6 і 7 і допоміжні гідро циліндри. При зворотно-поступових переміщеннях силового стола 4, упори 6 і 7 по чергову взаємодіють з опозитно розміщеними плунжерами 13 і 14 допоміжних гідро циліндрів. При цьому під час переміщення силового стола 4 по циклу: швидкий підвід – робоча подача – швидкий відвід, силові головки 2 здійснюють аналогічний цикл, так як робочі порожнини кожної пари допоміжних циліндрів з'єднані з

робочими порожнинами гідро циліндра подачі 3 одної з силових головок 2 з витримкою на жорсткому упрі, упори 6 і 7, розміщені на силовому столі 4, виконані підпружиненими, а у випадку, коли будь-яка із силових головок 2 повинна мати дві робочі подачі гідроциліндра подачі цієї головки з'єднані робочими порожнинами двох пар допоміжних гідро циліндрів.

Реєстраційний номер заявки 5023433/08, основний номер МПК В23Q39/08.

Наступний верстат відноситься до верстатів призначених для машинобудування, а точніше до обладнання для свердління отворів в накладках гальмівних колодок. Реєстраційний номер заявки 96114372/02, Основний індекс МПК В23Q39/16.

Верстат представлений на рисунку 2.7.

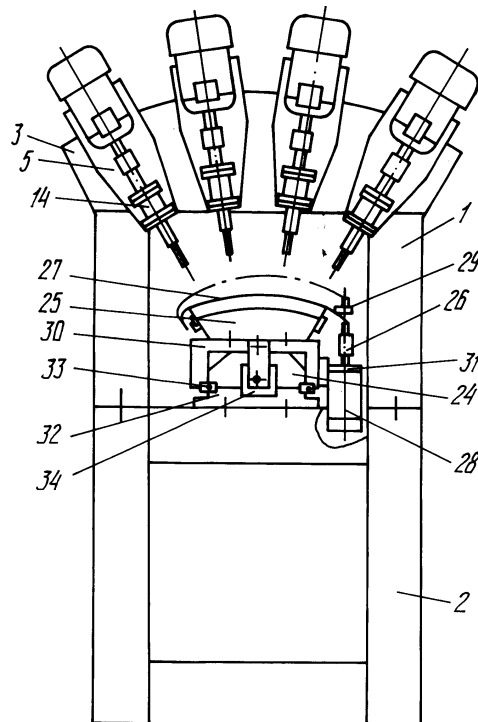


Рисунок 2.7 – Верстат агрегатний для свердління накладок

Верстат містить стіл 30, стійку 3, що несе вертикальні шпинделі, осі яких розташовані перпендикулярно до осі вузла 25 і 27, призначених для орієнтування і закріплення накладки. Верстат має обертового і поступального переміщення шпинделя 14 і вузла для орієнтації 25 і кріплення 27 накладок. Приводи роздільні. Пневмоциліндри розміщені всередині п-подібної каретки між направляючими. Поршень пневмоциліндра

вкінці робочого ходу має можливість гальмування за допомогою гальмівних втулок, які розташовані на штоку, розташованих на штоку, і дроселів, розташованих в з'єднувальній порожнині поршня і порожнини втулок каналів, які знаходяться в передній і задній кришках пневмоциліндра.

На основі розглянутих схем формоутворення і обґрунтування модулів верстата сформулюємо і запишемо у формалізованому вигляді структурні ознаки відбору компоновок.

М1. Умова відбору: виключення впливу маси заготовки при підніманні-опусканні.

Структурна ознака: заготовка вертикального руху немає.

$$M_1 = \emptyset + COZ + O\bar{O}\bar{O} \quad (2.11)$$

М2. Умова відбору: зменшення переважно рухомих мас.

Структурна ознака: обертовий блок є кінцевим блоком компоновки.

$$M_2 = CZO + \bar{O}O\bar{O} + OZC \quad (2.12)$$

М3. Умова відбору: зменшення впливу мас рухомих блоків.

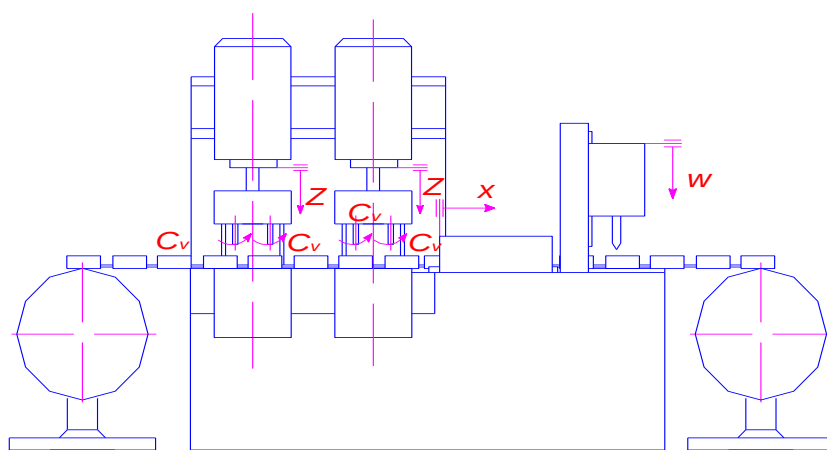
Структурна ознака: обертовий рух надається інструменту.

$$M_3 = \emptyset + ZOC + O\bar{O}\bar{O} \quad (2.13)$$

Визначимо структурні формули компоновок, що задовольняють усім структурним ознакам з використанням математичного методу відбору компоновок.

$$\begin{aligned} M_1 &= \emptyset + COZ + O\bar{O}\bar{O} \\ M_2 &= CZO + \bar{O}O\bar{O} + OZC \\ M_3 &= \emptyset + ZOC + O\bar{O}\bar{O} \\ \hline &\emptyset + \emptyset + OZC \end{aligned} \quad (2.14)$$

Компоновка верстату за одержаною структурною формулою зображена на рис. 2.8.



$$xO[2(Z^2Cv)+w]$$

Рисунок 2.8 – Компоновка проектованого верстата

Одержана компоновка відноситься до вертикальних схем компонування, з першочерговим рухом в осьовому напрямку пінолі, а потім обертотим рухом різального інструменту. З загальної матриці виділимо оптимальну компоновку, представивши її у вигляді матриці.

$$A = x \begin{vmatrix} ZCO & ZOC & \boxed{OZC} \\ CZO & COZ & OCZ \end{vmatrix} w \quad (2.15)$$

На основі вище розглядуваних верстатів-аналогів можемо провести паралелі між ними і проектованим верстатом. Верстати, що представлені на рис. 2.5 і рис. 2.6, використовуються в верстатобудуванні. Агрегатний верстат обладнаний трьома силовими гідрофікованими головками, що дає змогу обробляти заготовки з трьох сторін. Тому на верстаті передбачено стіл 4, а якщо є необхідність також використовують підставки 3. Гідравлічна схема спроектована так, щоб полегшити роботу оператора.

Агрегатний верстат, зображений на рисунку 2.6, відмінний від попереднього тим що в нього зворотно-поступові рухи подачі виконують як силовий стіл 4, так і силові головки 2. Що в свою чергу підвищує продуктивність, швидкодію верстата.

Верстат, представлений на рисунку 2.7 відноситься до верстатів загального

машинобудування, призначений для свердління отворів у деталі, яка має криволінійну оброблювану поверхню. На даному верстаті для кожного різального інструменту передбачена своя силова головка, яка має роздільний привод головного руху і руху подачі. Відмінність від вище розглянутих верстатів даного верстата в тому, що в ньому немає силової гідро схеми, а в якості механізму подачі використовується пневмоциліндр, що живиться від централізованої пневмосистеми.

Проектований верстат належить до верстатів, що використовуються в машинобудуванні. На станині, на спеціальній стійці, розміщені дві силові головки, які призначені для виконання різних технологічних операцій. Для підвищення продуктивності верстату, силові головки обладнуються двошпиндельними насадками. Головний рух різання і рух подачі здійснюється від одного двигуна. Рух подачі заготовок і їх порубка здійснюється від механізмів подачі і відрубки за допомогою пневмоциліндрів, що живляться від загальної заводської пневмосистеми. Узгодження рухів усіх механізмів здійснюється за допомогою електричної схеми керування.

2.6 Технологічний розрахунок

2.6.1 Обґрунтування організаційної форми виробництва

Відповідно до завдання річна програма випуску деталей складає 1000000 шт. Тип виробництва характеризується коефіцієнтом закріплення операцій $K_{з.о.}$ – це відношення сумарної кількості різноманітних операцій O , що виконується на дільниці до сумарного числа робочих місць на дільниці цеху, на яких виконуються дані операції.

Для даної програми випуску $K_{з.о.}=0.1..1.0$, що відповідає масовому типу виробництва. При масовому типі виробництва застосовується прямо поточна або безперервно-потокова форма організації виробничого процесу. Технологічне обладнання розміщується по ходу технологічного процесу, при

цьому кваліфікація робітників низька (за наявності висококваліфікованих наладчиків).

При масовому типі виробництва здійснюється безперервний випуск одних і тих же деталей. Широко використовується спеціальне і спеціалізоване обладнання.

2.6.2 Визначення такту випуску деталі

Величину такту випуску деталі визначимо за формулою:

$$t_b = \frac{F_d \cdot 60}{N}, \text{ хв} \quad (2.16)$$

де $F_d=4015$ – дійсний фонд часу роботи обладнання, год;

$N=100000$ – річна програма випуску деталей, шт.

$$t_b = \frac{4015 \cdot 60}{1000000} = 0.24 \text{ хв.}$$

Такт випуску t_b – це інтервал часу, через який періодично проводиться випуск деталей по всьому технологічному процесу.

Для виготовлення деталі приймаємо плоский прокат латунної стрічки – стрічка ДПРНП 1.0х25 НД Л63 ДСТУ 2208-75[28, табл. 23, ст. 430]. Стрічка товщиною 1 мм і шириною 25 мм поставляється змотаною в бухт, на який намотується 3 м стрічки. Так як деталь “Зажим” виготовляється з прокату, то затрати на заготовку визначаються по вазі прокату, що необхідний для виготовлення деталі і по вазі стружки.

Маса ланцюжка деталей, які виготовляються з полоси довжиною 3000 мм. Маса деталі згідно креслення 2.5 гр, довжина деталі $l=16.5$ мм, відстань між сусідніми деталями в ланцюжку рівна $b=3.5$ мм. Тому з однієї полоси можна виготовити наступну кількість деталей:

$$i = \frac{3000}{l + b} = \frac{3000}{3.5 + 16.5} = 150 \text{ дет.}$$

Тоді маса деталей в ланцюжку буде рівною:

$$q = m_i \cdot i = 2.5 \cdot 150 = 375 \text{ гр.} = 0.375 \text{ кг}$$

Визначимо коефіцієнт використання матеріалу:

$$K_{B.M.} = \frac{q}{Q} \quad (2.17)$$

де q – маса готової деталі, кг;

Q – маса заготовки, кг.

$$K_{B.M.} = \frac{0.375}{0.645} \approx 0.6$$

Заготовка, взята з прокату (стрічка) є досить дешевою, і при цьому в неї досить високий коефіцієнт використання матеріалу, що відповідає рекомендованому, тому для подальшого розрахунку і проектування технологічного процесу приймаємо заготовку – холоднокатану полосу, яка змотана в бухту.

2.6.3 Вибір технологічних баз

Вибір технологічних баз в значній мірі визначає точність виконання розмірів, правильність взаємного розташування поверхонь, ступінь складності пристосувань, вибір різальних та вимірних інструментів.

В основі вибору технологічних баз лежать наступні загальні принципи:

- при обробці заготовки з прокату, не оброблювальні поверхні можна використовувати в якості бази на усіх операціях;
- для зменшення похибки базування важливо дотримуватись основних правил базування: правила шести точок, правила постійності баз, правила сумісності баз;
- щоб вибрати технологічні бази для першої операції, спочатку необхідно визначити бази, так щоб забезпечити вимоги, які вказані на кресленні, що повинні бути реалізовані.

Схема базування – це схема розташування опорних точок на деталі. Опорні точки на схемах позначаються згідно ДСТУ 21495-76. Теоретичні схеми базування заготовки представлено у вигляді таблиці 2.4.

2.6.4 Розробка маршрутного технологічного процесу

Перед розробкою повною технологічного процесу необхідно скласти схему послідовності обробки деталі – маршрут обробки.

Розробка маршрутного технологічного процесу необхідно виконувати в такій послідовності:

Таблиця 2.4 – Вибір технологічних баз

Номер оброблюваної поверхні	Технологічні базы (поверхні)	Теоретична схема базування
1, 2	3, 4, 5, 6, 7	
1, 2	3, 4, 5, 6, 7	

Маршрутна технологія обробки деталі.

Операція 005. Агрегатна.

Свердління двох отворів одночасно; нарізання різі 20 (див. креслення деталі) в двох отворах одночасно; відрубка деталі.

2.6.5 Вибір різального та вимірювального інструменту

При виборі типу і конструкції різального інструменту слід врахувати метод обробки, тип верстату, розмір, конфігурацію і матеріал оброблюваної деталі, тип виробництва.

Для обробки латуні Л68 приймаємо інструмент, різальна частина якого виготовлена з швидкорізальної сталі.

Для свердління приймаємо свердло $\varnothing 2.75$ мм, різальна частина якого виготовлена із швидкорізальної сталі Р9Ф5, типу 2300-8145 ДСТУ 10902-77. Нарізання різи МЗ-7Н проводиться мітчиком типу 2621-2401 ДСТУ 3266-81, різальна частина якого виконана швидкорізальної сталі Р18.

При проектуванні технологічного процесу необхідно також вибирати засоби технічного контролю. Для цього використовуємо штангенциркуль ШЦ-I-125-0.1 ДСТУ 166-89; для контролю нарізання різи МЗ-7Н використовуємо пробку 8221-3023-01 ДСТУ 17738-78.

2.6.6 Розрахунок режимів різання по операціях

Вибираємо свердло і визначимо його геометричні параметри. Для свердління отвору діаметром 2.75 мм і довжиною 2 мм в латуні з $\sigma_B=300$ МПа, приймаємо свердло, різальна частина якого виконана з швидко різальної сталі. Марку Р9Ф5 швидкорізальної сталі вибираємо для обробки кольорових сплавів, латуні.

Геометричні параметри: форма заточки – нормальна Н; $2\varphi=118^0$; $\psi=55^0$; $\alpha=17^0$; $\omega=30^0$.

Призначення режимів різання.

Глибина різання при свердлінні $t=0.5D=0.5 \cdot 2.75=1.375$ мм.

Подача для свердління в кольорових сплавах з $\sigma_B>200$ МПа і діаметром свердла $\varnothing 2..6$ мм приймається в межах $S=0.18..0.33$ мм/об. Приймаємо подачу $S=0.3$ мм/об.

Визначимо осьову силу по критерію подачі, що допускається механізмом подачі головки:

$$P_o = C_p \cdot D^{q_p} \cdot S^{y_p} \cdot k_p, \text{ Н} \quad (2.18)$$

де C_p – постійний коефіцієнт сили різання; приймаємо $C_p=31.5$;

q_p, y_p – показники степеню; приймаємо $q_p=1, y_p=0.8$;

k_p – поправочний коефіцієнт на силу різання; приймаємо $k_p = k_{PM}=0.7$.

$$P_o' = 9.81 \cdot 31.5 \cdot 2.75^1 \cdot 0.3^{0.8} \cdot 0.7 = 206.4 \text{ Н}$$

Так як ми виконуємо свердління двох отворів одночасно, то осьова сила буде рівною:

$$P_o = 2 \cdot P_o' = 2 \cdot 206.4 = 412.8 \text{ Н}$$

Період стійкості свердла при $\varnothing 2.75$ мм і обробці латуні рівний $T=20$ хв.

Швидкість різання, що допускається різальними властивостями свердла:

$$V = \frac{C_v \cdot D^{q_v}}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot S^{y_v}} \cdot k_v, \text{ М/ХВ.} \quad (2.19)$$

де C_v – коефіцієнт швидкості різання; приймаємо $C_v=28.1$;

q_v, x_v, y_v, m – показники степенів у формулі швидкості різання.

Приймаємо $q_v=0.25, x_v=0, y_v=0.55, m=0.125$. Робота без охолодження.

$k_v = k_{MV} k_{HV} k_{LV}$ - поправочний коефіцієнт.

$k_{MV} = 0.7$ – коефіцієнт впливу фізико-механічних властивостей сплаву;

$k_{HV}=1$ – коефіцієнт впливу матеріалу інструменту;

$k_{LV}=1$ – коефіцієнт впливу глибини свердління, при відношенні $l/D=2/2.75=0.8$.

$$V = \frac{28.1 \cdot 2.75^{0.25}}{20^{0.125} \cdot 1.375^0 \cdot 0.3^{0.55}} \cdot 0.7 \cdot 1 \cdot 1 = 28 \text{ М/ХВ}$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 28}{3.14 \cdot 2.75} = 3566 \text{ ОБ/ХВ}$$

Крутний момент від опору різанню при свердлінні:

$$M = C_M \cdot D^{q_M} \cdot S^{y_M} \cdot k_P \quad (2.20)$$

де C_M – коефіцієнт у формулі крутного моменту. Приймаємо $C_M=0.012$;

q_M, y_M – показники степенів у формулі крутного моменту. Приймаємо $q_M=2, y_M=0.8$.

k_P – поправочний коефіцієнт. приймаємо $k_P = k_{PM}=0.7$.

$$M' = 9.81 \cdot 0.012 \cdot 2.75^2 \cdot 0.3^{0.8} \cdot 1 = 0.28 \text{ Нм}$$

Для свердління двох отворів

$$M = 2 \cdot M' = 2 \cdot 0.28 = 0.56 \text{ Нм}$$

Потужність, що затрачається на свердління двох отворів:

$$N = \frac{M \cdot n}{975} = \frac{0.56 \cdot 3566}{975} = 2.05 \text{ кВт}$$

Машинний час:

$$T_M = \frac{L}{n \cdot S} = \frac{l + y + \Delta}{n \cdot S}, \text{ хв} \quad (2.21)$$

де y – величина врізання свердла; $y=2$ мм;

l – довжина свердління; $l=2$ мм;

Δ – величина перебігу свердла; $\Delta=5$ мм.

Для того щоб забезпечити однакову тривалість операцій свердління і різенарізання приймемо подачу свердла рівною $s=0.02$ мм/об.

$$T_M = \frac{l + y + \Delta}{n \cdot S} = \frac{2 + 2 + 5}{3566 \cdot 0.02} = 0.13 \text{ хв}$$

Розрахунок режимів різання для нарізання різі М3-7Н мітчиком. Геометричні параметри мітчика: $\gamma=16^\circ, \alpha=8^\circ, \varphi=15^\circ, \lambda=10^\circ$.

Швидкість різання визначимо за допомогою формули (2.19), де

C_V – коефіцієнт швидкості різання; приймаємо $C_V=20$;

q_V, y_V, m – показники степенів у формулі швидкості різання. Приймаємо $q_V=1.2, y_V=0.5, m=0.9$. Робота без охолодження.

$k_V = k_{MV} k_{HV} k_{LV}$ – поправочний коефіцієнт.

$k_{MV}=2$ – коефіцієнт впливу фізико-механічних властивостей сплаву;

$k_{HV}=1$ – коефіцієнт впливу матеріалу ріжого інструменту;

$k_{LV}=1$ – коефіцієнт впливу точності різі.

$T_M=150$ – період стійкості мітчика, хв.

$$V = \frac{20 \cdot 3^{1.2}}{150^{0.9} \cdot 0.5^{0.5}} \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 = 2.3 \text{ М/ХВ.}$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 2.3}{3.14 \cdot 3} = 244 \text{ ОБ/ХВ.}$$

Крутний момент при нарізанні різі визначимо по формулі (2.20), де C_M – коефіцієнт у формулі крутного моменту. Приймаємо $C_M=0.0022$;

q_M, y_M – показники степенів у формулі крутного моменту. Приймаємо $q_M=1.8, y_M=1.5$.

k_P – поправочний коефіцієнт. приймаємо $k_P = k_{PM}=2$.

$$M' = 9.81 \cdot 0.0022 \cdot 3^{1.8} \cdot 0.5^{1.5} \cdot 2 = 0.11 \text{ Нм}$$

При нарізанні різі в двох отворах одночасно:

$$M = 2 \cdot M' = 2 \cdot 0.11 = 0.22 \text{ Нм}$$

Потужність різання:

$$N = \frac{M \cdot n}{975} = \frac{0.11 \cdot 244}{975} = 0.06 \text{ кВт}$$

Машинний час визначимо за формулою:

$$T_M = \frac{l + l_1 + y}{p \cdot n} + \frac{l + l_1 + y}{p \cdot n}, \text{ ХВ} \quad (2.22)$$

де $l=2$ – довжина нарізуваної частини деталі, мм;

$l_1=2$ – величина врізання мітчика, мм;

$y=5$ – величина перебігу мітчика, мм;

$P=0.5$ – крок різі, мм.

У даній формулі враховується час на робочий хід мітчика і його холостий хід – вигвинчування. Так як в проектованій головки реверсування шпинделя здійснюється електродвигуном, тому часи співпадають.

$$T_M = \frac{2 + 2 + 5}{0.5 \cdot 244} + \frac{2 + 2 + 5}{0.5 \cdot 244} = 0.15 \text{ ХВ}$$

2.6.7 Технічне нормування розробленого технологічного процесу

Норма штучного часу при масовому типі виробництва визначається за формулою:

$$T_{SHT} = T_O + T_D + T_{TEH.OSL} + T_{ORG.OBS} + T_{VIDP} \quad (2.23)$$

де T_{SHT} – норма штучного часу, хв;

T_O - основний час, хв;

T_D - допоміжний час, хв;

$T_{TEH.OSL}$ - час технічного обслуговування робочого місця, хв;

$T_{ORG.OSL}$ - час організаційного обслуговування робочого місця, хв;

T_{VIDP} - час на відпочинок, хв;

Основний час виконання операцій технологічного процесу, визначений згідно формул: $T_{O1}=0.13$ хв; $T_{O2}=0.15$ хв.

Основний час на автоматну операцію: $T_O=\Sigma T_{oi}=0.15$ хв.

Допоміжний час T_D разом з основним часом T_O в сумі складають оперативний час T_{OP} . При визначенні норми допоміжного часу сумуємо наступні його елементи:

- час на заправку ланцюжка заготовок $T_{yD}=0.73$ хв;
- час керування верстатом $T_K=0.09$ хв;
- час подачі ланцюжка заготовок на певний крок $T_{II}=0.03$ хв;
- час на вимірювання і відрубку $T_B=0.2$ хв.

$$T_D=0.73+0.09+0.03+0.2=1.05 \text{ хв}$$

Оперативний час на операцію:

$$T_{OP}=T_O+T_D=0.15+1.05=1.2 \text{ хв.}$$

Час технічного і оперативного обслуговування (час на заміну двох свердл $T_{T.O.1}=2 \cdot 0.5=1$ хв, і час на заміну двох мітчиків $T_{T.O.2}=2 \cdot 0.5=1$ хв). $T_{T.O.}=2$ хв.

Час на відпочинок і особисті потреби $T_B=3\%T_{OP}=0.03 \cdot 1.33=0.04$ хв.

Штучний час згідно формули (4.23):

$$T_{SHT}=0.28+1.05+2+0.04=3.37 \text{ хв.}$$

Час циклу: $T_{II} = T_O+T_{II}=0.15+0.03=0.18$ хв.

РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ПРОЕКТНИЙ

3.1 Конструювання та розрахунок головки універсальної

3.1.1 Опис конструкції та принципу роботи головки

Головка призначена для свердління отворів невеликого діаметру і нарізання різі в тонкостінних деталях в складі технологічного обладнання в умовах машиноскладального виробництва кліматичного виконання УХЛ 3 згідно ДСТУ. Конструкція головки передбачає можливість оснащення її багатошпindelною насадкою в границях потужності головки.

Конструкція головки представляє собою багатоступінчастий редуктор з вмонтованим і з примусовим переміщенням в осьовому напрямку шпинделем одночасно з піноллю. Головка має два кінематичних ланцюги: ланцюг обертання шпинделя і ланцюг осьової подачі пінолі одночасно з шпинделем.

Кінематичний ланцюг обертання шпинделя (рис. 3.1) здійснюється від двигуна поз. 1, передається на шестерню поз. 2, колесо поз. 3, через рухоме шліцеве з'єднання на шпindel поз. 4. Кінематичний ланцюг осьової подачі пінолі разом з шпинделем проходить в наступному порядку: обертання від шпинделя поз. 4 передається на колесо поз. 5, колесо поз. 6, черв'ячний вал поз. 7, черв'ячне колесо поз. 8, зубчасту пару поз. 9 і поз. 10, на вал поз. 11, диски зчеплення запобіжної муфти поз. 12, на корпус який з однієї сторони передає обертання на корпус-шестерню поз. 13 (див. рис. 5.1) і піноль поз. 14, а з другої сторони на прапорці, які закріплені через кільця на цьому корпусі.

Головка обладнана командоапаратом, який складається з двох вимикачів і двох прапорців закріплених на корпусі поз. 12. Регулюванням положення прапорців, а отже і моменту спрацювання вимикачів через схему керування обладнанням, в якому використовується головка, забезпечується реверсування обертання вала двигуна головки, а відповідно довжина і розташування ходу пінолі відповідно її крайніх положень.

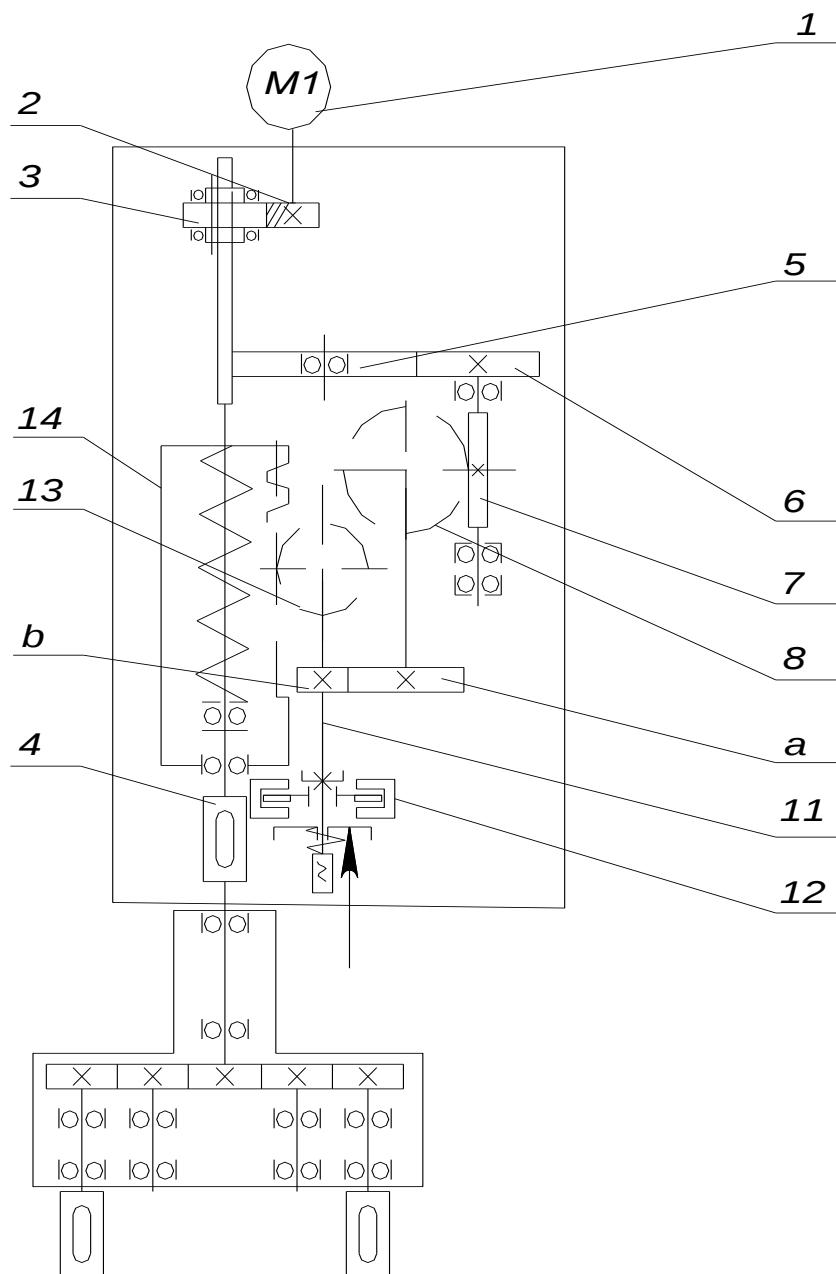


Рисунок 3.1 – Кінематична схема головки

В схемі керування обладнанням слід передбачити блокування, що відключає головку з регульованою затримкою часу при перебігу пінолі (коли вмикаються два вимикачі) і при виході з ладу одного з датчиків.

При робочому ході пінолі, вразі заїдання інструменту або упорі його в деталь, щоб запобігти його поломці, передбачено запобіжну фрикційну муфту поз. 12, в якій за допомогою пружин створюється необхідна сила стиску дисків і ця сила регулюється за допомогою гайки.

3.1.2 Кінематичний розрахунок головки

3.1.2.1 Кінематичний розрахунок приводу головного руху

Метою розрахунку є визначення основних кінематичних характеристик елементів системи приводу. За допомогою головки будуть виконуватись операції свердління і різенарізання двох отворів одночасно. Так габаритні розміри габаритні розміри деталі не дозволяють обробляти отвори одночасно в одній деталі, тому обробка отворів двох отворів одночасно в ланцюжку заготовок у двох сусідніх деталей з відстанню між різальними інструментами яка рівна 31 мм.

Так ми проектуємо головку, на якій будуть виконуватись дві операції: свердління і різенарізання, тому для розширення технологічних можливостей головки передбачаємо для неї насадку для різенарізання і свердління.

Однією з основних характеристик кінематики приводу є закон регулювання чисел обертів вихідної ланки. В даній кінематичній схемі регулювання швидкості як такого немає, тому що головка настороєна на певне число обертів, а необхідна частота обертання забезпечується змінними насадками для свердління і різенарізання.

Швидкість різання визначається за формулою:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} \quad (3.1)$$

Згідно режимів різання, частота обертання шпинделя: при свердлінні $n=3565$ об/хв.; при нарізанні різі $n=244$ об/хв.

На основі проведених технологічних розрахунків номінальна частота обертання вала електродвигуна $n_H=1435$ об/хв.

Приймаємо передаточне відношення головної передачі приводу шпинделя $u_1=2$. Тоді частота обертання шпинделя буде рівною, об/хв:

$$n_{shp} = \frac{n_{shp}}{u_1} \quad (3.2)$$

$n_{shp} = 717.5$ об/хв. Для подальших розрахунків приймаємо $n_{shp}=718$ об/хв.

Знаючи частоту обертання шпинделя головки і частоту обертання ріжучого інструменту на шпинделях насадки визначимо передаточні числа зубчастих передач свердлильної і різенарізної головок за формулою:

$$u = \frac{n_{shp}}{n_{nas}} \quad (3.3)$$

Відповідно матимемо наступні передаточні числа: насадка для свердління $u_1 = 0.201$, насадка для різенарізації $u_1 = 2.943$.

де $n_{shp}=718$ частота обертання шпинделя, об/хв;

n_{nas} – частота обертання шпинделів насадок.

Відповідно для свердлильної головки

$n_{nas}=3566$ об/хв, для різенарізної головки $n_{nas}=244$ об/хв.

Маючи конкретні значення передаточних відношень для кожної групи можемо визначити числа зубів зубчастих коліс, що входять до неї. При визначенні чисел зубів необхідно одержати не тільки дані передаточні відношення але й забезпечити постійну суму зубів в умовах двох валової передачі:

$$\Sigma Z = z_1 + z_2 \quad \Sigma Z = \text{const} \quad (3.4)$$

З вище вказаної умови можемо скласти систему рівнянь:

$$\begin{aligned} z_1 + z_2 &= \Sigma Z \\ \frac{z_1}{z_2} &= u \end{aligned} \quad (3.5)$$

Після розв'язку системи рівнянь одержимо:

$$z_2 = \frac{u \cdot \Sigma Z}{u + 1}; \quad z_1 = \frac{\Sigma Z}{u + 1} \quad (3.6)$$

Так, для пари зубчастих коліс приводу шпинделя, при $u_2=2$: $z_1 = 17$, $z_2 = 34$.

$\Sigma Z = 51$ – приймаємо згідно [2].

3.1.2.2 Кінематичний розрахунок приводу осьової подачі шпинделя

Механізм подачі пінолі для подачі різального інструменту згідно умов

різання. Ріжучий інструмент закріплюється в патроні (мітчик закріплюється в спеціальному плаваючому патроні) шпинделів насадки. Подача пінолі здійснюється через пару зубчасте колесо-рейка від гітари змінних коліс a і b , за допомогою яких проводиться настройка на подачу різального інструменту. Попередньо прийmemo що кількість зубів колеса з умови не підрізання ніжки зуба, рівна $z=17$ з модулем зубів $m=1.25$ мм.

Рівняння кінематичного балансу подачі пінолі за один оберт шпинделя:

$$S = 1 \text{ об шп} \cdot u_{\text{post}} \cdot u_{\text{ab}} \cdot \pi \cdot m \cdot z \quad (3.7)$$

де u_{post} - постійне передаточне відношення зубчастих коліс між шпинделем і до валу гітари змінних зубчастих коліс;

u_{ab} – передаточне відношення гітари змінних зубчастих коліс;

S – величина подачі пінолі, мм/об;

m – модуль зубчастої пари зубчасте колесо-рейка, мм;

z – кількість зубів зубчастого колеса.

При відомій подачі необхідне передаточне відношення гітари змінних зубчастих коліс:

$$u_{\text{ab}} = \frac{S}{u_{\text{post}} \cdot \pi \cdot m \cdot z} \quad (3.8)$$

Розглянемо операції свердління та різенарізання і визначимо для цих двох випадків передаточні числа і кількості зубів гітари змінних зубчастих коліс.

Свердління отворів: подача свердла згідно режимів різання складає $S=0.3$ мм/об, $u_{\text{post}}=0.012$ – постійне передаточне відношення зубчастих передач в механізмі подач. Тоді згідно формули (3.8) $u_{\text{ab}}=0.312$.

Попередньо приймаємо сумарну кількість зубів передачі рівною $\Sigma Z=65$. Тепер визначимо кількість зубів змінних зубчастих коліс гітари, використавши формулу (5.6): $z_1 = 15.457$, $z_2 = 49.543$. Приймаємо $z_1 = 17$ і $z_2 = 50$ (з умови не підрізання ніжки зуба).

Уточнимо передаточне число передачі:

$$i = \frac{17}{50} = 0.34$$

Так як в результаті уточнення кількості зубів гітари змінних зубчастих коліс відхилення значення передаточного числа уточненого перевищує значення теоретичного передаточного числа, що цілком задовольняє поставленим умовам.

При тих же параметрах лінії приводу пінолі необхідно підібрати гітару змінних зубчастих коліс для виконання операції різенарізання з кроком різі $S=0.5$ мм. Підставивши значення у формулу (5.8) передаточне число гітари буде рівним $u_{ab} = 0.52$.

Попередньо приймаємо сумарну кількість зубів передачі рівною $\Sigma Z=65$. Тепер визначимо кількість зубів змінних зубчастих коліс гітари за формулою (3.6): $z_1 = 22.237$, $z_2 = 42.763$. Приймаємо $z_1 = 22$, $z_2 = 43$. Уточнимо передаточне число передачі:

$$i = \frac{22}{43} = 0.512$$

Так як в результаті уточнення кількості зубів гітари змінних зубчастих коліс відхилення значення передаточного числа уточненого перевищує значення теоретичного передаточного числа, що цілком задовольняє поставленим умовам.

3.1.3 Вибір потужності двигуна

Проектована силова головка використовується для двох операцій: свердління і різенарізання. Так, дана головка комплектується одним двигуном, потужності якого повинно бути достатньо як для свердління двох отворі одночасно, та і для нарізання різі в двох отворах одночасно.

Згідно розрахованих режимів різання для свердління одного отвору затрачається потужність 1.02 кВт, а для нарізанні різі в одному отворі необхідна потужність 0.03 кВт. Тому необхідно вибирати двигун для

виконання операцій на які необхідна більша потужність приводу головного руху.

Визначимо потужність, яка необхідна на первинному валу насадки, яка забезпечує свердління двох отворів, кВт:

$$N_{ef} = \frac{2 \cdot N_{sv}}{\eta_1 \cdot \eta_2} \quad (3.9)$$

де $N_{sv}=1.02$ потужність яка необхідна для свердління одного отвору, кВт;

$\eta_1 = \eta_{11}\eta_{12}\eta_{13}\eta_{14}=0.98^4=0.922$ коефіцієнти корисної дії зубчастих передач;

$\eta_2 = 0.999^{12}=0.988$ коефіцієнт корисної дії підшипників лінії приводу.

$$N_{ef} = 2.238 \text{ кВт.}$$

Потужність двигуна визначимо за формулою:

$$N_d = \frac{N_{ef}}{\eta} + N_{hh} + N_{pp} \quad (3.10)$$

де N_{ef} – ефективна потужність різання (на шпинделі головки), кВт;

N_{hh} – потужність холостих ходів, кВт;

N_{pp} – потужність що затрачується на привід подач, кВт;

η - коефіцієнт корисної дії лінії приводу головки.

Потужність холостих ходів визначимо за формулою:

$$N_{hh} = \frac{d}{10^6} \left(\sum n + k_1 \cdot \frac{d_0}{d} \cdot n_0 \right) \cdot k_2 \quad (3.11)$$

де d – середній діаметр усіх шийок шпинделя. Приймаємо $d=25$ мм.

$\sum n$ – сумарна частота обертання усіх проміжних валів. $\sum n = 268$ об/хв.;

k_1 – коефіцієнт, враховує що шпиндель змонтований на підшипниках кочення. Згідно рекомендацій приймаємо $k_1=1.5$;

k_2 – коефіцієнт, що враховує систему змащення. Приймаємо $k_2=3.0$;

d_0 – діаметр шийок шпинделя. Приймаємо $d_0=20$;

n_0 – частота обертання шпинделя. $n_0=727$ об/хв.

Після підстановки значень у формулу (3.11), одержимо потужність холостих ходів $N_{hh} = 0.086$ кВт.

Допоміжні втрати складають не більше 10..15% всієї потужності, що дозволяє не враховувати їх при наближених розрахунках.

Загальний коефіцієнт корисної дії головки:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot k_{pod} \quad (3.12)$$

де k_{pod} – коефіцієнт, що враховує привід подач від спільного двигуна; приймаємо $k_{pod}=0.96$.

Тоді загальний коефіцієнт корисної дії головки буде рівним $\eta = 0.874$.

Потужність що затрачається на привод подач складає 2..5% ефективної потужності, тобто:

$$N_{pp} = 0.02 \cdot N_{ef}$$

де $N_{ef}=2.238$ ефективна потужність різання, кВт.

$$N_{pp} = 0.045 \text{ кВт.}$$

Потужність двигуна визначена за формулою (3.10) складає $N_d = 2.692$ кВт.

На основі визначеної потужності вибираємо електродвигун найближчої більшої потужності відповідної серії і числа обертів. Вибираємо двигун з потужністю 3 кВт і синхронною частотою обертання 1500 об/хв. Двигун асинхронний, коротко замкнутий трьохфазний серії 4А, закритий обдувний. Модель двигуна 4АМ100S4У3 з номінальною частотою обертання 1435 об/хв.

3.1.4 Розрахунок зубчастих передач головки

3.1.4.1 Силовий розрахунок

Значення розрахункових моментів на валах приводів механізмів головки необхідні для розрахунку на міцність і довговічність передач, валів і підшипників.

Розрахунковий крутний момент на шпинделі буде рівний крутному моменту свердління, тобто $T_{shp}=0.56$ Нм.

В тягових пристроях, які не мають окремого електродвигуна, розрахунковий крутний момент на валі приводу визначимо по тяговому зусиллю Q за

залежністю:

$$T_{ob} = \frac{Q \cdot m \cdot z \cdot u}{2000 \cdot \eta} \quad (3.13)$$

де Q – осьове зусилля на шпинделі, Н;

m – модуль передачі зубчасте колесо-рейка; $m=1.5$ мм;

z – число зубів привідного колеса;

u – передаточне число механізмів головки від шпинделя до виконавчого органу;

$$u = u_{ab} u_{post} \quad (3.14)$$

Для випадку свердління отворів матимемо $u = 0.004248$; для нарізання різі $u = 0.006144$.

де $u_{ab}=0.34$ для гітари свердління;

$u_{ab}=0.512$ для гітари різенарізання;

$u_{post}=0.012$ передаточне число постійних механічних передач.

η - коефіцієнт корисної дії механізмів від привідного валу до виконавчих органів.

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \quad (3.15)$$

де $\eta_1=0.98$ коефіцієнт корисної дії однієї зубчастої передачі;

$\eta_2=0.8$ коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі;

$\eta_3=0.98$ коефіцієнт корисної дії передачі зубчасте колесо-рейка;

$\eta_4=0.999$ коефіцієнт корисної дії підшипника кочення.

Після підстановки, одержимо $\eta = 0.735$.

Тягове зусилля визначимо по наступній залежності:

$$Q = P_0 + \mu \cdot \frac{2000 \cdot T_0}{d_{shp}} \quad (3.16)$$

де P_0 – осьова складова сили різання при свердлінні; $P_0=412$ Н;

μ - приведений коефіцієнт тертя, який залежить від типу направляючих;
 $\mu=0.15$;

T_0 – крутний момент на шпинделі, при максимальному зусиллі “ P_0 ”, Нм.

Для свердління двох отворів одночасно матимемо $T_o=0.56$ Нм;

для нарізання різі в двох отворах одночасно крутний момент на шпинделі буде рівним $T_o=0.22$ Нм.

$d_{shp}=14$ – середній діаметр шліцевого з'єднання хвостовика шпинделя з механізмом приводу головного руху.

Підставивши значення у формулу (3.16), тягове зусилля буде рівним: для випадку свердління двох отворів одночасно $Q = 424$ Н; для випадку нарізання різі в двох отворах одночасно $Q = 4.714$ Н.

Максимальний крутний момент на зубчастому колесі приводу рейки визначимо за формулою:

$$T_r = P_o \cdot \frac{z \cdot m \cdot 10^{-3}}{2} \quad (3.17)$$

Після підстановки значень у формулу, одержимо, що $T_r = 5.253$ Нм.

3.1.4.2 Розрахунок зубчастих передач приводу головного руху

Привід головного руху здійснюється від двигуна М через зубчасту косозубу пару 2 і 3, через шліцеве рухоме з'єднання рух передається на шпиндель. Перед нами поставлена задача: провести проектні перевірочні розрахунки зубчастої передачі, визначити модуль зубів.

Перевіримо контактні напруження за формулою:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot k_H \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \quad (3.18)$$

При цьому необхідно щоб виконувалась умова:

$$\sigma_H < \sigma_{Hdop} \quad (3.19)$$

Допустимі контактні напруження визначимо за формулою:

$$\sigma_{Hdop} = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot k_{HL}}{S_H} \quad (3.20)$$

Матеріал колеса і шестерні сталь 40Х. Для шестерні термообробка – покращення НВ 280; для колеса термообробка – покращення НВ 260.

σ_{Hlimb} – границя контактної витривалості при базовому циклі навантажень.

$$s_{Hlimb} = 2 \cdot HB + 70 \quad (3.21)$$

k_{HL} – коефіцієнт довговічності; приймаємо $k_{HL}=1$;

S_H – коефіцієнт безпеки; приймаємо $S_H=1.1$.

Допустимі контактні напруження, згідно підставлених значень у формулу (3.20): для шестерні $\sigma_{Hdop1} = 572.727$ МПа, для колеса $\sigma_{Hdop2} = 536.364$ МПа.

Для не прямозубих коліс розрахункове допустиме контактне напруження буде визначатись з формули, МПа:

$$\sigma_{Hdop} = 0.45 \cdot (\sigma_{Hdop1} + \sigma_{Hdop2}) \quad (3.22)$$

$\sigma_{Hdop} = 499.091$. Умова $\sigma_{Hdop} < 1.23 \sigma_{Hdop2}$ виконується, тобто $499 < 659$ МПа.

Міжопорна відстань з умови контактної міцності:

$$a_w = k_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot k_{H\beta}}{\sigma_{Hdop}^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}} \quad (3.23)$$

де k_a – постійний коефіцієнт косоозубих коліс; приймаємо $k_a=43$;

u – передаточне відношення зубчастієї передачі; $u=2$;

T_2 – крутний момент на колесі, який рівний крутному моменту від свердління двох отворів одночасно, тобто $T_2=0.56$ Нм;

$k_{H\beta}$ - коефіцієнт симетричності розміщення колеса між опорами; $k_{H\beta}=1$;

σ_{Hdop} – допустимі контактні напруження зубчастих коліс; $\sigma_{Hdop}=499$ МПа;

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця; $\psi_{ba}=0.2..0.5$. Приймаємо $\psi_{ba}=0.2$.

Підставивши значення у формулу (3.23), одержимо між осьову відстань

$$a_w = 30.061 \text{ мм.}$$

Нормальний модуль приймаємо по рекомендаціях і по залежності, мм:

$$m_n = (0.01..0.02) a_w \quad (3.24)$$

$$m_n = 0.02 \cdot a_w$$

$m_n = 0.6$. З стандартного ряду приймаємо значення модуля $m_n=1.25$ мм.

З кінематичного розрахунку маємо $z_1=17$ і $z_2=34$.

Уточнимо кут нахилу гвинтової лінії за формулою:

$$\cos\beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w} \quad (3.25)$$

Обчисливши значення $\cos\beta$, отримаємо $\cos\beta=0.966$. Отже, кут нахилу гвинтової лінії приблизно рівний $\beta=15^\circ$.

Визначимо основні геометричні розміри шестерні і зубчастого колеса. Дільний діаметр визначимо за формулою, мм:

$$d = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot Z \quad (3.26)$$

Діаметр вершин зубів, мм:

$$d_a = d_1 + 2 \cdot m_n \quad (3.27)$$

Ширина вінця колеса і шестерні, мм:

$$b = \psi_{ba} \cdot a_w \quad (3.28)$$

Результати розрахунків геометричних параметрів зубчастої передачі зведемо у таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Геометричні параметри зубчастої передачі

Параметр	Шестерня	Зубчасте колесо	Розрахункова формула
Дільний діаметр d , мм	21.99	43.99	(3.26)
Діаметр вершин d_a , мм	24.99	46.99	(3.27)
Ширина вінця b , мм	16	16	(3.28)

Уточнимо між опорну відстань за допомогою виразу, мм:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3.29)$$

Підставивши значення у формулу (3.29), одержимо що $a_w=32.99$ мм. Проведемо перевірку розрахунку між опорної відстані:

$$a_w = 0.5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot \frac{m_n}{\cos\beta} \quad (3.30)$$

Після підстановки значень у формулу (5.30), одержимо $a_w=32.99$ мм.

Коефіцієнт ширини шестерні по діаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} \quad (3.31)$$

Підставивши значення у формулу (3.31), одержимо $\psi_{bd} = 0.72$.

Колова швидкість коліс, м/с:

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} \quad (3.32)$$

де ω_1 – кутова швидкість шестерні, рад/с;

d_1 – дільний діаметр шестерні, мм.

Кутова швидкість шестерні визначається з виразу:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3.33)$$

де n – частота обертання вала, на який посаджена шестерня (тобто на вал електродвигуна); $n=1435$ об/хв.

Підставивши значення у формулу (3.33), кутова швидкість буде рівною $\omega_1 = 150$ рад/с.

Підставляючи одержані значення у формулу (3.32), колова швидкість шестерні буде рівна: 1.65 м/с

При такій швидкості для косозубих коліс приймаємо 7-му степінь точності.

Коефіцієнт навантаження:

$$k_H = k_{H\beta} k_{H\alpha} k_{Hv} \quad (3.34)$$

де $k_{H\beta}$ - коефіцієнт враховує розташування зубчастих коліс відносно опор; приймаємо $k_{H\beta}=1$;

$k_{H\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубами зубчастих коліс; приймаємо $k_{H\alpha}=1$;

k_{Hv} - динамічний коефіцієнт, який залежить від колової швидкості коліс і степені точності виготовлення; приймаємо $k_{Hv}=1.05$.

$$k_H = 1 \cdot 1 \cdot 1.05 = 1.05$$

Проведемо перевірочний розрахунок за допустими контактними напруженнями:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot k_H \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \quad (3.35)$$

Одержимо $\sigma_H = 42.968$ МПа. Як бачимо, одержаний розрахунок повністю задовольняє умову $\sigma_H < \sigma_{Hdop}$ (3.19).

Визначимо сили що діють в зубчастому зачепленні. На рисунку 3.2 представлена схема дії сил. Визначимо значення сил.

Колова сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} \quad (3.35)$$

де T_1 – крутний момент на шестерні; $T_1 = 0.28$ Нм;

d_1 – дільний діаметр шестерні; $d_1 = 21.99$ мм.

Радіальна сила:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \quad (3.36)$$

Осьова сила: $F_a = F_t \cdot \tan \beta = 6.822$ Н

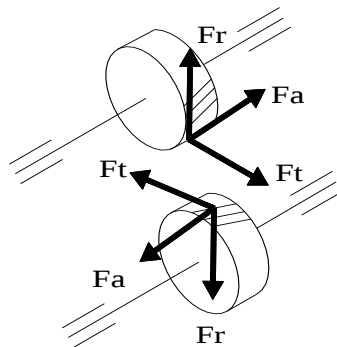


Рисунок 3.2 – Схема дії сил в зубчастому зачепленні

Проведемо перевірку зубів на напруження згину:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot k_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot k_{Fa}}{b \cdot m_n} < [\sigma_F] \quad (3.37)$$

де F_t – колова сила на шестерні; $F_t = 25.466$

k_F – коефіцієнт навантаження;

$$k_F = k_{F\beta} \cdot k_{FV} \quad (3.38)$$

де $k_{F\beta}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині; $k_{F\beta}=1.08$;

k_{FV} – коефіцієнт динамічності; $k_{FV}=1$.

$$k_F = 1.08 \cdot 1$$

Y_F – коефіцієнт форми зуба, який залежить від еквівалентної кількості зубів z_V

$$z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (3.39)$$

Еквівалентна кількість зубів шестерні:

$$z_{v1} = \frac{17}{\cos^3 15} = 18.7$$

Приймаємо $z_{v1}=19$.

Еквівалентна кількість зубів колеса:

$$z_{v2} = \frac{34}{\cos^3 15} = 37.7$$

Приймаємо $z_{v2}=38$.

Згідно рекомендацій с коефіцієнт форми зуба шестерні $Y_{F1}=4.09$ і коефіцієнт форми зуба колеса $Y_{F2}=3.75$.

Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}^0}{[S_F]} \quad (3.40)$$

де $[S_F]$ – коефіцієнт запасу міцності на згин; $[S_F]=1.75$;

σ_{Flimb}^0 – границя міцності на згин при базовому циклі навантажень; При твердості матеріалу зубчастих коліс HB 180..350 $\sigma_{Flimb}^0=1.8$ HB.

Допустимі напруження згину:

$$\text{для шестерні: } [\sigma_{F1}] = \frac{1.8 \cdot 280}{1.75} = 288 \text{ МПа}$$

$$\text{для колеса: } [\sigma_{F2}] = \frac{1.8 \cdot 260}{1.75} = 267 \text{ МПа}$$

Знайдемо відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:для шестерні $\frac{288}{4.1} = 70.2$ МПа; для колеса

$$\frac{267}{3.75} = 71.2 \text{ МПа.}$$

Подальший розрахунок будемо вести для зубів колеса, для якого відношення менше. Визначимо коефіцієнти Y_β і $k_{F\alpha}$ коефіцієнт для компенсації похибки через переміщення в розрахунковій схемі і коефіцієнт що враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубами відповідно.

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{15}{140} = 0.89$$

Коефіцієнт $k_{F\alpha}=0.92$.

b – ширина вінця колеса; $b=16$ мм;

m_n – нормальний модуль зубчастої пари; $m_n=1.25$.

Напруження згину:

$$\sigma_F = \frac{25.466 \cdot 1.08 \cdot 4.1 \cdot 0.89 \cdot 0.92}{16 \cdot 1.25} = 5.828 \text{ МПа}$$

Одержане значення згинних напружень менше допустимих напружень згину, тобто умова міцності на згин виконується $\sigma_F < [\sigma_F]$.

Попередній розрахунок валів.

Попередній розрахунок валів ведемо на кручення по допустимих напруженнях кручення. Допустиме напруження кручення $[\tau_k]=18$ МПа.

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot 10^3}{\pi \cdot [\tau_k]}} \quad (3.41)$$

$$\text{Ведучий вал: } d_{b1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0.28 \cdot 10^3}{\pi \cdot 18}} = 4.295 \text{ мм.}$$

$$\text{Ведений вал: } d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0.56 \cdot 10^3}{\pi \cdot 18}} = 5.411 \text{ мм.}$$

Одержані результати задовольняють умову міцності вала. Проте на первинному валу (ведучому) необхідно закріпити шестерню для приводу шпинделя. Тому з конструктивних міркувань приймаємо діаметр вала $d=15$ мм. З тих же міркувань приймаємо діаметр вторинного вала (веденого), тобто

діаметр шпинделя попередньо рівним $d=20$ мм.

З вище приведених умов ми прийняли діаметри валів, які набагато перевищують розрахункові. Тому немає необхідності проводити перевірочні розрахунки, так як вали вже вибрані з значним запасом міцності, що вже забезпечує необхідну їм міцність і роботоздатність. За необхідності в подальших розрахунках можна збільшити діаметр шпинделя, щоб забезпечити його необхідну жорсткість.

3.1.4.3 Розрахунок зубчастих передач механізму приводу подач

Розрахунок циліндричних передач приводу подачі пінолі.

Привід подач складається з двох основних кінематичних ланцюгів u_{post} – постійних зубчастих пар (циліндрична і черв'ячна передача) і u_{git} – передаточне відношення гітари змінних зубчастих коліс, для настройки величини подачі.

Розглянемо докладніше кінематичний ланцюг з передаточним числом $u_{\text{post}}=0.012$. Щоб забезпечити таке передаточне число використовуємо циліндричну пару (для відбору крутного моменту від шпинделя) і черв'ячний редуктор. Так як необхідно розмістити гітару змінних зубчастих коліс, тому ланцюгу приводу від шпинделя передбачено паразитне зубчасте колесо.

Матеріал шпинделя (а відповідно і шліцевої (евольвентної) поверхні шпинделя) і зубчастих коліс – Сталь 40Х. Поверхня шліців термооброблена (термообробка – покращення), твердість поверхні шліців HB 270, коліс термообробка – покращення, твердість поверхні зубів HB 250.

Допустимі контактні напруження для зубчастої передачі визначимо за формулою (3.21).

Рух від шпинделя передається через циліндричну передачу з паразитним колесом на черв'ячний редуктор і гітару змінних зубчастих коліс. Приймаємо, що передаточне відношення циліндричної пари $u_{\text{zk}}=3.25$, черв'ячної пари $u_{\text{ch}}=25$. Тоді загальне передаточне відношення ланцюга подачі $u_{\text{zag}}=81.25$ ($i_{\text{post}}=0.012$).

Маючи передаточне відношення u_{zk} , необхідно розбити це значення на два значення

передаточних відношень, так як паразитне колесо дозволяє зменшити розміри коліс в при цьому забезпечується необхідне передаточне число.

Нехай передаточне число для першої ступені (евольвентна поверхня шліцевого з'єднання шпинделя і зубчастого колеса 5 $u_2=5.75$, тоді для другої ступені передаточне відношення буде рівним $u_3=0.57$.

З конструктивних міркувань приймаємо значення міжопорної відстані: для першої ступені $a_{w2}=39$ мм, для другої ступені $a_{w3}=52$ мм.

Попередньо прийmemo модуль зачеплення рівним 1 мм згідно ДСТУ.

Сумарна кількість зубів:

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w}{m} \quad (3.42)$$

для першої ступені: $z_{\Sigma 2} = \frac{2 \cdot 39}{1} = 78$

для другої ступені: $z_{\Sigma 3} = \frac{2 \cdot 52}{1} = 104$

Визначимо числа зубів коліс за формулою (5.6).

Кількість зубів шліцевого валика: $z_{sh} = \frac{78}{5.75 + 1} = 11.56$; приймаємо кількість

зубів шліцевого валика згідно ДСТУ $z_{sh}=12$.

Кількість зубів паразитного колеса: $z_5 = \frac{5.75 \cdot 78}{5.75 + 1} = 66.4$; Уточнимо кількість

зубів паразитного колеса $z_5 = z_{\Sigma} - z_{sh} = 78 - 12 = 66$. Приймаємо згідно рекомендацій $z_5=65$.

Кількість зубів другого колеса буде рівною $z_6 = z_5 \cdot u_3$, тобто

$z_6 = 65 \cdot 0.57 = 30.05$. Приймаємо $z_6=30$.

Приймаємо кількість заходів черв'яка $z_7=1$, тоді кількість зубів черв'ячного колеса буде рівною $z_7 = z_6 \cdot u_{ch}$, тобто $z_7 = 1 \cdot 25 = 25$. Таким чином необхідне передаточне відношення забезпечується ($u_{zag}=81.25$).

Результати розрахунку крутних моментів на валах головки зведемо у

таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку крутних моментів на валах головки силовій

Позначення	Результат, Нм	Розрахункова формула
T_I	0.56	()
T_{II}	1.12	$T_{II}=T_I u$
T_{III}	6.022	$T_{III}= T_{II} u_{par}$
T_{IV}	3.011	$T_{IV}= T_V /u_{chp}$
T_V	3.57	$T_V= T_{VI}/u_{git}$
T_{VI}	10.506	$T_{VI}=P_0 d/2$

Результати розрахунку кутової частоти і частоти обертання валів зведемо у таблицю 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку кутової частоти і частоти обертання валів

Позначення	Результат, рад/с	Розрахункова формула	Позначення	Результат, об/хв.	Розрахункова формула
ω_I	150	$\omega_I=\pi n_I/30$	n_I	1435	$n_{ДВ}$
ω_{II}	75	$\omega_{II}=\omega_I/u_I$	n_{II}	718	(3.2)
ω_{III}	13.04	$\omega_{III} =\omega_{II}/ u_2$	n_{III}	125	$n_{III} =n_{II}/ u_2$
ω_{IV}	22.9	$\omega_{IV} =\omega_{III}/ u_3$	n_{IV}	219	$n_{IV} =n_{III}/ u_3$
ω_V	0.9	$\omega_V =\omega_{IV}/ u_4$	n_V	8.76	$n_V =n_{IV} /u_4$
ω_{VI}	0.3	$\omega_{VI}=\omega_V/ u_{ab}$	n_{VI}	3.12	$n_{VI} =n_V /u_{ab}$

Визначимо ділильні діаметри прямозубих коліс за формулою (3.26) і результат розрахунку зведемо у таблицю 3.4.

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку геометричних параметрів зубчастих коліс

Позначення	d_3 , мм	d_4 , мм	d_5 , мм	a_{w2} , мм	a_{w3} , мм	d_{a3} , мм	d_{a4} , мм	d_{a5} , мм	$b_4 =$ b_5 , мм
Результат	12	65	39	38,5	52	17	67	41	11
Розрахункова формула	(5.26)	(5.26)	(5.26)	(5.29)	(5.29)	(5.27)	(5.27)	(5.27)	(5.28)

Колову швидкість коліс визначимо за формулою (3.32), яка буде рівною:

$$v = \frac{\omega_H \cdot d_3}{2 \cdot 10^3} = \frac{75 \cdot 12}{2 \cdot 10^3} = 0.45 \text{ м/с}$$

При такій швидкості для прямозубих зубчастих коліс призначимо 7-му степінь точності передачі. Коефіцієнт навантаження визначимо за формулою (3.39):

$$k_H = 1.15 \cdot 1.02 \cdot 1.05 = 1.23$$

Контактні напруження перевіримо за формулою (3.35), відповідно для двох пар коліс:

$$\sigma_{H1} = \frac{310}{38.5} \cdot \sqrt{\frac{6.022 \cdot 10^3 \cdot 1.23 \cdot (5.75 + 1)^3}{11 \cdot 5.75^2}} = 440 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2} = \frac{310}{52} \cdot \sqrt{\frac{3.011 \cdot 10^3 \cdot 1.23 \cdot (0.57 + 1)^3}{11 \cdot 0.57^2}} = 378 \text{ МПа}$$

Так як отриманий результат розрахунку контактних напружень задовольняє умову (3.22), то можемо вважати що розрахунок зубчастих коліс проведено вірно.

3.1.5 Розрахунок та конструювання шпиндельного вузла

3.1.5.1 Вибір геометричних характеристик шпиндельного вузла та опис конструкції

Шпиндельний вузол силової головки складається з шпинделя, який розміщений в пінолі силової головки, яка в свою чергу розміщена в корпусі,

який жорстко посаджений в корпус головки. Передня опора шпиндельного вузла (ШВ) складається з двох підшипників: радіального кулькового і упорного кулькового. Задня опора складається з двох кулькових радіальних підшипників, які насаджені на корпус зубчастого колеса. Задній кінець шпинделя шліцевою евольвентою поверхнею опирається і переміщується в корпусі зубчастого колеса.

Даний ШВ відноситься до низькошвидкохідних, з параметром швидкохідності $dn_{\max} = 1.27 \cdot 10^4 \text{ мм хв}^{-1}$.

Діаметр шпинделя визначимо за формулою: $d = \frac{dn_{\max}}{n_{\max}} = \frac{1.27 \cdot 10^4}{750} = 17 \text{ мм}$

Діаметр кінця шпинделя: $d_k = (1..1.2) \cdot d = (1..1.2) \cdot 17 = 17..20.4 \text{ мм}$. Приймаємо

$d_k = 17 \text{ мм}$.

Діаметр шпинделя між опорами: $d_m = (1..0.9) \cdot d = (1..0.9) \cdot 17 = 17..13.6 \text{ мм}$.

Приймаємо $d_m = 14 \text{ мм}$.

З конструктивних міркувань приймаємо виліт шпинделя $a=50 \text{ мм}$. Міжопорну відстань приймаємо з залежності $l > 3a$, тобто $l > 150 \text{ мм}$. Тому попередньо приймаємо міжопорну відстань рівною $l=200 \text{ мм}$.

3.1.5.2 Характеристика елементів шпиндельного вузла

3.1.5.2.1 Підшипники опор шпиндельного вузла

Передня опора складається з двох кулькових підшипників: радіального і упорного. Схематично кульковий радіальний підшипник показано на рис. 3.3, а його характеристика наведена в таблиці 3.5, упорний кульковий підшипник представлено схематично на рисунку 3.4 і його характеристику в таблиці 3.6. Задня опора складається з двох підшипників серії 203К ДСТУ 8338-75. Схематично підшипник представлено на рис. 3.5, а його характеристика наведена в таблиці 3.7.

Таблиця 3.5 – Характеристика радіального кулькового підшипника 60203
ДСТУ 7242-81

d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н	n ₀ , об/хв.	Маса, кг
17	40	12	1.0	7385	4390	16000	0.065

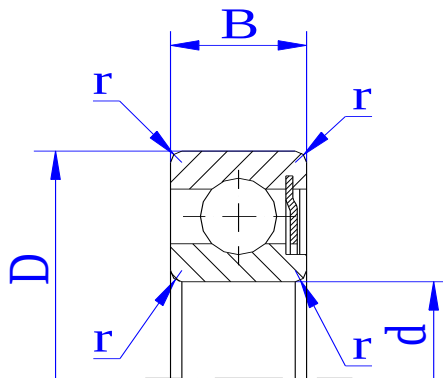


Рисунок 3.3 – Ескіз радіального кулькового підшипника 60203

Таблиця 3.6 – Характеристика упорного кулькового підшипника 8103 ДСТУ
6875-75

d, мм	d ₁ , мм	D, мм	H, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н	n _п , об/х в.	n _р , об/х в.	Кульки		Мас а, кг
									D _т , мм	z	
17	17.2	30	9	0.1	8072	1561 4	5000	6300	4.76	14	0.02 7

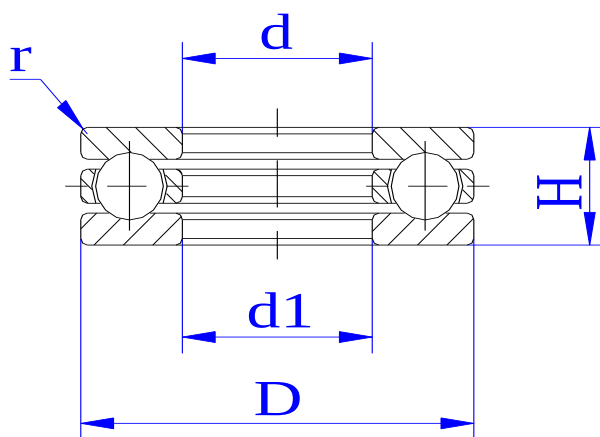


Рисунок 3.4 – Ескіз кулькового упорного підшипника 8103

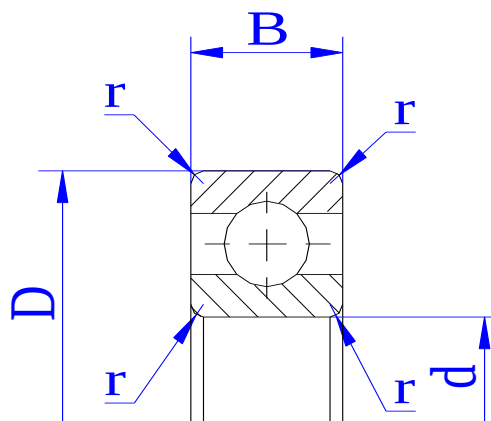


Рисунок 3.5 – Ескіз радіального кулькового підшипника 203К ДСТУ 8338-75

Таблиця 3.7 – Характеристика упорного кулькового підшипника 203К ДСТУ 8338-75

d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н	n _п , об/х в.	n _р , об/х в.	Кульки		Маса, кг
								D _т , мм	z	
17	40	12	1	7377	4385	1600 0	2000 0	7.14	7	0.060

3.1.5.2.2 Система ущільнень

Для змащення підшипників опор ШВ приймаємо пластичні змащуючі

матеріали, так як шпиндель розміщений вертикально і працює на відносно невисоких швидкостях. Ущільнення ШВ призначені для захисту підшипників шпинделя від попадання в них забруднення, пилюки, охолоджуючих рідин, а також запобігання витіканню мастильних матеріалів. Тому приймаємо сальниковий тип ущільнень з волокна СТ 27-16-3.5, що призначені для валів з коловою швидкістю не більше 5 м/сек.

3.1.5.3 Моделювання динамічних характеристик шпиндельного вузла

Побудуємо повну розрахункову схему шпиндельного вузла (ШВ).

З конструктивних міркувань прийmemo: $a=40$ мм, $b=235$ мм, $c=30$ мм. Визначимо моменти інерції перерізів шпинделя за формулою (3.42), і результат розрахунку оформимо у вигляді таблиці 3.8.

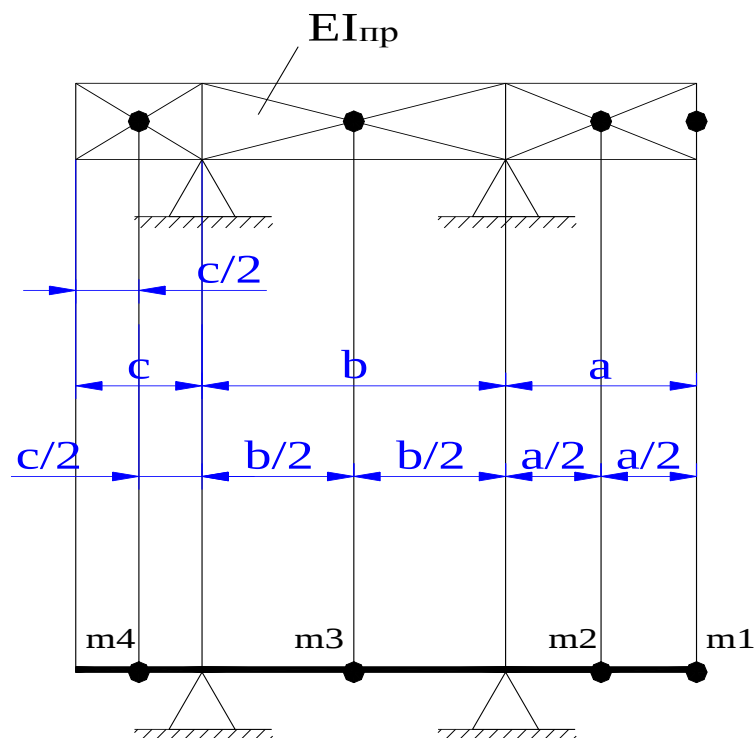


Рисунок 3.6 – Повна і розрахункова схеми шпиндельного вузла

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{4} \quad (3.43)$$

Приведений момент інерції визначимо за формулою

$$I_{PR} = \frac{\sum I_i \cdot l_i}{\sum l_i} \quad (3.44)$$

де $\sum I_i$ – момент інерції і-тої ділянки перерізу, мм⁴;

l_i – довжина і-тої ділянки, мм;

$\sum l_i$ – сума довжин і-тих ділянок.

Таблиця 3.8 – Результати розрахунку моментів інерції шпинделя

Позначення	Діаметр шпинделя d, мм	Довжина ділянки l, мм	Результат розрахунку, мм ⁴	Розрахункова формула
I'_1	14.6	244.5	$3.57 \cdot 10^4$	(3.43)
I''_1	17	8.5	$6.57 \cdot 10^4$	(3.43)
I'''_1	22	4	$1.84 \cdot 10^4$	(5.43)
I_1	-	-	$3.95 \cdot 10^4$	(3.44)
I'_2	17	34	$6.56 \cdot 10^4$	(3.43)
I''_2	16	11	$5.14 \cdot 10^4$	(3.43)
I'''_2	10	42	$7.85 \cdot 10^3$	(3.43)
I_2	-	-	$6.21 \cdot 10^4$	(3.44)
I_2	-	-	$5.425 \cdot 10^4$	$I_2 = I_2 - I'''_2$
I_{PR}	-	-	$4.19 \cdot 10^4$	(3.44)

Розподілені маси шпинделя

$$m = V \cdot \rho \quad (3.45)$$

де V – об'єм циліндричних ділянок шпинделя;

ρ - густина матеріалу шпинделя. Для сталі $\rho = 7.85$ кг/см³.

Об'єм циліндричних ділянок шпинделя визначимо за формулою:

$$V = \pi \cdot R^2 \cdot l \quad (3.46)$$

де R – радіус ділянки шпинделя, мм;

l- довжина ділянки з радіусом R, мм.

Результати розрахунку мас ділянок шпинделя згідно схеми, представленої на

рис. 5.6, зведемо у таблицю 3.9.

Таблиця 3.9 – Результати розрахунку маси ділянок шпинделя

Позначення	Зовнішній діаметр D, мм	Внутрішній діаметр d, мм	Довжина ділянки l, мм	Результат розрахунку маси, кг	Розрахунк ова формула
m_1	16	10	11	0.01	(3.45)
m_2	17	10	34	0.04	(3.45)
m'_3	11	-	8.5	0.02	(3.45)
m''_3	14	-	226.5	0.28	(3.45)
m_3	-	-	-	0.3	$m_3 = m'_3 + m''_3$
m_4	12	-	30	0.03	(3.45)

Приведемо багатомасову систему до двохмасової. Приведемо масу m_4 в m_3 .

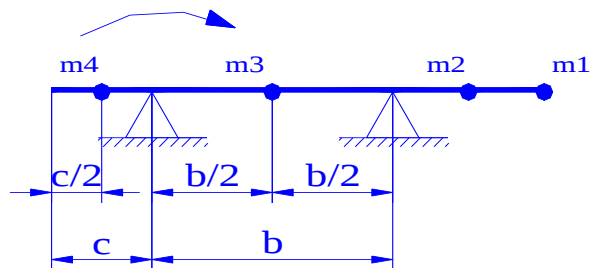


Рисунок 3.6 – Схема приведення маси m_4 в m_3

$$m_{pr2} = m_3 + \frac{\left(\frac{c}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{c}{2} + b\right)}{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2} \cdot m_4 = 0.3 + \frac{15^2 \cdot (15 + 235)}{117.5^2 + 117.5^2} \cdot 0.03 = 14.6 \text{ КГ}$$

Приведемо масу m_2 в m_1 .

$$m_{pr1} = m_1 + \frac{\left(\frac{a}{2}\right)^2 \cdot \left(b + \frac{a}{2}\right)}{a^2 \cdot (b + a)} \cdot m_2 = 0.01 + \frac{20^2 \cdot (235 + 20)}{40^2 \cdot (235 + 40)} \cdot 0.04 = 0.02 \text{ КГ}$$

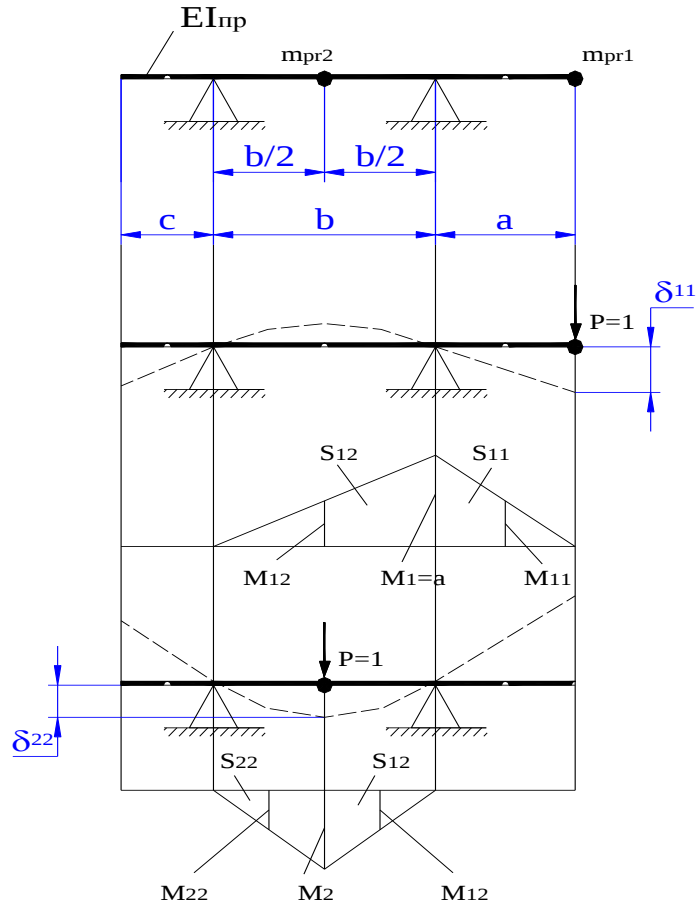


Рисунок 3.9 – Розрахункова схема для визначення деформацій δ_{11} і δ_{22}

Складемо систему рівнянь коливань:

$$\begin{cases} u_1 = p^2 \cdot (\delta_{11} \cdot m_{pr1} \cdot u_1 + \delta_{12} \cdot m_{pr2} \cdot u_2) \\ u_2 = p^2 \cdot (\delta_{21} \cdot m_{pr1} \cdot u_1 + \delta_{22} \cdot m_{pr2} \cdot u_2) \end{cases} \quad (3.47)$$

Визначимо δ_{12} і δ_{22} .

$$\delta_{12} = \frac{1}{E \cdot I_{PR}} \cdot (S_1 \cdot \omega_1 + S_2 \cdot \omega_2 + S_3 \cdot \omega_3) = \frac{1}{E \cdot I_{PR}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{1}{2} \cdot b \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{4} \cdot b + \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{1}{2} \cdot b \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{4} \cdot b + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{1}{2} \cdot b \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{4} \cdot b \right) = \frac{1}{E \cdot I_{PR}} \cdot \left(\frac{1}{96} \cdot a \cdot b^2 + \frac{1}{32} \cdot a \cdot b^2 + \frac{1}{96} \cdot a \cdot b^2 \right) = \frac{5 \cdot a \cdot b^2}{96 \cdot E \cdot I_{PR}}$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{5 \cdot a \cdot b^2}{96 \cdot E \cdot I_{PR}}$$

З врахуванням значень δ_{11} , δ_{12} , δ_{21} і δ_{22} система (3.47) матиме вигляд:

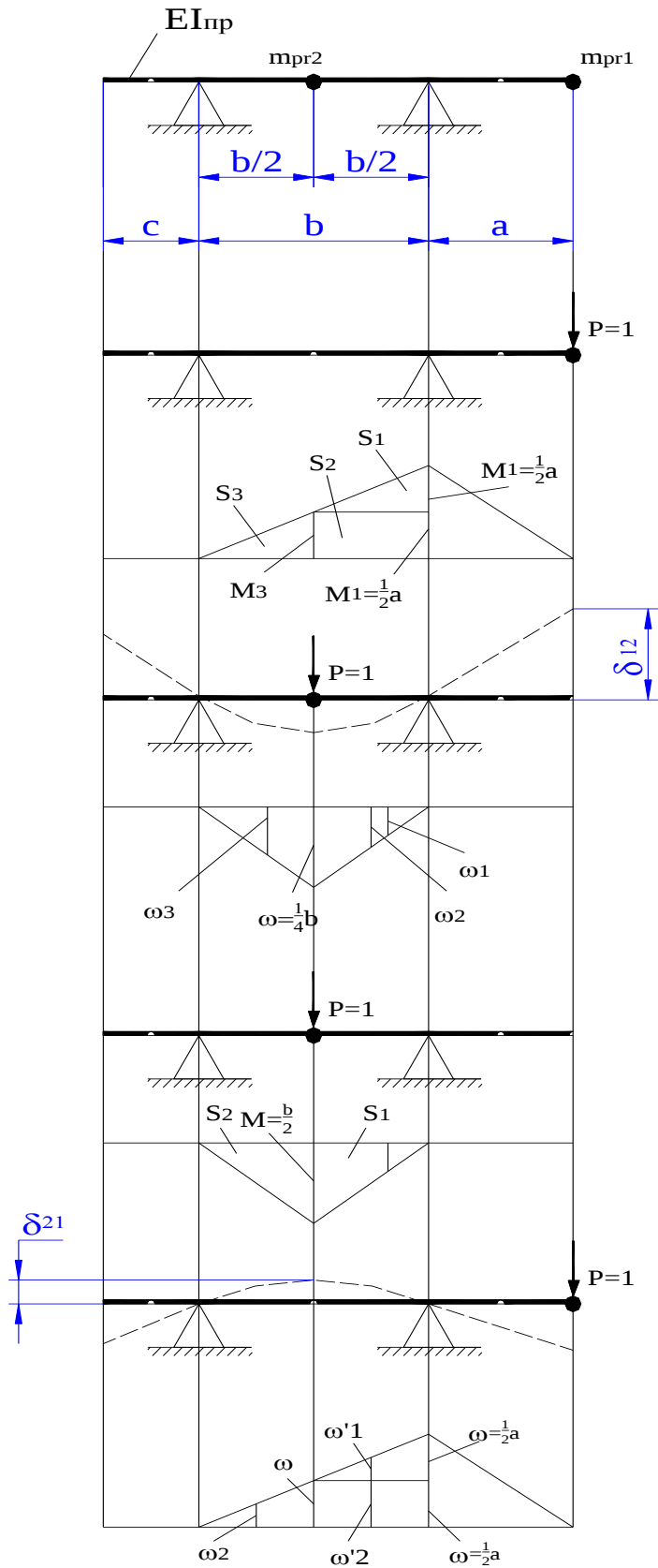


Рисунок 3.10 – Розрахункова схема для визначення деформацій δ_{12} і δ_{21}

$$\delta_{11} = \frac{40^2 \cdot (40 + 235)}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 4.19 \cdot 10^4} = 16 \cdot 10^{-6} \frac{H}{M}$$

$$\delta_{22} = \frac{235^3}{12 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 4.19 \cdot 10^4} = 122 \cdot 10^{-6} \frac{H}{M}$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{5 \cdot 40 \cdot 235^2}{96 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 4.19 \cdot 10^4} = 13.7 \cdot 10^{-6} \frac{H}{M}$$

Підставивши числові значення у систему (3.47), одержимо:

$$\begin{cases} u_1 = p^2 \cdot (16 \cdot 10^{-6} \cdot 0.02 \cdot u_1 + 13.7 \cdot 10^{-6} \cdot 14.6 \cdot u_2) \\ u_2 = p^2 \cdot (13.7 \cdot 10^{-6} \cdot 0.02 \cdot u_1 + 122 \cdot 10^{-6} \cdot 14.6 \cdot u_2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} u_1 = p^2 \cdot (0.32 \cdot 10^{-6} \cdot u_1 + 200 \cdot 10^{-6} \cdot u_2) \\ u_2 = p^2 \cdot (0.27 \cdot 10^{-6} \cdot u_1 + 1781 \cdot 10^{-6} \cdot u_2) \end{cases}$$

Прийемо, що

$$z = 10 \cdot 10^{-6} \cdot p^2 \quad (3.48)$$

$$\begin{cases} u_1 = 0.032 \cdot z \cdot u_1 + 20 \cdot z \cdot u_2 \\ u_2 = 0.027 \cdot z \cdot u_1 + 178.1 \cdot z \cdot u_2 \end{cases}$$

$$\begin{cases} u_1 = z \cdot (0.032 \cdot u_1 + 20 \cdot u_2) \\ u_2 = z \cdot (0.027 \cdot u_1 + 178.1 \cdot u_2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} z \cdot (0.032 \cdot u_1 + 20 \cdot u_2) - u_1 = 0 \\ z \cdot (0.027 \cdot u_1 + 178.1 \cdot u_2) - u_2 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} u_1 \cdot (0.032 \cdot z - 1) + 20 \cdot u_2 \cdot z = 0 \\ u_1 \cdot 0.027 \cdot z + u_2 \cdot (178.1 \cdot z - 1) = 0 \end{cases}$$

$$D = \begin{vmatrix} 0.032 \cdot z - 1 & 20 \cdot z \\ 0.027 \cdot z - 1 & 178.1 \cdot z \end{vmatrix} = 0$$

Визначимо визначник:

$$(0.032 \cdot z - 1) \cdot (178.1 \cdot z - 1) - 0.027 \cdot z \cdot 20 \cdot z = 5.7 \cdot z^2 - 178.1 \cdot z - 0.032 \cdot z + 1 - 0.54 \cdot z^2 =$$

$$= 5.16 \cdot z^2 - 178.132 \cdot z + 1 = 0$$

Розв'яжемо квадратне рівняння, визначивши дискримінант:

$$D = 178.132^2 - 4 \cdot 5.16 = 31710$$

$$z_1 = \frac{178.132 + \sqrt{31710}}{2 \cdot 5.16} = 34.52 \quad z_2 = \frac{178.132 - \sqrt{31710}}{2 \cdot 5.16} = 0.0057$$

Визначимо першу і другу власні частоти:

$$p_1 = \sqrt{\frac{0.0057}{10 \cdot 10^{-6}}} = 23 \text{ рад/с} \quad p_2 = \sqrt{\frac{34.52}{10 \cdot 10^{-6}}} = 1858 \text{ рад/с}$$

Для розрахунку форм коливань використаємо рівняння

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{0.032 \cdot z - 1}{20 \cdot z}$$

Амплітуда переміщень в т.1 для першої і другої форми коливань, умовно приймаємо за 1. Тобто $u_1 = u_2 = 1$. Тоді:

$$u_{21} = \frac{0.032 \cdot z_1 - 1}{20 \cdot z_1} = \frac{0.032 \cdot 34.52 - 1}{20 \cdot 34.52} = 0.00015$$

$$u_{22} = \frac{0.032 \cdot z_2 - 1}{20 \cdot z_2} = \frac{0.032 \cdot 0.0057 - 1}{20 \cdot 0.0057} = -8.77$$

Перша форма коливань Р1 представлена на рисунку 3.11.

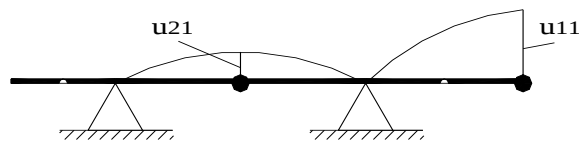


Рисунок 3.11 – Форма перших коливань

Друга форма коливань Р2 представлена на рисунку 3.12

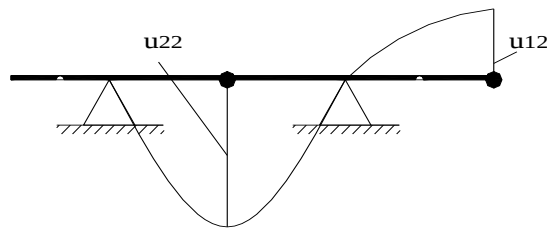


Рисунок 3.12 – Форма других коливань

Приведемо двох масову систему до одномасової з розміщенням маси на крайньому кінці шпинделя. Розрахункова схема приведення наведена на рисунку

$$m_{pr} = m_{pr1} + \mu \cdot m_{rp2} \quad (3.49)$$

$$\mu = \frac{\delta_{22}}{\delta_{11}} = \frac{122 \cdot 10^{-6}}{16 \cdot 10^{-6}} = 7.63$$

На основі рівняння (3.49) визначимо приведену масу:

$$m_{pr} = 0.02 + 7.63 \cdot 14.6 = 111.42 \text{ КГ}$$

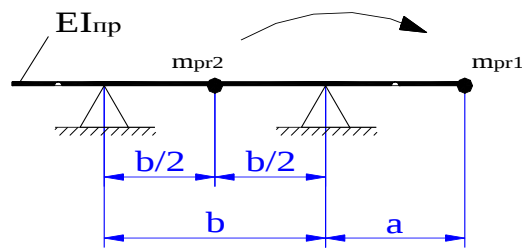


Рисунок 3.13 – Схема приведення двох масової системи до одно масової

На рисунку 3.14 представлена система приведена до одно масової системи.

Розрахуємо першу власну частоту для одно масової системи.

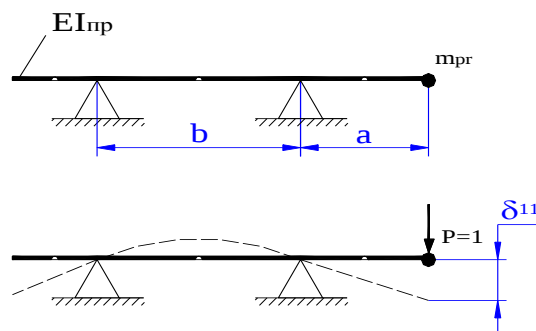


Рисунок 3.14 – Одномасова приведена система

Перша власна частота для одномасової системи:

$$p_1 = \sqrt{\frac{1}{m_{pr} \cdot \delta_{11}}} = \sqrt{\frac{1}{111.42 \cdot 16 \cdot 10^{-6}}} = 23.7 \text{ рад/с}$$

Провівши порівняння перших власних частот коливань отриманих шляхом застосування різних динамічних моделей шпиндельних вузлів можемо сказати що шпиндель розрахований правильно, так як перші частоти для двох динамічних моделей практично однакові.

3.1.6 Розрахунок осьової жорсткості шпиндельного вузла

На рисунку 3.15 представлена загальна схема шпиндельного вузла (ШВ), а на рисунку 3.16 представлена конструктивна схема ШВ.

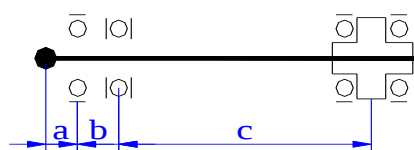


Рисунок 3.15 – Загальна схема шпиндельного вузла

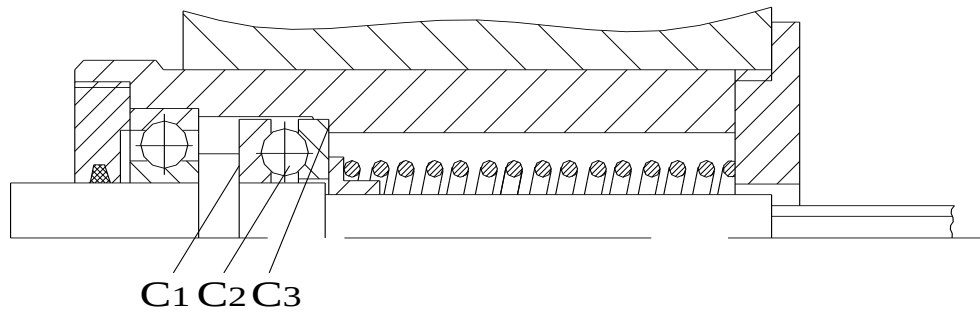


Рисунок 3.16 – Конструктивна схема шпиндельного вузла

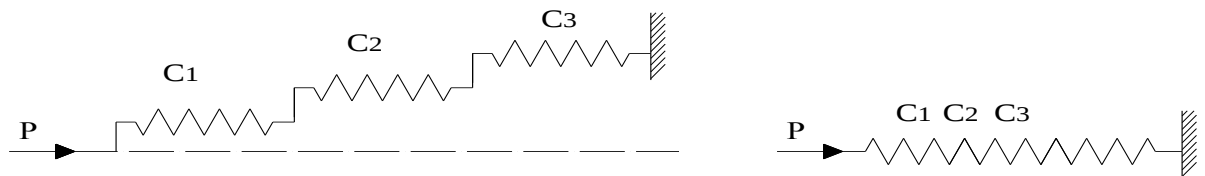


Рисунок 3.17 – Повна і приведена розрахункові схеми шпиндельного вузла
Осьова жорсткість ШВ при послідовному з'єднанні:

$$j_{1-3} = \frac{j_1 \cdot j_2 \cdot j_3}{j_1 \cdot j_2 + j_1 \cdot j_3 + j_2 \cdot j_3} \quad (3.50)$$

Визначимо податливості стиків. В залежності від з'єднання контактних поверхонь, контактні деформації розраховуються за формулою:

$$e_l = \frac{c_z}{2 \cdot F^{0.5} \cdot P^{0.5}} \quad (3.51)$$

де $c_z = 1.9 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2 \text{ Н}^{-1/2}$ – для пар сталь-сталь, сталь-чавун.

Податливість однорядних кулькових підшипників визначимо за формулою:

$$e_l = \frac{dz}{dP} = \frac{2}{3} \cdot k_m \cdot P^{-1/3} \quad (3.52)$$

де k_m – коефіцієнт контактної податливості.

Для упорних кулькових підшипників коефіцієнт контактної податливості:

$$k_p = \frac{110 \cdot 10^{-6}}{\sqrt[3]{z^2 \cdot d_k}} \quad (3.53)$$

де z – кількість кілок, $z=14$;

d_k – діаметр кульки, $d_k=0.476 \text{ см}$.

Для подальших розрахунків приймаємо $P_0=413 \text{ Н}$.

$$k_p = \frac{110 \cdot 10^{-6}}{\sqrt[3]{14^2 \cdot 0.476}} = 2.425 \cdot 10^{-5}$$

Площі стиків визначимо за формулою:

$$F = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (3.54)$$

Жорсткість стиків визначимо за формулою:

$$j = \frac{1}{c} \quad (3.55)$$

Результати розрахунку податливості стиків зведемо у таблицю 3.10.

Таблиця 3.10 – Результати розрахунку податливості стиків

№ стику згідно рис. 3.16	Площа стику, мм ²	Податливість стику, мм/Н	Жорсткість стику, Н/мм
C1	263.894	2.878x10 ⁻⁶	3.475x10 ⁵
C2	—	2.171x10 ⁻⁶	4.606x10 ⁵
C3	254.469	2.93x10 ⁻⁶	3.412x10 ⁵
Розрахункова формула	(3.54)	(3.51)	(3.55)

Визначимо осьову жорсткість ШВ гідно формули (3.50):

$$j_{1-3} = \frac{3.475 \cdot 10^5 \cdot 4.606 \cdot 10^5 \cdot 3.412 \cdot 10^5}{3.475 \cdot 10^5 \cdot 4.606 \cdot 10^5 + 3.475 \cdot 10^5 \cdot 3.412 \cdot 10^5 + 4.606 \cdot 10^5 \cdot 3.412 \cdot 10^5} = 1.253 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}$$

3.1.7 Конструктивні розміри корпусу

Корпусні деталі забезпечують точне взаємне положення і переміщення інструменту і деталі і при їх конструкції необхідно забезпечити: точне взаємне розміщення базових поверхонь, точну геометричну форму і зберігання її протягом тривалого часу; необхідну жорсткість і вібростійкість; мінімальні температурні деформації.

Мінімальну товщину стінки корпусу визначимо за формулою:

$$\delta = 10 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot L + B + H}{3}} \quad (3.56)$$

де L,B,H – габаритні розміри корпусу, м. L=220 мм, B=65 мм, H=145 мм.

$$\delta = 10 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0.22 + 0.065 + 0.145}{3}} = 4.65 \text{ мм}$$

Корпус виготовляємо зварним, тому товщина зварних корпусів в два рази більша ніж у литих, тому приймаємо стандартну сталеву плиту товщиною $\delta=10$ мм.

3.1.8 Розрахунок запобіжної муфти

У зв'язку з тим, що необхідно швидко й точно провести проектний розрахунок фрикційної муфти ми використовуємо автоматизований розрахунок.

Проведемо перевірочний розрахунок фрикційної муфти, як запобіжного механізму при перевантаженнях, яка монтується вихідному валу приводу осьової подачі пінолі ШВ. Крутний момент який пердає дискова фрикційна муфта:

$$T = \frac{10^3}{s} \cdot F \cdot R_{cp} \cdot i \cdot f = \frac{1}{s} \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot R_{cp} \cdot i \cdot p \quad (3.57)$$

Звідси, при вибраних радіальних розмірах поверхонь тертя, визначимо число пар поверхонь тертя:

$$i = \frac{10^3 \cdot s \cdot T}{\pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot R_{cp} \cdot p \cdot f} \quad (3.58)$$

На рисунку 3.18 представлена блок-схема програми для розрахунку муфти. Вихідні дані для розрахунку:

$s = 1$ коефіцієнтзапасу зчеплення;

$T = 3.57$ крутний момент, що передається муфтою, Нм;

Радіуси поверхонь тертя приймаємо з конструктивних міркувань.

$R = 21$ зовнішній радіус диска, мм;

$r = 12$ внутрішній радіус диска, мм;

$f = 0.2$ коефіцієнт тертя

$p = 0.8$ допустимий тиск на робочих поверхнях

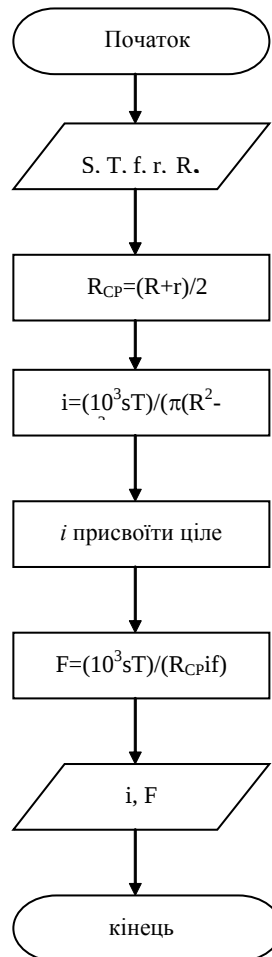


Рисунок 3.18 – Блок-схема програми для розрахунку муфти

Тоді число пар поверхонь тертя, визначимо згідно формули (3.58). Одержане розрахункове значення необхідно заокруглити до більшого цілого числа. Для цього використаємо функцію "ceil" з пакету MathCAD.

Необхідна сила стиску дисків, Н:

$$F = \frac{10^3 \cdot s \cdot T}{R_{cp} \cdot i \cdot f} \quad (3.59)$$

Результат розрахунків виконаних програмою представимо нижче:

кількість пар тертя, які необхідні для передачі заданого крутного моменту

$i=2$;

необхідна сила стиску дисків $F=540.909 \text{ Н}$.

Конструктивно стиск дисків здійснюється за допомогою пружини. Сила стиску пружини регулюється за допомогою гайки.

3.2 Конструювання та розрахунок насадки для свердління двох отворів

3.2.1 Будова і принцип роботи лінії

В склад лінії входять: механізм розмотування-змотування, силова головка, механізм подачі, і механізм відрубки. Лінія забезпечує можливість роботи як з відрубкою затискачів, так і зі змотуванням ланцюга затискачів у бухту.

Механізм розмотування має індивідуальний привод, призначений для установки катушки затискачів. Верхнє і нижнє положення петлі ланцюга заготовок контролюється вимикачами поз. 54. Аварійний натяг ланцюга контролюється вимикачем поз. 55.

Механізм свердління включає в себе силову головку 1, насадку 2 і кондуктор 13. Механізм нарізання різи включає в себе силову головку 1 і насадку 3.

Механізм подачі 4 призначений для періодичного пересування затискачів на крок. Механізм подачі складається з корпусу поз. 15, який переміщується разом з гільзою поз. 13 в направляючих поз. 24 і 18.

На корпусі закріплені дві собачки поз. 4, які зачіпляють за поверхню 1 під дією пружин поз. 31.

Механізм відрубки поз. 6 призначений для приводу штампа, в якому виконується операція розподілення ланцюга затискачів на окремі деталі.

Лінія працює в автоматичному, налагоджувальному і заправляючому режимах.

Принцип роботи лінії.

На пристрій для розмотування завантажується ланцюг затискачів, який намотаний на катушку. Вмикається в поштовховому режимі розмотка і набирається петля. Кінець ланцюга протягується через направляючі до

зачеплення з собачками механізму подачі. Після цього в налагоджувальному режимі вмикаємо подачу і механізм свердління. Коли ланцюг з просвердленими отворами досягне робочої зони різенарізання, вмикаємо механізм нарізання різи. При досягненні ланцюгом з нарізаною різью зони штампа відрубку, вмикаємо відрубку або набираємо петлю і фіксуємо ланцюг в намотувальній котушці. Переконавшись в стабільній роботі всіх вузлів лінії вмикаємо автоматичний режим роботи лінії.

3.2.2 Розрахунок насадки для свердління двох отворів

Кінематична схема насадки представлена на рис. 3.17.

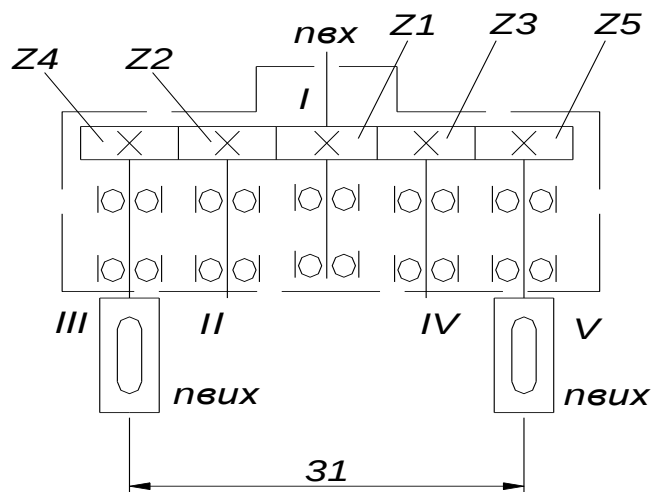


Рис 3.17 – Кінематична схема насадки для свердління

Передаточне число насадки рівне $u=0.201$, тобто ми маємо підвищувальну передачу. Приймаємо число зубів коліс $Z_4=Z_5=16$. Передаточне число $u=0.201$ розіб'ємо між двома парами передач на два: для першої пари $u_1=0.804$ і для другої пари $u_2=0.25$. Тоді визначимо числа зубів інших зубчастих коліс:

$$Z_2 = Z_3 = \frac{Z_4}{u_2} = \frac{16}{0.25} = 64 \quad Z_1 = \frac{Z_2}{u_1} = \frac{64}{0.804} = 79$$

Відстань між оброблюваними отворами рівна 31 мм. Зубчасті колеса виготовлені з сталі 40Х, яких $\sigma_{\text{Hдоп}}=499$ МПа (див. формулу 3.22). Крутні

моменти на валах:

$$T_{III} = 0.56 \text{ Нм};$$

$$T_{II} = \frac{T_{III}}{u_2} = \frac{0.56}{0.25} = 2.24 \text{ Нм};$$

$$T_I = \frac{T_{II}}{u_1} = \frac{2.24}{0.804} = 2.7 \text{ Нм}.$$

Розрахуємо геометричні параметри передач і результати запишемо у таблицю 3.11.

Таблиця 3.11 – Результати розрахунку геометричних і силових параметрів зубчастих . передач насадки свердління двох отворів

Параметр	a_w , мм	Модуль m , мм	Ділильний діаметр d , мм	Діаметр кола виступів d_a , мм	Ширина вінця b , мм	Коефіцієнт навантаження k_H	Контактні напруження σ_H , МПа
Перша ступінь	114.7 5	1.5	118.5	121.5	12	1.02	94.3
			96	99			
Друга ступінь	63.75	1.5	96	99			117.2
			24	27			
Розрахункова формула	(3.29))	(3.24)	(3.26)	(3.27)	(3.28)	(3.34)	(3.18)

На основі формул (3.31) і (3.32) для коліс назначаємо 7-му степінь точності. Згідно проведених розрахунків за контактними напруженнями умова контактної міцності (3.19) виконується.

Розрахунок валів при допустимих напруженнях кручення $[\tau_K]=18$ МПа, проведемо згідно формули (3.41). Діаметри валів: діаметр ведучого вала I:

3.3 Конструювання та розрахунок насадки для нарізання різи в двох отворах

The diagram illustrates a 31-bit parallel adder. At the top, a horizontal bar represents the 31-bit output, with a central vertical line labeled 'nex' (next) indicating the carry-in. The output is divided into three sections: Z2 (left), Z1 (center), and Z3 (right). Below this, two identical 16-bit adders are shown, each with a carry-in 'nex' and a carry-out 'nex'. The adders are labeled Z4 and Z5. Each adder has a 16-bit output, with the left half labeled Z6 and the right half labeled Z7. The adders are connected in a chain, with the carry-out of one adder being the carry-in of the next. The total width of the adders is indicated as 31 bits.

Визначимо кількість зубів коліс. Прийнемо мінімальну кількість зубів шестерні $Z_1=16$. Тоді кількість зубів наступних коліс буде рівною:

93

відстань 31 мм для обробки двох отворів, вводимо паразитні колеса $Z_4=Z_5=16$ і щоб не змінилось передаточне число $Z_6=Z_7=16$.

Зубчасті колеса виготовлені з сталі 40Х, яких $\sigma_{\text{Hдоп}}=499$ МПа (див. формулу 3.22).

Крутні моменти на валах:

$$T_{III} = 0.11 \text{ Нм};$$

$$T_{II} = \frac{T_{III}}{u_2} = \frac{0.11}{1} = 0.11 \text{ Нм};$$

$$T_I = \frac{T_{II}}{u} = \frac{0.11}{2.943} = 0.037 \text{ Нм}.$$

Розрахуємо геометричні параметри передач і результати запишемо у таблицю 3.12.

На основі формул (3.31) і (3.32) для коліс назначаємо 7-му степінь точності. Згідно проведених розрахунків за контактними напруженнями умова контактної міцності (3.19) виконується.

Розрахунок валів при допустимих напруженнях кручення $[\tau_k]=18$ МПа, проведемо згідно формули (3.41). Діаметри валів: діаметр ведучого вала I: $d_I=9$ мм. Прийmemo: $d_I=15$ мм тому що необхідно на вал посадити підшипники кочення; діаметр проміжного вала II: $d_I=8.5$ мм. Прийmemo : $d_I=15$ мм тому що необхідно на вал посадити підшипники кочення; діаметр вторинного вала II: $d_I=5.4$ мм. Прийmemo : $d_I=15$ мм тому що необхідно на вал посадити підшипники кочення. Прийняті діаметри валів значно перевищують розрахункові, що вже забезпечує гарантовану міцність і жорсткість, тому немає необхідності проводити уточні рахунки валів.

Таблиця 3.12 – Результати розрахунку геометричних і силових параметрів зубчастих . передач насадки для нарізання різі в двох отворах

Параметр	a_w , мм	Модуль m , мм	Ділильний діаметр d , мм	Діаметр р кола виступів d_a , мм	Ширина вінця b , мм	Коефіцієнт навантаження k_H	Контактні напруження σ_H , МПа
Перша ступінь	72.81	1.5	24	27	12	1.02	30.165
	4		70.5	73.5			
Друга ступінь	91.73	1.5	24	27			33.859
	9		24	27			
Розрахункова формула	(3.29))	(3.24)	(3.26)	(3.27)	(3.28)	(3.34)	(3.18)

3.4 Конструювання та розрахунок механізму подачі заготовок

3.4.1 Формування вихідних даних на проектування

Механізм подачі 4 призначений для періодичного пересування затискачів на крок. Механізм подачі складається з корпусу поз. 15, який переміщується разом з гільзою поз. 13 в направляючих поз. 24 і 18.

На корпусі закріплені дві собачки поз. 4, які зачіпляють за поверхню 1 (див. креслення деталі в розділі 2) під дією пружин поз. 31.

Механізм подачі здійснює подачу ланцюжка заготовок, який ковзає у направляючих, тому сила тертя визначиться з залежності:

$$F_t = G \cdot f \quad (3.60)$$

де G – вага заготовок, Н;

f – коефіцієнт тертя заготовок у направляючих; $f=0.2$.

Вага заготовки згідно креслення рівна $G_t=0.0025$ кг. В системі СІ: $G_t=0.025$ Н. На рисунку 3.19 показано частину ланцюжка заготовок.

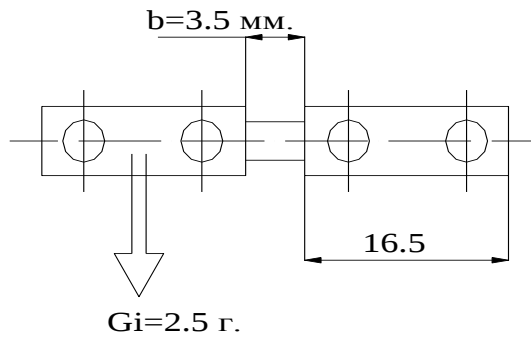


Рисунок 3.19 - Схема ланцюжка заготовок

Довжина контакту заготовок з направляючими: $L=1640$ мм= 1.64 м. На цій ділянці в контакт з направляючими перебуває наступна кількість заготовок, при $l=16.5$ мм, $b=3.5$.

$$i = \frac{L}{b + l} = \frac{1640}{3.5 + 16.5} = 82$$

Сила з якою діє ланцюжок заготовок на направляючі:

$$G = i \cdot G_i = 82 \cdot 0.025 = 2.125 \text{ Н.}$$

Сила тертя, що при цьому виникає: $F_{\text{тр}} = G \cdot f = 2.125 \cdot 0.2 = 0.425 \text{ Н}$

Сила тертя в направляючих механізму подачі:

$$F_H = \frac{G + R_C}{2} \cdot f \quad (3.61)$$

де $G=68.7$ - сила від ваги направляючих, Н;

$R_C=0.425$ – сила яка діє на шток, Н;

$f=0.16$ – коефіцієнт тертя спокою [19, ст. 235].

$$F_H = \frac{68.7 + 0.415}{2} \cdot 0.16 = 5.53 \text{ Н}$$

Сила тертя в ущільненнях:

$$F_y = \pi \cdot d_{sh} \cdot l \cdot p_y \cdot f_y \quad (3.62)$$

де $d_{sh}=10$ – попередній діаметр штока, мм;

$l=10$ – довжина ущільнень, мм;

$p_y=5$ – тиск ущільнень на шток, Н/мм;

$f=0.1$ – коефіцієнт тертя.

$$F_y = 3.14 \cdot 10 \cdot 10 \cdot 5 \cdot 0.1 = 157 \text{ Н}$$

Технологічне навантаження на шток пневмоциліндра:

$$P_T = F_{tr} + F_H + F_y = 0.425 + 5.53 + 157 = 163 \text{ Н}$$

3.4.2 Визначення геометричних параметрів пневмоциліндра

Конструктивні розміри пневмоциліндра на стадії проектування визначаються статичними розрахунками, при яких визначаємо внутрішній діаметр циліндра D , діаметр штока d та діаметр d_y умовного проходу отворів для приєднувальних трубопроводів.

Вихідні дані для розрахунку: робочий тиск повітря у підвідній лінії $p_M = 4 \times 10^5$ Па, технологічне навантаження P_T (Н), довжина ходу поршня $S = 20$ мм, маса приєднаних до пневмоциліндра рухомих елементів m .

Діаметр циліндра визначимо за формулою:

$$D = 1.13 \cdot \sqrt{\frac{P_T}{p_m \cdot \chi_p \cdot (1 - k_T)}} \quad (3.63)$$

де χ_p – коефіцієнт тиску повітря. Приймаємо $\chi_p = 0.3$;

k_T – коефіцієнт навантаження. Приймаємо $k_T = 0.5$.

$$D = 1.13 \cdot \sqrt{\frac{163}{0.4 \cdot 10^6 \cdot 0.3 \cdot (1 - 0.5)}} = 0.0588 \text{ м} \approx 60 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр поршня рівним $D = 63$ мм згідно ДСТУ 6540-68.
Діаметр штока:

$d = (0.25 \dots 0.32) \cdot D = (0.25 \dots 0.32) \cdot 63 = 15.75 \dots 20.16$ мм. Приймаємо $d = 32$ згідно ДСТУ 6540-68. Умовний прохід трубопроводів: $d_y = 0.1 \cdot D = 0.1 \cdot 63 = 6.3$ мм.

3.5 Конструювання та розрахунок мотор-редуктора механізму розмотування-змотування

3.5.1 Опис конструкції та принципу роботи механізму розмотування – змотування

Механізм розмотування – змотування має індивідуальний привод,

призначений для установки котушки заготовок, яка входить в пристрій для намотування. Механізм розмотування – змотування складається з мотор – редуктора, який монтується на шафі. Весь цей механізм стоїть на спеціальній стійці. Під час роботи механізм розмотування – змотування здійснює періодичні провороти на певний крок. Крок задається кутом повороту барабана з заготовками, а кут саме задання кута повороту здійснюється електричним способом за допомогою прапорців які змонтовані в шафі механізму розмотування – змотування. Натяг ланцюга заготовок і аварійний натяг здійснюється важелем, який змонтований на шафі механізм розмотування – змотування.

3.5.2 Формування вихідних даних на проектування

Суть розрахунку мотор-редуктора включає визначення необхідної потужності двигуна приводу мотор-редуктора і визначення необхідних частоти обертання вихідного валу і передаточного відношення самого редуктора. Механізм розмотування – змотування здійснює протягування заготовок через направляючі, і намотує їх на барабан. Нам необхідно визначити момент на барабані, який необхідний для того щоб здійснити робочий цикл і по якому здійснюється попередній вибір двигуна. Момент на барабані визначимо за формулою:

$$M_b = M_i + M_z + M_{op} \quad (3.64)$$

де M_i – динамічний момент інерції, який двигун переборює при розгоні, Нм;

M_z - згинний момент, який необхідний для того, щоб зігнути заготовку при намотуванні на барабан, Нм;

M_{op} – момент опору при переміщенні заготовок по направляючих, Нм.

Розрахункова схема дії сил представлена на рисунку 3.20.

Сила тертя в направляючих згідно формули (3.60) рівна $F_{tr}=0.425$.

На рисунку 3.19 показано схематично частину ланцюжка заготовок. Згідно попередніх розрахунків довжина контакту ланцюжка заготовок рівна 1.64 м, і на цій довжині перебуває 82 деталі.

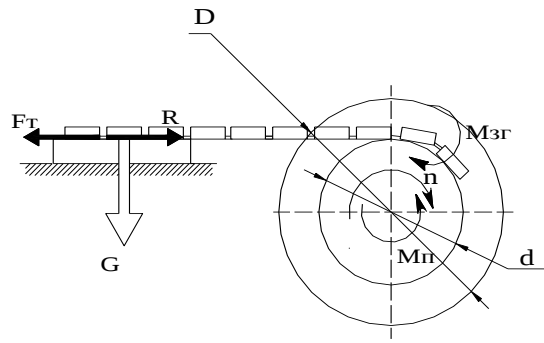


Рисунок 3.20 - Схема дії сил

Приймаємо з конструктивних міркувань розміри барабана на який намотується стрічка заготовок наступними: $d = 130$ мм, $D = 300$ мм, $L = 100$ мм, $c = 10$ мм. Схема конструкції барабана приведена на рисунку 3.21.

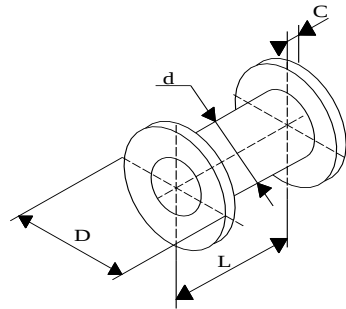


Рисунок 3.21 - Конструктивна схема барабану

Момент опору від сил тертя буде складатись з двох складових: момент тертя від переміщення заготовок у направляючих M_H і момент тертя в опорах M_0 . Відповідно матимемо, Нм:

$$M_H = F_{tr} \cdot \frac{d \cdot 10^{-3}}{2} \quad (3.65)$$

де $d = 130$ діаметр барабана, мм.

Підставивши значення у формулу, одержимо $M_H = 0.026$ Нм.

Момент тертя в підшипнику:

$$M_0 = \frac{P \cdot f \cdot d}{2} \quad (3.66)$$

де P – результуюче навантаження на підшипники, Н;

f – приведений коефіцієнт тертя;

d – діаметр підшипника, мм;

$f = 0.008$;

Попередньо приймемо діаметр підшипників $d = 40$ мм. Для визначення сили що діє на вал з сторони барабана необхідно визначити його масу. Барабан виготовлений з листової сталі товщиною $s = 10$ мм. Для визначення маси барабана необхідно визначити об'єм барабана і помножити це значення на густину матеріалу, з якого виготовлений барабан. Барабан виготовляється з сталевих листів, густина якого $\rho = 7.85$ г/см³. Барабан складається з двох торцевих дисків і циліндра. Тоді об'єм циліндра обчислимо за формулою (3.46), який рівний $V = 2091$ см³.

Тоді маса барабана згідно з формулою (3.45) буде рівною в грамах: $G_b = 16410$ гр; в кілограмах: $G_b = 16.41$ кг. В системі СІ: $P = 9.81 \cdot G_b = 9.81 \cdot 16.41 = 161.004$ Н.

Тоді момент тертя в підшипнику, згідно формули (3.66) буде рівним $M_o = 0.026$ Нм.

Момент опору який переборює двигун:

$$M_{op} = M_o + M_H = 0.026 + 0.026 = 0.052 \text{ Нм}$$

Визначимо момент згину заготовки, при накручуванні її на барабан, Нм:

$$M_z = F_{tr} \cdot L \quad (3.67)$$

де F_t – сила що діє на заготовки при скручуванні, Н;

L – довжина деталі, м.

$L = 0.0165$ м. Тоді момент згину, згідно формули (5.67): $M_z = 0.006636$ Нм.

Розрахункова схема для визначення згинного моменту приведена на рисунку 3.22.

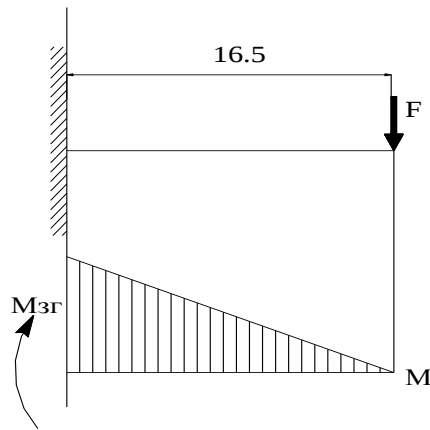


Рисунок 3.22 - Розрахункова схема для визначення згинного моменту

Момент інерції барабану визначимо за формулою, Нм:

$$M_i = I \cdot \varepsilon \quad (3.68)$$

де I - приведений до момент інерції рухомих ланок барабану, кгм^2 ;

ε - кутове прискорення барабана, рад/с^2 .

Момент інерції барабана обрахуємо за формулою:

$$I = \frac{m \cdot R^2}{2} \quad (3.69)$$

де m – маса диска барабана, кг;

R – радіус диска, м.

Згідно формули (5.69) момент інерції бокових дисків $I_1 = 0.025 \text{ кг м}^2$, при $m = 4.5$ маса двох бокових дисків, кг; $R = 0.15$ м - радіус дисків. Момент інерції циліндра, на який намотується ланцюжок заготовок $I_2 = 0.003169 \text{ кг м}^2$; при $m = 3$ маса циліндра, кг, $R = 0.065$ радіус циліндра, м. Момент інерції самого ланцюжка заготовок, намотаного на барабан. Для цього нам необхідно визначити масу ланцюжка заготовок. Густина матеріалу заготовок $\rho = 8.6 \text{ кг/см}^3$. Об'єм деталі, см^3 :

$$V = b \cdot h \cdot t = 0.681 \text{ см}^3$$

де $b = 0.55$ ширина деталі, см;

$h = 0.75$ висота деталі, см;

$t = 1.65$ довжина деталі, см.

На рисунку 3.23 зображено схему розташування заготовок на барабані.

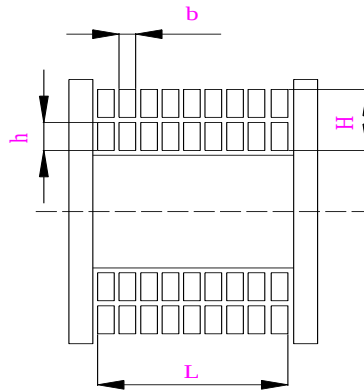


Рисунок 3.23 - Схема розташування заготовок на барабані

Максимальна висота намотування заготовок на барабан: $H=(D-d)/2=(300-130)/2=85$ мм.

При висоті деталі $h = 7.5$ мм на барабан намотується наступна кількість шарів ланцюжка заготовок: $k=H/h=11$, при $H = 85$ - висота намотування заготовок, мм; $h = 7.5$ висота заготовки, мм. Кількість рядів заготовок, що вміщаються на барабан: $a=L/b=18$; при $L = 100$ ширина барабана, мм; $b = 5.5$ ширина заготовки, мм.

Тоді об'єм намотуваного ланцюга заготовок буде рівним:

$$V_{zag} = (\pi \cdot R^2 \cdot H) - (\pi \cdot r^2 \cdot H) = 5741 \text{ см}^3$$

де $R = 15$ максимальний радіус намотаних заготовок, см;

$r = 6.5$ мінімальний радіус намотання заготовок на барабан, см;

$H = 10$ ширина намотування заготовок, см.

Маса намотуваного ланцюжка заготовок, згідно формули (3.45) в грамах $m_z=49370$ гр, в кілограмах $m_z=49.37$ кг. Момент інерції намотуваного ланцюжка заготовок $I_3=0.113$ кг м²; при R_{cp} – середній радіус намотаного ланцюжка заготовок, який визначимо по виразу: $R_{cp}=(R^2-r^2)/2=0.009137$ м.

Момент інерції барабана рівний сумі моментів усіх його ланок, тобто $I = I_1 + I_2 + I_3 = 0.141$ кг м².

Приймемо що прискорення при розгоні барабана рівне: $a = 1$ м/с² або $a = 1$ 60 = 60 м/хв; а швидкість переміщення стрічки заготовок: $V = 0.03$ м/с або V

$$= 0.03 \cdot 60 = 1.8 \text{ м/хв.}$$

Тоді час розгону барабана буде становити, хв:

$$t_p = \frac{V}{a} \quad (3.70)$$

Час розгону барабана $t_p=0.03$ с.

Кутова частота обертання барабана, рад/с:

$$\omega = \frac{2 \cdot V}{d} \quad (3.71)$$

де $V = 0.03$ швидкість переміщення ланцюга заготовок, м/с;

$d = 0.130$ діаметр барабана, на який намотується ланцюжок заготовок, м.

Кутова частота обертання при заданих умовах руху буде рівною $\omega=0.4$ рад/с.

Частота обертання барабана, об/хв:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 0.4}{3.14} = 3.82 \text{ об/хв.}$$

Кутове прискорення барабану:

$$\xi = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot t_p \cdot \eta^2} = \frac{3.14 \cdot 3.82}{30 \cdot 0.03 \cdot 0.99^2} = 13.604 \text{ рад/с}^2$$

Момент інерції барабана визначимо по формулі (3.68), який буде рівний $M_I=1.922$ Нм.

Крутний момент, який необхідно надати барабану щоб здійснити його проворот визначимо по формулі (3.64), підставивши значення, отримаємо $M_b=1.98$ Нм.

3.5.3 Розрахунок мотор-редуктора

3.5.3.1 Вибір потужності двигуна

Маючи крутний корисний момент M_b і діаметр барабана d можемо визначити корисну силу, яка передається барабаном, Н:

$$F_k = \frac{2 \cdot M_b}{d} \quad (3.72)$$

де $d = 0.130$ діаметр барабана, м.

Отже, на основі формули (3.72) барабан повинен подолати силу, корисної

$$F_k = 30.467 \text{ Н.}$$

Мотор-редуктор не реверсивний, призначений для тривалої експлуатації. Вали редуктора змонтовані на підшипниках кочення. Швидкість переміщення ланцюжка заготовок $V = 0.03 \text{ м/с}$. Визначимо потужність на барабані, кВт:

$$P_b = F_k \cdot V \quad (3.73)$$

Отже, для подолання корисної сили F_k барабан розвиває потужність $P_b = 0.914 \text{ кВт}$.

Згідно розрахунків, що приведені вище, частота обертання барабана складає $n = 3.82 \text{ об/хв}$. Попередньо можемо сказати, що двигун будемо вибирати з синхронною частотою обертання 1500 об/хв бо у порівнянні з менш швидкохідними двигунами з синхронною частотою обертання 750 об/хв , ці двигуни мають менші габарити і масу. Щоб забезпечити необхідну частоту вихідного валу використаємо черв'ячний двоступеневий редуктор. Це дозволить зменшити розміри черв'ячних коліс і забезпечити потрібне передаточне відношення.

Визначимо необхідну потужність двигуна:

$$P_d = \frac{P_b}{\eta_1^2 \cdot \eta_2^3} = \frac{0.914}{0.8^2 \cdot 0.999^3} = 1.432 \text{ кВт}$$

де $\eta_1 = 0.8$ коефіцієнт корисної дії однієї черв'ячної пари;

$\eta_2 = 0.999$ коефіцієнт корисної дії пари підшипників.

У формулі значення к.к.д. черв'ячної пари в квадраті означає те що ми маємо двохступінчасту черв'ячну пару, тобто трьох валову систему, а на кожному валі розміщено по парі підшипників.

Згідно одержаної потужності P_d по каталогу вибираємо двигун серії 4А. Модель двигуна 4АМ80В4У3 згідно ТУ 16-510.770-81. Потужність $P = 1.5 \text{ кВт}$, номінальна частота обертання вала двигуна $n = 1415 \text{ об/хв}$. Виконання двигуна 1М3081.

3.5.3.2 Визначення крутних моментів на валах мотор-редуктора

Визначимо передаточне відношення редуктора i_{red} :

$$i_{red} = \frac{\omega_d}{\omega} \quad (3.74)$$

де ω_d – кутова швидкість вала двигуна, рад/с;

ω - кутова швидкість вихідного валу, рад/с.

Кутова швидкість двигуна, при $n = 1415$ - асинхронна частота обертання вала електродвигуна, об/хв.

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3.14 \cdot 1415}{30} = 148.178 \text{ рад/с}$$

На основі результатів розрахунку прийmemo що передаточне відношення редуктора рівне $i_{red} = 360$. Попередньо прийmemo передаточні відношення першої ступені черв'ячного редуктора $i_1 = 18$ і другої ступені $i_2 = 20$.

Частота обертання будь-якого вала визначимо за формулою:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} \quad (3.75)$$

Визначимо кутові швидкості, частоти обертання і крутні моменти валів редуктора, а отриманий результат зведемо у таблицю 3.13.

Таблиця 3.13 - Результати розрахунку кінематичних параметрів редуктора

Параметр	Значення	Розрахункова формула
Кутові швидкості валів, рад/с		
Первинний вал ω_I	$\omega_I=148.178$	
Проміжний вал ω_{II}	$\omega_{II}=8.232$	$\omega_{II}=\omega_I/i_1$
Вторинний вал ω_{III}	$\omega_{III}=0.412$	$\omega_{III}=\omega_{II}/i_2$
Частоти обертання валів, об/хв.		
Первинний вал n_I	$n_I=1415$	(3.75)
Проміжний вал n_{II}	$n_{II}=48.611$	(3.75)
Вторинний вал n_{III}	$n_{III}=3.931$	(3.75)

Крутні моменти, Нм		$T_I = \frac{P_d}{\omega}$
Первинний вал T_I	$T_I=0.009667$	
Проміжний вал T_{II}	$T_{II}=0.174$	$T_{II}=T_I i_1$
Вторинний вал T_{III}	$T_{III}=3.48$	$T_{III}=T_{II} i_2$

3.5.3.3 Визначення передаточних відношень черв'ячних пар мотор-редуктора

Число витків черв'яків приймаємо в залежності від передаточних чисел. Результати визначення кількості заходів черв'яків і кількості зубів черв'ячних коліс у таблицю 3.14.

Таблиця 3.14 - Кількість заходів черв'яків і кількість чисел зубів черв'ячних коліс

Параметр	Значення	Розрахункова формула
Перша ступінь, $u_1=18$	$Z_1=2 \quad Z_2=36$	$Z_2=Z_1 u_1$
Друга ступінь, $u_2=20$	$Z_3=2 \quad Z_4=40$	$Z_4=Z_3 u_2$

3.5.3.4 Силевий розрахунок черв'ячного зачеплення

Марка сталі черв'яка – Сталь 40 Х. Термообробка – гартування до твердості 35..40 HRC_э і наступним шліфуванням витків черв'яка. Для вибраної сталі $\sigma_B = 900$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа, $\sigma_{-1} = 410$ МПа. Твердість: поверхні 45..50 HRC_э, серцевини 269..302 HB при термообробці покращенні і гартуванні. Матеріал черв'ячного колеса вибираємо в залежності від швидкості ковзання, яку визначимо по емпіричній формулі [14]:

$$V_s = \frac{4.3 \cdot \omega_{II} \cdot u}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_{II}} = \frac{4.3 \cdot 8.232 \cdot 360}{10^3} \cdot \sqrt[3]{0.174} = 7.114 \text{ м/с}$$

На основі визначеної швидкості ковзання вибираємо марку матеріалу, який належить до другої групи – безолов'яністі бронзи і латуні. Приймаємо матеріал черв'ячного колеса БрА9ЖЗЛ ГОСТ 493 – 79. Заготовка

одержується литтям в кокіль. Механічні характеристики матеріалу: $\sigma_B = 500$ МПа, $\sigma_T = 230$ МПа. При тривалій роботі допустимі контактні напруження $[\sigma_H] = 167$ МПа, при швидкості ковзання 7 м/с. Допустимі напруження згину для неперервної роботи $[\sigma_{OF}] = k_{FL}[\sigma_{OF}]'$.

де $k_{FL} = 0.543$; $[\sigma_{OF}]' = 85$ МПа.

$$[\sigma_{OF}] = 0,543 \cdot 85 = 46.2 \text{ МПа}$$

Визначимо міжосьову відстань з умови контактної міцності. Результати визначення міжосьової відстані зведемо у таблицю 3.15.

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{170}{\frac{z_2}{q} \cdot \sigma_{dop}}} \cdot T_H \cdot 10^3 \cdot k \quad (3.76)$$

Таблиця 3.15 – Результати визначення міжосьової відстані

Параметр	Значення розрахункове	Розрахункова формула
Міжосьова відстань першої ступені a_{w1} , мм	$a_{w1} = 14.802$	(3.76)
Міжосьова відстань першої ступені a_{w2} , мм	$a_{w2} = 41.776$	(3.76)

Модуль з'єднання визначимо за формулою:

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{z_k + q} \quad (3.77)$$

де z_k – число зубів черв'ячного колеса;

$q = 16$ – коефіцієнт діаметру черв'яка, яки вибираємо попередньо.

$$\sigma_{dop} = [\sigma_H] = 167 \text{ МПа.}$$

На основі розрахункового модуля приймаємо стандартний модуль згідно ДСТУ 2144 – 76.

Уточнену міжосьову відстань визначимо за формулою:

$$a_w = \frac{m \cdot (q + z_k)}{2} \quad (3.78)$$

Значення, одержані при визначенні модуля, його стандартне значення і уточнене значення міжосьової відстані представимо у вигляді таблиці 3.16.

Таблиця 3.16 – Результати розрахунку модуля, його стандартне значення і уточненої міжосьової відстані

Параметр	Стандартний модуль, мм	Уточнена міжосьова відстань, мм
Черв'ячна пара першої ступені	$m_1 = 1.25$	$a_{w1} = 32.5$
Черв'ячна пара першої другої	$m_2 = 2$	$a_{w2} = 56$
Розрахункова формула	(3.77)	(3.78)

Для викреслювання черв'ячних пар необхідно визначити геометричні розміри черв'яка і черв'ячного колеса за нижче приведеними формулами. Результати розрахунку зведемо у таблицю 3.17 Дільний діаметр, мм:

$$\text{черв'яка} \quad d = m \cdot q \quad (3.79)$$

$$\text{черв'ячного колеса} \quad d_k = m \cdot z_k \quad (3.80)$$

де m – модуль черв'ячної пари, мм:

q – коефіцієнт діаметра черв'яка:

z_k – число зубів черв'ячного колеса.

Діаметр вершин черв'яка і черв'ячного колеса, мм:

$$d_a = d + 2 \cdot m \quad (3.81)$$

Діаметр впадин черв'яка і черв'ячного колеса, мм:

$$d_f = d - 2.4 \cdot m \quad (3.82)$$

Найбільший діаметр черв'ячного колеса, мм:

$$d_{aM} = d_a + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} \quad (3.83)$$

Довжина нарізуваної частини шліфованого черв'яка, мм:

$$b = (11 + 0.06 \cdot z_k) \cdot m + 25 \quad (3.84)$$

де z_k – кількість зубів черв'ячного колеса.

Ширини вінця черв'ячного колеса, мм:

$$b_k = 0.75 \cdot d_{ak} \quad (3.85)$$

Ділильний кут підйому витка черв'яка. При кількості заходів черв'яка $z_1 = 2$ і $q = 16$ ділильний кут підйому витка рівний $\gamma = 7^\circ 07'$.

Умовний кут обхвату черв'яком вінця черв'ячного колеса:

$$\sin(\delta) = \frac{b_k}{d_a - 0.5 \cdot m} \quad (3.86)$$

Колова швидкість черв'яка першої і другої ступені:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3.14 \cdot 20 \cdot 1415}{60 \cdot 1000} = 1.482 \text{ м/с} \quad V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3.14 \cdot 32 \cdot 78.611}{60 \cdot 1000} = 0.132 \text{ м/с}$$

Швидкість ковзання в черв'ячній передачі першої і другої ступені:

$$V_{s1} = \frac{V_1}{\cos(\gamma)} = \frac{1.482}{\cos(7.07)} = 2.009 \text{ м/с} \quad V_{s2} = \frac{V_2}{\cos(\gamma)} = \frac{0.132}{\cos(7.07)} = 0.187 \text{ м/с}$$

Уточнимо к.к.д. черв'ячної передачі. При $V_s = 1.482$ м/с приведений коефіцієнт для безолов'янистої бронзи і шліфованого черв'яка $f = 0.04$ 1.5 = 0.06 і приведений кут тертя $\rho = 2^\circ 20'$. К.к.д. з врахуванням втрат в опорах і на розмішування та переміщення масла.

$$\eta = 0.96 \cdot \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = 0.96 \cdot \frac{\operatorname{tg}(7.07)}{\operatorname{tg}(7.07 + 2.20)} = 0.73$$

По таблиці встановлюємо 7 – му степінь точності передачі. В цьому випадку коефіцієнт динамічності буде рівним $k_v = 1$.

Таблиця 3.17 – Результати розрахунку геометричних розміри черв'ячних передач редуктора

Параметр	Ступінь редуктора	Ділильний діаметр, мм	Діаметр вершин, мм	Діаметр впадин, мм	Максимальний діаметр, мм	Ширина нарізуваної частини (вінця), мм	Ділильний кут, град	Кут обхвату коліс а, мм
Черв'як Z_1	Перша	20	22,5	17,5	—	41	$7^0 07'$	45^0
Черв'ячне колесо Z_2		45	47,5	42	49,38	16	—	45^0
Черв'як Z_3	Друга	32	36	27,2	—	51,8	$7^0 07'$	60^0
Черв'ячне колесо Z_4		80	84	75,2	87	27	—	60^0
Розрахункова формула		(3.79) (3.80)	(3.81)	(3.82)	(3.83)	(3.84) (3.85)	-	(3.86))

Коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження визначимо за формулою:

$$k_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_i}{\Theta} \right)^3 \cdot (1 - x) \quad (3.87)$$

для першої ступені $k_{\beta}=1,004$; для другої ступені $k_{\beta}=1,005$.

де z_i – кількість зубів черв'ячного колеса для першої і другої ступені відповідно 36 і 40;

Θ - коефіцієнт деформації черв'яка, при $q = 16$ і $z = 2$ $\Theta = 171$, де Z

кількість заходів черв'яка; $x = 0.6$ допоміжний коефіцієнт.

Коефіцієнт навантаження визначимо з добутку коефіцієнтів динамічності і нерівномірності розподілення навантаження. Перевіримо контактні напруження зубів і перевірку міцності зубів на згин, а отримані результати зведемо у таблицю 3.18.

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \cdot \sqrt{T \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) / a_{w1}^3} \quad (3.88)$$

$$\sigma_F = \frac{1.2 \cdot T \cdot 10^3 \cdot k \cdot Y_F}{z_2 \cdot b_2 \cdot m^2} \quad (3.89)$$

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3(\gamma)} \quad (3.90)$$

Таблиця 3.18 – Результат перевірки зубів на контактну міцність і згин

Черв'ячне колесо	Параметр	Значення	Розрахункова формула
Першої ступені Z_1	σ_H	31.517	(3.88)
	σ_F	0.536	(3.89)
	Z_V	36.8	(3.90)
	Y_F	2.3	—
Другої ступені Z_2	σ_H	62.679	(3.88)
	σ_F	4.391	(3.89)
	Z_V	40.9	(3.90)
	Y_F	2.26	—

Як бачимо виконується, тобто $[\sigma_H] > \sigma_H$ для двох черв'ячних коліс, де $[\sigma_H] = 167$ МПа. Також, умова по контактних напруженнях виконується умова $[\sigma_{OF}] > \sigma_F$ по перевірці зубів на згин, де $[\sigma_{OF}] = 46.2$ МПа.

3.5.3.5 Попередній розрахунок валів

Проектований мотор-редуктор складається з трьох валів: первинного вала, ведучого вала першої ступені; проміжного вала, який виконаний за одне ціле з черв'яком другої ступені, а також на цьому валу кріпиться черв'ячне колесо першої ступені редуктора; вторинного вала, на який садиться черв'ячне колесо другої ступені. Діаметри валів розраховуємо при крученні, при допустимих напруженнях кручення $[\tau_K]=25$ МПа. Значення розрахункових і прийнятих діаметрів валів приведено в таблиці 3.19.

Таблиця 3.19 – Визначення діаметрів валів

Параметр	Діаметр вала, мм	Розрахункова формула
Ведучий вал	$d_I=14$	(3.41)
Проміжний вал	$d_{II}=15$	(3.41)
Ведений вал	$d_{III}=25$	(3.41)

Для з'єднання вала двигуна з ведучим валом редуктора використовується півмуфта, тобто для з'єднання приймаємо діаметр вала $d_I=14$ мм. Діаметр шийки під підшипник $d_{II}=15$ мм. Прийmemo відстань між опорами $L_1 \approx 75$ мм. Відстань від середини до вихідного кінця вала до опори $f \approx 20$ мм. Схематично ведучий вал представлений на рисунку 3.24.

Діаметр вихідного кінця проміжного валу приймаємо рівним 15 мм, так як необхідно посадити його на конічні підшипники. Проміжний вал виконаний за одне ціле з черв'яком, а черв'ячне колесо першої ступені фіксується на валу за допомогою шпонки. Геометричні розміри черв'яка і черв'ячного колеса наведені в таблиці 5.17. Відстань між опорами проміжного впау приймаємо $L \approx 140$ мм. Діаметр під посадку черв'ячного колеса першої ступені приймаємо рівним 16 мм, довжина маточини колеса рівна 20 мм. Схематично проміжний вал зображено на рисунку 3.25.

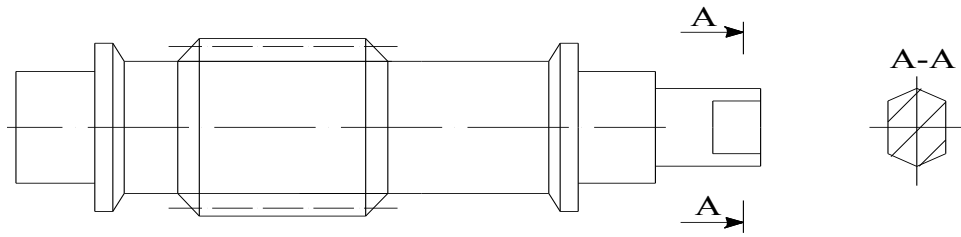


Рисунок 3.24 – Схема ведучого валу редуктора

На ведений вал редуктора кріпиться катушка заготовок, яка має певну масу, і до того ж частина валу під посадку катушки має досить великий виліт. Тому при конструювання валу необхідно врахувати ці параметри, тому на основі розрахункового значення діаметру приймаємо діаметр під посадку підшипника рівним 25 мм. Редуктор працює з механізмом подачі і аналогічним редуктором, тому при роботі є ймовірність заїдання ланцюжка заготовок, заїдання одного з редукторів або механізму подачі. Тому з врахуванням цих факторів передбачено запобіжний механізм – фрикційну муфту.

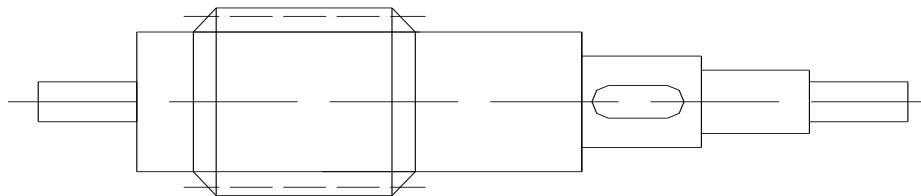


Рисунок 3.25 – Схема проміжного валу редуктора

На веденому валу передбачено шліци для посадки дисків фрикційної муфти. Барабан заготовок садиться на консольну частину валу, діаметр якого 30 мм, а для закріплення барабана від осьового зміщення здійснюється за допомогою гайки яка нагвинчується на різь M27 нарізану на кінці валу. Крутний момент на барабан від валу передається за допомогою призматичної шпонки. З протилежної сторони, перед шліцевою поверхнею, нарізана різь M27 яка призначена для регулювання сили притиску дисків фрикційної муфти. Схематично ведений вал представлено на рисунку 3.26.

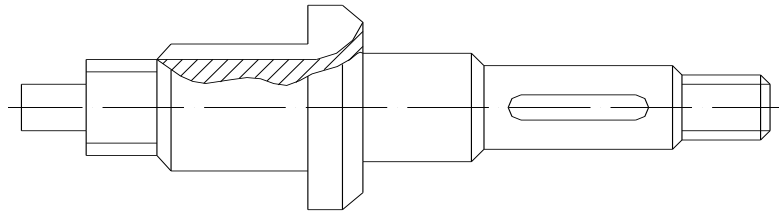


Рисунок 3.26 – Конструктивна схема вторинного валу редуктора

3.5.3.6 Перевірка довговічності підшипників

Для подальшого розрахунку визначимо сили, що виникають в зачепленні черв'ячних пар. Результати визначення сил приведемо у вигляді таблиці 3.20.

Таблиця 3.20 – Сили що виникають в черв'ячних парах

Параметр	Позначення	Цифрове значення сили, Н	Розрахункова формула
Колова сила на черв'яку першої ступені, Н	F_{t1}	0,967	(3.35)
Осьова сила на черв'яку першої ступені, Н	F_{a1}	7,733	(3.35)
Радіальна сила на черв'яку першої ступені, Н	F_{r1}	17,301	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$
Колова сила на черв'ячному колесі першої ступені, Н	F_{t2}	7,333	(3.35)
Осьова сила на черв'ячному колесі першої ступені, Н	F_{a2}	0,967	(3.35)
Радіальна сила на черв'ячному колесі	F_{r2}	17,301	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$

першої ступені, Н			
Колова сила на черв'яку другої ступені, Н	F_{t3}	10,875	(3.35)
Осьова сила на черв'яку другої ступені, Н	F_{a3}	87	(3.35)
Радіальна сила на черв'яку другої ступені, Н	F_{r3}	194,633	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$
Колова сила на черв'ячному колесі другої ступені, Н	F_{t4}	87	(3.35)
Осьова сила на черв'ячному колесі другої ступені, Н	F_{a4}	10,875	(3.35)
Радіальна сила на черв'ячному колесі другої ступені, Н	F_{r4}	194,633	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$

Приймаємо для усіх валів роликотішипники, конічні однорядні легкої серії. Марку і характеристики підшипників зведемо у таблицю 3.21.

Розрахуємо вторинний вал редуктора як найбільш навантажений. При встановленні радіально–упорних підшипників врахуємо, що радіальні рахуємо прикладеними до валу в точках перетину нормалей, проведених до середини контактних площадок.

$$\text{Для підшипника 6-7205A: } a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D) \cdot e}{6} = \frac{16.25}{2} + \frac{(25 + 52) \cdot 0.36}{6} = 13 \text{ мм}$$

Таблиця 3.21 – Підшипники і їх характеристика

Умовне позначення підшипника	d	D	T	C	C ₀	e
	мм			кН		—
7202	15	35	11,75	10,5	6,1	0,45
6 – 7205 A	25	52	16,25	24,0	17,5	0,36
7207 A	35	72	18,25	38,5	26	0,37

Для підшипника 7207A: $a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D) \cdot e}{6} = \frac{18,25}{2} + \frac{(35 + 72) \cdot 0,37}{6} = 16 \text{ мм}$

Визначимо довговічність підшипників. Розрахункова схема валу представлена на рисунку 3.27. Прийmemo відстань між опорами $l = 105 \text{ мм}$, діаметр черв'ячного колеса $d_2 = 80 \text{ мм}$, діаметр. Реакції опор (ліву опру, що сприймає зовнішнє навантаження F_{a4} , позначимо цифрою 6, і при визначенні осьового навантаження будемо вважати її “другою”). $l_1 = 150 \text{ мм}$, $l_2 = 40 \text{ мм}$, $l_3 = 65 \text{ мм}$.

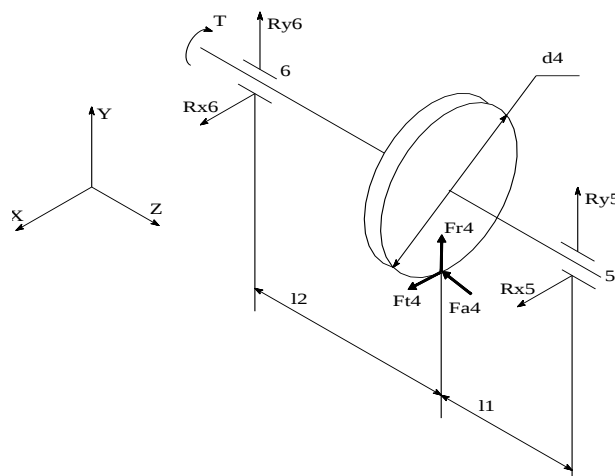


Рисунок 3.27 - Схема вторинного валу

В площині XZ:

$$R_{x5} \cdot l + F_{t4} \cdot l_2 = 0 \quad R_{x5} = \frac{F_{t4} \cdot l_2}{l} = \frac{87 \cdot 40}{150} = 33,143 \text{ Н}$$

$$R_{x6} \cdot l + F_{t4} \cdot l_1 = 0 \quad R_{x6} = \frac{-F_{t4} \cdot l_1}{l} = \frac{-87 \cdot 65}{150} = -53,857 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$R_{x6} + F_{t4} + R_{x5} = -53,857 + 87 + 33,143 = 0$$

В площині YZ:

$$R_{y5} \cdot l + F_{r4} \cdot l_2 - F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2} = 0$$

$$R_{y5} = \frac{-F_{r4} \cdot l_2 + F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2}}{l} = \frac{-194.633 \cdot 65 + 10.875 \cdot \frac{80}{2}}{150} = -70.003 \text{ Н}$$

$$R_{y6} \cdot l + F_{r4} \cdot l_1 + F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2} = 0$$

$$R_{y6} = \frac{-F_{r4} \cdot l_1 - F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2}}{l} = \frac{-194.633 \cdot 65 - 10.875 \cdot \frac{80}{2}}{150} = -124.63 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$R_{y6} + F_{r4} + R_{y5} = -124.63 + 194.633 - 70.003 = 0$$

Сумарні реакції:

$$P_{r5} = \sqrt{R_{x5}^2 + R_{y5}^2} = \sqrt{33.143^2 + 70.003^2} = 77.452 \text{ Н}$$

$$P_{r6} = \sqrt{R_{x6}^2 + R_{y6}^2} = \sqrt{53.857^2 + 124.63^2} = 135.769 \text{ Н}$$

Осьові складові радіальних реакцій конічних підшипників визначимо за формулами:

$$S_5 = 0.83 \cdot e_5 \cdot P_{r5} = 0.83 \cdot 0.36 \cdot 77.452 = 23.143 \text{ Н}$$

$$S_6 = 0.83 \cdot e_6 \cdot P_{r6} = 0.83 \cdot 0.37 \cdot 135.769 = 41.695 \text{ Н}$$

Осьові навантаження підшипників, в нашому випадку $S_5 < S_6$ $P_{a5} = F_{a4} \geq S_6 - S_5$.

Тоді:

$$P_{a5} = S_5 = 23.143 \text{ Н}$$

$$P_{a6} = S_5 + F_{a4} = 23.143 + 10.875 = 34.018 \text{ Н}$$

Для правого (з індексом "5") підшипника відношення

$$\frac{P_{a5}}{P_{r5}} = \frac{23.143}{77.452} = 0.299 \quad 0.299 < e_5$$

тому при підрахунку еквівалентного навантаження осьові сили не враховуються

Еквівалентне навантаження на підшипник:

$$P_{e5} = V \cdot P_{r5} \cdot k_\sigma \cdot k_T = 1 \cdot 77.452 \cdot 1 \cdot 1 = 77.452 \text{ Н}$$

де $V = 1$ коефіцієнт, що враховує обертання внутрішнього кільця

підшипника;

$P_{r5} = 77.452$ сумарна реакція що діє на підшипник, Н;

$k_{\sigma} = 1$ коефіцієнт динамічності;

$k_T = 1$ температурний коефіцієнт підшипника.

Розрахункова довговічність, млн. об:

$$L = \left(\frac{C}{P_{e5}} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{C}{P_{e5}}} = \left(\frac{24000}{77.452} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{24000}{77.452}} = 2.013 \times 10^8 \text{ млн. об}$$

Розрахункова довговічність, год:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_{III}} = \frac{2.013 \cdot 10^8 \cdot 10^6}{60 \cdot 3.48} = 9.643 \times 10^{11} \text{ ГОД}$$

де $C = 24000$ статична вантажопідйомність підшипника, Н;

$n_{III} = 3.48$ частота обертання проміжного вала, об/хв.

Довговічність лівого (з індексом “6”) підшипника 7207А. Відношення для лівого підшипника:

$$\frac{P_{a6}}{P_{r6}} = \frac{34.018}{135.769} = 0.25 \quad 0.25 < e_6$$

тому при підрахунку еквівалентного навантаження осьові сили на враховуються

Еквівалентне навантаження на підшипник:

$$P_{e6} = V \cdot P_{r6} \cdot k_{\sigma} \cdot k_T = 1 \cdot 135.769 \cdot 1 \cdot 1 = 135.769 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність, млн. об:

$$L = \left(\frac{C}{P_{e5}} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{C}{P_{e5}}} = \left(\frac{38500}{135.769} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{38500}{135.769}} = 1.51 \times 10^5 \text{ млн. об}$$

Розрахункова довговічність, год:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_{III}} = \frac{1.51 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{60 \cdot 3.48} = 7.2 \times 10^8 \text{ ГОД}$$

де $C = 38500$ статична вантажопідйомність підшипника, Н;

$n_{III} = 3.48$ частота обертання проміжного вала, об/хв.

Як видно з розрахунків вибрані підшипники мають значний запас довговічності, тому визначена довговічність є прийнятною для усіх

підшипників.

3.5.3.7 Уточнений розрахунок валів

Приймаємо, що нормальні напруження від згину змінюються по симетричному циклу, а дотичні від кручення – по віднульовому (пульсуючому).

Уточнений розрахунок полягає у визначенні коефіцієнтів запасу міцності S для небезпечних січень і порівняння їх з потрібними (допустимими) значеннями $[S]$. Міцність зберігається при $S > [S]$. Будемо проводити розрахунок для найбільш небезпечних січень валів. Розглянемо первинний вал. Матеріал вала такий як і матеріал черв'яка (вал виконаний за одне ціле з черв'яком), тобто матеріал вала сталь 40Х ГОСТ 1050-74, гартована. По таблиці при діаметрі заготовки до 120 мм (в нашому випадку) середнє значення $\sigma_B = 900$ МПа. Границя міцності при симетричному циклі згину, МПа:

$$\sigma_{-1} = \sigma_b \cdot 0.43 = 900 \cdot 0.43 = 387 \text{ МПа}$$

Границя міцності при симетричному циклі дотичних напружень, МПа:

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} = 0.58 \cdot 387 = 224.46 \text{ МПа}$$

Черв'ячний вал перевіряти на міцність не потрібно, так як розміри його поперечних січень, прийняті при конструюванні вала після розрахунку геометричних характеристик ($d=20$ мм, $d_a=22.5$ мм, $d_f=17.5$ мм) які значно переважають характеристики, які б могли бути одержані при розрахунку на кручення.

Перевіримо стрілу прогину черв'яка (розрахуємо на жорсткість). Приведений момент інерції січення черв'яка:

$$J_{pr} = \frac{\pi \cdot d_{f3}^4}{64} \cdot \left(0.375 + 0.625 \cdot \frac{d_{a3}}{d_{f3}} \right) = \frac{3.14 \cdot 17.5^4}{64} \cdot \left(0.375 + 0.625 \cdot \frac{22.5}{17.5} \right) = 5.426 \times 10^3 \text{ мм}^4$$

Стріла прогину:

$$f = \frac{l^3 \cdot \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 \cdot E \cdot j_{pr}} = \frac{70^3 \cdot \sqrt{0.967^2 + 17.301^2}}{48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 5.426 \cdot 10^3} = 1.141 \cdot 10^{-4} \text{ мм}$$

Допустимий прогин:

$$f_{доп} = m_1 \cdot 0.005 = 1.25 \cdot 0.005 = 6.25 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

де $l = 70$ міжопорна відстань опор, мм;

$E = 2 \cdot 10^5$ модуль пружності, МПа;

$m_1 = 1.25$ модуль черв'яка, мм.

Таким чином жорсткість черв'яка забезпечена.

3.6 Конструювання та розрахунок механізму відрубки заготовок

3.6.1 Визначення зусилля різання

Механізм відрубки поз. 6 призначений для приводу штампа, в якому виконується операція розподілення ланцюга затискачів на окремі деталі.

На рисунку 3.27 схематично зображено процес відрубання заготовки.

Зусилля різання:

$$P = L \cdot s \cdot \sigma_{зr} \quad (3.91)$$

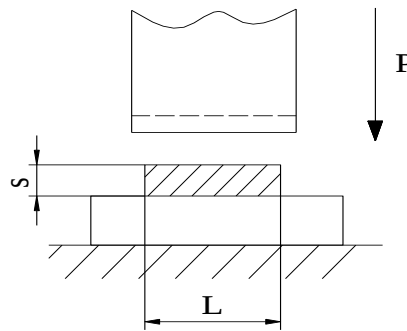


Рисунок 3.27 - Схема ланцюжка заготовок

де L — ширина різання, мм;

s — товщина різання, мм;

$\sigma_{зr}$ — допустимі напруження зрізу, МПа.

Допустимі напруження зрізу визначимо за формулою:

$$\sigma_{зr} = (0.8 \dots 0.86) \cdot \sigma_b = (0.8 \dots 0.86) \cdot 300 = 240 \dots 258 \text{ МПа}$$

де $\sigma_b=300$ – границя міцності оброблюваного матеріалу, МПа.

Приймаємо $\sigma_{zt}=245$ МПа. Тоді зусилля різання буде рівним:

$$P = 3 \cdot 1 \cdot 245 = 735 \text{ МПа}$$

3.6.2 Визначення геометричних параметрів пневмоциліндра

Для пневмоциліндрів, у яких технологічне навантаження діє в кінці робочого ходу діаметр поршня визначимо за формулою.

Вихідні дані для розрахунку: робочий тиск повітря у підвідній лінії $p_M=4 \times 10^5$ Па [5], технологічне навантаження P_T (Н), довжина ходу поршня $S=20$ мм, маса приєднаних до пневмоциліндра рухомих елементів m .

$$D = 1.13 \cdot \sqrt{\frac{P_T - m \cdot g}{0.9 \cdot p_M - p_a}} \quad (3.92)$$

де P_T – технологічне навантаження на штоку циліндра, Н;

m – маса рухомих частин, $m=8.26$ кг;

g – прискорення вільного падіння, m/s^2 ;

p_M – робочий тиск у підвідній лінії, $p_M=0.4$ МПа;

p_a – атмосферний тиск, $p_a=0.1$ МПа.

Сила тертя в ущільненнях (див. 5.62):

$$F_y = 3.14 \cdot 30 \cdot 10 \cdot 5 \cdot 0.1 = 471 \text{ Н}$$

Сила, що виникає під дією тиску у штоковій порожнині при робочому ході:

$$F_o = p_a \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad (3.93)$$

Попередньо приймаємо що $D=100$ мм, $d=30$ мм. Тоді:

$$F_o = 0.1 \cdot 10^6 \cdot \frac{3.14}{4} \cdot (100^2 - 30^2) = 29 \text{ Н}$$

Сила інерції яка виникає при русі робочого органу:

$$F_i = \frac{G}{g} \cdot \frac{s}{t} \quad (3.94)$$

де G – вага робочого органу, кг;

s – хід робочого органу, м.

t – час руху, с.

$$F_i = \frac{8.26}{9.81} \cdot \frac{0.01}{0.001} = 8.4 \text{ Н}$$

Сила тертя поршня в циліндрі:

$$F_p = \pi \cdot D \cdot b \cdot [p + (z - 1) \cdot p_k] \cdot f_y \quad (3.95)$$

де b – ширина ущільнень, приймаємо $b=6$ мм;

z – число ущільнюючих кілець, $z=2$;

p_k – тиск кільця на стінку циліндра, $p_k=5$ МПа.

$$F_p = 3.14 \cdot 100 \cdot 6 \cdot [0.4 \cdot 10^6 + (2 - 1) \cdot 5] \cdot 0.1 = 1017.4 \text{ Н}$$

Навантаження на шток:

$$P_T = P + F_y + F_o + F_i + F_p = 735 + 471 + 29 + 8.4 + 1017.4 = 2260.8$$

$$D = 1.13 \cdot \sqrt{\frac{2260.8 - 8.26 \cdot 9.81}{0.9 \cdot 0.4 \cdot 10^6 - 0.1 \cdot 10^6}} = 0.103 \text{ м}$$

Приймаємо діаметр поршня рівним $D=0.125\text{м}=125$ мм згідно ДСТУ 6540-68 [5]. Діаметр штока: $d = (0.25..0.32) \cdot D = (0.25..0.32) \cdot 125 = 31.25..40$ мм.

Приймаємо $d=32$ згідно ГОСТ 6540-68. Умовний прохід трубопроводів:

$$d_y = 0.1 \cdot D = 0.1 \cdot 125 = 12.5 \text{ мм.}$$

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Характеристика дільниці з точки зору хорони праці та техніки безпеки

Обладнання, що знаходиться на дільниці механічної обробки повинно відповідати вимогам ДСТУ 12.3.025-80 “Обробка металів різанням. Вимоги безпеки”.

Виробниче приміщення, в якому проходить процес обробки різанням, повинно відповідати вимогам СНіП 11-2-80, СНіП 11-89-80 і санітарним вимогам проектування виробничих приміщень СН 245-71. Дільниця повинна бути обладнана засобами пожежегасіння згідно ДСТУ 12.4.009-83. При обробці заготовок, які виходять за межі обладнання, встановлюються переносні огорожі.

При механічній обробці метали в повітря можуть поступати різноманітні шкідливі речовини. Найбільш поширеними шкідливими факторами повітряного середовища на дільниці є пил і різноманітні аерозолі, що випаровуються від мастильно-охолоджуючих рідин.

Пил, потрапляючи в механізми що труться, прискорює їх спрацювання, а потрапляючи на обмотки електродвигунів, погіршує відвід теплоти, може спричинити коротке замикання. Дія пилу на людину залежить від його токсичності, дисперсності і концентрації в повітряному середовищі. Вміст шкідливих речовин у повітрі не повинен перевищувати граничнодопустимих концентрацій (ГДК), які оцінюються в міліграмах на метр кубічний і норм, які вказані в ДСТУ 12.1.005-76 і СН 245-71.

Параметри мікроклімату дільниці повинні відповідати вимогам ДСТУ 12.1.005-76. Під мікрокліматом приміщення розуміють клімат внутрішнього середовища даного приміщення, який визначається діючим на організм людини поєднанням температури, вологості і швидкості руху повітря, а також температури довколишніх поверхонь. Оптимальна вологість 30..60 %

при температурі повітря 18..20 °С.

Швидкість руху повітря один з факторів що характеризує мікроклімат приміщення. Швидкість руху повітря повинна бути в межах 0.1..0.5 м/с при загальній вентиляції і 0.7..2 м/с при місцевій вентиляції.

Для підтримки норм мікроклімату діляниці, видалення забрудненого повітря і подачі замість нього свіжого повітря застосовують вентиляцію приміщення.

Небезпеку також являє контакт з рухомими елементами обладнання, ріжучим інструментом, рухомими частинами різного роду передач, рухомих машин.

Безпека праці забезпечується застосуванням опорних, запобіжних пристроїв, блокуючи пристроїв, а також світлової сигналізації.

4.2 Організація і планування робочого місця

Проектований верстат по своїх функціональних можливостях може використовуватись в умовах крупно серійного і масового виробництва, що не вимагає виконання великої кількості операцій на робочому місці.

При масовому виробництві використовуються стандартні і спеціальні ріжучі інструменти і спеціальні пристрої, відповідно проводиться планування робочого місця.

На рисунку 4.1 наведено план робочого місця оператора автоматичної лінії. Верстат з габаритними розмірами 4380x960x2030 мм, фронтальною стороною розміщений до проїзду на відстані 1400 мм. Зліва від верстату розміщена несуча стіна цеху, на відстані 900 мм, справної сторони від верстату (згідно рисунку 4.1) на відстані 500 мм проходить проїзд. Відстань від проїзду до тилової сторони верстану складає 800 мм. Інвентар на робочому місці розміщується на інструментальній тумбочці 3, довжиною 300 мм і шириною 450 мм. Також на тумбочці 3 передбачено планшет для креслень 4. Для відпочинку і спостерігання за процесом роботи лінії під час автоматичного циклу передбачено крісло 2. Щоб не було простоїв лінії і її

дозаправки заготовками передбачено стелаж для заготовок 7 і стелаж 6 для складання готового ланцюжка деталей.

4.3 Розрахунок основних показників з охорони праці

4.3.1 Розрахунок штучного освітлення

Для освітлення ділянки площею $S=23.3 \text{ м}^2$ (згідно рисунку 4.1 $S=7.38 \times 3.160=23.3 \text{ м}^2$) використовуємо люмінесцентні лампи високого тиску типу ЛДЦ напругою 220 В ДСТУ 6825-74. Знайдемо індекс приміщення за формулою:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)} \quad (4.1)$$

де H_p – висота підвісу світильників над робочою поверхнею, м;

A і B – довжина і ширина ділянки. Згідно схеми, зображеної на рисунку 6.1 $A=7.380 \text{ м}$, $B=3.160 \text{ м}$.

Висота приміщення $H=6 \text{ м}$, згідно інженерно-технічних норм проектування діляниць. $h_z=0.4 \text{ м}$ – відстань від стелі до краю світильника; $h_p=0.8 \text{ м}$ – висота, на якій знаходиться розрахункова робоча поверхня над підлогою. Тоді розрахункова висота буде рівною:

$$H_p = H - h_z - h_p = 6 - 0.4 - 0.8 = 4.8 \text{ м}$$

Індекс приміщення буде рівним:

$$i = \frac{7.380 \cdot 3.160}{4.8 \cdot (7.380 + 3.160)} \approx 0.5$$

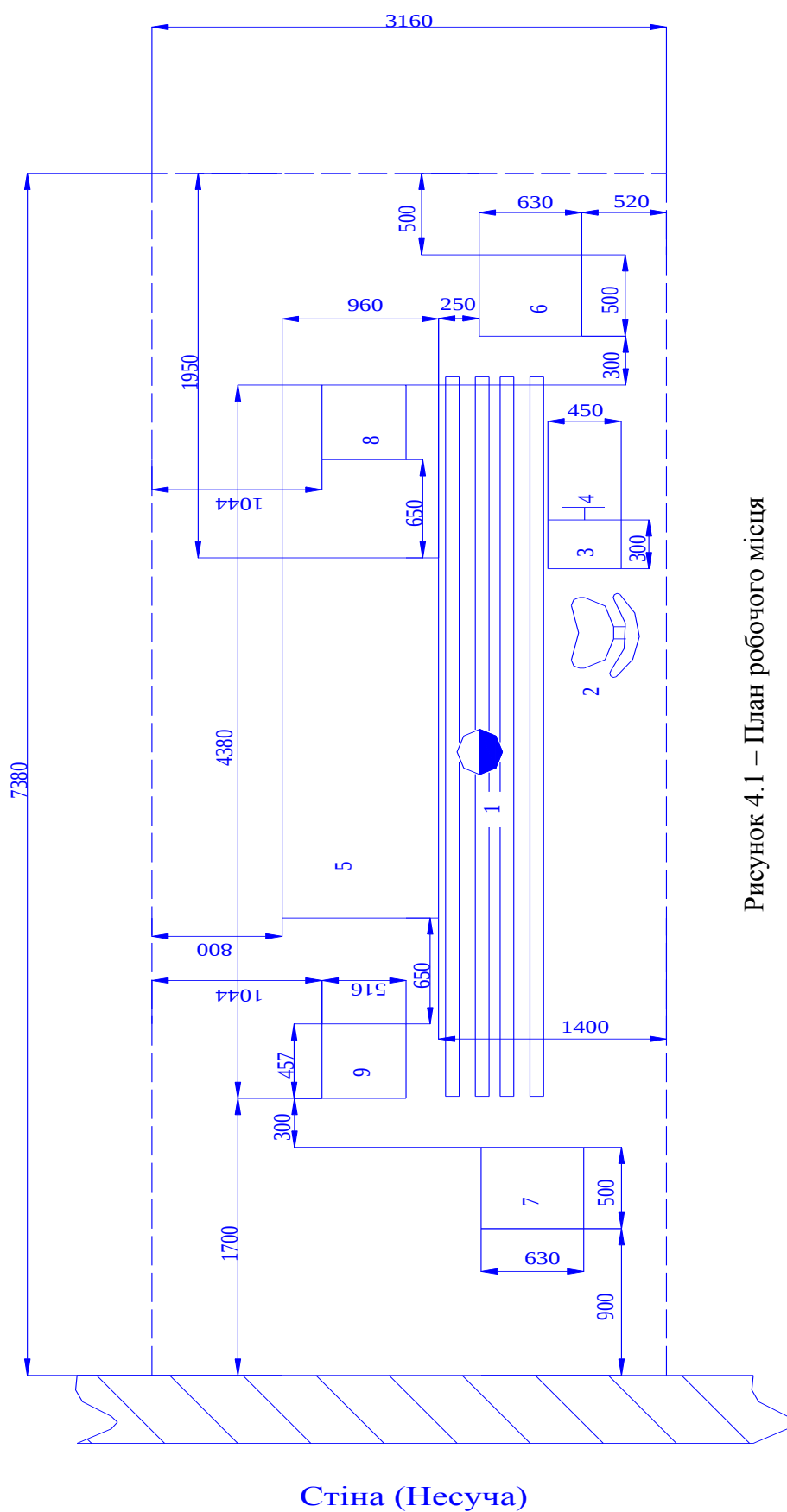


Рисунок 4.1 – План робочого місця

1- решітка для ніг; 2- крісло; 3 – тумбочка для інструментів; 4 – планшет для креслень;
 5 – лінія обробки тискачів автоматична; 6 – стелаж для готових деталей; 7 – стелаж для заготовок; 8 – механізм змотування ланцюжка деталей; 9 – механізм розмотування ланцюжка заготовок.

В залежності від індексу приміщення та типу люмінесцентного світильника вибираємо коефіцієнт використання світлового потоку ламп η , який залежить від коефіцієнту відбивання світлового потоку від стелі $\rho_{\text{стелі}}$, стін $\rho_{\text{стін}}$ та підлоги $\rho_{\text{підлоги}}$.

Для люмінесцентного світильника при $i=0.5$ $\rho_{\text{стелі}}=70\%$, $\rho_{\text{стін}}=50\%$, $\rho_{\text{підлоги}}=10\%$ $\eta=23\%$.

Світловий потік лампи визначимо за формулою:

$$F_L = \frac{E_H \cdot S \cdot z \cdot k_z}{N_p \cdot \eta} \quad (4.2)$$

де F_L – світловий потік лампи, лм;

E_H – нормативна освітленість, лк; згідно СНиП 4-79 $E_H=350$ лк;

S – освітлювальна площа, м^2 ;

z – коефіцієнт, характеризує нерівномірність освітлення; знаходиться в межах 1.1..1.5. Приймаємо $z=1.2$;

N_p – кількість світильників; приймаємо, що світильники розміщуються в чотири ряди, тобто $N_p=4$;

k_z – коефіцієнт запасу; знаходиться в межах 1.2..1.7. Приймаємо $k_z=1.5$.

$$F_L = \frac{350 \cdot 23.3 \cdot 1.2 \cdot 1.5}{4 \cdot 0.23} = 15955 \text{ лм}$$

По одержаному значенню світлового потоку вибираємо найближчу стандартну люмінесцентну лампу високого тиску типу ЛДЦ-80. Якщо в світильнику встановити по дві лампи ЛБ-40 ($n=2$) потужністю по 80 Вт кожна, з світловим потоком кожної $F_H=2100$ лм, то необхідна кількість світильників у ряду складе:

$$N = \frac{F_L}{n \cdot F_H} = \frac{15655}{2 \cdot 2100} = 3.7$$

Приймаємо кількість світильників $N=4$ світильники. З конструктивних міркувань приймаємо, що відстань між світильниками складає $L=2$ м. Тоді відстань від крайніх світильників до стін:

$$l = (0.3..0.5) \cdot L = (0.3..0.5) \cdot 2 = 0.6..1 \text{ м}$$

Приймаємо $l=1\text{м}$. При розрахунковому відношенні $L/H_p=2/4.2$ приймаємо прямокутне розміщення світильників. Розрахункова схема освітлення представлена на рисунку 4.2.

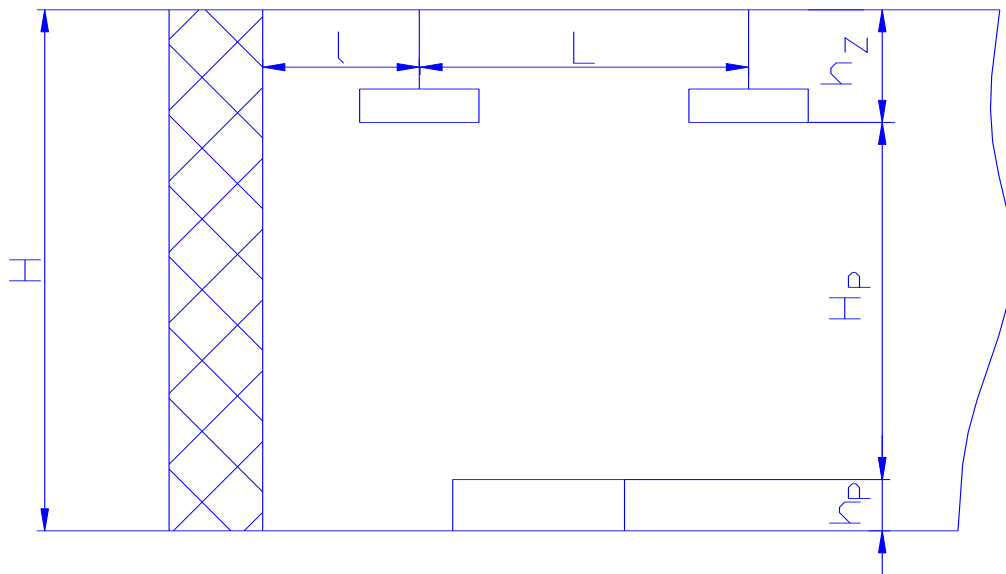


Рисунок 4.2 – Схема для розрахунку штучного освітлення

4.3.2 Розрахунок захисного заземлюючого пристрою

Мета розрахунку – визначення кількості і розмірів заземлювачів і складання плану розташування заземлювачів і заземлюючих провідників. Вихідними даними для розрахунку заземлюючого пристрою є: величина опору заземлюючого пристрою, що нормується правилами, питомий опір ґрунту, що визначається вимірюванням або із таблиць нормативів, тип, розміри і умови розташування в ґрунті одиничних заземлювачів.

Визначимо нормативне значення опору заземлювача R_H .

Нормативне значення опору заземлюючого пристрою R_H до якого приєднані нейтралі металевих частин електрообладнання у будь-яку пору року має бути не більше 2, 4 і 8 Ом, відповідно при лінійній напрузі 680, 380 і 220 В в джерелах однофазного струму.

Отже, згідно поставлених умов приймаємо $R_H=4$ Ом для установок напругою до 1000 В.

Визначимо розрахунковий питомий опір ґрунту ρ в якому будемо

розміщувати електроди заземлювача:

$$\rho = \rho_{\text{tabl}} \cdot \psi \quad \text{Ом м} \quad (4.3)$$

де ρ_{tabl} – табличне значення питомого опору ґрунту, Ом м. Приймаємо $\rho_{\text{tabl}}=40$ Ом м – для глинистих ґрунтів при вологості 10..20 % до маси ґрунту.

ψ - кліматичний коефіцієнт, питомого опору ґрунту. Приймаємо $\psi=1.3$ – при середній вологості ґрунту.

$$\rho = 40 \cdot 1.3 = 52 \text{ Ом}$$

Визначимо тип заземлюючого пристрою.

Приймаємо вертикальний стержневий заземлювач, круглого перерізу, розташований біля поверхні ґрунту. Схематично вертикальний заземлювач показано на рисунку 4.3.

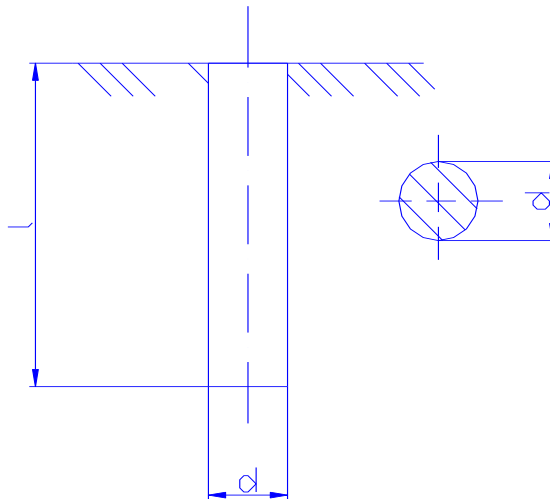


Рисунок 4.3 – Схема вертикального заземлювача

Розрахунковий опір розтікання струму з одного вертикального стержневого заземлювача:

$$R_1 = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \ln \frac{4 \cdot l}{d} \quad (4.4)$$

де l – довжина заземлювача, м; приймаємо $l=1.5$ м;

d – діаметр заземлювача, м; приймаємо $d=0.03$ м.

$$R_1 = \frac{52}{2 \cdot 3.14 \cdot 1.5} \cdot \ln \frac{4 \cdot 1.5}{0.03} = 29.15 \text{ Ом}$$

Визначимо необхідну кількість одиничних заземлювачів, однакових по розмірах і симетрично розміщених в однорідному ґрунті:

$$n' = \frac{R_1}{R_H \cdot \eta'_b} \quad (4.5)$$

де η'_b – коефіцієнт використання вертикальних стержнів.

Цей коефіцієнт залежить від типу заземлювачів, орієнтації і їхньої кількості, відношення відстані між заземлювачами a до їхньої довжини l .

Попередньо приймаємо виносне захисне заземлення відносно заземлюючого обладнання, так як воно дає можливість вибору розташування електродів із найменшим опором ґрунту. Відповідно і заземлювачі приймаємо виносні, із розташуванням по контуру, з відстанню між електродами $a=3$ м, відношення $a/l=3/1.5=2$, і при попередній кількості заземлювачів до 20 шт., приймаємо $\eta'_b=0.73$.

$$n' = \frac{29.15}{4 \cdot 0.73} = 9.98$$

Приймаємо кількість електродів, рівною $n'=10$. Уточнимо коефіцієнт використання стержневих електродів.

$$\eta_{bf} = \frac{R_1}{R_H \cdot n'_b} = \frac{29.15}{4 \cdot 10} = 0.73$$

Визначимо опір з'єднувальних горизонтальних електродів.

Для з'єднання вертикальних електродів приймаємо круглий провідник з діаметром $d=0.02$ м, розміщений на поверхні ґрунту. Схематично горизонтальний електрод представлено на рисунку 4.4.

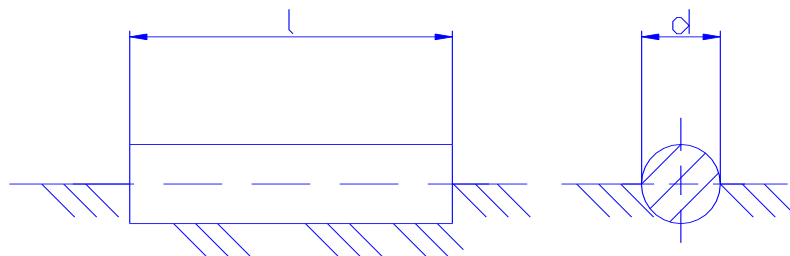


Рисунок 4.4 – Схема горизонтального заземлювача

Довжина горизонтального провідника, при розміщенні заземлювачів по контуру визначимо по формул:

$$l = a \cdot n = 3 \cdot 10 = 30 \text{ м}$$

В ґрунті опір розтікання струму горизонтального електрода (стрічки) без врахування ефекту екранування:

$$R_2 = \frac{\rho}{\pi \cdot l} \cdot \ln \frac{2 \cdot l}{d} \quad (4.6)$$

$$R_2 = \frac{52}{3.14 \cdot 30} \cdot \ln \frac{2 \cdot 30}{0.02} = 2.9 \text{ Ом}$$

Загальний опір заземлюючого пристрою R_{GR} , складається з опору n вертикальних стержнів-електродів та опору горизонтального електрода.

$$R_{GR} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 \cdot \eta_G + R_2 \cdot \eta'_b} \quad (4.7)$$

де η_G – коефіцієнт використання горизонтального електрода. При кількості вертикальних електродів $n=10$ та відношенні $a/l=3/1.5=2$ $\eta_G=0.8$.

$$R_{GR} = \frac{29.15 \cdot 2.9}{29.15 \cdot 0.8 + 2.9 \cdot 0.73} = 3.3 \text{ Ом}$$

Природні заземлювачі не використовуємо, тому розрахункове значення опору ґрунтового заземлювача не повинна перевищувати допустимого опору для електроустановок напругою до 1000 В ($R_H=4$ Ом), тому умова $R_{GR}<R_H$, тобто $3.3<4$ виконується.

На основі розрахунків приведемо схему виносного заземлюючого пристрою для даної ділянки, яка представлена на рисунку 4.5.

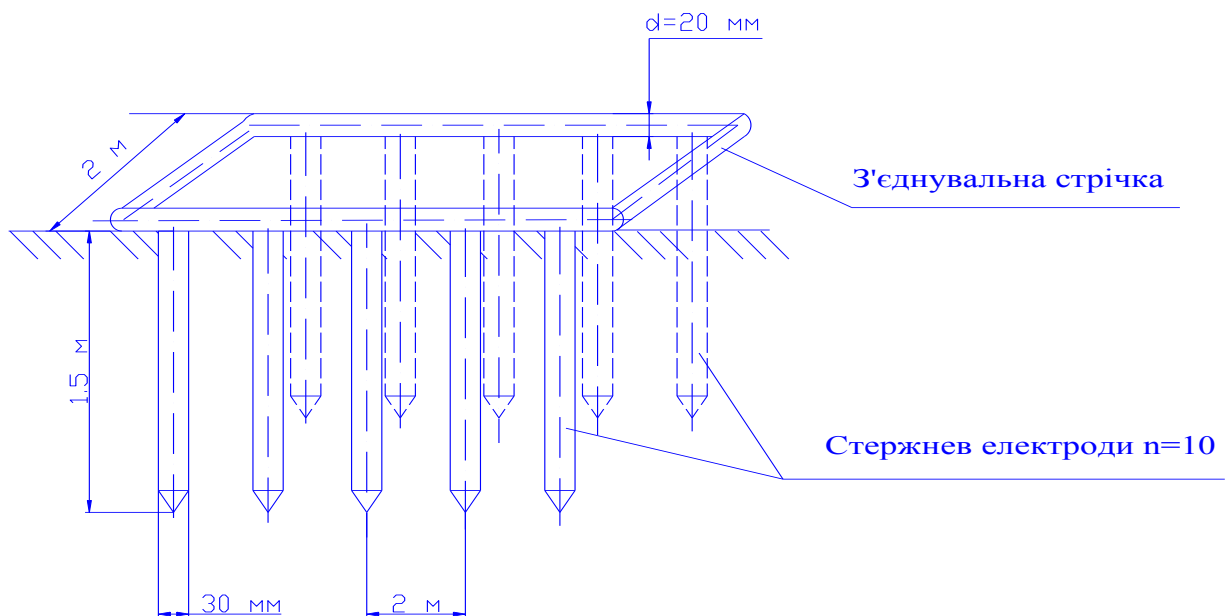


Рисунок 4.5 – Схема виносного заземлюючого пристрою

4.4 Заходи по покращенню умов праці

Із застосуванням нових прогресивних технологій, нових методів і засобів обробки, намагаються покращити умови праці працівників, що задіяні на даній ділянці. Виходячи із цього умови праці на робочих місцях при проектуванні даного технологічного обладнання і даної ділянки проектуємо за рахунок впровадження і вдосконалення наступних факторів :

- забезпечення необхідного повітрообміну у виробничих приміщеннях. Це забезпечується правильним встановленням витяжної вентиляції в цеху;
- ізоляції небезпечних технологічних процесів, застосування засобів індивідуального захисту;
- заміна небезпечного виробничого обладнання більш безпечним (заміна універсальних верстатів на верстати із автоматичним циклом роботи, що в свою чергу зменшує втомлюваність робітника);
- удосконалення на ділянці огорожень і блокувань;
- застосування запобіжних пристосувань, запобіжних і скидних клапанів в системах підвищеного тиску газів;
- вдосконалення органів керування (ручки, важелі , тощо);
- періодичність своєчасних перевірок і випробувань обладнання і електроустановок;
- удосконаленні колективних і індивідуальних засобів захисту робітників;
- раціональне освітлення робочих місць і робочих зон;
- забезпечення нормативних значень температури, відносної вологості, а також швидкості руху повітря за рахунок встановлення кондиціонерів повітря;
- зменшення шуму на робочих місцях шляхом балансування обертових частин обладнання, застосування неметалевих елементів в конструкціях механізмів;
- акустична обробка стін ділянки для зменшення шумів;

- зменшення вібрацій обладнання за рахунок балансування деталей обладнання;
- зниження монотонної важкої праці за рахунок автоматичного обладнання;
- забезпечення правильного режиму праці робітників;
- правильне пофарбування стін, стелі, що заспокоїливо діє на людей і частково зменшує психологічне навантаження.

4.5. Основні положення безпеки в надзвичайних ситуаціях

Сучасна цивільна оборона є системою органів управління сил і засобів яку створено для організації і забезпечення захисту населення від наслідків надзвичайних ситуацій (НС) техногенного, природного, екологічного і військового походження і це визначення докорінно відрізняє її від того що було раніше.

Закон України “Про захист людини від впливу іонізуючого випромінювання” гарантує право людини на забезпечення захисту від впливу іонізуючого випромінювання. Згідно статті 3 цього закону кожна людина, яка проживає або тимчасово перебуває на території України, має право на захист від впливу іонізуючого випромінювання. Це право забезпечується здійсненням комплексу заходів щодо запобігання впливу іонізуючого випромінювання на організм людини у встановлених дозових меж опромінення, компенсацією за перевищування встановлених дозових меж опромінення та відшкодування шкоди, заподіяної внаслідок впливу іонізуючого випромінювання.

Основна дозова межа індивідуального опромінення населення не повинно перевищувати 1 мілізіверта (мЗв) – похідна від одиниці випромінювання еквівалентної та ефективної дози іонізуючого випромінювання – зіверт (Зв)(у системі СИ). Позасистемна одиниця – бер (1 мЗв дорівнює 0.1 бера)) (Примітка до частини першої статті 5 у редакції Закону України від 26.04.2001 р. №2397-III) ефективної дози опромінення за рік, при цьому

середньо річні ефективні дози опромінення людини, віднесеної до критичної групи, не повинні перевищувати встановлених цією статтею основних дозових меж опромінення незалежно від умов та шляхів формування цих доз.

Дозові межі індивідуального опромінення населення та критерії щільності забруднення ґрунтів на території, що зазнала радіоактивного забруднення внаслідок Чорнобильської катастрофи, визначається законами України та іншими нормативно правовими актами.

Основна доза межі індивідуального опромінення персоналу об'єктів, на яких здійснюється практична діяльність введених в експлуатацію після набрання чинності Закону України “Про захист людини від впливу іонізуючого опромінення”, не повинна перевищувати 20 мЗв ефективної дози опромінення на рік, при цьому допускається її збільшення до 50 мЗв за умови, що середньорічна доза опромінення протягом п'яти років підряд не перевищує 20 мЗв.

Згідно статті 7 Закону України “Про захист людини від впливу іонізуючого випромінювання” залучення осіб до ліквідації радіаційних аварій та їх наслідків допускаються лише на добровільних засадах, за контрактом, в якому повинна зазначатись можлива доза опромінення за час ліквідації радіаційної аварії та її наслідків.

Залучення до ліквідації радіаційних аварій та їх наслідків осіб, які мають медичні протипоказання, осіб віком до 18 років та жінок дітородного віку забороняється.

Опромінення осіб, залучених до ліквідації радіаційної аварії та її наслідків, вище основних дозових меж опромінення, встановлених Законом України “Про захист людини від впливу іонізуючого випромінювання”, допускаються лиш за їх згодою, у випадках, якщо не можна вжити заходів, які виключають їх перевищення і може бути виправдано лише рятуванням життя людей та попередження подальшого небезпечного розвитку аварії і опромінення більшої кількості людей.

Втручання, зумовлене необхідністю захисту життя та здоров'я людини

повинно бути таким, щоб зменшення шкоди, заподіяної впливом іонізуючого випромінювання шляхом зниження дози опромінення було достатнім для виправдання як необхідності втручання так і спричинених цим втручанням збитків.

Заходи щодо укриття людей застосовуються, якщо протягом перших двох тижнів після аварії очікувана сукупна ефективна доза опромінення може перевищити 5 мЗв (частина друга статті 8 із змінами, внесеними згідно із Законом України від 26.04.2001 р. №2397-III).

Тимчасова евакуація людей здійснюється у разі, якщо протягом перших двох тижнів після аварії ефективна доза опромінення може досягти рівня 50 мЗв (частина третя статті 8 із змінами, внесеними згідно із Законом України від 26.04.2001 р. №2397-III).

Йодна профілактика застосовується у разі, якщо очікувана поглинута доза опромінення щитовидної залози від накопиченої в ній радіоактивного йоду може перевищити 50 мілігрей (мілігрей (мГр) – похідна від одиниці вимірювання поглиненої дози іонізуючого випромінювання - грей (Гр)(у системі СІ). Позасистемна одиниця – рад (1 мГр дорівнює 0.1 рада)) для дітей або 200 мГр для дорослих, згідно з установленими міністерством хорони здоров'я України регламентами (частина четверта статті 8 із змінами, внесеними згідно із Законом України від 26.04.2001 р. №2397-III).

4.6 Забезпечення захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання

Кабінет Міністрів України, міністерства та інші центральні органи виконавчої влади щодо забезпечення захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання здійснюють:

- розроблення і впровадження норм та правил, виконання яких забезпечує не перевищування основних дозових меж опромінення людини та безпечне здійснення практичної діяльності;
- здійснення методичного керівництва діяльністю державної системи

обліку та контроль індивідуальних доз опромінення персоналу, експертних оцінок її повноти і достатності, а також проведення аналізів і оцінок стану дозових навантажень населення і персоналу;

- організація і здійснення нагляду за виконанням заходів щодо захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання на відповідних територіях місцевими органами виконавчої влади;

- здійснення державного контролю за безпечним веденням практичної діяльності;

- здійснення міжнародного співробітництва у сфері захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання.

До повноважень місцевих органів влади щодо забезпечення захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання належить:

- прийняття згідно з законодавством України рішень щодо застосування на відповідній території заходів втручання у разі радіаційної аварій;

- організація проведення в установленому порядку щорічних обстежень з метою оцінки стану захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання та ведення екологічного паспорта території;

- здійснення організаційного керівництва системою обліку та доз опромінення населення на відповідній території;

- організація контролю за виконанням заходів щодо захисту людини від впливу радіонуклідів, що містяться у будівельних матеріалах;

- погодження планів заходів щодо захисту населення від радіаційних аварій та їх наслідків;

- забезпечення постійної готовності засобів оповіщення населення відповідної території про виникнення аварій;

- організація контролю за виконанням заходів щодо захисту населення від радіаційних аварій та їх наслідків;

- забезпечення населення, в місцях його проживання, інформацією щодо рівнів опромінення людини та заходів захисту від впливу іонізуючого

опромінення, що виконуються на відповідній території;

- розроблення та впровадження регіональних програм захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання;

- оповіщення населення у разі виникнення радіаційної аварії та інформування про рятувальні та профілактичні заходи у зв'язку з цим.

Оцінка стану захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання здійснюється з метою планування і проведення заходів захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання та аналізу ефективності цих заходів місцевими органами виконавчої влади.

Оцінка стану захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання проводиться згідно за такими основними показниками:

- характеристика радіоактивного забруднення довкілля;
- вірогідність радіаційних аварій, їх розмір та можливий вплив на людину;

- ступінь готовності до ефективної ліквідації радіаційних аварій та їх наслідків;

- аналіз доз опромінення окремих груп населення від усіх джерел іонізуючого випромінювання;

- число осіб, які зазнали опромінення вище допустимих дозових меж;
- аналіз забезпечення заходів захисту людей від впливу іонізуючого випромінювання та дотримання стандартів, норм і правил у цій сфері на відповідній території;

Результати оцінки щорічно заносяться в радіаційно-екологічний паспорт території (частина третя статті 11 із змінами, внесеними згідно із Законом України від 26.04.2001 р. №2397-III).

Форма та порядок ведення радіаційно-екологічного паспорта території затверджується в установленому законодавством порядку (частина четверта статті 11 із змінами, внесеними згідно із Законом України від 26.01.2001 р. №2397-III).

В кожній області на території нашої держави окремо розроблена

регіональна програма захисту населення від впливу іонізуючого випромінювання розробляється згідно з щорічною оцінкою стану захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання на відповідній території і повинна включати такі заходи:

- пошук і виявлення джерел та шляхів, що спричиняють вплив іонізуючого випромінювання на людину;
- реалізація заходів щодо знешкодження і шляхів, що спричиняють вплив іонізуючого випромінювання на людину, та (або) захисту від цього впливу людини;
- впровадження пунктів радіаційного контролю продуктів харчування на ринках і в інших місцях їх масової реалізації;
- організація постів індивідуальних дозиметричних вимірювань згідно з нормативами, визначеними відповідними органами виконавчої влади;
- надання населенню безоплатних консультацій з питань захисту від впливу іонізуючого випромінювання, радіаційного контролю, дезактивації предметів побуту (абзац шостий частини першої статті 12 із змінами, внесеними згідно із Законом України від 26.04.2001 р. №2397-III);
- прокат, ремонт, атестація та обслуговування побутових приладів радіаційного контролю;
- створення умов для проведення дозиметричних обстежень, радіометричних та дезактиваційних робіт на замовлення населення (абзац восьмий частини першої статті 12 із змінами, внесеними згідно із Законом України від 26.04.2001 р. №2397-III).

Порядок розроблення регіональних програм захисту населення від впливу іонізуючого випромінювання визначається Кабінетом Міністрів України, їх фінансування здійснюється згідно з законодавством України.

Юридичні та фізичні особи, які здійснюють практичну діяльність, забезпечують готовність до ліквідації радіаційних аварій згідно з вимогам стандарті, норм в прав захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання, а також умовами отримання дозволів. До такого

забезпечення належить наявність (абзац перший частини першої статті 14 із змінами, внесеними згідно із Законом України від 26.04.2001 р. №2397-III):

- переліку потенційно можливих радіаційних аварій і прогноз їх можливих наслідків з відповідними обґрунтуваннями;

- планів захисту персоналу і населення від потенційно можливих аварій та їх наслідків, погоджених з органами державного регулювання ядерної та радіаційної безпеки або уповноваженими ними місцевими органами виконавчої влади та органами місцевого самоврядування та затверджених юридичними або фізичними особами до відома персоналу та населення;

- засобів оповіщення персоналу і населення;
- засобів забезпечення ліквідації наслідків радіаційних аварій ;
- засобів медичного захисту людини від впливу опромінення;
- засобів індивідуального захисту людини;
- засобів індивідуального дозиметричного контролю;
- аварійно-рятувального формування з числа персоналу;

У разі виникнення радіаційної аварії юридичні та фізичні особи, які здійснюють практичну діяльність, зобов'язані:

- забезпечити виконання планів захисту персоналу і населення від впливу аварії;

- інформування про виникнення радіаційної аварії органи державного регулювання ядерної та радіаційної безпеки, місцеві органи виконавчої влади та органи місцевого самоврядування і оповіщати населення територій, на яких можливе підвищення рівня опромінення;

- вжити заходів щодо подання медичної допомоги потерпілим внаслідок радіаційної аварії;

- здійснити заходи щодо запобігання розповсюдженню радіоактивних речовин у довкіллі;

- провести аналіз і підготувати прогноз розвитку радіаційної аварії і змін радіаційної обстановки;

- вжити заходів для нормалізації радіаційної обстановки у ході

ліквідації радіаційної аварії.

З метою захисту населення від опромінення радіонуклідами що містяться у будівельних матеріалах, продуктах харчування продовольчій сировині та питній воді забезпечуються такими заходами:

- вибором земельних ділянок для будівництва будинків і споруд з урахуванням рівня виділення радону з землі та рівня гамма-випромінювання;
- проектуванням і будівництвом будинків і споруд з урахуванням захисту від надходження радону в повітря цих споруд та будинків;
- веденням виробничого контролю за вмістом радіонуклідів, що містяться у будівельних матеріалах, прийняттям будинків і споруд в експлуатацію з врахуванням рівня вмісту радону в повітрі цих будинків та споруд і рівня гамма-випромінювання;
- експлуатацію будинків та споруд з врахуванням рівня вмісту в них радону і рівня гамма-випромінювання;
- зміною характеру використання будинків та споруд, якщо реальні дози опромінення людини перевищують затверджені в установленому порядку нормативами;
- заборону застосування будівельних матеріалів і виробів з них, що невідповідають вимогам захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання.

Опромінення людей у житлових та виробничих приміщеннях не повинно перевищувати затверджених в установленому порядку нормативів.

Вміст радіонуклідів у продуктах харчування, продовольчій сировині та питній воді не може перевищувати затверджених в установленому порядку норм.

Продукти харчування, продовольча сировина та питна вода, а також супутні матеріали, що контактують з ними під час виробництва, зберігання, транспортування і реалізації, підлягають сертифікації в порядку, який визначається законодавством України.

4.7 Визначення режимів радіаційного захисту робітників та службовців і виробничої діяльності об'єкта в умовах радіоактивного зараження місцевості

Під режимом радіаційного захисту робітників та службовців і виробничої діяльності об'єкта в умовах радіоактивного зараження варто розуміти встановлений порядок роботи, пересування і відпочинку працюючих змін з використанням засобів захисту, що виключає радіаційну поразку людей і скорочує змушену зупинку виробництва.

Режими роботи об'єкта (цеху) розраховуються завчасно (у мирний час). При розрахунку режимів роботи визначаються для конкретних умов (рівня радіації, місця роботи і відпочинку змін і т.д.): час поновлення роботи від моменту ядерного вибуху; кількість змін, необхідне для забезпечення виробничого процесу; час початку і тривалості роботи кожної зміни; час початку роботи об'єкта в звичайному режимі; доза радіації, що одержить виробничий персонал кожної зміни за час роботи. При цьому мається ввиду, що робота об'єкта буде забезпечуватися скороченими змінами, що можуть бути створені з повної робочої зміни цеху, що виявилась на об'єкті до початку радіоактивного зараження місцевості.

Оскільки умови роботи об'єктів (ділянок виробництва) можуть бути різні, то режими роботи повинні розраховуватися індивідуально для кожного об'єкта (цеху), якщо це припустимо по технологічних умовах виробництва.

Зведена таблиця режимів роботи цеху (об'єкта) для різних рівнів радіації є складовою частиною документів по еруванню виробничим процесом в умовах війни, коли час для ухвалення рішення буде обмежено, а керівнику підприємства потрібно буде забезпечувати безперервність випуску продукції, зберігаючи для цього працездатність виробничого персоналу. Режими роботи особливо важливі для підприємств, виробничий процес на які не можна переривати по технологічних і інших причинах. Порядок запровадження в дію режимів роботи в умовах радіоактивного зараження може бути наступної: по сигналі «Повітряна тривога» робітники та службовці об'єкта

вкриваються в захисних спорудженнях; після нанесення супротивником ядерного удару з'ясовується обстановка на об'єкті; якщо об'єкт виявився за межами вогнища ядерної поразки і зони радіоактивного зараження, то по сигналі «Відбій повітряної тривоги» об'єкт відновляє роботу в звичайному режимі; якщо ж об'єкт виявився в зоні радіоактивного зараження, а руйнувань на об'єкті ні, то в залежності від рівня радіації робота на об'єкті ведеться в режимі, що відповідає цьому рівню радіації.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі запропоновано та реалізовано:

- 1) Конструкцію спеціального агрегатного верстатного комплексу який призначений для свердління двох отворів одночасно і нарізання різі в двох отворах.
- 2) Метод отримання заготовки деталі представника, що обробляється на проектованому верстаті – листовий прокат, попередньо оброблений на штампувальній машині для надання форми, яку має деталь. Матеріал заготовки: стрічка ДПРНП 1.0x25 НД Л63 ДСТУ 2208-75. Частота обертання шпинделя для свердління отворів(частота обертання шпинделя насадки) 3566 об/хв, а для свердління двох отворів - 244 об/хв. Величина подачі пінолі головки при свердлінні складає 0.3 мм/об, а при різинарізання різі М3 з кроком різі 0.5 мм подача складає 0.5 мм/об. Максимальна потужність, що необхідна для свердління двох отворів $N=2.04$ кВт, а для різинарізання $N=0.06$ кВт.
- 3) Для обробки деталі представника необхідні такі формоутворюючі рухи: для випадку свердління отворів: $\Phi_V(O_1)$ –обертовий рух шпинделя; $\Phi_S(P_2)$ –поступовий рух вздовж осі шпинделя; для випадку нарізання різі: $\Phi_V(O_1P_3)$ – головний рух при різинарізанні (складний рух), так для нарізання різі необхідно два рухи: обертання мітчика і його подача (в даному випадку його самоподачі); $V_p(P_2)$ – поступовий, в осьовому напрямку рух шпинделя, рух врізання мітчика.
- 4) Джерелом руху силової головки є асинхронний двигун змінного струму серії 4А, потужністю $N=3$ кВт (з номінальною частотою обертання 1435 об/хв). Рух подачі заготовок здійснюється механізмом подачі з приводом від пневмоциліндра $D=63$ мм. В механізмі відрубки рух відразного штампа здійснюється пневмоциліндром з $D=125$ мм.
- 5) Діаметр шпинделя в передній опорі $d=17$ мм при характеристиці

$dn=1,27 \times 10^4$ мм/хв. В передній опорі стоїть радіальний кульковий підшипник і упорний кульковий підшипник. В задній опорі два радіальних кулькових підшипника. В якості системи ущільнень використовуються лабіринті безконтактні ущільнення. Міжопорна відстань шпинделя 235 мм. Підшипники змащують консистентним мастилом. Власна частота шпинделя для двохмасової системи: перша – 23 рад/с, що є значним недоліком, друга – 1858 рад/с, амплітуди $u_1=1,5 \cdot 10^{-4}$ мкм, $u_2=8,77$ мкм.

- 6) Кріплення інструменту проводиться в патроні, а мітчик закріплюється в спеціальному плаваючому патроні.
- 7) Впровадження проектного технологічного процесу механічної обробки деталі-представника із застосуванням розроблено агрегатного верстата дозволяє скоротити кількість металорізальних верстатів, чисельність працюючих зменшиться, а отже, і зменшиться площа ділянки. Із застосуванням цього технічного рішення обробка декількох поверхонь буде проводитись одночасно, що економічно набагато вигідніше.
- 8) Для освітлення робочої зони, площа складає $3.160 \times 7.38 = 23,3$ м², прийнято люмінесцентну лампу високого тиску ЛДЦ-80 ДСТУ 6825-74.
- 9) Для забезпечення безпечної роботи на верстаті спроектовано захисне виносне заземлення яке складається з 10 стержневих електродів, довжиною 1,5 м і діаметром 30 мм; крок між стержнями складає 2 м.
- 10) Розглянуті основні вимоги і рішення щодо захисту персоналу під час надзвичайних ситуацій.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. . Кривий П. Д., Кобельник В. Р., Кузьмін М.І. Про характер зміни подачі при виході інструменту із тіла заготовки в процесі свердління наскрізних отворів. *Вісник ТНТУ : Науковий журнал.*: Тернопіль : ТНТУ, 2012. № 4 (68). С. 114–127.
2. Кобельник В.Р. Ефективність керованого процесу свердління наскрізних отворів шляхом забезпечення зміни подачі. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць.*: Краматорськ, 2012. – Вип. № 31. С. 47–56.
3. Кривий П.Д., Кобельник В.Р. Вплив головного заднього кута спірального свердла на осьове зусилля і крутний момент при свердлінні. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць.*: Краматорськ, Київ, 2006. Вип. № 19. С. 58–64.
4. Кривий П.Д., Кобельник В.Р. Конструкторсько-технологічне забезпечення зменшення задирок при наскрізному свердлінні. *Всеукраїнська молодіжна конференція «Машинобудування України очима молодих : прогресивні ідеї – наука – виробництво, 22 – 25 жовтня 2012 р. : тези допов.* : К. : КПІ, 2012. Том 1. С. 71–73.
5. V. Krupa et al. Improved Method for Determining the Feed Influence on the Tangential Cutting Force During Re-drilling, Countersinking and Boring Based on the Small Sample Theory. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2024. URL: <https://doi.org/10.3311/ppme.29952> (date of access: 22.05.2024).
6. Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: дис. канд. техн. наук: 05.03.01: Терноп. нац. техн. ун-т ім. Івана Пулюя. Т., 2013. 21 с.
7. Кобельник В.Р., Кривий П.Д. Жорсткість вертикально-свердлильних верстатів. *Вісник ЖДТУ. Технічні науки.* : Житомир : ЖДТУ, 2007. Вип. № 1 (40). С. 34–40.
8. Кобельник В.Р., Кривий П.Д. Методика дослідження кінематичної

точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118. *Процеси механічної обробки в машинобудуванні* : зб. наук. праць. : Житомир : ЖДТУ, 2010. Вип. 8. С. 99–108.

9. Кобельник В.Р., Крупа В.В., Тимошенко Н.М. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів. *Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї : наука : виробництво: тези допов.* : Краматорськ: ДДМА, 2018. С. 78-80.

10. Кривий П.Д., Кобельник В.Р. Конструкторсько-технологічне забезпечення процесу свердління наскрізних отворів. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем* : зб. наук. праць. : Краматорськ, 2011. Вип. № 28. С. 77–85.

11. Кривий П.Д., Кобельник В.Р., Вплив головного заднього кута спірального свердла на осьове зусилля і крутний момент при свердлінні. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем* : зб. наук. праць. : Краматорськ, Київ, 2006. Вип. № 19. С. 58–64.

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

13. Кривий П.Д., Тимошенко Н.М., Дзюра В.О., Кобельник В.Р. Уточнений метод апріорно-емпіричних функцій визначення закону розподілу та його характеристик на основі малої вибірки. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана, 14-15 травня 2020 року.*: ТНТУ, 2020. С. 132–133.

14. Луців І.В., Лещук Р.Я. Динамічні характеристики підсистем верстатного оснащення адаптивного типу / Вісник Тернопільського державного технічного університету, 2009, Том 14, №4. С.144-149.

15. Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. Інструментальні матеріали, режими різання і технічне нормування механічної обробки:

навчальний посібник. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. 240 с.

16. Гевко І.Б., Лещук Р.Я., Сіправська М.Д. Техніко-економічне обґрунтування процесу механічної обробки з використанням комбінованого свердла-мітчика. *Сільськогосподарські машини: збірник наукових статей* Випуск 40, –Луцьк, 2018.–164 с.

17. Стручок В.С. Безпека в надзвичайних ситуаціях. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. — 156 с.

18. Б. М. Гевко, А. В. Матвійчук, А. М.Артюхов, А. І. Пік, А. В. Гагалюк, Р. І. Лотоцький. Технологія обробки на верстатах з ЧПК/ Тернопіль: Крок, 2014. 131 с.

19. Боженко Л. І. Технологія машинобудування: проектування та виробництво. Львів: Світ, 1996. 368 с.

20. Ревнівцев М.П., Паршина Н. П. Режими різання на металообробних верстатах у машинобудуванні. Київ: А.С.К., 2006. 416с.

21. Кочергін І. А. Конструювання і розрахунок металорізальних верстатів і верстатних комплексів. Курсове проектування: Посібник для вузів. - Мн .: Виш. шк., 1991. - 382 с.

22. Lutsiv I., Voloshyn V., Buhovets V. Shape forming system model of lathes two-carriage tool systems / *Scientific Journal of TNTU*. — Tern. : TNTU, 2018. — Vol 91. — No 3. — P. 80–87. — (Manufacturing engineering and automated processes).

23. Луців І.В., Волошин В.Н., Буховець В.М. Модель точності двосупортних токарних верстатів з ЧПК при дворізцевій обробці// Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка технологія та інженерна освіта»: Матеріали конференції. – Київ-Херсон, 2019.– С. 220-222.

24. Жидецький В. Ц., Джигирей В. С. Практикум з охорони праці: навчальний посібник.Львів: Афіша, 2000 – 352 с.

25. А.А. Пермяков, Ю.В. Тимофеев, И.Е. Яковенко. Аналіз компоновок сучасних агрегатних верстатів з поворотно-ділильним барабаном / *Вісник НТУ «ХПИ»*.- Харків, 2015.№4(1113)
26. Гебель Х. Компоновка агрегатних верстатів і автоматичних ліній. /Пер.з нем. –ГНТИМЛ, -1959. – 189 с.
27. Y. Altintas, Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool
28. Vibrations and CNC Design, Cambridge University Press, 2000.
29. E.J.A. Armarego, M. Uthaichaya, Mechanics of cutting approach for force prediction in turning operations, J. of Engineering Production 1 (1977) 1–18.
30. «VIGNOTTO» // <http://www.vignotto.it>.
31. «Picchi» //[http:// www.picchimachines.it](http://www.picchimachines.it).
32. «Porta Solutions» // <http://www.porta-solutions.com>.
33. «BTB TRO» // ww2.btb.it.
34. «WINEMA» // www.winema.de.
35. «TTM Makine San ve Tic.Lt .Şti» // <http://www.cnctransfer.com>.
36. Каталог фірми Serco. [Електронний ресурс] – Режим доступу <https://www.serco-tools.com/products>

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка
				Документація		
			KPM 23-502/641.05.00.000 СК	Складальне креслення		
				Складальні одиниці		
		1	KPM 23-502/641.05.01.000	Корпус	1	
		2	KPM 23-502/641.05.02.000	Корпус	1	
		3	KPM 23-502/641.05.03.000	Кришка	1	
		4	KPM 23-502/641.05.04.000	Собачка	2	
		5	KPM 23-502/641.05.05.000	Шток	1	
				Деталі		
		9	KPM 23-502/641.05.00.001	Втулка	2	
		10	KPM 23-502/641.05.00.002	Гайка	2	
		11	KPM 23-502/641.05.00.003	Гвинт	1	
		12	KPM 23-502/641.05.00.004	Гвинт	2	
		13	KPM 23-502/641.05.00.005	Гільза	1	
		14	KPM 23-502/641.05.00.006	Кільце	1	
		15	KPM 23-502/641.05.00.007	Корпус	1	
		18	KPM 23-502/641.05.00.008	Кришка	1	
		19	KPM 23-502/641.05.00.009	Кришка	1	
		20	KPM 23-502/641.05.00.010	Кришка	1	
	</					

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка
				Гвинти ДСТУ 1482-84		
		48		BМ10-6gx60H.019	2	
		49		BМ16-6gx60Н.019	1	
		52		Гвинт BМ6-6gx12.58.019		
				ДСТУ 71491-80	8	
		53		Гвинт М6-6gx12.68.35.019		
				ДСТУ 11738-84	12	
				Гайки ДСТУ 5915-70		
		56		M6.5.019	2	
		57		M8.5.019	4	
		58		M10.5.019	2	
		59		M16.5.019	1	
				Шайби ДСТУ 6402-70		
		62		6.65Г.019	6	
		63		8.65Г.019	8	
		65		Шайба 4.01.016 ДСТУ 11371-78	8	
		67		Шпилька M8-6gx110.66.019		
				ДСТУ 22038-79	4	
				Штифти ДСТУ 3128-70		
		69		6h6x20	2	
		70		8m6x30	2	
				KPM 23-502/641.05.00.00.000		Арк.
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка
				<u>Документація</u>		
			KPM 23-502/641.06.00.000 СК	Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	KPM 23-502/641.06.01.000	Колесо черв'ячне	1	
		2	KPM 23-502/641.06.02.000	Корпус	1	
				<u>Деталі</u>		
		5	KPM 23-502/641.06.00.001	Вал	1	
		6	KPM 23-502/641.06.00.002	Втулка	1	
		7	KPM 23-502/641.06.00.003	Втулка	1	
		8	KPM 23-502/641.06.00.004	Гайка	1	
		9	KPM 23-502/641.06.00.005	Диск	1	
		10	KPM 23-502/641.06.00.006	Диск	2	
		11	KPM 23-502/641.06.00.007	Кільце	1	
		12	KPM 23-502/641.06.00.008	Колесо черв'ячне	1	
		13	KPM 23-502/641.06.00.008	Кришка	1	
		14	KPM 23-502/641.06.00.009	Кришка	2	
		15	KPM 23-502/641.06.00.010	Кришка	1	
		16	KPM 23-502/641.06.00.011	Кришка	1	
		17	KPM 23-502/641.06.00.012	Кришка	1	
				KPM 23-502/641.06.00.000		
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		
Розроб.		Дмитраш			Мотор-редуктор	
Перев.		Лещук				
Н.контр		Кобельник			ТНТУ, гр. МВм-61	
Зав.каф.		Крупа				

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка	
		20	KPM 23-502/641.06.00.015	Півмуфта	1		
		21	KPM 23-502/641.06.00.016	Пробка	2		
		22	KPM 23-502/641.06.00.017	Прокладка	1		
		23	KPM 23-502/641.06.00.018	Прокладка	1		
		24	KPM 23-502/641.06.00.019	Прокладка	2		
		25	KPM 23-502/641.06.00.020	Прокладка	1		
		26	KPM 23-502/641.06.00.021	Прокладка	1		
		27	KPM 23-502/641.06.00.022	Прокладка	1		
		28	KPM 23-502/641.06.00.023	Прокладка	1		
		29	KPM 23-502/641.06.00.024	Прокладка	1		
		30	KPM 23-502/641.06.00.025	Прокладка	1		
		31	KPM 23-502/641.06.00.026	Прокладка	2		
		32	KPM 23-502/641.06.00.027	Пружина	1		
		33	KPM 23-502/641.06.00.028	Стакан	1		
		34	KPM 23-502/641.06.00.029	Черв'як	1		
		35	KPM 23-502/641.06.00.030	Черв'як	1		
		36	KPM 23-502/641.06.00.031	Шайба	1		
		37	KPM 23-502/641.06.00.032	Шайба	1		
				Стандартні вироби			
				Болти ДСТУ 7798-70			
		42		M6x10.58.019	7		
		43		M6x16.58.019	8		
		44		M6x25.58.019	4		
				KPM 23-502/641.06.00.000			Арк.
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка	
				Гвинти ДСТУ 1491-80			
		47		ВМ3-6gx8.58.016	2		
		48		ВМ3-6gx12.58.016	2		
		49		ВМ3-6gx16.58.016	8		
		51		Гвинт М6-6gx16.56.016			
				ДСТУ 11738-84	8		
				Шайби ДСТУ 6402-70			
		53		6.65Г.019	22		
		54		8.65Г.019	4		
				Шпонки ДСТУ 23360-78			
		56		8x7x90	1		
		57		5x5x16	1		
		59		Двигун 4АМ80В4У3		N=1.4кВт	
				ТУ 16-510.770-81	1	n=1415	
		60		Кільце А25 ДСТУ 13940-86	1		
				Кільця ДСТУ 288-72			
		61		СТ 30-19-3.5	1		
		62		СТ 47-34-5	1		
				Підшипники ДСТУ 333-79			
		63		7702	4		
		64		6-7205А	1		
		65		7207А	1		
				КРМ 23-502/641.06.00.000			Арк.
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка
				<u>Документація</u>		
			KPM 23-502/641.07.00.000 СК	Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	KPM 23-502/641.07.01.000	Кожух	1	
		2	KPM 23-502/641.07.02.000	Кожух	1	
		3	KPM 23-502/641.07.03.000	Кожух	1	
		4	KPM 23-502/641.07.04.000	Корпус	1	
				<u>Деталі</u>		
		7	KPM 23-502/641.07.00.001	Вал	1	
		8	KPM 23-502/641.07.00.002	Вал	1	
		9	KPM 23-502/641.07.00.003	Вісь	1	
		10	KPM 23-502/641.07.00.004	Втулка	1	
		11	KPM 23-502/641.07.00.005	Втулка	1	
		12	KPM 23-502/641.07.00.006	Втулка	1	
		13	KPM 23-502/641.07.00.007	Втулка	1	
		14	KPM 23-502/641.07.00.008	Гайка	1	
		15	KPM 23-502/641.07.00.009	Гайка регулювальна	1	
		16	KPM 23-502/641.07.00.010	Гільза	1	
		17	KPM 23-502/641.07.00.011	Диск	1	
		18	KPM 23-502/641.07.00.012	Диск	2	
				KPM 23-502/641.07.00.000		
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	Головка силова	
Розроб.	Макогнюк					
Перев.	Лещук					
Н.контр	Кобельник					
Зав.каф.	Крупа				ТНТУ, гр. МВм-61	

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка	
		19	KPM 23-502/641.07.00.013	Диск зчеплення	2		
		20	KPM 23-502/641.07.00.014	Дистанцер	1		
		21	KPM 23-502/641.07.00.015	Дистанцер	2		
		22	KPM 23-502/641.07.00.016	Кільце	1		
		23	KPM 23-502/641.07.00.017	Кожух	2		
		24	KPM 23-502/641.07.00.018	Колесо	1		
		25	KPM 23-502/641.07.00.019	Колесо	1		
		26	KPM 23-502/641.07.00.020	Корпус	1		
		27	KPM 23-502/641.07.00.021	Корпус проміжний	1		
		28	KPM 23-502/641.07.00.022	Корпус-шестерня	1		
		29	KPM 23-502/641.07.00.023	Корпус	1		
		30	KPM 23-502/641.07.00.024	Кришка	1		
		31	KPM 23-502/641.07.00.025	Кришка	1		
		32	KPM 23-502/641.07.00.026	Кришка бокова	1		
		33	KPM 23-502/641.07.00.027	Палець	3		
		34	KPM 23-502/641.07.00.028	Піноль	1		
		35	KPM 23-502/641.07.00.029	Прапорець	2		
		36	KPM 23-502/641.07.00.030	Пробка	2		
		37	KPM 23-502/641.07.00.031	Прокладка	1		
		38	KPM 23-502/641.07.00.032	Прокладка	6		
		39	KPM 23-502/641.07.00.033	Пружина	1		
		40	KPM 23-502/641.07.00.034	Пружина	4		
		41	KPM 23-502/641.07.00.035	Шайба	2		
		42	KPM 23-502/641.07.00.036	Шайба	2		
		41	KPM 23-502/641.01.00.037	Шайба	2		
		42	KPM 23-502/641.07.00.038	Шайба	2		
		43	KPM 23-502/641.07.00.039	Шестерня	1		
		44	KPM 23-502/641.07.00.040	Шпindelь	1		
		45	KPM 23-502/641.07.00.041	Шпонка	1		
			KPM 23-502/641.07.00.000				Арк.
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка	
				Стандартні вироби			
				Болти ДСТУ 7798-70			
		51		M6x10.66.35.019	4		
		52		M6x16.66.35.019	4		
		53		M8x30.66.35.019	4		
		54		M8x35.66.35.019	4		
				Болти ДСТУ 7805-70			
		57		M4x10.66.016	10		
		58		M4x16.66.016	6		
		59		M5x35.66.016	1		
				Гвинти ДСТУ 1491-72			
		61		M3x10.66.016	4		
		62		M3x40.66.016	4		
		63		Гвинт M8x20.66.019			
				ДСТУ 11738-72	4		
		64		Гвинт M4x8.66.016			
				ДСТУ 17475-72	1		
		66		Гайка M8.6.019 ДСТУ 5915-70	1		
				Гайки ДСТУ 5924-70			
		67		M3.6.016	8		
		68		M4.6.016	2		
				Гайки ДСТУ 77871-73			
		69		M10x1,25.6.019	2		
		70		M48x1,5.6.019	1		
				КРМ 23-502/641.07.00.000			Арк.
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка	
				Шайби ДСТУ 6402-70			
		72		4.65Г.016	4		
		73		5.65Г.016	1		
		74		Шайба 8.65Г.019 ДСТУ 6402-70	8		
				Шайби ДСТУ 11371-78			
		75		3.01.019	4		
		76		4.01.019	2		
		77		8.01.019	1		
		78		Шайба 10.01.01 ДСТУ 11872-73	1		
		80		Штифт 5m6x12 ДСТУ 3128-70	2		
		81		Штифт 2.6x25 ДСТУ 12207-79	1		
				Шпонки ДСТУ 23360-78			
		83		4x4x16	2		
		84		5x5x16	1		
		86		Вилка 2PM18КПН7Ш1В1ГЯ0			
				364.020 ТУ	1		
		87		Вимикач кінцевий безконтактний			
				КВД-6М ТУ25-02.312102-78	2		
		88		Двигун 4АМ80В4У3			
				ТУ 16-510.770-81			
				Виконання 1М3081	1	1.5 кВт	
		89		Кільце СТ 27-16-3.5 ДСТУ 288-72	2		
				Кільця ДСТУ 13940-68			
		90		1А12	1		
		91		1А16	1		
		92		Кільце 1А32 ДСТУ 13941-68	2		
		93		Масльонка 1.2.Ц6 ДСТУ 19853-74	1		
				КРМ 23-502/641.07.00.000			Арк.
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

[illegible]

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка	
		20	КРМ 23-502/641.08.00.007	Прпапорець	2		
		21	КРМ 23-502/641.08.00.008	Прокладка	1		
		22	КРМ 23-502/641.08.00.009	Стакан	1		
				Стандартні вироби			
				Болти ДСТУ 7798-70			
		26		M6x12.66.35.019	10		
		27		M6x25.66.35.019	4		
		28		M6x30.66.35.019	4		
		29		M10x10.66.35.019	4		
		32		Гвинт ВМ 5-6g45.58.016			
				ДСТУ 1491-80	2		
				Гайки ДСТУ 5915-70			
		33		M6.5.019	2		
		34		M6.5.019	4		
		35		Гайка M8.5.019 ДСТУ 5912-70	1		
		36		Гайка M5.5.019 ДСТУ 5927-70	2		
				Шайби ДСТУ Т 6402-70			
		39		5.65Г.016	2		
		40		6.65Г.016	10		
		41		8.65Г.016	4		
		42		10.65Г.016	4		
				КРМ 23-502/641.08.00.000			Арк.
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка	
				Документація			
			KPM 23-502/641.10.00.000 СК	Складальне креслення			
				Складальні одиниці			
		1	KPM 23-502/641.10.00.000	Головка силова	2		
		2	KPM 23-502/641.10.00.000	Насадка	1		
		3	KPM 23-502/641.10.00.000	Насадка	1		
		4	KPM 23-502/641.10.00.000	Механізм подачі	1		
		5	KPM 23-502/641.10.00.000	Механізм розмотування-			
				змотування	2		
		6	KPM 23-502/641.10.00.000	Механізм відрубки	1		
		7	KPM 23-502/641.10.00.000	Кронштейн	1		
		8	KPM 23-502/641.10.00.000	Кронштейн	2		
		9	KPM 23-502/641.10.00.000	Кронштейн	1		
		10	KPM 23-502/641.10.00.000	Лижа	2		
		11	KPM 23-502/641.10.00.000	Лотік	1		
		12	KPM 23-502/641.10.00.000	Двері	1		
		13	KPM 23-502/641.10.00.000	Кондуктор	1		
		14	KPM 23-502/641.10.00.000	Корпус	1		
		15	KPM 23-502/641.10.00.000	Кронштейн	1		
		16	KPM 23-502/641.10.00.000	Блок пневматичний	1		
		18	KPM 23-502/641.10.00.000	Панель	1		
		19	KPM 23-502/641.10.00.000	Панель силова	1		
		20	KPM 23-502/641.10.00.000	Патрон	2		
				KPM 23-502/641.10.00.000			
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Дмитраш					
Перев.		Лещук					
Н.контр		Кобельник					
Зав.каф.		Крупа					
Спеціальний агрегатний верстатний комплекс хз ЧПК					Літера	Аркуш	Аркушів
					ТНТУ, гр. МВм-61		

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка	
		21	KPM 23-502/641.10.00.000	Плита	1		
		22	KPM 23-502/641.10.00.000	Повзун	1		
		23	KPM 23-502/641.10.00.000	Пульт керування	1		
		24	KPM 23-502/641.10.00.000	Станина	1		
		25	KPM 23-502/641.10.00.000	Ящик	1		
				Деталі			
		27	KPM 23-502/641.10.00.001	Втулка	4		
		27	KPM 23-502/641.10.00.002	Втулка	2		
		28	KPM 23-502/641.10.00.003	Гайка	12		
		29	KPM 23-502/641.10.00.004	Гайка	2		
		30	KPM 23-502/641.10.00.005	Колонка	2		
		31	KPM 23-502/641.10.00.006	Косинець	2		
		32	KPM 23-502/641.10.00.007	Кришка	1		
		33	KPM 23-502/641.10.00.008	Кронштейн	1		
		34	KPM 23-502/641.10.00.009	Кронштейн	1		
		35	KPM 23-502/641.10.00.010	Напрямна	1		
		36	KPM 23-502/641.10.00.011	Напрямна	1		
		37	KPM 23-502/641.10.00.012	Ніпель	2		
		38	KPM 23-502/641.10.00.013	Ніпель	12		
		39	KPM 23-502/641.10.00.014	Огорожа	1		
		40	KPM 23-502/641.10.00.015	Перехідних	1		
		41	KPM 23-502/6415.10.00.016	Прокладка	2		
		42	KPM 23-502/641.10.00.017	Прокладка	1		
		43	KPM 23-502/641.10.00.018	Прокладка	1		
		44	KPM 23-502/641.10.00.019	Прапорець	1		
		45	KPM 23-502/641.10.00.020	Скоба	2		
		46	KPM 23-502/641.10.00.021	Штуцер	8		
		47	KPM 23-502/641.10.00.022	Штуцер	1		
				KPM 23-502/641.10.00.000			Арк.
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка	
		50	KPM 23-502/641.10.00.025	Штуцер	1		
		51	KPM 23-502/641.10.00.026	Штуцер	2		
		52	KPM 23-502/641.10.00.027	Штуцер прохідний	1		
				Стандартні вироби			
				Болти ДСТУ 7798-70			
		56		M6x10.66.35.019	17		
		57		M6x16.66.35.019	8		
		58		M6x35.66.35.019	8		
		59		M8x25.66.35.019	12		
		60		M10x30.66.35.019	16		
		61		M12x35.66.35.019	2		
		62		M12x50.66.35.019	8		
		63		M16x50.66.35.019	4		
		64		Гвинт В1.М4-6gx40.58.016			
				ДСТУ 17473-80	2		
				Гвинти ДСТУ 1491-80			
		65		В.М4-6gx8.58.016	2		
		66		В.М4-6gx20.58.016	1		
		67		В.М5-6gx16.58.016	6		
		68		В.М6-6gx12.58.016	20		
				Гвинти ДСТУ 11738-84			
		69		M12-6gx30.68.35.019	5		
		70		M12-6gx45.68.35.019	8		
				KPM 23-502/641.10.00.000			Арк.
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка	
		73		Гвинт М1.М6-6gx12.58.019			
				ДСТУ 17475-80	8		
		74		Гайки ДСТУ 5927-70			
		75		М4.5.016	3		
		76		М5.5.016	2		
				Шайби ДСТУ 6402-70			
		81		4.65Г.016	5		
		82		5.65Г.016	2		
		83		6.65Г.016	38		
		84		8.65Г.016	4		
		85		10.65Г.016	6		
				Шайби ДСТУ 11371-78			
		86		6.01.019	4		
		87		8.01.019	8		
		88		12.01.019	2		
				Штифти ДСТУ 3128-70			
		90		6m6x25	2		
		91		8m6x40	2		
		92		10m6x45	6		
		94		Вентиль запірний латунний вик.3			
				Ду 15 ДСТУ 9086-74	1		
		95		Двері 9-800-700			
				ОСТ 160.684.426-82	1		
		96		Лампа М024-40 ДСТУ 1187-77	2		
		95		Пневмоглушник 1213-10 УХЛ 4			
				КРМ 23-502/641.10.00.000			Арк.
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

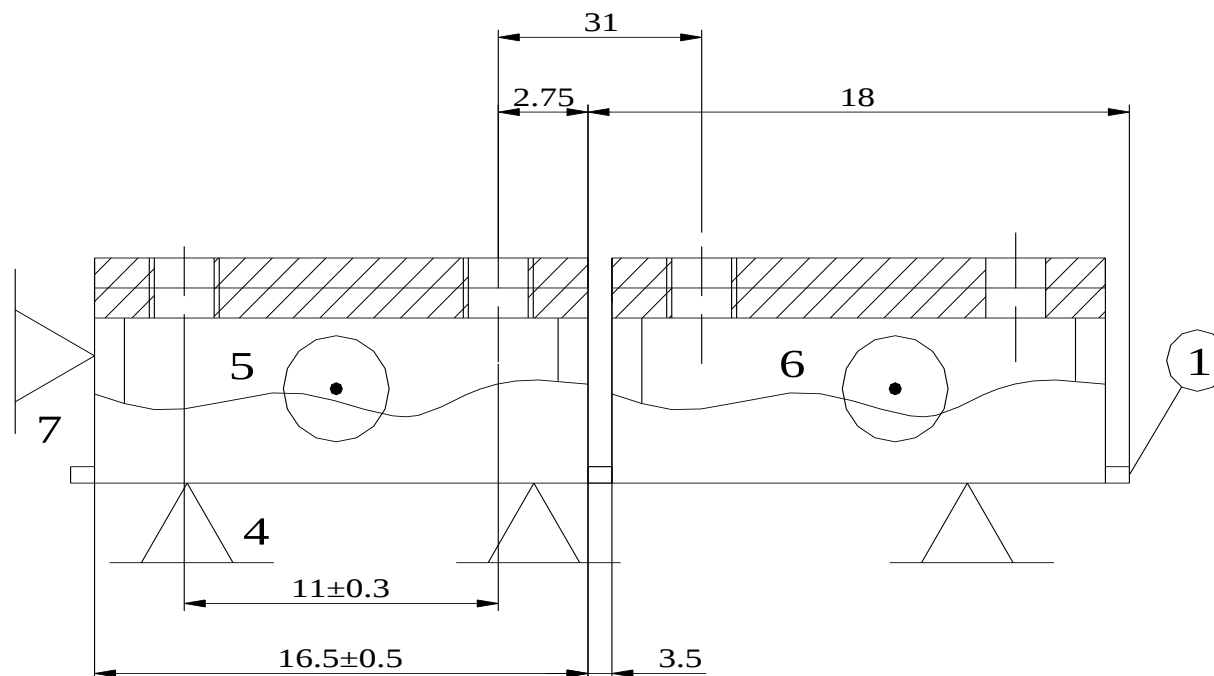
[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

Перехід 3



KE

Обробка різанням