

(повне найменування вищого навчального закладу)
Факультет інженерії машин, споруд та технологій
 (назва факультету)
Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
 (повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Розробка конструкцій виконавчих органів багатоцільового
верстата з ЧПК для обробки корпусних деталей середнього типорозміру
(комплексна тема)

Виконали: студенти 6 курсу, групи МВМ-61

напряму підготовки (спеціальності)

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Божко А.П.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Вітер Я.Я.

(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

Комар Р.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2025

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)

« »

2025 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Божку Андрію Петровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка конструкцій виконавчих органів багатоцільового верстата з ЧПК для обробки корпусних деталей середнього типорозміру (комплексна тема)

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

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

Затверджені наказом ректора від «15» 08 2025 року № 4/7-756

2. Термін подання студентом завершеної роботи 17.12.2025

3. Вихідні дані до роботи Конструкції багатоцільових та багатоопераційних верстатів. Технічні характеристики. Вимоги до точності та продуктивності проєктованих вузлів. Технологічний процес виготовлення деталі «корпус»

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

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ 1.1. Аналіз завдання та визначення напрямів роботи

1.2 Огляд моделей багатоцільових верстатів

РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНО-РОЗРАХУНКОВИЙ 2.1. Службове призначення та характер - ристика об'єкту виробництва 2.2 Аналіз технічних вимог 2.3 Аналіз технологічності деталі

2.6. Аналіз та обґрунтування варіантів схем формоутворення поверхонь деталей на верстаті

РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ПРОЕКТНИЙ

3.1. Вибір діапазону регулювання виконавчих рухів механізмів верстату

3.3 Вибір потужності і типу двигунів

3.5. Привід подач

3.6. Математичне моделювання пружних деформацій в металообробному обладнанні

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

Аналіз формоутворення поверхонь – 1ф.А1,

Кінематична схема верстата – 1ф.А1

Привід подач верстат – 3ф.А1

Загальний вигляд верстата – 1ф.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	асист. Теслюк В.М.		

7. Дата видачі завдання 15.08.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз завдання на кваліфікаційну роботу	25.09.2025	
2	РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ	01.10.2025	
3	РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНО-РОЗРАХУНКОВИЙ	10.10.2025	
4	РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ПРОЕКТНИЙ	18.11.2025	
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕХПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	20.11.2025	
6	ВИСНОВКИ	01.12.2025	
7	Графічна частина, плакати (Слайди)	15.12.2025	
8	Підготовка до захисту	до 20.12.2025	

Студент

(підпис)

Божко А.П.

(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)

« »

2025 р.

**З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Вітеру Ярославу Ярославовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка конструкцій виконавчих органів багатоцільового верстата з ЧПК для обробки корпусних деталей середнього типорозміру (комплексна тема)

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

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

Затверджені наказом ректора від « 15 » 08 2025 року № 4/7-756

2. Термін подання студентом завершеної роботи 17.12.2025

3. Вихідні дані до роботи Конструкції багатоцільових та багатоопераційних верстатів.

Технічні характеристики. Вимоги до точності та продуктивності проєктованих вузлів.

Технологічний процес виготовлення деталі «корпус»

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

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ 1.1. Аналіз завдання та визначення напрямів роботи

1.3 Аналіз компоновок багатоцільових верстатів

РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНО-РОЗРАХУНКОВИЙ 2.4. Визначення типу виробництва

2.5 Аналіз технології механічної обробки деталі-представника

2.7 Опис та обґрунтування компоновки багатоцільового верстата

РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ПРОЕКТНИЙ

3.2 Кінематичний розрахунок верстату та обґрунтування його кінематичної схеми

3.4 Конструювання та розрахунок шпиндельного вузла

3.7. Моделювання точності обробки деталей на основі динамічних характеристик верстатів

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

Аналіз компоновок верстат – 1ф.А1.

Привід головного руху та шпиндельний вузол верстата – 2ф.А1.

Інструментальне забезпечення – 1ф.А1,

Тришпиндельна свердлильна головка – 1ф.А1.

Палета – 1ф.А1

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., доцент Сеник А.А.		
Безпека в надзв. ситуаціях	асист. Теслюк В.М.		

7. Дата видачі завдання 15.08.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз завдання на кваліфікаційну роботу	25.09.2025	
2	РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ	01.10.2025	
3	РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНО-РОЗРАХУНКОВИЙ	10.10.2025	
4	РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ПРОЕКТНИЙ	18.11.2025	
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕХПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	20.11.2025	
6	ВИСНОВКИ	01.12.2025	
7	Графічна частина, плакати (Слайди)	15.12.2025	
8	Підготовка до захисту	до 20.12.2025	

Студент

(підпис)

Вітер Я.Я.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Лещук Р.Я.

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	5
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ	
1.1. Аналіз завдання та визначення напрямів роботи	8
1.2 Огляд моделей багатоцільових верстатів	10
1.3 Аналіз компонок багатоцільових верстатів	19
РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНО-РОЗРАХУНКОВИЙ	
2.1. Службове призначення та характеристика об'єкту виробництва	30
2.2 Аналіз технічних вимог	31
2.3 Аналіз технологічності деталі	32
2.4. Визначення типу виробництва	35
2.5 Аналіз технології механічної обробки деталі-представника	36
2.6. Аналіз та обґрунтування варіантів схем формоутворення поверхонь деталей на верстаті	39
2.7 Опис та обґрунтування компоновки багатоцільового верстата	43
РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ПРОЕКТНИЙ	
3.1. Вибір діапазону регулювання виконавчих рухів механізмів верстату	48
3.2 Кінематичний розрахунок верстату та обґрунтування його кінематичної схеми	52
3.3 Вибір потужності і типу двигунів	53
3.4 Конструювання та розрахунок шпиндельного вузла	
3.4.1 Призначення і технічні вимоги до шпиндельного вузла	55
3.4.2 Система закріплення інструменту	69
3.4.3 Загальний силовий розрахунок шпиндельного вузла	70
3.4.4 Наближений розрахунок радіальної жорсткості	74
3.5. Привід подач	
3.5.1. Призначення і основні технічні вимоги	88

3.5.2. Опис конструкції та принципу роботи приводу подач	89
3.5.3. Структура приводу подач	89
3.5.4. Конструктивні параметри ГТК	90
3.6. Математичне моделювання пружних деформацій в металообробному обладнанні	96
3.7. Моделювання точності обробки деталей на основі динамічних характеристик верстатів	99
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	103
ВИСНОВКИ	121
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	122
ДОДАТКИ	128

АНОТАЦІЯ

Божко А.П., Вітер Я.Я. Розробка конструкцій виконавчих органів багатоцільового верстата з ЧПК для обробки корпусних деталей середнього типорозміру (комплексна тема). Освітній ступінь «магістр» за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – Тернопіль, 2025.

В роботі проведено конструювання та розрахунок основних виконавчих вузлів спеціального багатоцільового верстата з ЧПК для обробки корпусних деталей. Виконано огляд та аналіз верстатів аналогів. Здійснено технологічний розрахунок для забезпечення технологічного процесу на проєктованому верстаті. Проведено конструювання приводу головного руху та приводу подач, а також інструментального забезпечення при механічній обробці.

Ключові слова: БАГАТОЦІЛЬОВИЙ ВЕРСТАТ, СВЕРДЛИЛЬНО-ФРЕЗЕРНО-РОЗТОЧУВАЛЬНА ОБРОБКА, КОНСТРУЮВАННЯ.

ANNOTATION

Bozhko A., Viter Y. Development of designs for the working units of a CNC multipurpose machine tool for machining medium-sized housing parts (complex topic). Master's degree in specialty 133 «Industrial Mechanical Engineering» – Ternopil Ivan Puluj National Technical University. – Ternopil, 2025.

The work includes the design and calculation of the main executive units of a special multi-purpose CNC machine tool for processing body parts. An overview and analysis of analogue machines have been carried out. A technological calculation has been carried out to ensure the technological process on the designed machine tool. The design of the main motion drive and the feed drive, as well as the tooling for machining, has been carried out.

Key words: MULTIPURPOSE MACHINE, DRILLING-MILLING-BORING MACHINERY, DESIGN.

ВСТУП

Актуальність теми.

Головне завдання при створенні будь-яких металорізальних верстатів і верстатних систем – підвищення продуктивності. Воно оцінюється скороченням штучного часу для конкретних виробів та операцій стосовно спеціальних і спеціалізованих верстатів. Характерною особливістю сучасного типажу верстатного парку є постійне розширення номенклатури багатоопераційних верстатів і гнучких виробничих модулів. Номенклатура металорізальних верстатів постійно вдосконалюється шляхом зняття застарілих моделей і включення нових, а також розширення для технологій, які з'являються. Для нового обладнання ставляться завдання підвищення продуктивності в 1,5-2 рази.

Основним засобом скорочення штучного часу є автоматизація виробничих циклів на верстатах. А одним з найефективніших рішень, що суттєво впливають на норми часу, є концентрація операцій на одному верстаті. Вирішенням такого напрямку є забезпечення обробки деталі з п'яти боків з однієї установи і з усіх боків – при перехопленні деталі за оброблені поверхні на тому ж верстаті. До суттєвого скорочення норм часу на обробку деталі веде суміщення ряду операцій у часі. Однією із властивостей металорізальних верстатів і верстатних комплексів є переналагоджуваність, що полягає в можливості їх переналагоджування для виконання різних операцій.

Забезпечення високих показників точності та якості поверхонь при забезпеченні високої продуктивності їх обробки є актуальною задачею в машинобудуванні

Мета роботи. Підвищення продуктивності обробки шляхом концентрації свердлильно-фрезерно-розточних операцій механічної обробки на одному багатоцільовому верстаті.

Об'єкт дослідження. Об'єктом дослідження є багатоцільові металорізальні верстати свердлильно-фрезерно-розточної групи.

Предмет дослідження. Конструктивні, експлуатаційні та динамічно-силові характеристики вузлів багатоцільового верстату.

Завдання дослідження:

1. Провести аналіз багатоцільових верстатів-аналогів для виконання свердлильно-фрезерно-розточних операцій.
2. Здійснити технологічний розрахунок з метою забезпечення виконання раціонального та ефективного технологічного процес на проектуваному верстаті.
3. Провести аналіз формоутворення поверхонь на проектуваному верстаті та здійснити відбір раціональної горизонтальної компоновки спеціального верстату.
4. Провести розрахунок та сконструювати привід головного руху багатоцільового верстату для обробки корпусних деталей середнього типорозміру.
5. Провести розрахунок приводу подач багатоцільового верстату та розробити конструкцію стола верстату.
6. Провести моделювання пружних деформацій та точності обробки деталей на основі динамічних характеристик верстату.
7. Проаналізувати заходи щодо відповідності проектуваного верстата вимогам охорони праці, безпеки життєдіяльності та екології.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ

1.1. Аналіз завдання та визначення напрямів роботи

У даному проєкті розглядається розробка багатоцільового верстата з числовим програмним керуванням (ЧПК), призначеного для обробки корпусних деталей середнього типорозміру. Проєктований верстатний комплекс повинен забезпечувати виконання широкого спектра механічних операцій (свердлильно-фрезерно-розточні) з високою точністю та продуктивністю, а також мати розвинену систему автоматизованого інструментального забезпечення.

Вихідні дані для проєктування

Вихідними даними для проєктування багатоцільового верстата є:

- обсяг механічних операцій з обробки параметрів деталі-представника;
- технічні вимоги до точності та якості обробки;
- орієнтовна програма випуску деталей.

Кожен із зазначених факторів має безпосередній вплив на конструктивно-технологічні особливості проєктованого верстата, його компоновку та вибір основних вузлів.

Характеристика технологічних операцій

Основними механічними операціями при обробці корпусних деталей є обробка отворів кінцевими інструментами (свердлами, зенкерами, розвертками, пальцевими фрезами, мітчиками), а також обробка плоских і криволінійних поверхонь фрезами різних типів (торцевими, дисковими, Т-подібними, спеціальними). Залежно від конструктивного призначення деталі обробка здійснюється на різних поверхнях, що формують її геометрію.

З метою забезпечення максимальної кількості операцій з однієї установки доцільно передбачити можливість повороту заготовки, що дозволяє підводити інструмент до різних оброблюваних поверхонь. Клас деталі та її габаритні розміри є визначальними факторами при формуванні

конструктивної схеми верстата.

Інструментальне забезпечення

Номенклатура та типорозміри оброблюваних деталей визначають склад і обсяг інструментального забезпечення, яке є невід'ємною частиною верстатного комплексу. Система інструментального забезпечення має власні конструктивні та технологічні особливості й тісно пов'язана з компоновочним рішенням верстата в цілому.

Робочі креслення деталей-представників містять дані щодо матеріалу заготовок, що впливає на вибір конструкції різального інструменту та режими різання, а також на якісні характеристики виконавчих механізмів формоутворювальних рухів.

Вимоги до точності та системи ЧПК

Відповідно до завдання на проектування верстатний комплекс повинен мати підвищену точність і бути оснащеним системою числового програмного керування. Застосування ЧПК забезпечує автоматизацію процесу обробки та, за необхідності, всього виробничого циклу. Вимоги до точності накладають додаткові обмеження на конструкцію окремих вузлів і верстата в цілому, зокрема щодо жорсткості, стабільності та точності переміщень.

Основні напрямки проектування

На основі аналізу та оптимізації схем формоутворення в проєкті передбачається розробка структурно-кінематичної схеми верстатного комплексу та його компоновки. За результатами розрахунку вихідних технічних характеристик окремих вузлів розробляються їх конструкції з відповідним обґрунтуванням силовими та кінематичними розрахунками.

Основна увага приділяється проектуванню шпиндельної групи та механізмів координатних переміщень стійки зі шпиндельним блоком, які визначають точність і продуктивність верстата.

Обґрунтування проєктних рішень

Усі прийняті конструктивні рішення повинні бути обґрунтовані в пояснювальній записці та підтверджені необхідними силовими розрахунками

і розрахунками на точність. Проєктні розробки також мають бути підтверджені організаційно-економічними розрахунками, виконаними за методиками, прийнятими у верстатобудівній промисловості.

Вимоги з охорони праці та безпеки

Проєктні рішення і верстатний комплекс у цілому повинні відповідати чинним нормам охорони праці, вимогам безпеки експлуатації, екологічним нормам та вимогам безпеки життєдіяльності людини.

1.2 Огляд моделей багатоцільових верстатів

Багатоцільові верстати створені для обробки отворів з високою точністю відносно базових поверхонь в корпусних деталях, кондукторних плитах, штампах в дрібносерійному та одиничному виробництві. На них проводяться майже всі операції, що виконуються на розточувальних, фрезерних верстатах. Для точного вимірювання координатних переміщень дані верстати мають різні механічні, оптико-механічні, індуктивні і електронні пристрої відліку.

По компонуванню верстати виконуються одностійкові і двохстійкові.

Головний рух - це обертання шпинделя, а рух подачі - вертикальне переміщення шпинделя, поздовжнє і поперечне переміщення столу або стійки (поперечний).

Установчі рухи в одностійкових верстатах - поздовжнє і поперечне переміщення столу по заданих координатах і переміщення по вертикалі шпиндельної бабки в залежності від висоти деталі; в двохстійкових верстатах - переміщення столу повздовж, поперечне переміщення шпиндельної бабки по траверсі і вертикальне переміщення траверси разом зі шпиндельною бабкою.

Точність лінійних переміщень 2 - 8 мкм, та кутових - до 5 '. Верстати потрібно встановлювати на спеціальних віброізолюваних фундаментах в приміщеннях з температурою повітря $20 \pm 0,2$ ° С. Для отримання високої

точності обробки до найважливіших елементів верстатів пред'являють високі вимоги, до конструкції, якості виготовлення, монтажу та збору, а також точності систем відліку координат.

Аналіз обробки корпусних деталей, найбільш трудомістких за характером виконання, виявив, що на свердління отворів і нарізання різьби витрачається 70% часу обробки, на фрезерування - 20% а на розточування - 10%. Тому найважливішим шляхом підвищення продуктивності обробки на верстатах свердильно-розточної групи є скорочення часу установки заготовки в робочу позицію, зміни та кріплення інструменту, запровадження комплексної обробки різними інструментами. Це може бути досягнуто використанням пристроїв попереднього набору координат, системами знакової індикації, ЧПК, попередньої розмірного налаштування інструменту поза верстатом, автоматичною заміною інструменту, розширенням можливостей верстатів через зміни конструкції верстатів з револьверними інструментальними головками або інструментальними магазинами з швидкою заміною інструменту. Ефективність багатоцільових верстатів в 3 - 8 разів вище в порівнянні з універсальними верстатами.

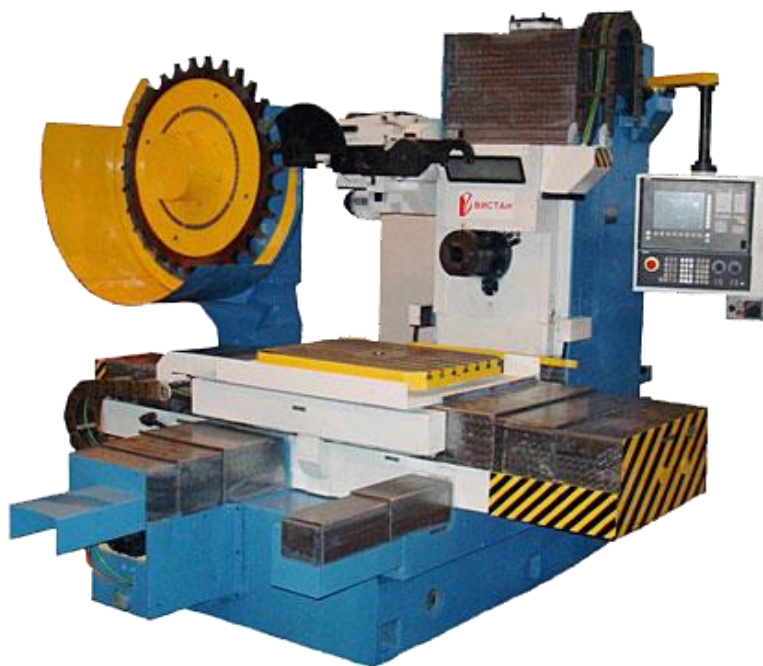


Рисунок 1.1 Типовий загальний вигляд багатоцільових верстатів, на яких виконують фрезерно-свердильно-розточні операції.

Проведемо огляд верстатів подібного призначення.

Верстат моделі TXK160 Fanuc

Горизонтально-розточний верстат моделі TXK160 з ЧПК Fanuc (забезпечує контроль за чотирма осями). На верстатах можна проводити свердління, зенкування, розгортання отворів, розточування отворів консольними і двохопорними оправками, фрезерування площин (в тому числі по прямокутному контуру), нарізання різьби, обточування торців і циліндричних поверхонь за допомогою радіального супорта планшайби. Збільшена площа координатного столу і горизонтальне переміщення. На осях X / Y / Z використовуються прямолінійні напрямляючі, що забезпечує високу точність позиціонування.

Основні технічні характеристики верстата

Розмір робочого столу, мм	1300 x 600
Ширина Т подібного паза, мм / кількість пазів	18/5
Переміщення по осі X, мм	1050
Переміщення по осі Y, мм	800
Переміщення по осі Z, мм	500
Максимальна швидкість обертання шпинделя, об / хв	3000
Конус шпинделя BT	50
Потужність електродвигуна основного вала, кВт	5.5/7.5
Швидкість подачі X, Y, Z, мм / хв	3000
Точність позиціонування по осях X, Y,	± 0.015
Прискорення вільного переміщення X, Y, Z, мм / хв	18000
Сумарна потужність, кВт	20
Маса, кг	6000

Верстат моделі TK611C / IV

TK611C / IV горизонтально-розточувальний верстат з системою ЧПК. Довільний контроль осей X, Y, Z і паралельно контроль всіх трьох осей, з ЧПК Fanuc / Siemens. Верстат може бути доукомплектований четвертою

віссю. Обертання стола дає можливість проводити обробку складних фігурних деталей та штампів.

Основні технічні дані верстата

Розмір робочого столу, мм	320x1010
Діаметр шпинделя, мм	110
Кількість Т-подібних пазів / ширина, мм	7/22
Максимальна вага завантаження столу, кг	5000
Відстань між двома отворами, мм	125
Відстань від кришки столу до центру шпинделя, мм	5-1205
Поперечний та повздовжній хід столу, мм	1300x1800
Повздовжній хід шпинделя, мм	550
Вертикальний хід шпиндельної бабки, мм	1200
Найбільший діаметр при розточуванні, мм	240
Внутрішній конус шпинделя ВТ	50
Найбільший діаметр розсвердлювання, мм	50
Максимальний, допустимий крутний момент на підрізній голівці, мм	1100
Радіальний хід державки підрізної головки, мм	160
Максимальний робочий діаметр державки підрізної головки, мм	630
Максимально допустима сила повздовжньої подачі на шпинделі, Н	13000
Підвищення швидкості шпинделя	Безступінчасте
Підвищення швидкості підрізної головки	Безступінчасте
Діапазон регулювання швидкостей шпинделя, об / хв	12-1100
Обсяг швидкостей підрізної головки, об / хв	4-130
Потужність основного двигуна, кВт	11/15
Загальні габарити, мм	5347x3420x3190
Вага брутто / нетто верстата, кг	14500/16000
Швидкий хід осей X, Y, W, мм / хв	5000

Швидкий хід шпинделя, мм / хв	3600
Точність покрокового позиціонування (x, y, z)	0.015 мм
Точність позиціонування (x, y, z)	X: 0.04, Y: 0.05 Z: 0.06 мм
Номінальний діапазон цифрових показників, мм	0.001

Верстат моделі 2A622Ф4

Верстат горизонтально-розточний з ЧПК застосовується для обробки великих деталей для індивідуального і серійного виробництва. Оброблювану деталь закріплюють на столі верстата або на плиті. Також можна здійснювати чорнове і чистове розточування отворів, фрезерування площин, зенкування та свердління отворів, нарізання зовнішньої і внутрішньої різьби та безліч інших технологічних операцій.

Основні технічні дані верстата

Розміри робочої поверхні столу, мм	250x1250
Найбільша маса виробу, кг	5000
Найбільше поздовжнє переміщення висувного шпинделя, мм	710
Найбільше поздовжнє переміщення поворотного столу, мм	1000
Найбільше верхнє переміщення висувного шпинделя, мм	1000
Номінальна,сумарна потужність яка споживається при повному навантаженні одночасно працюючих електродвигунів, кВт	40,6
Вага верстата, кг	20500

Верстат IP500ПМФ4

Горизонтальний свердлильно-фрезерно-розточний верстат, IP500ПМФ4 з системою ЧПК, автоматичною заміною інструменту призначений для продуктивної обробки корпусних деталей з різних матеріалів. Великі діапазони частоти обертання шпинделя і швидкостей подач, присутність поворотного столу, високий ступінь автоматизації допоміжних робіт значно розширюють технологічні можливості верстатів і дозволяють використовувати їх в складі різних продуктивних систем.

Основні технічні дані

Розміри робочої поверхні стола, мм	630x630; 500x500
Відстань між кріпильними отворами, мм	100
Діаметр отворів для кріплення, мм	M20
Кількість кріпильних отворів на поверхні столу	25
Найбільші програмовані переміщення по координатній осі X, мм	800
Найбільші програмовані переміщення по координатній осі Y, мм	500
Найбільші програмовані переміщення по координатній осі Z, мм	500
Конус для кріплення інструменту в шпинделі	50
Частота обертання шпинделя, хв ⁻¹	20-4500
Потужність головного приводу, кВт	18
Межі подач по осях X, Y, Z, мм / хв	1-3600
Обсяг інструментів в магазині;	60
Найбільший діаметр використовуваного інструменту, мм	160
Найбільший діаметр суміжних інструментів, мм	125
Кількість позицій пристрою зміни столів-супутників	2
Вага верстата, кг	12785
Габарити верстата, мм	4450x4635x3205

Верстат моделі 2254ВМФ4

Свердлильно-фрезерно-розточний верстат з числовим програмним управлінням моделі 2254ВМФ4 призначений для здійснення свердлильних, фрезерних та розточувальних операцій при обробленні плоских сторін деталей середніх розмірів. На верстаті можуть оброблятися вироби з сталі, легких сплавів, чавуну, кольорових металів, пластмас і ін. Верстат може виконувати чорнове і чистове фрезерування площин і криволінійних поверхонь, а також свердління, розточування, розсортування та зенкування точних отворів, нарізання різьби мітчиками і різцями.

Основні технічні дані верстата

Розміри робочої поверхні стола, мм	500x630
------------------------------------	---------

Межі частот обертання шпинделя, хв ⁻¹	2-3150
Максимальні координатні переміщення по осях X, Y, Z, мм	500
Регулювання поздовжніх, поперечних і вертикальних подач	Безступінчасте
Регулювання швидкостей шпинделя	Безступінчасте
Межі поздовжніх, поперечних і вертикальних подач, мм / хв	0,1-10000
Потужність двигуна приводу головного руху, кВт	10
Ємність інструментального магазину, шт	30
Габарити верстата, мм	4610x4510x3235
Тип системи ЧПК	CNC
Точність позиціонування (лінійного), мм	0,016
Маса верстата, кг	7000

Верстат моделі 2A620Ф1

Горизонтально-розточний верстат, моделі 2A620Ф1 використовується для виконання наступних технологічних операцій:

- свердління, розсвердлювання, зенкування та центрування отворів;
- фрезерування площин, пазів, уступів;
- розточування та розгортання отворів;
- нарізання різі мітчиками;

Верстат оснащений пристроєм цифрової ідентифікації з попереднім набором по осях X, Y, Z, і В з використанням високоточних датчиків, що забезпечують точне координатне переміщення рухомих вузлів верстата.

Основні технічні дані

Розміри робочої поверхні столу, мм	120x1 250
Вантажопідйомність, кг	4 000
Розточувальний шпиндель: діаметр, мм	90
Діаметр планшайби, мм	630
Найбільші поперечні переміщення стола, X, мм	1250
Найбільші переміщення шпиндельної бабки вертикально, Y, мм	1000
Найбільші переміщення стійки поздовжньо, Z, мм	1000

Найбільші переміщення шпинделя, W, мм	710
Швидкість обертання шпинделя, об / хв	10-1600
Поворот столу, В, град	необмежено
Швидкість обертання планшайби, об / хв	6,4-165
Межі робочих подач X, Y, Z, мм / хв	25 - 1 250
Межі робочих подач W, мм / хв	2 - 200
Межі робочих подач U, мм / хв	0,8-800
Установчі габаритні розміри: довжина, ширина, висота, мм	600x3 730x3 200
Потужність головного приводу, кВт	11

Верстат моделі 2A459AФ4

Координатний свердлильно-фрезерний верстат з ЧПК моделі 2A459AФ4 використовується для виконання різних операцій з обробки поверхонь і отворів, до розмірів, геометричної форми і положенням яких пред'являються вимоги високої точності в корпусних деталях верстатів, машин, штамів і пристосувань: розточування, свердління, розгортання, підрізування торців, фрезерування, нарізання різьби, точна розмітка і вимір в умовах індивідуального, дрібносерійного і великосерійного виробництва.

Верстат найбільше застосовується для обробки отворів, розташованих на одній осі, паралельних, перпендикулярних або розміщених під довільними кутами з високою точністю, як по геометрії, так і по їх взаємному розташуванню. Специфічною особливістю верстата є наявність вбудованого поворотного столу, що робить можливою обробку співвісних отворів. А також, на верстаті можна робити обробку криволінійних контурів та контурну обробку фрезою круглих отворів. Клас точності верстата - А (особливо точні) по ДСТУ 8-82.

Основні технічні характеристики

Розмір робочого стола по ДСТУ 2Н62-1-78, мм

Ширина	1000h14
Довжина	1000h14

Кількість пазів Т-подібної форми	7
Відстань між пазами по ДСТУ 6569-75, мм	125±0,4
ДСТУ 6569-75 ширина пазів, мм	22H8
Найбільша маса заготовки, яка встановлюється на столі, кг	2000
Найбільше робоче переміщення по координаті яке можна запрограмувати:	
X, мм	1250
Y, мм	1100
Z, мм	900
B, градусів	360
Найменша відстань від осі шпинделя до робочої частини столу, при координаті стійки 330мм, мм	30
Частота обертання шпинделя, об/хв	20...3150±10%
Максимальний крутний момент на шпинделі, Нм	441
Частота регулювання обертів шпинделя:	
з постійною потужністю	80...3150
з постійним моментом	20...80
Найбільший діаметр оброблюваного отвору , мм	550
Найбільший діаметр свердління в сталі, мм	55
Найбільший діаметр торцевої фрези , мм	220
Межі подач по координаті:	
X; Y; Z, мм/хв	2...2500±10%
Швидкість швидкого переміщення в автоматичному режимі/ в режимі ручного вводу даних: X; Y; Z, мм/хв	8100±10%/5000±10%
Найбільше зусилля подачі при різанні по координаті Z, Н	10000
Габаритні розміри верстата без додаткового обладнання не більше, мм	
Довжина/Ширина/Висота	4415x4275x3800
Площа яку займає верстат з прикладним обладнанням, м²	34,4
Тип системи ЧПК	2C42 (Фанук)
Число одночасно керуючих координат:	

при лінійній інтерполяції	4
при круговій інтерполяції	2+1
Вид ЧПК	Комбінована позиційна і контурна
Код представлення інформації по ДСТУ 13052-74 7-бітний	
Спосіб задання розмірів абсолютний і по зростанню.	

1.3 Аналіз компонок багатоцільових верстатів

Починаючи з 50-х років ХХ століття у світі було розроблено та виготовлено значну кількість і широкий спектр верстатів з числовим програмним керуванням, які отримали застосування в різних галузях машинобудування. Ці верстати відрізняються між собою конструктивними схемами металообробної частини, а також особливостями інструментального оснащення.

Металообробні верстати з ЧПК, зокрема фрезерні, проектується з урахуванням забезпечення повного комплексу формоутворювальних рухів, необхідних для отримання поверхонь деталей машин. Зазначені рухи розподіляються між основним виконавчим механізмом — шпиндельним блоком, який несе різальний інструмент, та іншими механізмами, що належать до групи стола або шпиндельного блока.

Шпинделю шпиндельного блока надається головний рух формоутворення — обертання різального інструменту. Водночас шпиндельний блок може здійснювати координатні переміщення вздовж осей X, Y, Z, які реалізуються або безпосередньо самим блоком, або разом зі стійкою та платформою.

Координатні переміщення можуть також виконувати механізми групи стола. Такі переміщення поділяються на робочі (подачі) та допоміжні — установчі й налагоджувальні.

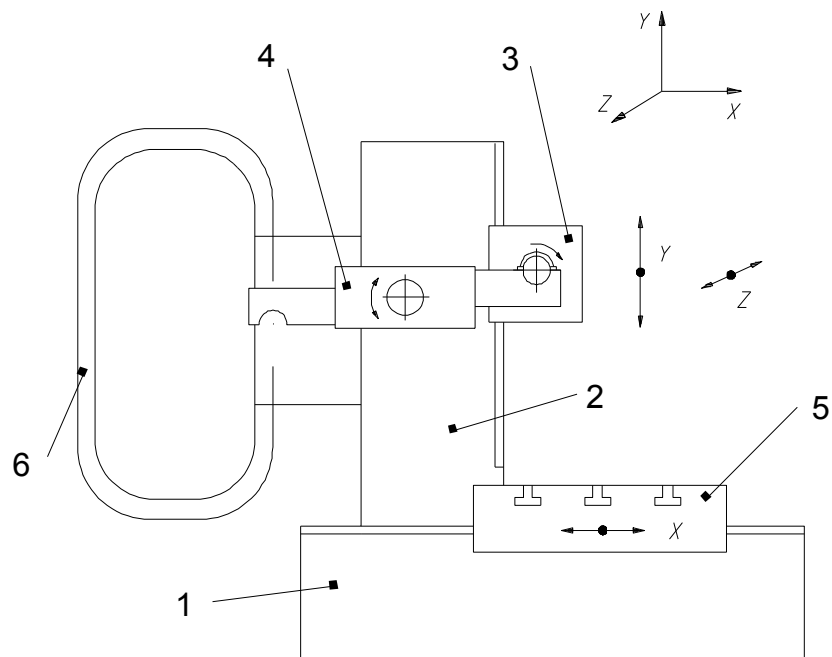
Чіткого закріплення координатних рухів за окремими вузлами верстата не існує. У кожному конкретному випадку їх розподіл визначається умовами

експлуатації, конструктивними рішеннями та міркуваннями конструктора, а також орієнтацією площини стола, яка може бути як горизонтальною, так і вертикальною. Вибір положення площини стола залежить від габаритів деталі, розташування оброблюваних поверхонь, матеріалу заготовки, її маси та вимог до організації виробничого процесу.

З компоновкою металообробного блоку тісно пов'язаний блок інструментального забезпечення, без якого неможлива широка номенклатура технологічних операцій, виконуваних на верстаті. Інструментальне забезпечення включає накопичувач інструментів, яким може бути револьверна головка, інструментальний магазин, стелаж та транспортні засоби по доставці інструменту від накопичувача до шпиндельного вузла. Транспортні засоби включають автооператори, кантувачі. Конструктивні особливості інструментального забезпечення в повній мірі залежать від компоновочних та конструктивних рішень металообробного блока, об'єму інструментів, розміщення та орієнтація інструментів в магазині стосовно вісі шпинделя.

Вітчизняні та світові верстатобудівні фірми створили безліч різновидностей компоновок верстатів з ЧПК, сформованих по різних принципах та міркуваннях. Найбільш розповсюджені багатоцільові верстати мають компоновку подібну з компоновками верстатів загального призначення.

На рисунку 1.2. представлена горизонтальна компоновка багатоцільового верстату на базі горизонтально-розточного з горизонтальним столом поз.5 та ланцюговим інструментальним магазином. Для такої компоновки можливе різне розміщення стосовно шпиндельного блока інструментального магазину. В даному випадку інструментальний магазин є ланцюговим і дозволяє розміщати значну кількість (50-100) інструментів, що значно перевищує ємкість жорстких магазинів. Може бути розміщених як збоку верстата так і за ним. При потребі значної кількості інструментів можуть використовуватись декілька інструментальних магазинів.



1 – станина, 2 – стійка, 3 - шпиндельний блок, 4 – автооператор, 5 – стіл, 6 - інструментальний магазин.

Рисунок 1.2 - Горизонтальна компоновка багатоцільового верстату

На рисунку 1.3 представлено компоновку багатоопераційного верстату з верхнім розміщенням інструментального магазину.

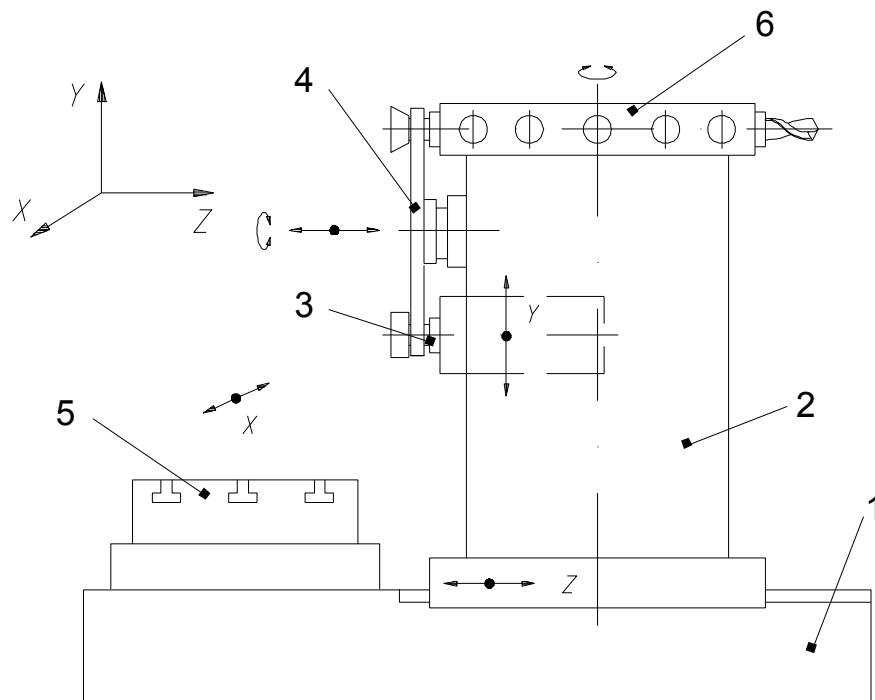


Рисунок 1.3 - Компоновка багатоцільового верстату з верхнім розміщенням інструментального магазину

Ця компоновка характерна для верстатів верстатобудівних заводів країн колишнього СНГ. Вертикальне розміщення інструментального магазину економить цехову площу, але обмежена щодо ємкості, яка максимальна в кількості 30-36 інструментів. Особливості перевантаження інструменту по маршруту магазин-шпиндельний блок ідентичні компоновці на рисунку 1.2. Така компоновка створює труднощі при експлуатаційному нагляді за інструментальним магазином, але більш підходить для монтажу в автоматизовані ділянки, гнучкі виробничі модулі.

Різноманітності компоновки багато вносить в компоновочно-конструктивне виконання столів, які забезпечують розміщення на них заготовок, діапазон оброблюваних поверхонь, концентрування на одному верстаті технологічних операцій.



Рисунок 1.4 - Модель багатоцільового верстату для розточних операцій

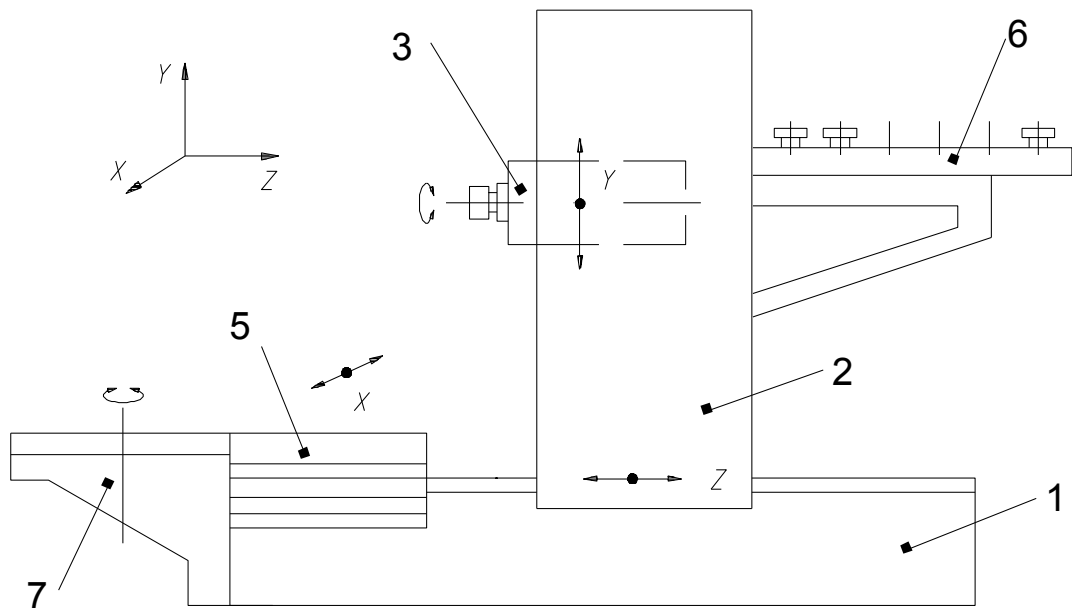


Рисунок 1.5 - Багатоцільовий верстат з ЧПК моделі BEA2 фірми Heller (Німеччина)

Особливості компоновки представленої на рис. 1.5 це використання поворотно-перевантажувального стола поз.7, який забезпечує подачу на стіл заготовок і забір деталей. Використання поворотного стола прискорює зміну заготовок і робить верстат більш зручним для монтажу в гнучкі виробничі системи.

Існують компоновки верстатних модулів із значним об'ємним накопичувачем інструментів і багатопозиційними поворотними столами.



а)



б)



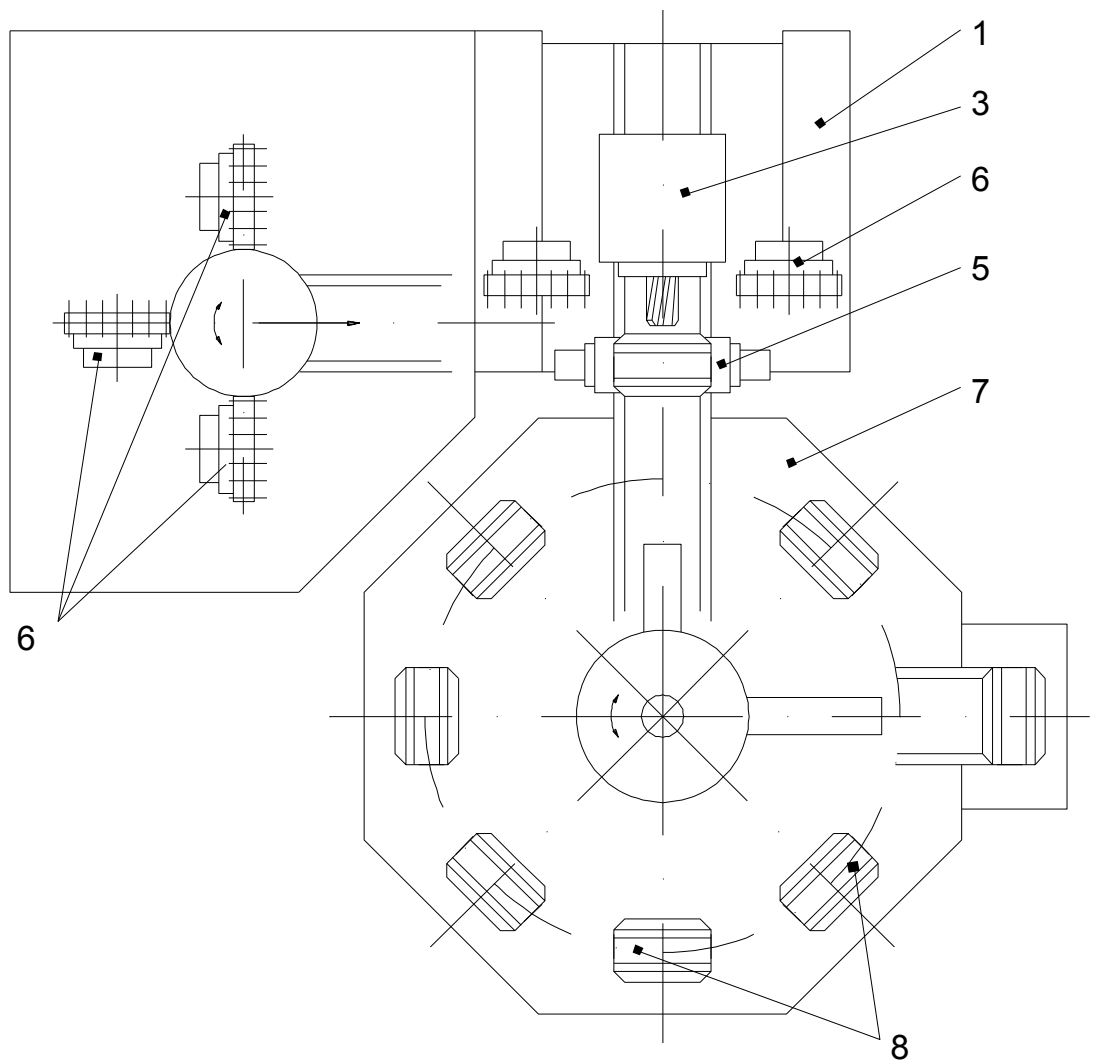
в)

Рисунок 1.6. Варіанти конструкцій верстатів BEA2 фірми Heller (Німеччина)

Один із верстатів представлено на рисунку 1.6. Цей варіант виконання компоновки має п'ять інструментальних магазинів, які по мірі потреби поставляються в зону шпинделя заготовки для обробки поступають на двотактовий стіл від багатопозиційного поворотного палетного стола.

В багатьох верстатах використовуються подібні компоновки, що дозволяють виконувати багато операцій і основне, дозволяють більш продуктивно використовувати дане обладнання. Тобто використання багатопозиційного поворотного стола дає змогу з великою точністю обробляти деталь зі всіх сторін і всіх можливих позицій, а це в свою чергу значно зменшує час, який затрачається на виробництво деталі і в цьому випадку значно зростає продуктивність праці.

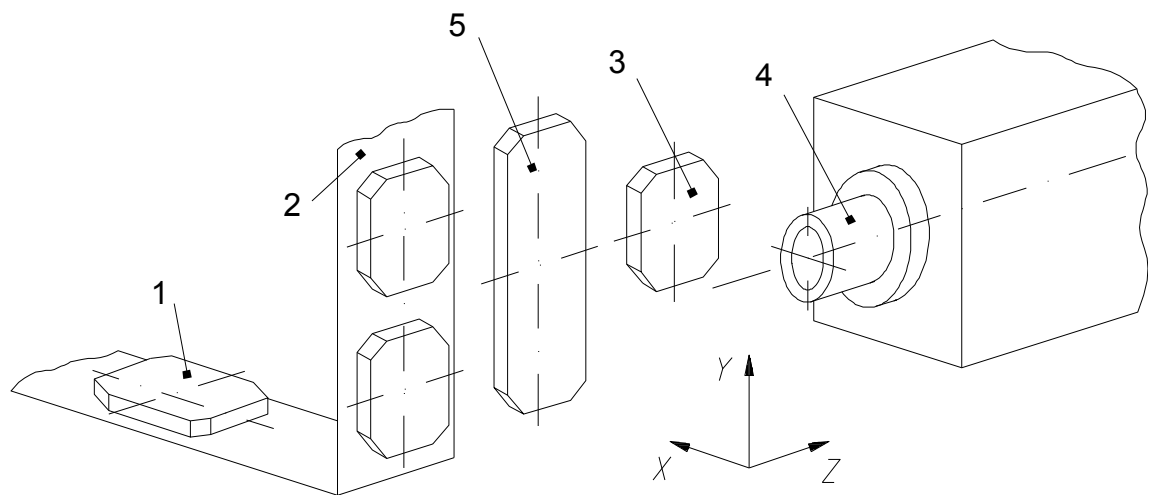
В попередньому верстаті ми розглядали компоновку стола яка є горизонтальною. Але в світі багато заводів і фірм, які виготовляють металообробне обладнання використовують також вертикальні компоновки столів.



1 – станина, 3 - шпиндельний силовий агрегат, 5 - двотактовий стіл
 6 - інструментальні магазини, 7 - поворотний багатопозиційний палетний стіл, 8 - палети

Рисунок 1.7 - Компоновка гнучкого верстатного модуля фірми Huller Hille (Німеччина)

Горизонтальні компоновки столів верстатів, як було відмічено раніше, мають суттєвий недолік по усуненню стружки. Тому в протипагу появились вертати з вертикальними столами, один із варіантів яких показано на рисунку 1.8.



1-позиція піддону для установки (зняття) заготовки

2-піддонний магазин

3-піддон в позиції обробки

4-шпиндельний вузол

5-важіль для зміни піддонів(палет)

Рисунок 1.8 - Схема зміни палет у верстатному модулі МА3/10 фірми Tsugami (Японія) з вертикальним накопичувачем палет.

Особливість представленої компоновки полягає у вертикальному боковому розміщенні стола, основу якого становить колона поз.5. По вертикальних направляючих колони (Вісь X) переміщається спеціальний корпус, в розпорках якого розміщується одно, або двох поворотний стіл, що рухається по вісі Y.

Шпиндельна бабка переміщається вздовж вісі Z по горизонтальним направляючим, розміщених у вертикальній площині. Точність позиціонування по осях X, Y, Z рівна $\pm 0,002$ мм, можлива комплексна обробка по п'яти координатах (a, b, c, d, f) з одного установа і з використанням до 10 пристосувань-супутників (палет), які розміщаються на карусельному 10-місному накопичувачі. Розміщення пристосувань-супутників у вертикальній площині значно покращує компактність конструкції верстату.



Рисунок 1.9 – Моделі багатоцільових верстатів фірми Tsugami (Японія).

Подібна конструкція верстатного багатоопераційного модуля розроблена фірмою Mauser (Німеччина). Верстат мод TMC500 даної фірми оснащений поворотним столом з горизонтальною віссю обертання і забезпечує поворот шести палет розміром 450x450 мм кожна.

Переміщення палет на стіл може здійснюватись як у горизонтальній так і вертикальних площинах. Рухи по переміщенню виконуються, як правило, порталними роботами.

Уваги заслуговують компоновки багатоцільових верстатів фірм Makino (Японія) мод.МС-60 з магазином на 6-8 або 12 палет, який розміщується збоку верстата і має автооператор для зміни палет.



Рисунок 1.10 – Моделі багатоцільових верстатів фірми Makino (Японія).

Свої особливості мають багатоцільові верстатні модулі фірм Herbeck Werkzeug-Maschinen Fobrik (Німеччина), Jamazaki Machinery Work (Японія). Всі вони оснащені багатомісними поворотними столами, здатними розміщати на них 6-8,12 палет.



а)



б)

Рисунок 1.11 – Моделі багатоцільових верстатів фірми Jamazaki (Японія).

РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНО-РОЗРАХУНКОВИЙ

2.1. Службове призначення та характеристика об'єкту виробництва

Деталь – корпус редуктора входить в складальний вузол – центральний редуктор приводу виконуючого пристрою бурякозбирального комбайну КС6В. Редуктор призначений для передачі великих обертових моментів від двигуна машини на трансмісію виконуючого пристрою. В корпусі розміщений ведучий вал, на якому кріпиться конічна шестерня. Вали обертаються на шарикопідшипниках. Регулювання зачеплення виконується підбором регулювальних прокладок. Мінімальний гарантований боковий зазор 0,16 мм, максимальний 0,23 мм.

Корпус редуктора виготовлений з АЛ14В ДСТУ 2685–75. Маса редуктора 11 кг. Цей матеріал має хороші ливарні властивості, оброблюваність різанням, задовільну корозійну стійкість, рівень робочої температури не більше 250⁰С.

Таблиця 2.1 – Хімічний склад матеріалу (%)

Марка	Мідь	Марганець	Магній	Кремній	Алюміній
АЛ14В	1,5-3,0	0,2-0,6	0,2-0,6	6,0-8,0	решта

Таблиця 2.2 – Механічні властивості матеріалу

Марка	Границя міцності на розтяг, кг/мм ²	Відносне видовження, %	НВ
АЛ14В	13-24	0,5	70-85

В корпусі редуктора є ряд поверхонь, до яких ставляться підвищені вимоги до точності розмірів, форми поверхонь і їх взаємного розміщення. Такими поверхнями є $\varnothing 100H7$, $\varnothing 128H8$, співвісність цих поверхонь до поверхні $\varnothing 230$. Решта вимог відображено в наступному підрозділі.

2.2 Аналіз технічних вимог

Технічні вимоги до оброблювальних поверхонь деталі представлено в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 – Технічні вимоги та вимоги до контролю

№	Технічна вимога	Поверхні	Методи дослідження і контролю
1	Відхилення від співвісності двох циліндричних поверхонь не повинно перевищувати 0,005 мм	К,З	Забезпечення принципу постійності баз і обробка з одного установа
2	Відхилення від співвісності паралельності двох циліндричних отворів і площин не повинна перевищувати 0,08 мм	К,З	Те ж саме Контрольний пристрій
3	Відхилення від паралельності і перпендикулярності між осями циліндричних отворів не повинна перевищувати 0,05 мм	К,З,І	Те ж саме Контрольний пристрій
4	Досягнення 7-го квалітету для посадки підшипника	К,З	Чистове розточування. Калібр-пробка
5	Досягнення 8-го квалітету для посадки кришки	Б,В	Чистове розточування. Калібр-пробка
6	Шорсткість поверхні під посадку підшипника не повинна перевищувати Ra 1,25	К,З	Чистове розточування. Зразки шорсткості ДСТУ 9378-75
7	Шорсткість поверхні під посадку кришки не повинна перевищувати Ra 3,2	Б	Чистове розточування. Зразки шорсткості ДСТУ 9378-75
8	Шорсткість торцевої поверхні не повинна перевищувати Ra 6,3	Б,В,Г	Чистове фрезерування. Зразки шорсткості ДСТУ 9378-75

9	У відливці не допускаються раковини і тріщини	Усі поверхні	Перевірка якості перед механічною обробкою
10	Всі відхилення геометричних розмірів повинні відповідати проставленим на кресленні розмірам	Виконавчі поверхні	Штангенциркуль ШЦ-ІІ-160-0,05 ДСТУ 166-80

2.3 Аналіз технологічності деталі

2.3.1 Якісна оцінка

Технологічність деталі по матеріалу АЛ14В з точки зору вартості і доступності є середньою, а з точки зору виготовлення і обробки є хорошою. Матеріал є досить поширеним. Щодо геометричної форми, то деталь являє собою пустотілий виріб, який має площини, отвори і приливи.

Є багато поверхонь без наступної механічної обробки, а оброблювані поверхні є досить простими по своїй геометрії – це циліндричні отвори і площини. Тобто, щодо геометричної форми, деталь можна вважати технологічною, хоча є ряд особливостей при базуванні і закріпленні заготовки на верстатах. Щодо лінійних розмірів, то тут похибка базування є відсутньою, так як базами виступають торці, які є технологічними і вимірними базами. Але щодо діаметральних розмірів, то похибка базування тут існує, так як технологічна база – це площина, поверхня з базовими отворами, а вимірна база – це вісь.

Хоч принцип суміщення баз не дотримується, це не сильно впливає на точність готової деталі і передбачено принцип постійності технологічних баз. В першій операції виконується обробка чистової бази з базуванням відносно чорнової бази, а в послідуючих операціях обробка йде від чистової бази. Нею служить нижня опорна площина та два отвори. Забезпечення такого принципу постійності баз дозволяє звести до мінімуму похибку установки, що значно підвищує точність деталі.

Отже, щодо зручності контролю розмірів, їх дотримання і забезпечення дана деталь з точки зору технологічності є задовільною.

Технологічність заготовки характеризується можливістю її отримання найбільш раціональним для даних умов способом з максимально можливим наближенням її форми і розміщення розмірів до форми і розмірів готової деталі при умові забезпечення технологічності подальшої механічної обробки заготовок.

Найбільш раціональним способом отримання заготовок є литво в кокіль. Вихідна заготовка за формою і розмірами є досить наближеною до форми і розмірів готової деталі, що говорить про хорошу технологічність деталі корпус щодо даного критерію.

Отже, виходячи з проведеної оцінки, можна стверджувати, що деталь є технологічною.

2.3.2 Кількісна оцінка

а) Рівень технологічності конструкції по точності обробки.

$$K_{\text{т.м.ч}} = \frac{K_{\text{б.м.ч}}}{K_{\text{д.м.ч}}}, \quad (2.1)$$

де $K_{\text{б.м.ч}}$ - базовий коефіцієнт точності обробки;

$$K_{\text{б.м.ч}} = 0,75;$$

$K_{\text{д.м.ч}}$ - досягнутий коефіцієнт точності обробки.

$$K_{\text{д.м.ч}} = 1 - \frac{1}{T_{\text{сп}}} = 1 - \frac{\sum n_i}{\sum T n_i}, \quad (2.2)$$

$$\text{де } T_{\text{сп}} = \frac{\sum T n_i}{\sum n_i} = \frac{T (n_1 + 2 n_2 + 3 n_3 + \dots + m n_k)}{n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_k},$$

де $T_{\text{сп}}$ - середній клас точності обробки виробу;

n_i - число розмірів відповідного класу точності;

T - клас точності обробки;

Для класів точності 2а і 3а коефіцієнти при доданках чисельника

приймаються відповідно 2,5; 3,5.

IT14 – 7 клас точності – 50 розмірів; IT11 – 4 клас точності – 4 розміри;

IT7 – 2 клас точності – 2 розміри; IT8 – 3 клас точності – 2 розміри.

$$T_{cp} = \frac{7 \cdot 50 + 4 \cdot 4 + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2}{58} = 6,48$$

$$K_{\partial.m.ч} = 1 - \frac{1}{T_{cp}} = 1 - \frac{1}{6,48} = 0,8457$$

$$K_{ч.m.ч} = \frac{0,75}{0,8457} = 0,868$$

Отже, по точності деталь є технологічною.

б) Рівень технологічності конструкції по шорсткості поверхні

$$K_{ч.ш} = \frac{K_{\partial.ш}}{K_{ш}} \quad (2.3)$$

де $K_{\partial.ш} = 0,15$ - базовий коефіцієнт шорсткості поверхні;

$$K_{ш} - \text{досягнутий коефіцієнт шорсткості визначається } K_{ш} = \frac{P}{Ш_{cp}} = \frac{\sum n_{\min}}{\sum Ш_{\min}},$$

$$\text{де } Ш_{cp} = \frac{n_1 + 2n_2 + 3n_3 + \dots + 14n_{14}}{n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_{14}}.$$

n_{im} - число поверхонь відповідного класу шорсткості.

Ra 2,5 – 3 клас – 7 поверхонь, Ra 6,3 – 5 клас – 5 поверхонь

Ra 3,2 – 6 клас – 1 поверхня, Ra 1,25 – 7 клас – 1 поверхня

$$Ш_{cp} = \frac{3 \cdot 7 + 5 \cdot 5 + 6 \cdot 1 + 7 \cdot 1}{14} = 4,21$$

$$K_{ш} = \frac{1}{4,21} = 0,2375$$

$$K_{ч.ш} = \frac{0,15}{0,2375} = 0,63$$

Щодо шорсткості поверхні деталь є також технологічною.

в) Коефіцієнт використання матеріалу

$$K_{ц.в} = \frac{K_{б.в.м}}{K_{в.м}} \quad (2.4)$$

де $K_{б.в.м} = 0,75$; $K_{в.м} = 0,89$ - відповідно базовий і досягнутий коефіцієнти використання матеріалу

$$K_{ц.в} = \frac{0,75}{0,89} = 0,84$$

Отже, щодо використання матеріалу деталь є технологічною.

2.4. Визначення типу виробництва

Тип виробництва характеризується коефіцієнтом закріплення операцій, значення якого визначається за формулою

$$K_{зо} = \frac{O}{P} \quad (4.1)$$

де O – число різних операцій;

P – число робочих місць з різними операціями.

Число операцій закріплених заданим робочим місцем визначається за формулою

$$O_{р.м} = \frac{60 \cdot F_m \cdot K_v \cdot \eta_n}{T_{шт.к.} \cdot N_m} \quad (4.2)$$

де $F_m=334,5$ год. – місячний фонд часу роботи обладнання при двозмінному режимі роботи;

$K_v=1,3$ – коефіцієнт виконання норм часу;

$T_{шт.к.}$ – штучно-калькуляційний час виконання операцій на одному верстаті;

$\eta_n=0,85$ – нормативний коефіцієнт завантаження;

$N_m=333,3$ шт. – місячна програма випуску деталей.

Визначаємо кількість операцій для кожного робочого місця:

$$O_{р.м}^{005} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{23,2 \cdot 333,3} = 2,87$$

$$O_{p.m}^{010} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{7,63 \cdot 333,3} = 8,72$$

$$O_{p.m}^{015} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{28,03 \cdot 333,3} = 2,37$$

$$O_{p.m}^{020} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{25,18 \cdot 333,3} = 2,64$$

$$O_{p.m}^{025} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{10,5 \cdot 333,3} = 6,63$$

$$O_{p.m}^{030} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{29,51 \cdot 333,3} = 2,25$$

$$O_{p.m}^{035} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{3,07 \cdot 333,3} = 21,67$$

$$O_{p.m}^{040} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{2,2 \cdot 333,3} = 30,24$$

$$O = \sum O_{p.m} = 2,87 + 8,72 + 2,37 + 2,64 + 6,63 + 2,25 + 21,67 + 30,24 = 77,09$$

$$K_{з.о} = \frac{77,09}{8} = 9,63$$

Так як, $10 \leq K_{з.о} \leq 20$, це виробництво середньосерійне. Для середньосерійного типу виробництва характерною є потокова форма організації виробництва за технологічним принципом. Тобто, обробка деталі йде послідовно з однієї операції на іншу згідно технологічного маршруту обробки.

2.5 Аналіз технології механічної обробки деталі-представника

Технологія виготовлення деталі – це технологічний процес механічної обробки, програма випуску – 4000 шт; тип виробництва – середньосерійне; метод отримання заготовки – литво в кокіль, що є достатнім по точності і продуктивності для даного типу виробництва.

Послідовність операцій базового варіанту технологічного процесу наступна:

005 Горизонтально-фрезерна операція

Горизонтально-фрезерний верстат 6М12П

$T_o=18,4$ хв; $T_{шт}=23,2$ хв

Тут відбувається підготовка торця, як бази.

Чорною поверхнею служить бокова поверхня Ш

010 Горизонтально-свердлильна операція

Горизонтально-свердлильний верстат 2Б11Ф2

Центрування – $T_o=1,7$ хв;

Свердління – $T_o=1,5$ хв.

$T_{шт}=7,63$ хв

Тут відбувається свердління базових отворів

Бази – площини Ц і Ш

015 Горизонтально-фрезерна операція

Горизонтально-фрезерний верстат 6М12П

$T_{o1}=15,4$ хв;

$T_{o2}=1,9$ хв;

$T_{o3}=1,9$ хв;

$T_{o4}=1,9$ хв;

$T_{заг}=21,2$ хв

$T_{шт}=28,03$ хв

Тут відбувається фрезерування площин деталі

Бази – площина Ц і два отвори Ф

020 Горизонтально-розточна операція

Горизонтально-розточний верстат 2Б11Ф2

$T_o=14,4$ хв;

$T_{шт}=25,18$ хв

Тут відбувається розточування отворів під посадку підшипників і кришок.

Бази – площина Ц і два отвори Ф

025 Радіально-свердлильна операція

Радіально-свердлильний верстат 2A554

$T_o=16,83$ хв;

$T_{шт}=29,51$ хв

Тут відбувається свердління отворів, зенкування фасок, нарізання різі.

База - площина Ц і два отвори Ф

030 Радіально-свердлильна операція

Радіально-свердлильний верстат 2A554

$T_o=1,11$ хв;

$T_{шт}=3,07$ хв

Тут відбувається свердління отвору, цекування бобишки, зенкування фаски, нарізання різі.

База - площина Ц і два отвори Ф

035 Радіально-свердлильна операція

Радіально-свердлильний верстат 2A554

$T_o=0,25$ хв;

$T_{шт}=2,2$ хв

Тут відбувається цекування чотирьох отворів.

Бази – бокові площини Ш і Г, опорна площина Ц.

Аналізуючи операції технологічного маршруту можна зробити висновок, що більшість з них можна реалізовувати на верстаті свердлильно-фрезерно-розточної групи горизонтальної компоновки, а отже розробка такого верстату є доцільною та актуальною.

Вибір основних режимів різання здійснюємо за методикою та рекомендаціями [2, 39, 41]

Параметр режиму різання	Мінімальне значення	Максимальне значення
Глибина різання (фрезерування), t, мм	0,5	5,5

Подача (фрезерування), S , мм/об	0,017	0,09
Подача (свердління), S , мм/об	0,008	0,285
Подача (розточування), S , мм/об	0,006	0,06
Швидкість різання (фрезерування), V , м/хв	147	164
Швидкість різання (свердління), V , м/хв	20	38
Швидкість різання (розточування), V , м/хв	35	306
Частота обертання ШВ (фрезерування), n , об/хв	79	1592
Частота обертання ШВ (свердління), n , об/хв	127	3076
Частота обертання ШВ (розточування), n , об/хв	13,4	1526

2.6. Аналіз та обґрунтування варіантів схем формоутворення поверхонь деталей на верстаті

Поверхні деталей машин будь-якої форми складаються з елементарних поверхонь: прямолінійних і криволінійних.

Усі оброблювальні площини можна утворити взаємними рухами двох ліній, одна з яких формоутворююча, а друга напрямна. Тіло будь-якої деталі – це замкнутий простір, що обмежений реальними геометричними лініями, які утворені в результаті обробки тим чи іншим методом (литвом, штамповкою, різанням).

Використовуємо наступні схему обробки різанням:

- обробка торцевих площин – фрезерування торцевою фрезою.

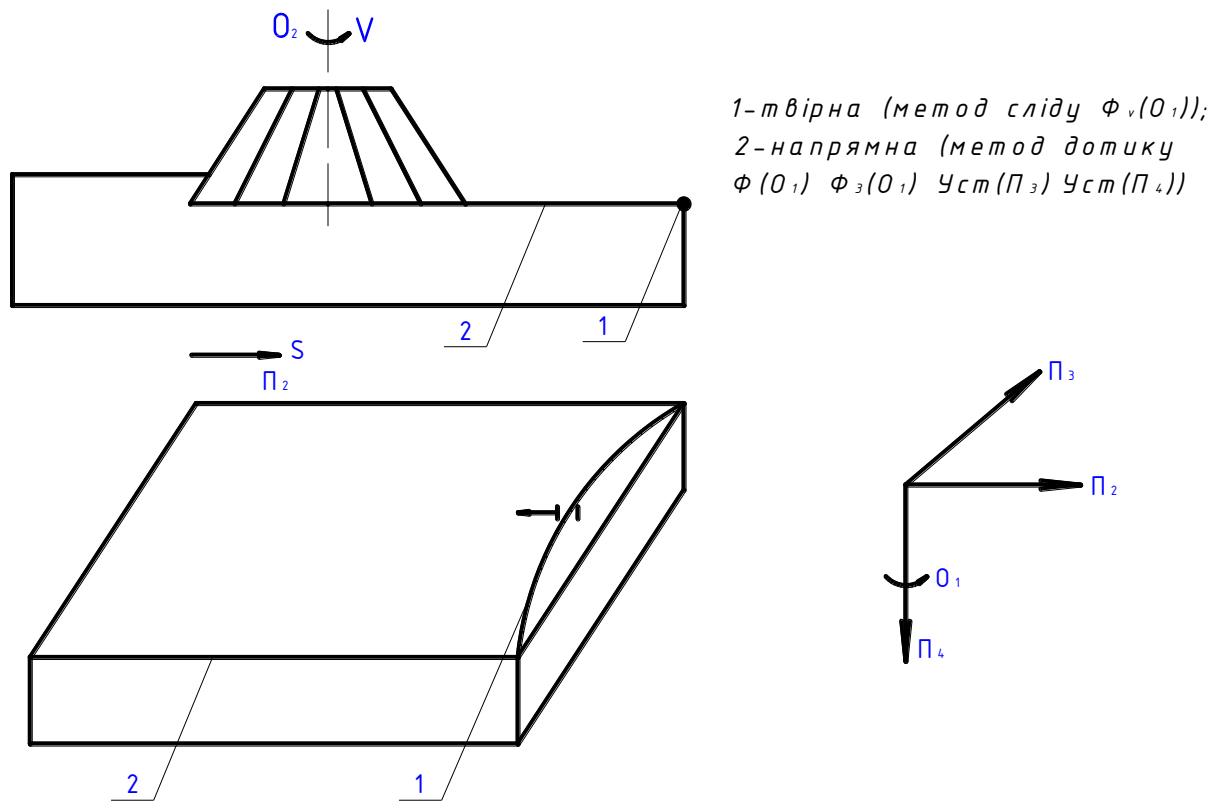


Рисунок 2.1 – Рух інструменту при фрезеруванні торцевою фрезою.

- утворення циліндричного отвору – операція свердління.

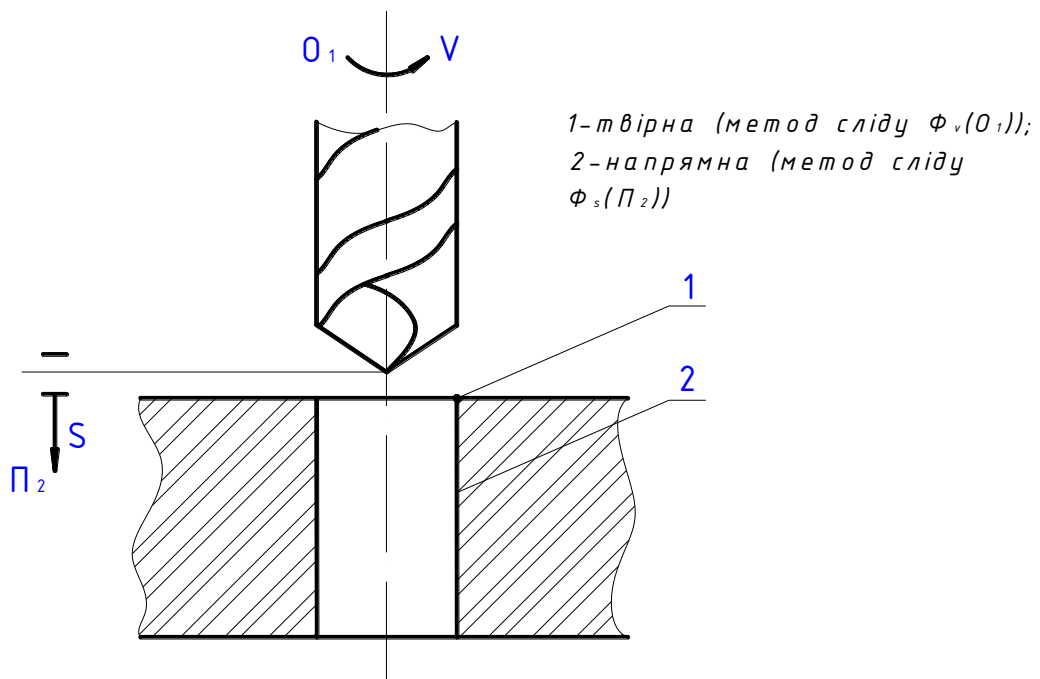


Рисунок 2.2 – Рух інструменту при свердлінні отвору.

- утворення конічного отвору (фаски) – операція зенкерування.

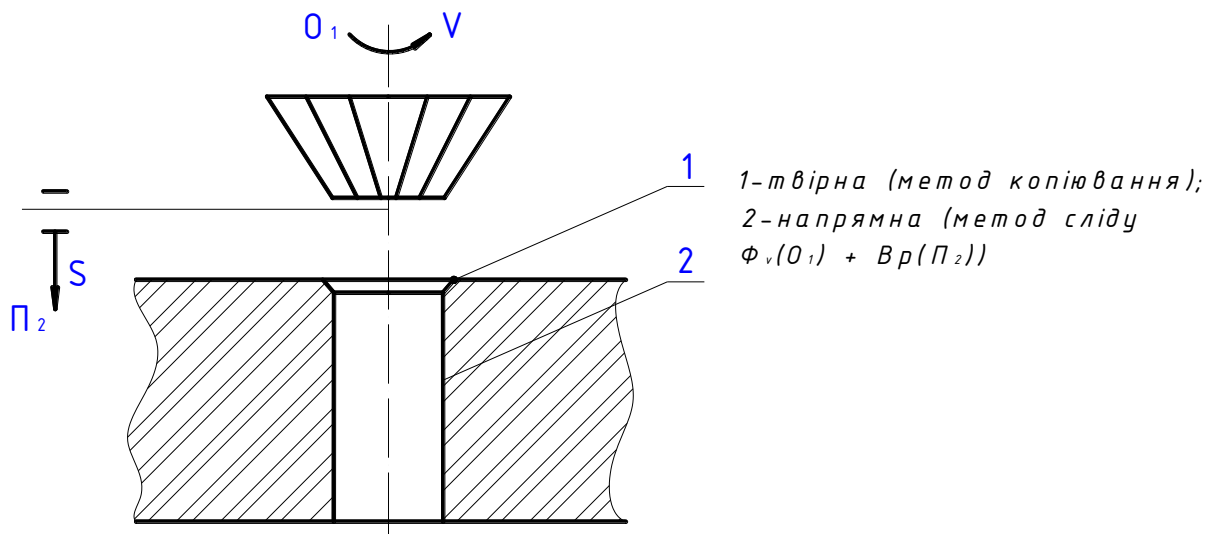


Рисунок 2.3 – Рух інструменту при утворенні конічного отвору (фаски).

- нарізання внутрішньої різи:

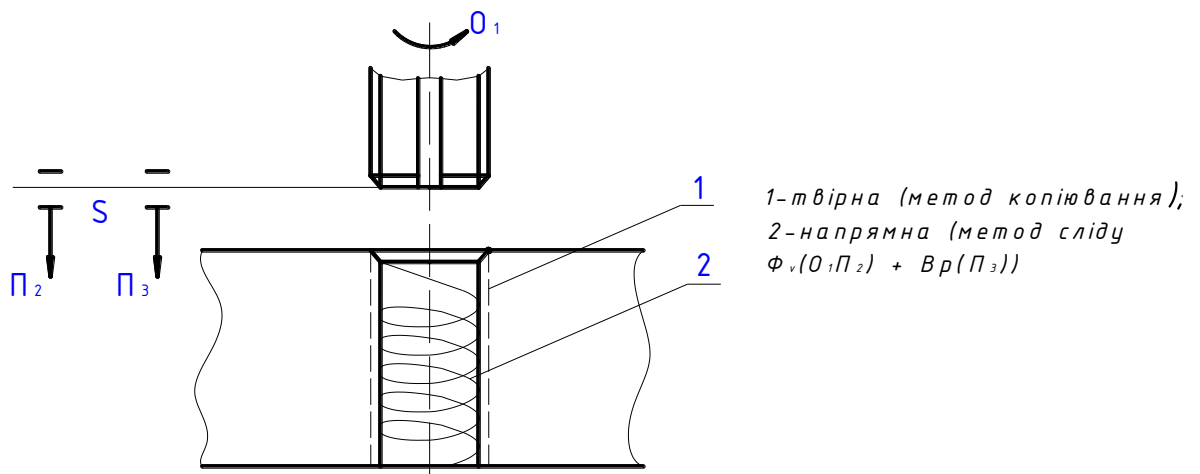


Рисунок 2.4 – Рух інструменту при нарізанні різі.

- розточування отвору:

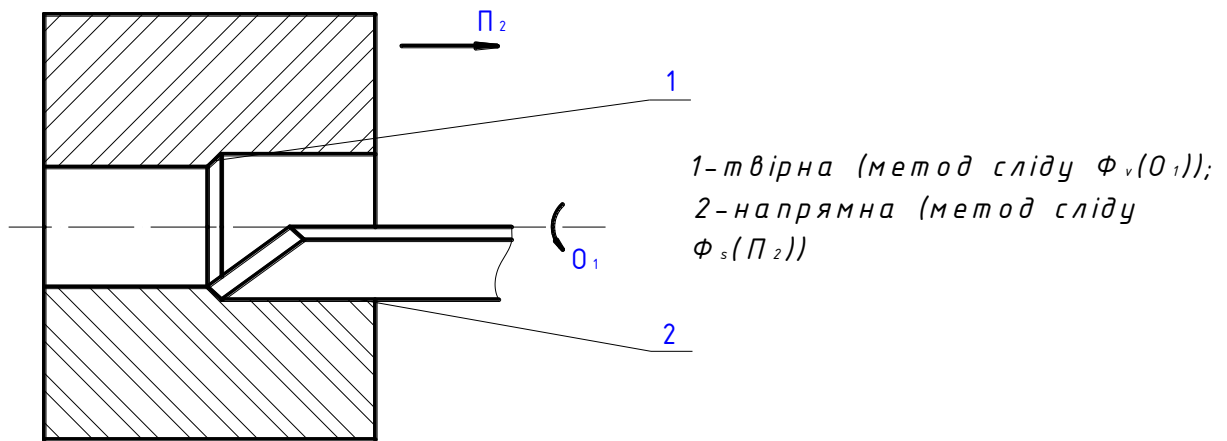


Рисунок 2.5 – Рух інструменту при розточуванні отвору.

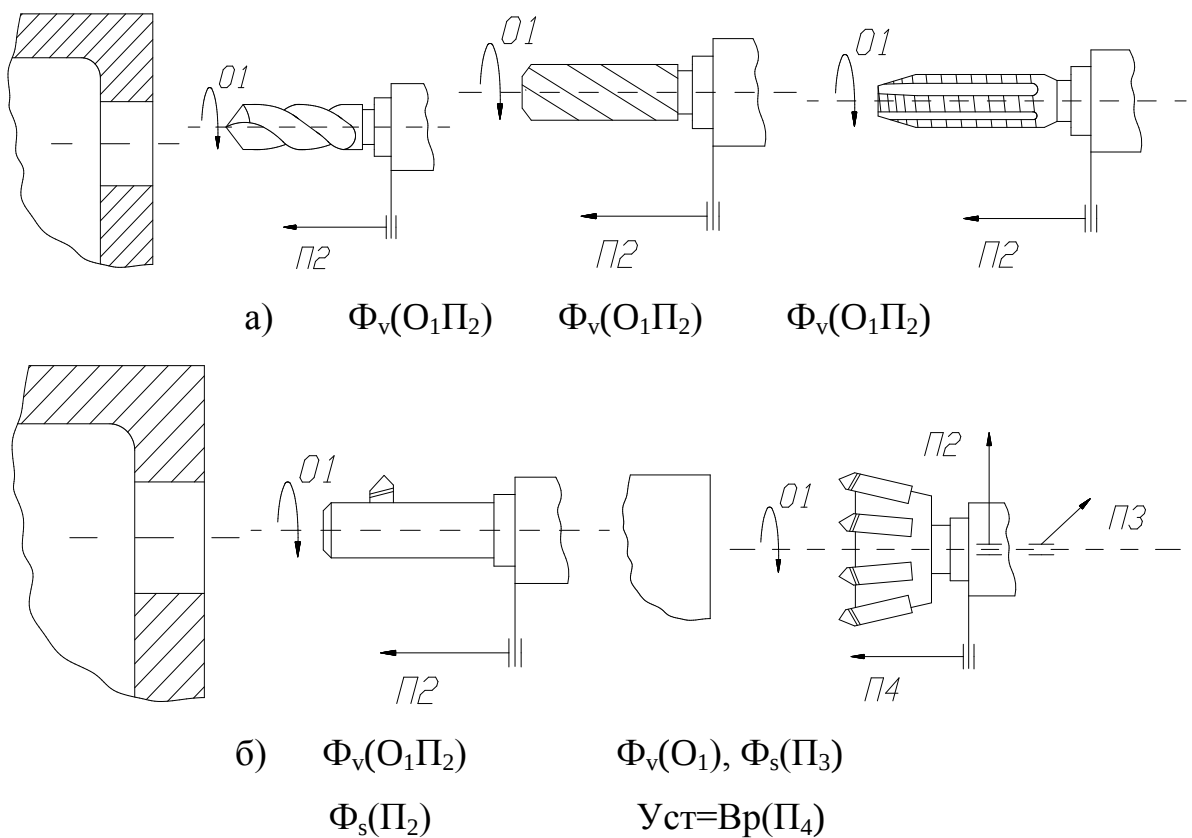


Рисунок 2.6 - Схеми формоутворення поверхонь деталей

2.7 Опис та обґрунтування компоновки багатоцільового верстата

Обґрунтування модулів верстата

Технологічний модуль – найменший склад блоків компоновки верстата, який необхідний для виконання операцій формоутворення, тобто стаціонарний блок і ряд рухомих блоків, в число яких входять блоки, що здійснюють формоутворюючі рухи:

$$TM = ZOY \hat{C} h .$$

Модульний комплект – це найменший склад блоків для виконання різних операцій обробки на верстаті.

$$MK = MT + \text{Установчі рухи.}$$

$$MK = XZOY \hat{C} h$$

Побудова загальної матриці компоновки верстату

Оскільки є 4 рухомих елементи то кількість варіантів компоновок:

$$P = 4! = 24$$

Вертикальні компоновки $V=24$.

Горизонтальні компоновки $H=24$.

Загальна сума становить 48 варіантів компоновок верстата.

Розглянемо вертикальні і горизонтальні компоновки.

Позначимо:

1 – вертикально-рухомий блок;

$\bar{1}$ – горизонтально рухомий блок.

Для горизонтальних компоновок:

$$1 \rightarrow Y ; \quad \bar{1} \rightarrow X \text{ або } Z.$$

Для горизонтальних компоновок:

$$1 \rightarrow Z ; \quad \bar{1} \rightarrow X \text{ або } Y.$$

Тоді матриця А набуде вигляд:

$$A = \begin{vmatrix} \overline{1} & \overline{1} & \overline{1} & 0 & \overline{1} & \overline{1} & 0 & \overline{1} & \overline{1} & 10 & \overline{1} & \overline{1} & 01 & \overline{1} & \overline{1} \\ \overline{1} & \overline{1} & \overline{1} & 0 & \overline{1} & \overline{1} & 0 & \overline{1} & \overline{1} & 10 & \overline{1} & \overline{1} & 01 & \overline{1} & \overline{1} \\ \overline{1} & \overline{1} & \overline{1} & 0 & \overline{1} & 10 & \overline{1} & \overline{1} & \overline{1} & 01 & \overline{1} & \overline{1} & 0 & \overline{1} & \overline{1} \\ \overline{1} & \overline{1} & \overline{1} & 0 & \overline{1} & 10 & \overline{1} & \overline{1} & \overline{1} & 01 & \overline{1} & \overline{1} & 0 & \overline{1} & \overline{1} \\ \overline{1} & \overline{1} & 10 & \overline{1} & \overline{1} & \overline{1} & 01 & \overline{1} & \overline{1} & 10 & \overline{1} & \overline{1} & 0 & \overline{1} & \overline{1} \\ \overline{1} & \overline{1} & 10 & \overline{1} & \overline{1} & \overline{1} & 01 & \overline{1} & \overline{1} & 10 & \overline{1} & \overline{1} & 0 & \overline{1} & \overline{1} \end{vmatrix}$$

Матриця горизонтальних компонок:

$$H = \begin{vmatrix} YXZO & YXOZ & YOXZ & OYXZ \\ YZXO & YZOX & YOZX & OYZX \\ XYZO & XYOZ & XOYZ & OXYZ \\ ZYXO & ZYOX & ZOYX & OZYX \\ XZYO & XZOY & XOZY & OXZY \\ ZXYO & ZXOY & ZOXY & OZXY \end{vmatrix}$$

Матриця вертикальних компонок:

$$V = \begin{vmatrix} ZXYO & ZXOY & ZOXY & OZXY \\ ZYXO & ZYOX & ZOYX & OZYX \\ XZYO & XZOY & XOZY & OXZY \\ YZXO & YZOX & YOZX & OYZX \\ YXZO & YXOZ & YOXZ & OYXZ \\ XYZO & XYOZ & XOYZ & OXYZ \end{vmatrix}$$

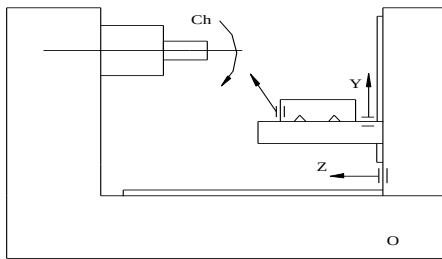
Із всіх можливих для заданих рухів варіантів компонок необхідно вибрати один, найкращий для верстата, що конструюється, і конкретних умов його використання на виробництві.

Велике числа компонок і необхідність об'єктивності при виборі роблять бажаним застосування математичних методів відбору, для чого необхідна формалізація компонок і умов відбору.

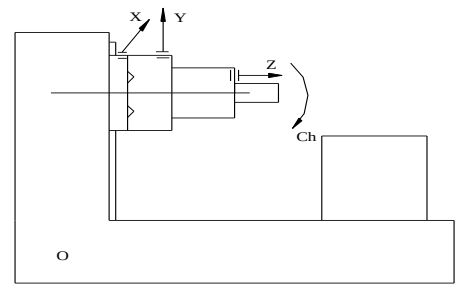
Аналіз типів базових компонок верстатів-аналогів

Розглянемо компоновки деяких металорізальних верстатів-аналогів (подібних до проектованого верстату).

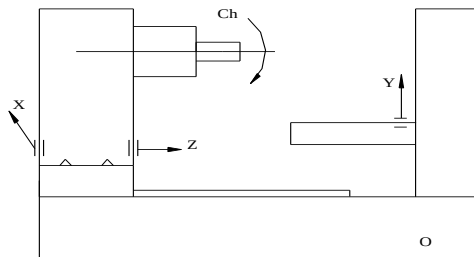
F= 0000



E=0000



Q=0001+1011



G=1101+1000

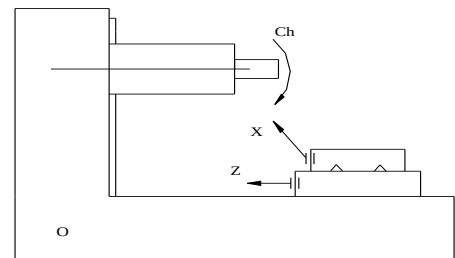


Рисунок 2.7 – Компоновки верстатів-аналогів.

На рис.2.7,а зображено компоновку верстату, у якого шпиндельна бабка є нерухомою, стіл має вертикальні та горизонтальні переміщення, горизонтально переміщається також вертикальна стійка по якій рухається стіл.

На рис. 2.7,б ми бачимо верстат, у якого стіл є нерухомим, вертикальні та горизонтальні переміщення має шпиндельна бабка, є також висувна піноль.

На рис. 2.7,в можна побачити компоновку верстата, в якому вертикальні переміщення надано столу, горизонтальні (по Z та по X) стійці, на якій міститься шпиндельна бабка.

На рис. 2.7,г показано верстат, у якого шпиндельна бабка має вертикальні переміщення, а стіл горизонтальні (по Z та по X). Ця компоновка належить до компоновок типу G.

На основі сформованих вище матриць компоновок записуємо умови відбору компоновок.

$$1) \quad M1 \quad \otimes + \overline{Y}\overline{Y}OY + \overline{Y}O\overline{O}\overline{O} + O\overline{O}\overline{O}\overline{O}$$

$$2) \quad M2 \quad \otimes + \overline{Z}ZO\overline{Z} + \overline{Z}OZ\overline{Z} + OZ\overline{Z}\overline{Z}$$

- 3) Умова відбору компоновки: підвищення жорсткості за рахунок рамних та гвинтових підтримок.

Формування структурної ознаки: Вертикально-рухомий блок прилягає до стаціонарного.

$$M3 \quad \overline{1}\overline{1}10 + \overline{1}\overline{0}0\overline{0} + \overline{0}0\overline{0}1 + 01\overline{1}\overline{1}$$

- 4) Умова відбору компоновки: Зменшення вертикального переміщення та консольних мас.

Формування структурної ознаки: Вертикально-рухомий блок є кінцевим блоком компоновки.

$$M4 \quad 1\overline{1}\overline{1}0 + \overline{0}\overline{1}0\overline{0} + \overline{0}0\overline{1}0 + 0\overline{1}\overline{1}1$$

Оскільки в нас верстат горизонтальної компоновки, то розглянемо горизонтальні.

Тоді $1 \rightarrow Y$

$$M1 \quad \otimes + \overline{Y}\overline{Y}OY + \overline{Y}O\overline{O}\overline{O} + O\overline{O}\overline{O}\overline{O}$$

$$M2 \quad \otimes + \overline{Z}ZO\overline{Z} + \overline{Z}OZ\overline{Z} + OZ\overline{Z}\overline{Z}$$

$$M3 \quad \overline{1}\overline{1}10 + \overline{1}\overline{0}0\overline{0} + \overline{0}0\overline{0}1 + 01\overline{1}\overline{1}$$

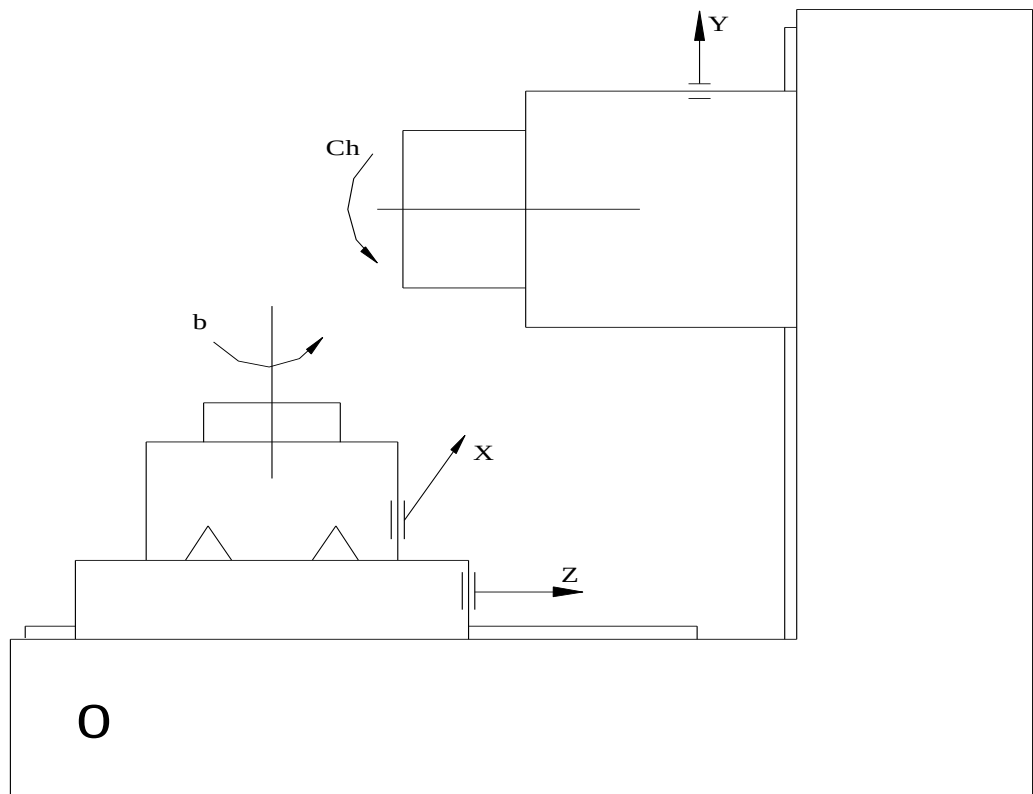
$$M4 \quad 1\overline{1}\overline{1}0 + \overline{0}\overline{1}0\overline{0} + \overline{0}0\overline{1}0 + 0\overline{1}\overline{1}1$$

Провівши додавання умов відбору отримали:

$$\otimes + XZOY + \otimes + \otimes$$

Знак $\otimes$ відповідає нуль-множині, яка виражає протиріччя умов і відсутність пересічення. В нас вийшла одна єдина компонувальна схема і формула $XZOY$.

По отриманій структурній формулі будуємо компоновку (рис.2.8).



bXZOYCh

Рисунок 2.8. – Раціональна компоновка проектованого верстата

Ця компоновка є вібростійкою, тому що колона є стаціонарним блоком. Шпиндельний вузол займає горизонтальне положення і здійснює вертикальний рух. Маса шпиндельного вузла незначна, що збільшує жорсткість вузла. Із збільшенням жорсткості покращується динамічна властивість верстата, зменшуються деформації викликані впливом мас вузлів, що рухаються, як наслідок збільшується точність верстата.

РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ПРОЕКТНИЙ

3.1. Вибір діапазону регулювання виконавчих рухів механізмів верстату

Розробка структурно-кінематичної схеми та кінематичної схеми верстату.

Для утворення циліндричних, внутрішніх циліндричних, плоских, різьбових поверхонь в попередніх розділах були визначенні необхідні формоутворюючі рухи. На основі аналізу формоутворення складемо структурно-кінематичну схему, яка забезпечить формоутворення вказаних поверхонь.

Для більшості формоутворюючих поверхонь необхідні прості рухи. Складні рухи необхідні для утворення різьбових та гвинтових поверхонь.

Структурно-кінематична схема, яка забезпечила б задані виконавчі рухи представлена на рисунку 3.1.

Головний рух O_1 забезпечується двигуном M_1 по зовнішньому кінематичному зв'язку 1 – 2, в якому є постійні передачі і механізм зміни швидкості.

Внутрішній кінематичний зв'язок – опори шпинделя. Рух подач забезпечується переміщенням заготовки вздовж осі шпинделя по руху Π_2 і забезпечується від двигуна M_3 через механізм перетворення обертового руху в поступальний.

Установчі руху Π_3 , Π_4 , Π_5 забезпечуються переміщенням стола з заготовкою і шпиндельної бабки. Приводами цих рухів є такі самі механізми, як і по руху Π_2 .

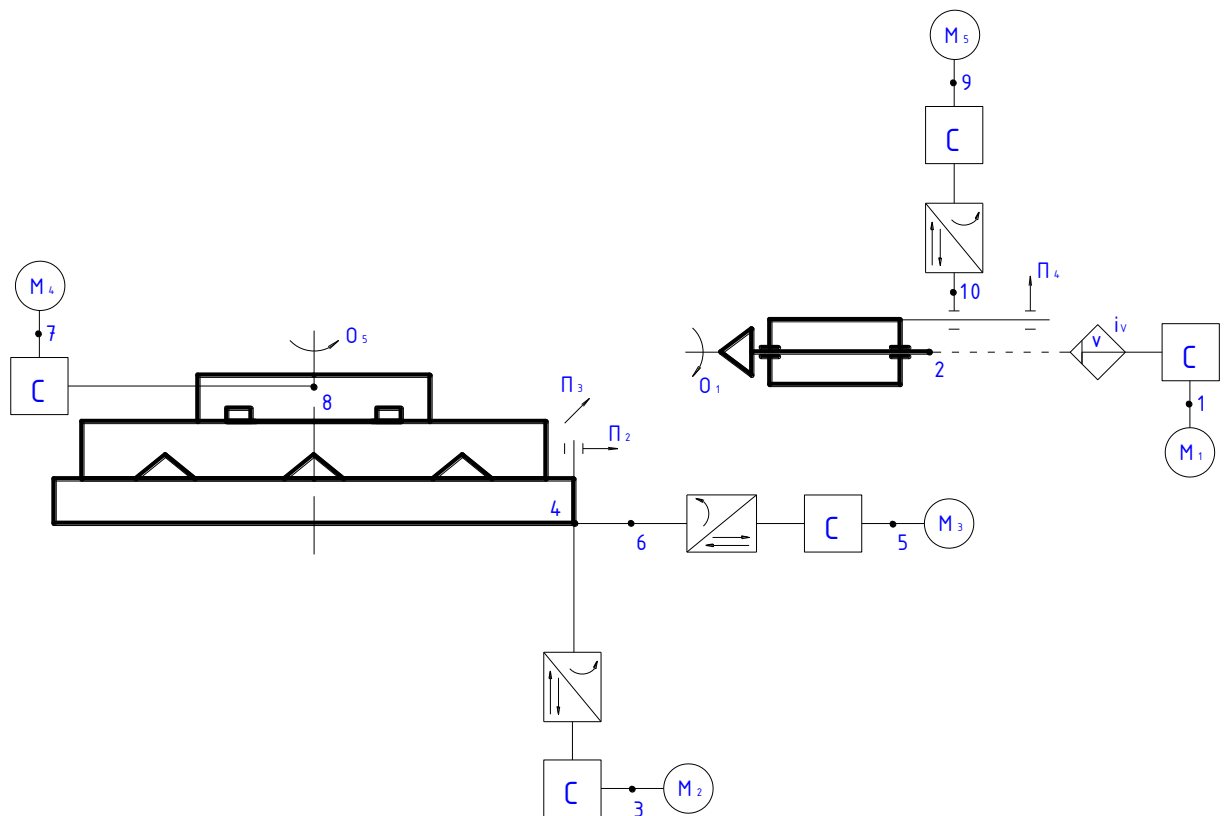


Рисунок 3.1 – Структурно-кінематична схема

Попередній вибір двигуна

$$N_{ном}^{\partial} = \frac{N_e}{\eta} = \frac{9}{0,85} = 10,5 \text{ кВт} \quad (3.1)$$

З врахуванням втрат потужності при холостому ході попередньо приймаємо електродвигун 2ПН-225МГ з $N_{ном} = 15 \text{ кВт}$; $n_{ном} = 750 \text{ об/хв}$; $n_{min} = 160 \text{ об/хв}$; $n_{max} = 2500 \text{ об/хв}$;

Визначаємо діапазон регулювання приводу:

$$D_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{2000}{40} = 50 \quad (3.2)$$

Визначаємо діапазон регулювання двигуна з постійною потужністю:

$$D_{\partial}(N) = \frac{n_{\partial, max}}{n_{\partial, ном}} = \frac{2500}{150} = 3,3 \quad (3.3)$$

Оскільки діапазон приводу дуже великий, а діапазон регулювання з постійною потужністю незначний, то для зменшення кінематичного ланцюга

приводу з врахуванням технологічних операцій, на які використовується незначна потужність різання, приймаємо допустимим регулюванням з постійним крутним моментом. Тоді діапазон регулювання двигуна з постійним крутним моментом буде:

$$D'_{\partial\partial} (M) = \frac{n_{ном}}{n_{min}} = \frac{750}{160} = 4,7 \quad (3.4)$$

Загальний діапазон регулювання двигуна:

$$D_{\partial\partial} = D_{\partial\partial} (N) \cdot D_{\partial\partial} (M) = \frac{n_{\partial\partial . max}}{n_{\partial\partial . min}} = 15,6 \quad (3.5)$$

Визначаємо діапазон регулювання ступінчатого приводу:

$$D_{cm} = \frac{D_n}{D_{\partial\partial}} = \frac{50}{15,6} = 3,2 \quad (3.6)$$

Вказаний діапазон може бути реалізований структурою з переборною групою: $Z_{cm} = 1 + 1 \cdot 2_{(1)}$

У верстатах з ЧПК при використанні двигунів постійного струму регулювання швидкостей часто ведеться не безступенево, а ступенево з малим значенням φ (1,26 ... 1,06). При цьому спрощується керування приводом. Приймаємо $\varphi = 1,26$.

Тоді в діапазоні двигуна з $N=const$ забезпечується фіктивним число ступеней регулювання:

$$Z_{фiкт} = \frac{\lg D_{\partial\partial} (N)}{\lg \varphi} + 1 = \frac{\lg 3,3}{\lg 1,26} + 1 \approx 6 \quad (3.7)$$

Визначаємо $Z_{фiкт}$ при $M=const$:

$$Z_{фiкт} = \frac{\lg D_{\partial\partial} (M)}{\lg \varphi} + 1 = \frac{\lg 4,7}{\lg 1,26} + 1 \approx 8 \quad (3.8)$$

$$Z_{заг} = \frac{\lg D_n}{\lg \varphi} + 1 = \frac{\lg 50}{\lg 1,26} + 1 \approx 18 \quad (3.9)$$

По прийнятій структурі $Z_{заг}$ запишемо нормальну структуру приводу:

$$Z = (6_{(1)} \cdot 1 + 8_{(1)} \cdot 1) \cdot 2_{(8)} = 22$$

Оскільки при нормальній структурі регулювання отримали 22 ступені регулювання, а нам потрібно 18, в останній групі змінюємо характеристику. Тоді структурна формула буде мати вигляд:

$$Z = (6_{(1)} \cdot 1 + 8_{(1)} \cdot 1) \cdot 2_{(5)} = 18$$

По цій структурній формулі будуємо графік чисел обертів і структурну сітку.

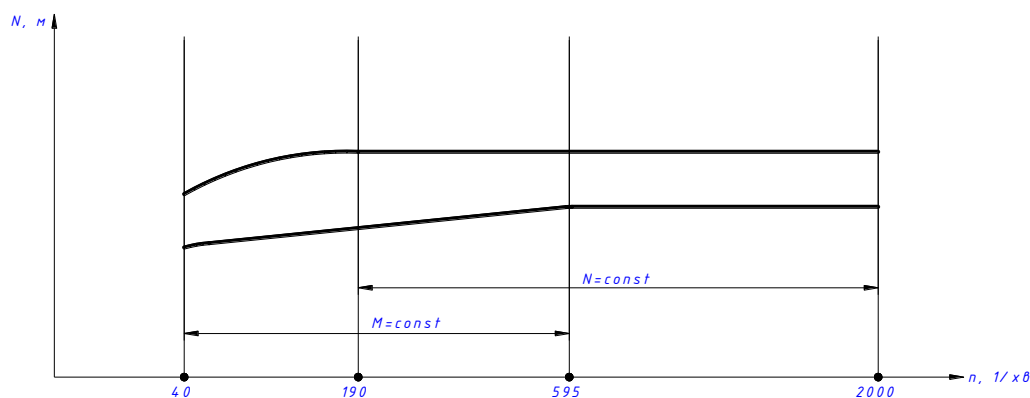


Рисунок 3.2 – Графік діапазону регулювання

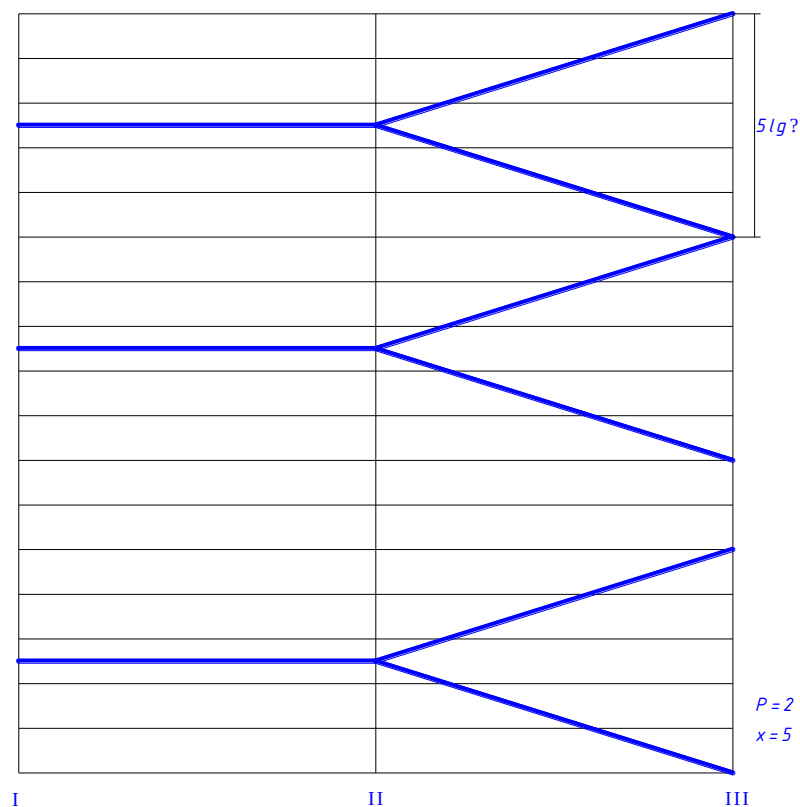


Рисунок 3.3 – Структурна сітка

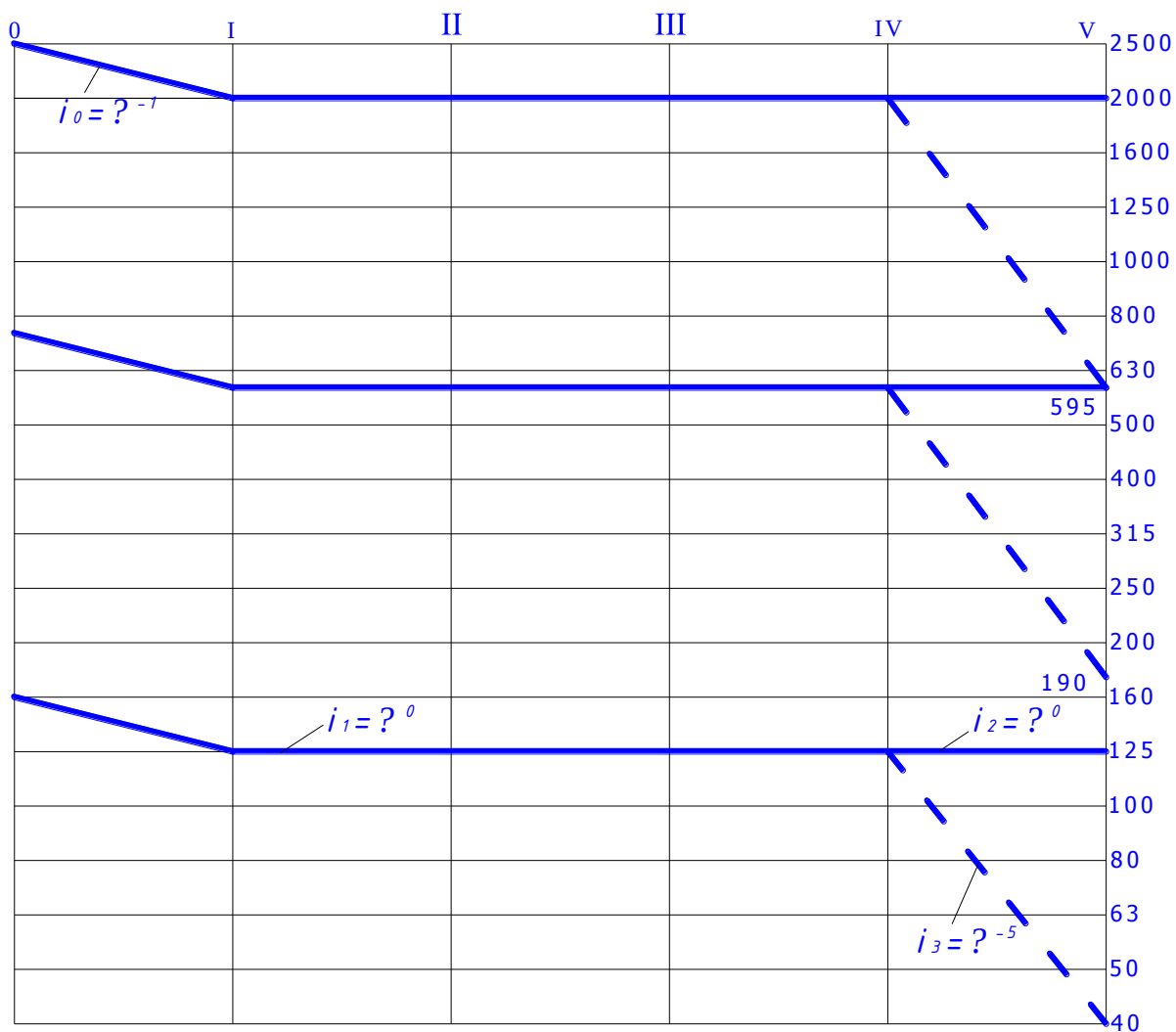


Рисунок 3.4 – Графік чисел обертів на проектованому верстаті

3.2 Кінематичний розрахунок верстату та обґрунтування його кінематичної схеми

На основі структурної сітки і графіка чисел обертів будуюмо кінематичну схему приводу головного руху.

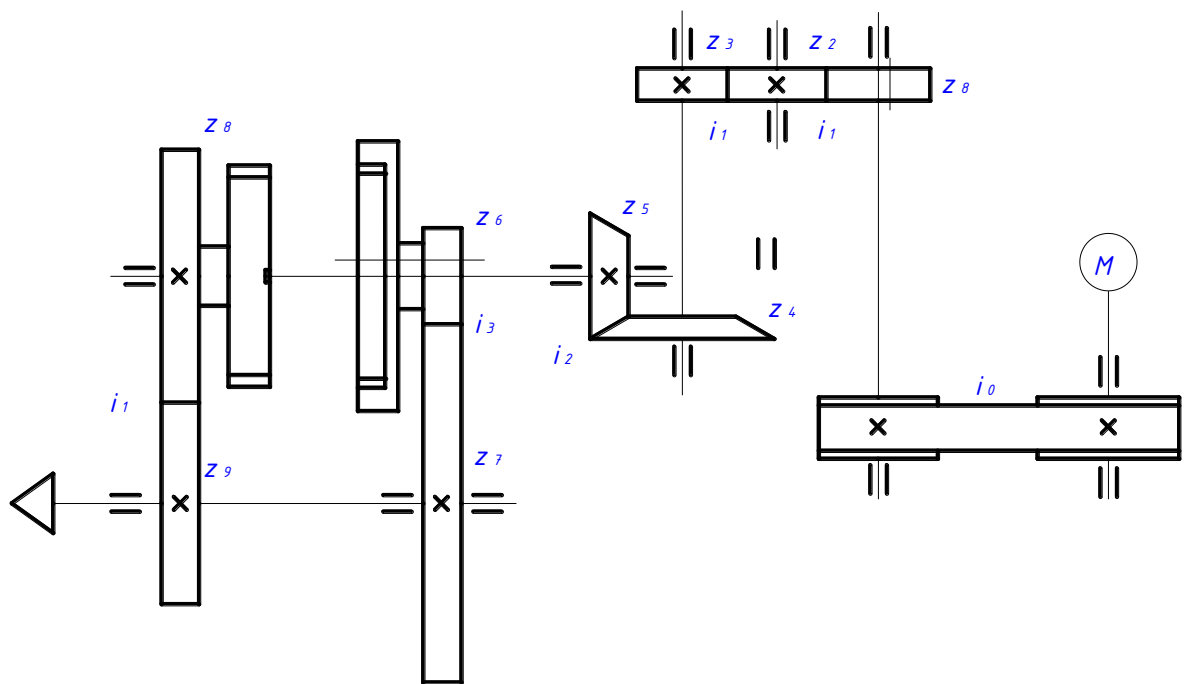


Рисунок 3.5 – Кінематична схема приводу головного руху

Визначаємо передаточне відношення:

$$i_0 = \frac{1}{1,26};$$

$$i_3 = \frac{z_6}{z_7} = \varphi^{-5} = \frac{1}{3,175};$$

$$i_3 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_2}{z_3} = \varphi^0 = 1;$$

$$i_4 = \frac{z_8}{z_9} = \varphi^0 = 1;$$

$$i_2 = \frac{z_4}{z_5} = \varphi^0 = 1.$$

3.3 Вибір потужності і типу двигунів

Для розрахунку потужності приводу верстату необхідно мати найбільшу потужність різання.

Табличним методом визначаємо, що $N_{max} = 9$ кВт для фрезерування

фрезой Ø200 мм деталі із сталі.

Враховуючи по аналогах верстатів даного типу, що кінематичний ланцюг головного руху буде невеликий, прийmemo коефіцієнт корисної дії головного приводу $\eta = 0,85$

$$N_{ном}^{\partial} = \frac{N_{e,max}}{\eta} = \frac{9}{0,85} = 10,6 \text{ кВт} \quad (3.10)$$

Визначаємо розрахунковий коефіцієнт корисної дії:

$$\eta_{розр} = \eta_{підш}^{10} \cdot \eta_{з.кол}^6 = 0,9 \cdot 0,96 = 0,85 \quad (3.11)$$

Визначаємо втрати потужності по холостому ході:

$$N_{x.x} = K_M \cdot d_{cp} \cdot (n_I + n_{II} + n_{III} + n_{IV} + n_V + C_{min}) \quad (3.12)$$

де $K_M = 4 \cdot 10^{-4}$ - коефіцієнт, що залежить від умов виготовлення, змазки, конструкції у випадку втрат на тертя в елементах приводу.

d_{cp} - середній діаметр валів в ланцюгу передач крім шпинделя.

$$C = K_{um} \cdot \frac{d_{um}}{d_{cp}} = 1,5 \cdot \frac{70}{50} = 2,1 \quad (3.13)$$

Визначаємо діаметр валів:

$$d_i = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{N_{ef}}{n_i \cdot \eta}} \quad (3.14)$$

$$d_1 = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{500 \cdot 0,85}} = 47 \text{ мм};$$

$$d_2 = d_3 = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{500 \cdot 0,85}} = 48 \text{ мм};$$

$$d_4 = d_5 = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{500 \cdot 0,85}} = 48 \text{ мм};$$

$$d_{um} = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{125 \cdot 0,85}} = 62 \text{ мм}.$$

Приймаємо всі діаметри валів $d = 50$, а діаметр шпинделя $d_{um} = 70$ мм.

$K_{ш} = 1,5$ - для підшипників кочення.

$$N_{x.x} = 4 \cdot 10^{-4} \cdot 5(500 + 400 + 400 + 400 + 400 + 2,1 \cdot 125) = 4,7 \text{ кВт.}$$

По знайденому значенню потужності $N_{дв}$ вибираємо електродвигун найбільшої ближчої потужності постійного струму 2ПН-225МГ із характеристиками:

$N_n = 15 \text{ кВт};$	$I = 79 \text{ А};$	$N_{max} = 955 \text{ Н·м};$
$n_{ном} = 750 \text{ об/хв.};$	$M_{ном} = 191 \text{ Н·м};$	$I = 0,525 \text{ кг·м}^2;$
$n_{min} = 160 \text{ об/хв.};$	$U = 220 \text{ В};$	$\varepsilon = 1819 \text{ рад/с}^2;$
$n_{max} = 2500 \text{ об/хв.};$	$\eta = 0,85 ;$	$m=230 \text{ кг.}$

3.4 Конструювання та розрахунок шпиндельного вузла

3.4.1 Призначення і технічні вимоги до шпиндельного вузла

Шпиндельний вузол (ШВ) – це одна із найважливіших складових верстату. Від цього залежить точність та якість обробки деталі.

Конструкцію шпинделя визначають:

- необхідна жорсткість;
- міжопорна відстань;
- наявність отворів для пропускання матеріалів та інших цілей;
- конструкція приводних деталей, їх розміщення на шпинделі;
- метод кріплення патрона для деталі чи інструменту.

Шпинделі сучасних верстатів мають складну форму. До них ставляться високі вимоги щодо точності виготовлення. ШВ – це кінцева ланка приводу головного руху і призначений для закріплення інструменту або заготовки, надає значний, часто лімітуючий вплив на точність, продуктивність, надійність всього верстату. Шпиндельні вузли верстатів у відповідності до вимог, які до них ставляться, повинні забезпечувати:

1. Передачу на заготовку або інструмент розрахункових режимів різання для

заданих технологічних операцій;

2. Точність обертання, що оцінюється радіальним і осьовим биттям переднього кінця шпинделя; для верстатів загального призначення в залежності від класу точності верстату повинна відповідати стандартним значенням для спеціальних верстатів, точність обертання залежить від необхідної точності обробки

$$\Delta = \frac{\Delta D}{3} \quad (3.16)$$

де Δ - биття шпинделя;

ΔD - допуск на лімітуючий розмір готової деталі.

$$\Delta = \frac{0,03}{3} = 0,01 \text{ мм} = 10 \text{ мкм}$$

3. Жорсткість (радіальна і осьова) визначається по деформації ШВ під навантаженням на передньому кінці шпинделя, Н/мкм:

$$j = \frac{F}{y} \quad (3.17)$$

де F – сила, прикладена на передньому кінці шпинделя, Н;

y – прогин переднього кінця шпинделя, мкм.

Деформація ШВ в загальному балансі пружних переміщень верстатів доходить до 50%, а в деяких типах до 85%. Єдиних норм для призначення жорсткості шпиндельних вузлів не існує. Виходячи із нормальної роботи підшипників, жорсткість на проміжку між опорами обмежують величиною 250 – 500 Н/мкм (більше значення для верстатів підвищеної точності).

Так, для багатоопераційних верстатів:

$$\frac{N}{j} = 0,25 \dots 0,35 \text{ кВт} \cdot \text{мкм/дин} \quad (3.18)$$

$$N = j(0,25 \dots 0,35) = 42,24 \cdot (0,25 \dots 0,35) = (10,56 \dots 14,7) \text{ кВт}$$

$$j = \frac{F}{y} = \frac{422,4}{10} = 42,24 \text{ Н/мкм.}$$

Така розрахункова жорсткість забезпечила б точність обробки по даному класу.

Згідно рекомендацій приймемо жорсткість $J=250$ Н/мкм для двигуна $N=15$ кВт.

4. Високі динамічні властивості (вібростійкість), які визначаються амплітудою коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних коливань. Вібрації, які виникають в шпинделі, негативно впливають на точність і чистоту обробки, стійкість інструмента і продуктивність верстату. Необхідно, щоб власна частота шпинделя була не нижча 500-600 Гц.

5. Мінімальні тепловиділення і температурні деформації ШВ впливають на точність обробки і на роботоздатність опор. Тепловиділення регламентуються допустимим нагріванням підшипників (норма на зовнішньому кільці підшипників складає 70°C) – для верстатів класу Н.

6. Довговічність ШВ залежить від довговічності опор шпинделя, яка в свою чергу залежить від ефективності системи змазки, ущільнення, частоти обертання, величини попереднього натягу в підшипниках кочення і т.д.

Довговічність шпиндельних вузлів не регламентована, її визначають по втомленості, зносу деталей підшипника або втрат мастильних властивостей масла. Діаметр шийки шпинделя вибирають по критерію жорсткості, що звичайно забезпечує довговічність підшипників $L_n = (12 \div 30) \cdot 10^3$ год., при застосуванні безконтактних опор (гідростатичних, гідродинамічних і аеростатичних).

7. Швидке і точне закріплення інструменту або оброблюваної деталі в шпинделі верстату.

8. Мінімальні затрати на виготовлення, складання і експлуатацію ШВ при забезпеченні усіх решти умов.

9. Швидкохідність. В залежності від потужності діаметр шийки шпинделя по відношенню:

$$\frac{N}{d} = 0,2 \dots 0,35 \text{ кВт/мм} \quad (3.19)$$

$$d = \frac{N}{0,35} = \frac{15}{0,35} = 49,2 \text{ мм.}$$

В зв'язку з тим, що передній кінець шпинделя має отвір для закріплення оправки, то приймаємо $d=70\text{мм}$.

Оскільки відомо, що число обертів шпинделя $n=125$ об/хв. Параметр швидкохідності $n \cdot d$ – в залежності від цього параметру вибираємо компоновальну схему шпиндельного вузла:

$$n \cdot d = 125 \cdot 70 = 8750 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1} = 145,9 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}.$$

Шпинделі служать для кріплення і обертання заготовок чи різальних інструментів, забезпечуючи їх положення по відношенню до других деталей верстату в процесі обробки. Конструктивні форми шпиндельних вузлів визначаються типом і призначенням верстата, вимогам точності, умові роботи шпинделя, методом кріплення інструменту і заготовки, розміщенням і типом елементів приводу, типом підшипників і їх конструкцією.

По конструкції ШВ повинен бути по можливості простим з мінімальною кількістю переходів, шпонок, різьб в міжопорній відстані. Радіальна жорсткість шпинделя у всіх напрямках повинна бути однаковою, що дуже важливо для точних верстатів.

Для закріплення інструменту або деталі на передньому кінці шпинделя виконано спеціальні фланці, зовнішній і внутрішній конус, розміри якого стандартні. Виконання спеціальних конструкцій та розмірів робочих кінців допускається лише у виключних випадках.

Важливим питанням являється вибір типу привідної подачі ШВ (зубчастої чи пасової), яка визначається точністю верстата, частотою обертання і величиною передавального зусилля. Для високоточних верстатів обертання шпинделю найкраще забезпечувати пасовою передачею на шків,

посаджений безпосередньо на задній кінець шпинделя.

Для високошвидкісних шпинделів ($n > 6000 \text{ хв}^{-1}$) привід може здійснюватися пневматичною турбіною до ($n = 10000 \text{ хв}^{-1}$) або електрошпинделем ($n > 150000 \text{ хв}^{-1}$).

3.4.1.1 Вибір компоувальної схеми шпиндельного вузла

В шпинделях верстатів для забезпечення високої вантажопідйомності, точності обертання, підвищеної жорсткості і мінімальної кількості виділення теплоти, як правило, застосовують підшипники кочення спеціальних конструкцій.

В нашому випадку для дії осьових сил застосовують радіально-упорні підшипники нормального виконання 36000, 46000.

Компоувальна схема буде мати вигляд:

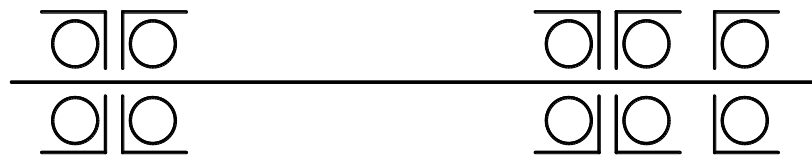


Рисунок 3.6 – Компоувальна схема шпинделя

3.4.1.2 Вибір геометричних характеристик шпиндельного вузла

Діаметр шпинделя попередньо може бути визначено з наступної залежності:

$$d \leq \sqrt[4]{0,05 \div 0,1l^3} \quad (3.20)$$

де l – відстань між опорами шпинделя.

Так як міжопорна відстань невідома, то діаметр шпинделя в передній опорі будемо шукати за формулою:

$$d = \frac{d_{n.табл}}{n_{max}} \quad (3.21)$$

де n_{max} – максимальна частота обертання шпинделя, об/хв.

$$d = \frac{35100}{500} = 70,2 \text{ мм.}$$

Прийmemo діаметр шпинделя в передній опорі $d=70\text{мм}$.

Діаметр в задній опорі:

$$d_z = (0,8 \dots 1) d = 0,86 \cdot 70 = 60 \text{ мм} \quad (3.22)$$

Приймаємо $d_z = 60\text{мм}$.

Діаметр в міжопорній частині:

$$d_m = (0,9 \dots 1) d = 0,9 \cdot 70 = 63 \text{ мм} \quad (3.23)$$

Виліт шпинделя:

$$c = (1,2 \dots 2,1) d = 1,2 \cdot 70 = 84 \text{ мм} \quad (3.24)$$

Міжопорна відстань:

$$l = 3 \cdot d = 3 \cdot 70 = 210 \text{ мм} \quad (3.25)$$

Діаметр переднього кінця шпинделя:

$$d_k = (1,2 \dots 1,4) d = 1,3 \cdot 70 = 94 \text{ мм} \quad (3.26)$$

3.4.1.3 Характеристика елементів шпиндельного вузла

Для передньої опори шпинделя використовуємо підшипники радіально-упорні типу 36214 з такою характеристикою:

$d=70\text{мм};$	$r=2,5\text{мм};$	$n_{\text{гран}} = 6300 \text{ об/хв};$
$D=110\text{мм};$	$c=63000\text{Н};$	$m=1,04\text{кг};$
$B=24\text{мм};$	$co=55900\text{Н};$	$\alpha = 12^\circ.$

Для задньої опори шпинделя використовуємо підшипники радіально-упорні типу 46000 з такою характеристикою:

$d=60\text{мм};$	$r=2,5\text{мм};$	$n_{\text{гран}} = 5000 \text{ об/хв};$
$D=92\text{мм};$	$c=45400\text{Н};$	$m=0,77\text{кг};$
$B=22\text{мм};$	$co=36800\text{Н};$	$\alpha = 26^\circ.$

Для крайньої опори шпинделя використовуємо підшипники радіально-

упорні типу 36209 з такою характеристикою:

$d=45\text{мм};$	$r=2\text{мм};$	$n_{\text{гран}} = 6300 \text{ об/хв};$
$D=85\text{мм};$	$c=32300\text{Н};$	$m=0,42\text{кг};$
$B=19\text{мм};$	$c_0=25600\text{Н};$	$\alpha = 12^\circ .$

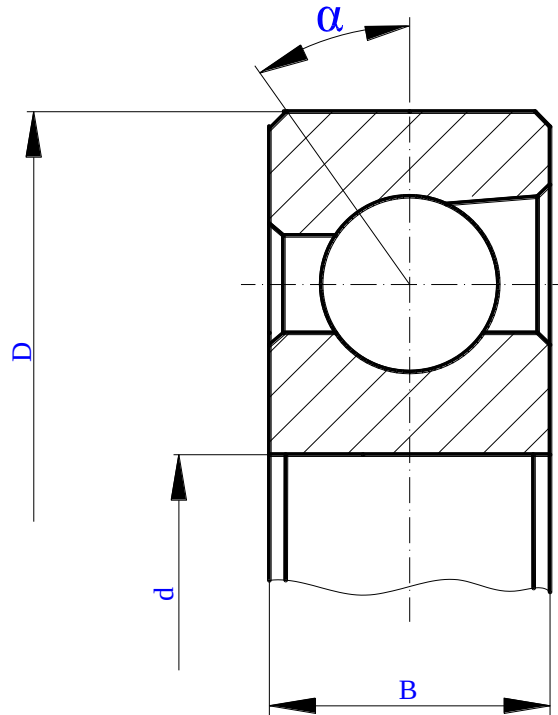


Рисунок 3.7 – Підшипник шпинделя

Радіально-упорні підшипники призначені для сприймання радіальних і осьових навантажень. Їх властивість сприймати осьове навантаження визначається величиною кута контакту α , що представляє собою кут між площиною центрів шариків і прямою, що проходить через центр шарика, і точку дотику шарика з дорожкою кочення. Із збільшенням кута контакту осьова вантажопідйомність збільшується і зменшується радіально.

Системи ущільнень. За умовами роботи ущільнюючі пристрої поділяються на пристрої статичного і динамічного режиму обробки. При статичному режимі роботи між ущільненнями і спряженими з ними

поверхнями деталей не повинно бути відносного руху. При динамічному режимі роботи ущільнення повинні обмежувати або запобігати витіканню змащувального матеріалу з робочої поверхні. Використовуємо для проектованого шпиндельного вузла ущільнення лабіринтового типу. Лабіринтові ущільнення характеризуються складною формою зазору між обертовою і нерухомою частиною вузла. Для підвищення щільності цей зазор набивають пластичною змазкою незалежно від того, чи підшипник працює на пластичній чи в'язкій змазці. Деталі, що обертаються і утворюють в ущільненні лабіринтні щілини використовують одночасно як фланці, які затримують вологу, бруд, масло.

Границя допустимої колової швидкості в лабіринтових ущільненнях необмежена.

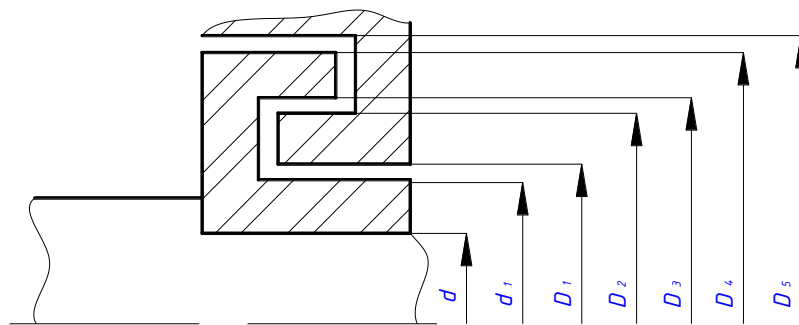


Рисунок 3.8 – Система ущільнення

$d=70\text{мм}; \quad D1=82,8\text{мм}; \quad D3=95\text{мм}; \quad D5=107\text{мм};$

$d1=82\text{мм}; \quad D2=94,2\text{мм}; \quad D4=106,2\text{мм};$

Система попереднього осьового натягу підшипників опор. Для підвищення жорсткості підшипників, а також усунення зазорів, що підвищує точність обертання, в них застосовують попередній натяг, тобто прикладають потрібну поперечну силу. В радіально-упорних підшипниках для створення попереднього натягу застосовують зовнішні кільця відносно внутрішніх в осьовому напрямку, для чого зшліфовують торці кілець, або

використовують втулки різної довжини з зовнішніми та внутрішніми кільцями, або встановлюють розпирні пружини.

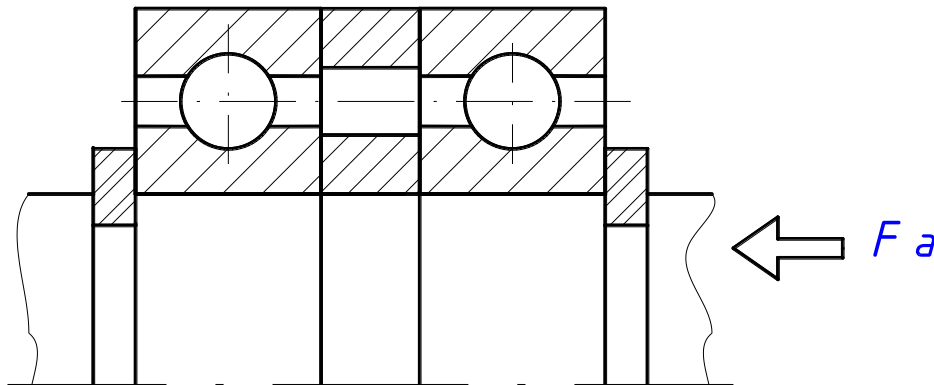


Рисунок 3.9 – Система попереднього натягу підшипників

Визначення геометричних параметрів передач:

а) Пасова передача

Пасову передачу визначаємо табличним методом по [12,13] маючи обертовий момент, який передає двигун $M_{кр} = 955 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Приймаємо два клинових паси типу Г ДСТУ 1284.1-80

Ширина $b=32\text{мм}$; $b_p=27\text{мм}$; $h=19\text{мм}$; $y=6,9$; $A_1=476\text{мм}^2$;
 $L=3150\dots150000\text{мм}$.

Визначаємо діаметр шківів

$$d = c \sqrt[3]{M} \quad (3.27)$$

де $c=40$ – коефіцієнт, що залежить від сечення паса;

$M=955 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – обертовий момент двигуна

$$d_1 = 40 \cdot \sqrt[3]{955} = 394 \text{ мм.}$$

Приймаємо по R20 – ряду стандартних чисел $d=395\text{мм}$.

Визначаємо діаметр меншого шківів:

$$d_2 = d_1 \cdot U = 395 \cdot \frac{1}{1,26} = 313 \text{ мм.}$$

Приймаємо по R20 - $d_2 = 315 \text{ мм}$.

Визначаємо колову силу

$$F_t = \frac{2 M_1 \cdot 100}{d_M} \quad (3.28)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 955 \cdot 100}{315} = 606 \text{ Н.}$$

Визначаємо оптимальну міжосьову відстань:

$$a = 1,5 \cdot \frac{d_1}{\sqrt[3]{U}} \quad (3.29)$$

$$a = 1,5 \cdot \frac{395}{\sqrt[3]{\frac{1}{1,26}}} = 658 \text{ мм}$$

Визначаємо довжину паса:

$$L = 2a + \Delta_1 + \frac{\Delta_2}{a} \quad (3.30)$$

$$\Delta_1 = \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3.31)$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{d_1 - d_2}{2} \right)^2 \quad (3.32)$$

$$\Delta_1 = 3,14 \cdot \frac{395 + 315}{2} = 1114,7 \text{ мм}$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{395 - 315}{2} \right)^2 = 1600 \text{ мм}$$

$$L = 2 \cdot 658 + 1114,7 + \frac{1600}{2} = 3230,7 \text{ мм}$$

Приймаємо $L = 3240 \text{ мм}$.

Уточнюємо міжосьову відстань:

$$a = 0,25 \cdot \left[(L - \Delta_1) + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8 \cdot \Delta_2} \right] \quad (3.33)$$

$$a = 0,25 \cdot \left[(3240 - 1114,7) + \sqrt{(3240 - 1114,7)^2 - 8 \cdot 1600} \right] = 1062 \text{ мм}$$

Визначаємо кут обхвату

$$\alpha = 180^{\circ} - 60^{\circ} \cdot \frac{d_1 - d_2}{a} \quad (3.34)$$

$$\alpha = 180^{\circ} - 60^{\circ} \cdot \frac{395 - 315}{1062} = 175,5^{\circ}$$

Визначаємо напруги на пасі:

$$K_0 = \frac{5,55}{\Pi^{0,09}} - 6 \cdot \frac{b_p^{1,57}}{d_2 \cdot k_u} - 10^{-3} \cdot V^2 \quad (3.35)$$

де $K_U = 1,14$ - поправочний коефіцієнт;

$$\Pi = \frac{1000 \cdot V}{L} \quad (3.36)$$

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_M}{2 \cdot 1000} \quad (3.37)$$

$$V = \frac{150 \cdot 315}{2 \cdot 1000} = 23,6 \text{ м/с} - \text{швидкість паса};$$

$$K_0 = \frac{5,55}{22^{0,09}} - 6 \cdot \frac{19^{1,57}}{315 \cdot 1,14} - 10^{-3} \cdot 23,6^2 = 1,2 \text{ МПа}$$

Визначаємо необхідну кількість пасів:

$$z = \frac{F_t}{[K_0] \cdot A} \quad (3.38)$$

$$z = \frac{606}{1,2 \cdot 476} = 1,1$$

Приймаємо число пасів $z=2$

б). Визначення геометричних параметрів зубчастих коліс.

Приймаємо матеріал: для шестерні – сталь 40 ХН з термообробкою покращення до НВ 300; для колеса – сталь 40Х, термічна обробка – покращення до твердості НВ 275.

Розрахунок ведемо за контактними напруженнями:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{[S_H]}. \quad (3.39)$$

Покращення контактної витривалості при базовому числі циклів. Для вибраного матеріалу:

$$\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot HB + 70;$$

$$[S_H] = 1,2 - \text{коефіцієнт безпеки при об'ємній закалці};$$

$$K_{HL} = 1 - \text{коефіцієнт довговічності при тривалій експлуатації редуктора}.$$

Для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{610 \cdot 1}{1,2} = 558 \text{ МПа}.$$

Для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{620 \cdot 1}{1,2} = 517 \text{ МПа}.$$

Для косозубих коліс розрахункова допустима контактна напруга:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]);$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (558 + 517) = 484 \text{ МПа}. \quad (3.40)$$

Коефіцієнт навантаження для несиметричного розташування зубчастих коліс відносно опор приймаємо $K_{H\beta} = 1,35$.

$$\text{Коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані } \psi_{ba} = \frac{b}{a_w} = 0,2.$$

$$\text{Передаточне відношення } u = \frac{22}{70} = 0,31.$$

Визначаємо міжосьову відстань. З умови контактної витривалості активних поверхонь:

$$a_w = K_0 (u + 1) \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}; \quad (3.41)$$

$$a_w = 43 \cdot (0,31 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{936 \cdot 10^3 \cdot 1,35}{484^2 \cdot 0,31^2 \cdot 0,2}} = 300 \text{ мм}.$$

По ДСТУ 2185 приймаємо $a_w=200$ мм.

Визначаємо нормальний модуль:

$$m_H = K_M \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{YF} \cdot F_{F\beta} \cdot M}{z_1^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{Fp}}}; \quad (3.42)$$

$$m_H = 1,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 3,96 \cdot 1,1 \cdot 936}{22^2 \cdot 1,19 \cdot 160 \cdot 10^6}} = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Згідно ДСТУ 16350-70 приймаємо $m_H=4$ мм.

Приймаємо кут нахилу зубів $\beta=10^0$.

Уточнюємо значення кута нахилу зубів:

$$\cos \beta = \frac{(22 + 70) \cdot 4}{2 \cdot 220} = 0,92; \quad \beta = \arccos 0,92 = 23^0.$$

Визначаємо основні діаметри шестерні і колеса:

$$d_1 = \frac{m_H}{\cos \beta} \cdot z_1; \quad (3.43)$$

$$d = \frac{4}{0,92} \cdot 22 = 95,6 \text{ мм} - \text{приймаємо} \quad d_1 = 96 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{4}{0,92} \cdot 70 = 304 \text{ мм}.$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{96 + 304}{2} = 200.$$

Визначаємо ширину коліс:

$$b = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad (3.44)$$

$$b_1 = b_2 = 0,2 \cdot 200 = 40 \text{ мм}.$$

Визначаємо коефіцієнт навантаження для перевірки контактних напружень:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\delta}, \quad (3.45)$$

$$\text{де } K_{H\beta} = 1,08; \quad K_{H\alpha} = 1,07; \quad K_{H\delta} = 1;$$

$$K_H = 1,08 \cdot 1,07 \cdot 1 = 1,16.$$

Перевірка контактних напруг:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{M_K \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b \cdot u^2}}; \quad (3.46)$$

$$\sigma_H = \frac{270}{200} \cdot \sqrt{\frac{936 \cdot 10^3 \cdot 1,16 \cdot (0,31+1)^3}{40 \cdot 0,31^2}} = 591 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H \leq [\sigma_H];$$

$$591 \leq 755 \text{ МПа}.$$

Визначаємо колову силу:

$$F_t = \frac{2M}{d^2} = \frac{2 \cdot 936 \cdot 10^3}{96} = 197 \text{ Н}.$$

Перевірка зубів на витривалість по напруженнях згину:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_b \cdot K_{p\alpha}}{b \cdot m_H} \leq [\sigma_F], \quad (3.47)$$

де $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\sigma} = 1,15 \cdot 1,1 = 1,265$ – коефіцієнт навантаження.

Коефіцієнт, що враховує форму зуба, K_F вибираємо в залежності від еквівалентного числа зубів $Y_{F1}=3,9$; $Y_{F2}=3,6$.

Допустиме напруження:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F^0 \cdot \lim b}{[S_F]}; \quad (3.48)$$

$$[\sigma_F] = \frac{500}{1,8} = 278 \text{ МПа}.$$

Для сталі 40Х при об'ємному гартуванні границя витривалості при нульовому циклі згину $\sigma_F^0 \lim b = 500 \text{ МПа}$.

Коефіцієнт безпеки $[S_F] = [S_F'] \odot [S_F''] = 1,8$.

Знаходимо відношення:

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_{F1}} = \frac{278}{3,9} = 71,3 \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_F]}{Y_{F2}} = \frac{278}{3,6} = 77,2 \text{ МПа}.$$

Подальший розрахунок ведемо по шестерні, так як для неї знайдене

відношення менше.

$$K_{F\alpha} = \frac{4 \cdot (\varepsilon_{\alpha} - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_{\alpha}}, \quad (3.49)$$

де ε_{α} – коефіцієнт торцевого перекриття ;

$n = 8$ – степінь точності зубчастих коліс ;

$$K_{F\alpha} = \frac{4 \cdot (1,5 - 1) \cdot (8 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,92 .$$

Перевіряємо зуб шестерні:

$$\sigma_F = \frac{197 \cdot 1,256 \cdot 3,9 \cdot 0,91 \cdot 0,91}{40 \cdot 4} = 68 \leq [\sigma_F] = 278 \text{ МПа} .$$

Умову міцності виконано.

Подальший розрахунок решти зубчастих передач проводимо таким самим чином.

3.4.2 Система закріплення інструменту

Система закріплення інструменту характеризується конфігурацією переднього кінця шпинделя. Передній кінець шпиндельного вузла горизонтального багатоопераційного верстату виконаний з конусом 7:24 з наступними параметрами: $D=57,15$ мм; $d=32,3$ мм; $L=121,2$ мм; $D_1=93,882$ мм; $D_2=74\pm 0,15$ мм; $d_1 \leq 12$ мм; $d_2=146$ мм.

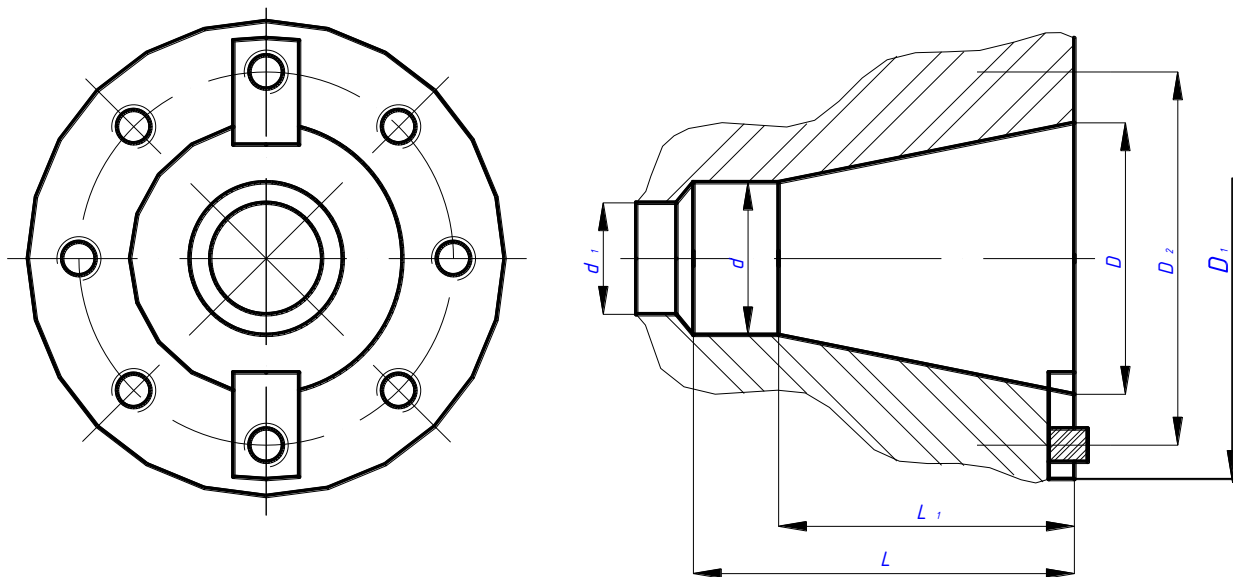


Рисунок 3.10 – Схема закріплення інструменту.

Затиск інструменту зумовлюється тарілчастими пружинами, при затиску тарілчасті пружини передають осьове зусилля через штовхач на цангу, пелюстки якої знаходяться у втулці, стискаються та затискають грибок, загвинчений в інструментальну оправку, яка стискається до конічної поверхні шпинделя. Зусилля затиску $P=7000\text{ Н}$.

3.4.3 Загальний силовий розрахунок шпиндельного вузла

На рисунку 5.11 представлена розрахункова схема проектованого шпиндельного вузла з вказаними на ньому всіма параметрами. Для розрахунку жорсткості також необхідні технічні характеристики параметрів, які використані в опорах шпиндельного вузла.

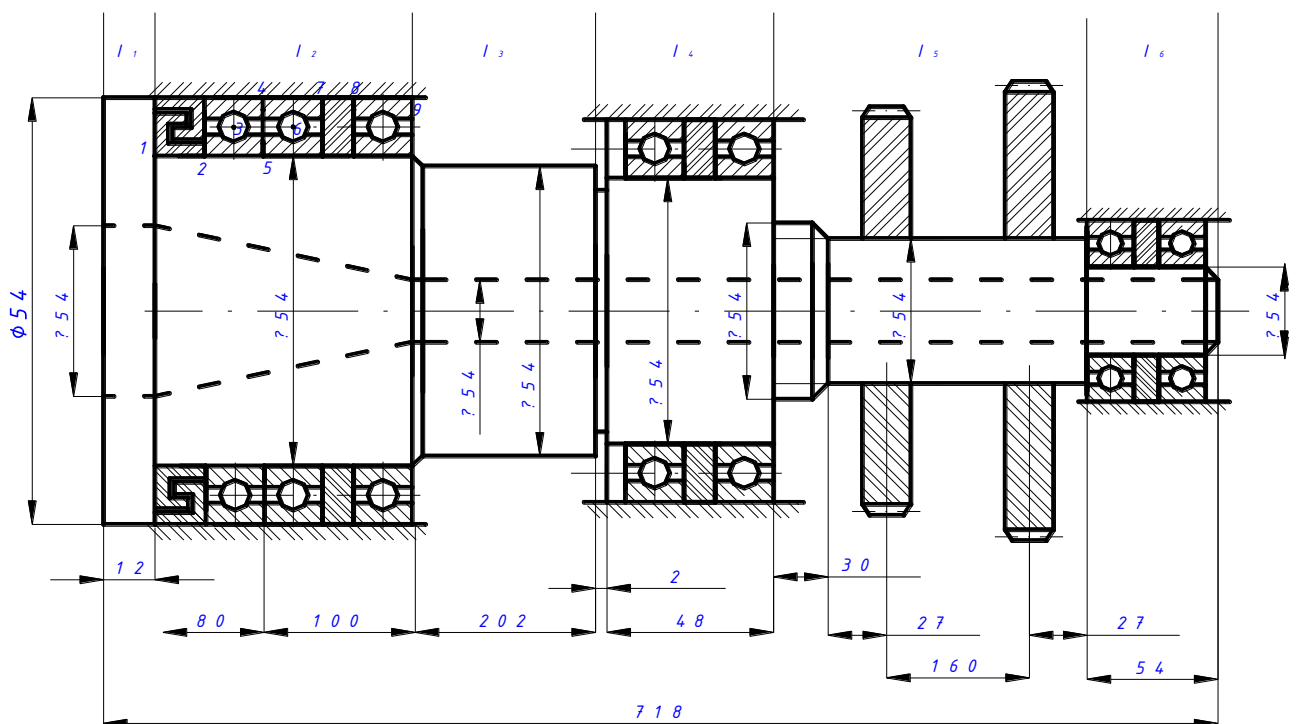


Рисунок 3.11 – Розрахункова схема

Шпиндель є багатоопорною системою, тому для розрахунку використовуються канонічні рівняння методу сил. Статично невизначена

система приводиться до статично визначеної шляхом відкидання надмірних опор, прикладаються реакції та прогин в місці відкинutoї опори, рівні нулю.

Для i -тої точки $S_i=0$.

Якщо врахувати, що на систему діють реакції відкинutoх опор x_j та зовнішні зусилля P , то по принципу незалежності дії сил:

$$\delta_i = \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot x_j \cdot \delta_{ip}, \quad (3.50)$$

де δ_{ij} – коефіцієнт впливу податливості, тобто деформація в i -ій точці від зусилля протилежно го, в j -ій точці;

δ_{ip} – сумарна деформація в j -ій точці від дії зовнішніх сил.

Для шпindelьного вузла враховується як жорсткість шпindelя, так і жорсткість опор.

1. Пружна балка на жорстких опорах.

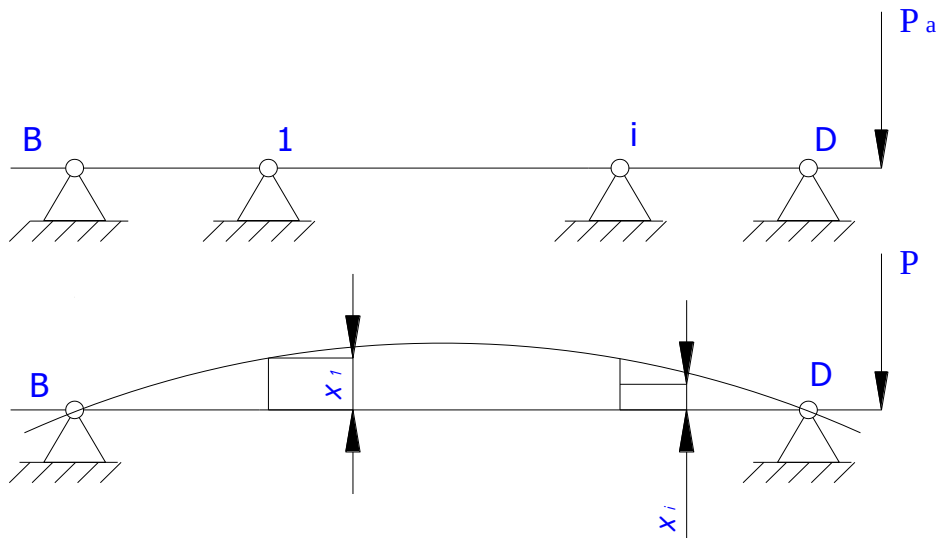


Рисунок 3.12 – Пружна балка на жорстких опорах.

$$\delta_i' = \sum_{j=1}^n \delta_{ij}' \cdot x_j \cdot \delta_{ip}', \quad (3.51)$$

де δ_{ip}' – коефіцієнт впливу податливості балки.

2. Жорстка балка на пружних опорах.

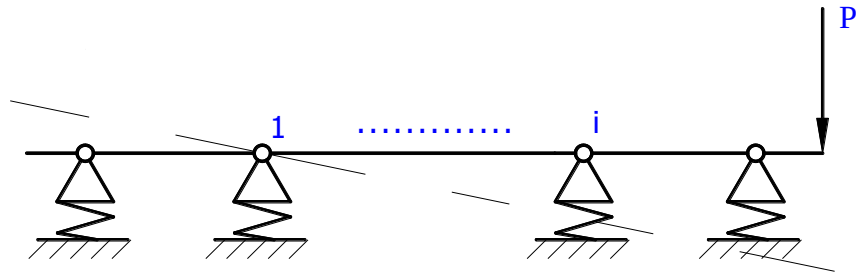


Рисунок 3.13 – Жорстка балка на пружних опорах.

В загальному випадку $\delta_i = \delta_i' + \delta_i'' = 0$. $\delta_i'' = c_i \cdot x_i$.

$$\sum_{j=1}^n \delta_{ij}' \cdot x_j \cdot \delta_{ip}' = -c_i \cdot x_i, \quad (3.52)$$

де δ_{ij} – узагальнений коефіцієнт впливу основної статично визначеної системи;

x_j – узагальнені реакції відкинутих опор;

δ_{ip} – деформація в i -й точці від впливу зовнішніх сил;

n – ступінь статичної невизначеності системи.

Коефіцієнти впливу статичної невизначеності системи δ_{ij} поділяються:

1 - α_{ij} - зміщення в точці i під дією одиничної сили, прикладеної в точці j .

2 - β_{ij} - кут повороту в точці i під дією сили, прикладеної в точці j .

3 - j_{ij} - зміщення в точці i під дією одиничного моменту, прикладеної в точці j .

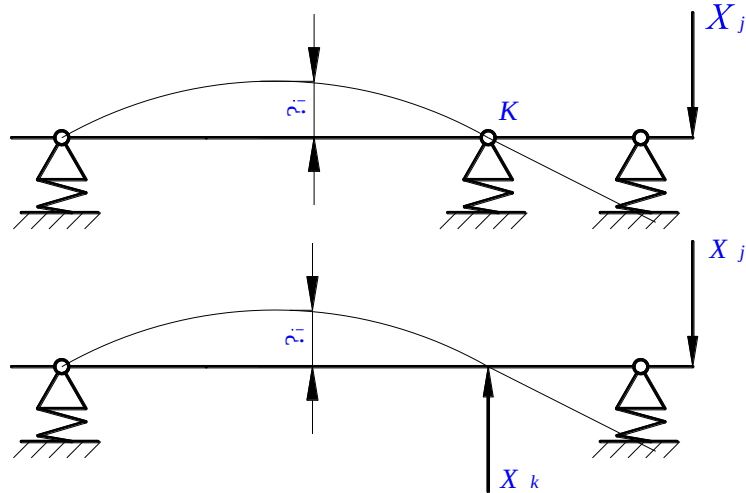
4 - φ_{ij} - кут повороту в точці i під дією одиничного моменту, прикладеної в точці j .

Кожен з цих коефіцієнтів складається з двох частин: α_{ij}' , β_{ij}' , j_{ij}' , φ_{ij}' -

коефіцієнти впливу пружної балки на жорстких опорах; α_{ij}'' , β_{ij}'' ,

j_{ij}'' , φ_{ij}'' - коефіцієнти впливу жорсткої балки на пружних опорах.

Отже, для розрахунку жорсткості будемо використовувати залежності:



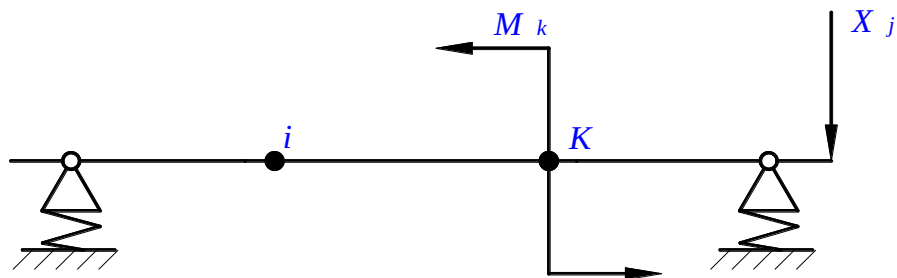
$$\delta_{ij}^k = \alpha_{ij} - \frac{\alpha_{ik} \cdot \alpha_{kj}}{\alpha_{kk} + c_k};$$

$$\delta_{ij}^{k+1} = \delta_{ij}^k - \frac{\alpha_{i,k+1} \cdot \alpha_{k+1,j}}{\alpha_{k+1;k+1} + c_{k+1}}.$$

Податливість шпindelного вузла в точці А на кінці:

$$\delta_{AA} = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{Ak}^2}{\alpha_{ck} + c_k}.$$

Якщо узагальнюючим зусиллям є защемлюючий момент, розрахункова схема матиме вигляд:



$$\delta_{ij}^k = \alpha_{ij} - \frac{j_{ik} \cdot \beta_{kj}}{\varphi_{kk} + c_{nk}},$$

де c_{nk} – поворотна (кутова) податливість к – ої відкинutoї опори.

В нашому випадку, коли система статично невизначена в 2 рази, то приєднання надмірних зв'язків здійснюється по чергово.

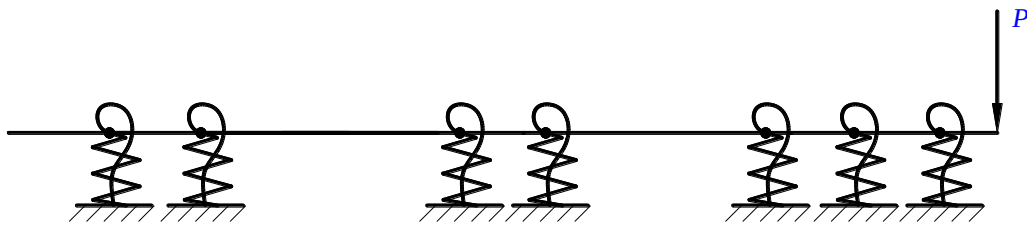
Приєднання наступного зв'язку (k+1) здійснюється по чергово за залежністю:

$$\delta_{ij}^{k+1} = \delta_{ij}^k - \frac{\delta_{i,k+1} - \delta_{k+1,j}}{\delta_{k+1,k+1} + c_{k+1}}.$$

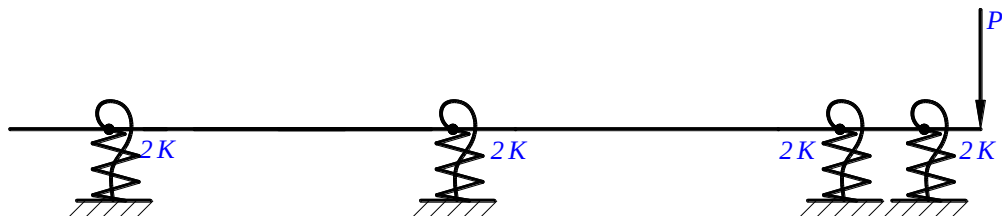
Оскільки податливість шпинделя розраховується на кінці консолі при прикладанні сили, то податливість шпинделя:

$$\delta_{um} = \delta_A = \alpha_{AD} - \frac{\alpha_{nk}^2}{\alpha_{kk} + c_k}.$$

В нашому випадку розрахункова схема буде мати вигляд:



Оскільки є спарені підшипники і найбільше навантаження буде мати передній кінець, то схема буде мати вигляд:



3.4.4 Наближений розрахунок радіальної жорсткості

Розрахунок моментів інерції:

$$I_{np} = I = \frac{\sum I_i \cdot l_i}{\sum l_i}, \quad (3.53)$$

де i – і – та ланка шпинделя;

I_i, l_i – момент інерції і довжина окремих ділянок вала.

$$I = \frac{\pi (d^4 - d_2^4)}{64}, \quad (3.54)$$

де d_1 – зовнішній діаметр вала;

d_2 – внутрішній діаметр вала (в даному випадку, діаметр отвору).

$$I_{//} = \frac{\pi (d^4 - d_{//}^4)}{64},$$

$$\text{де } d = 94 \text{ мм}; d_{//} = 52 \text{ мм}; l_{//} = 12 \text{ мм}.$$

$$I_{11} = I = \frac{3,14 \cdot (94^4 - 52^4)}{64} = 3473584 = 34,7 \text{ см}^4.$$

Шукаємо I_2 :

$$d=70 \text{ мм}; d_{21}=40 \text{ мм}; l_{21}=70 \text{ мм}; l_{22}=30 \text{ мм}; d_{22}=22 \text{ мм};$$

$$I_{21} = \frac{3,14 \cdot (70^4 - 40^4)}{64} = 1052391 = 10,5 \text{ см}^4;$$

$$I_{22} = \frac{3,14 \cdot (70^4 - 22^4)}{64} = 1166497 = 11,6 \text{ см}^4;$$

$$I_2 = \frac{(10,5 \cdot 70) + (11,6 \cdot 30)}{100} = 10,83 \text{ см}^4.$$

Шукаємо I_3 :

$$d=64 \text{ мм}; d_3=30 \text{ мм}; l=202 \text{ мм};$$

$$I_3 = \frac{3,14 \cdot (64^4 - 30^4)}{64} = 7,8 \text{ см}^4.$$

Шукаємо I_4 :

$$d=60 \text{ мм}; d_3=30 \text{ мм}; l=80 \text{ мм};$$

$$I_4 = \frac{3,14 \cdot (60^4 - 30^4)}{64} = 7,8 \text{ см}^4.$$

Шукаємо I_5 :

$$d=50 \text{ мм}; d_3=30 \text{ мм}; l=214 \text{ мм};$$

$$I_5 = \frac{3,14 \cdot (50^4 - 30^4)}{64} = 2,7 \text{ см}^4.$$

Шукаємо I_6 :

$$d=45 \text{ мм}; d_3=30 \text{ мм}; l=58 \text{ мм};$$

$$I_6 = \frac{3,14 \cdot (45^4 - 30^4)}{64} = 1,6 \text{ см}^4.$$

Математична модель розрахунку жорсткості шпиндельного вузла:

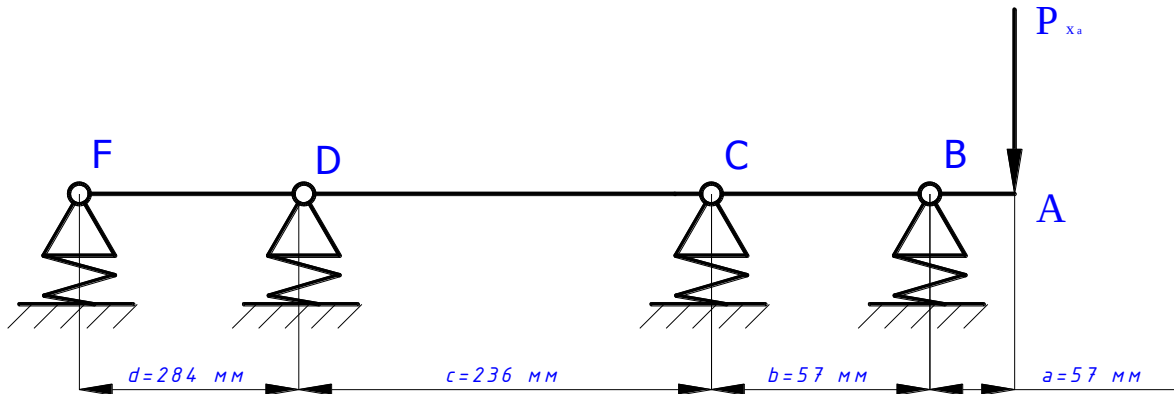


Рисунок 3.14 – Приведена розрахункова схема.

Система двічі статично невизначена. Відкидаємо опору D, щоб розкрити спочатку одну статичну невизначеність в точці C, потім приєднання іншого зв'язку (опори в точці D) здійснюватимемо по чергові за залежністю:

$$\delta_{ij}^D = \delta_{cA}^k - \frac{\delta_{AD} - \delta_{DA}}{\delta_{DD} + c_D}.$$

Отже, спочатку розкриваємо статичну невизначеність в точці C:

$$\delta_A = \delta_{AA}^C \cdot x_A, \quad (3.55)$$

де δ_{AA}^C – коефіцієнт впливу податливості для статично визначеної системи.

Тоді для статично визначеної системи:

$$\delta_A = \alpha_{AA} \cdot x_A + \alpha_{AC} \cdot x_C, \quad (3.56)$$

де α_{AA}, α_{AC} – коефіцієнти впливу податливості для статично визначеної системи.

Після перетворень, одержимо:

$$\delta_{AA}^c = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{AC} \cdot x_C}{x_A}. \quad (3.57)$$

З іншого боку, канонічне рівняння методу сил для точки C має вигляд:

$$\sum_{i=1}^n \delta_{ij} \cdot x_j + \sum_{P=P}^{P_K} \delta_{ip} = -c_i \cdot x_i. \quad (3.58)$$

Записуємо рівняння з врахуванням двох сил X_A і X_C :

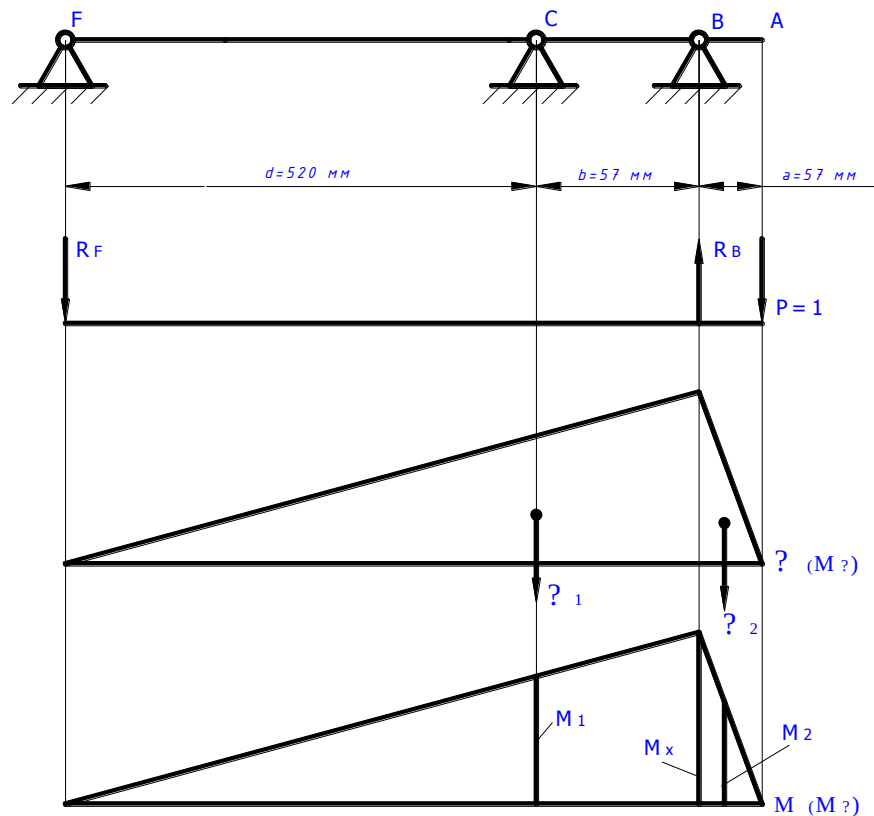
$$\alpha_{CA} \cdot x_A + \alpha_{CC} \cdot x_C = -c_C \cdot x_C.$$

Знайдемо відношення:

$$\frac{x_C}{x_A} = - \frac{\alpha_{CA}}{c_C + \alpha_{CC}};$$

$$\delta_{AA}^C = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{AC} \cdot \alpha_{CA}}{c_C + \alpha_{CC}}.$$

Визначаємо α'_{AA} :



Визначаємо реакції опор і моментів в точці прикладання сили P_j :

$$\sum M_F = R_b \cdot 577 - P \cdot 634 = 0 \Rightarrow R_b = \frac{P \cdot 634}{577} = 1,1;$$

$$\sum M_B = R_F \cdot 577 - P \cdot 57 = 0 \Rightarrow R_F = \frac{P \cdot 57}{577} = 0,1.$$

Шукаємо площі:

$$\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot M_\xi \cdot 577 = 16646 ;$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} \cdot M_\xi \cdot 57 = 1644 .$$

Моменти під координатами центра ваги:

$$M_1 = \frac{2}{3} \cdot M_x = \frac{2}{3} \cdot 57,7 = 38,5;$$

$$M_2 = \frac{2}{3} \cdot M_x = \frac{2}{3} \cdot 57,7 = 38,5.$$

Прийmemo ділянку АВ з моментом інерції I_1 , а ділянку FB – з моментом інерції I_2 :

$$I_{1np} = \frac{34,7 + 10,83}{2} = 22,8 \text{ см}^4; \quad I_{2np} = \frac{19,9}{4} = 4,98 \text{ см}^4;$$

$$\alpha'_{AA} = \frac{1}{EI_1} \cdot \omega_1 \cdot M_1 + \frac{\omega_2 \cdot M_2}{EI_2} = \frac{16646 \cdot 38,5}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 22,8 \cdot 10^4} + \frac{1644 \cdot 38,5}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,98 \cdot 10^4} = 19,1 \cdot 10^{-6}.$$

Визначаємо α'_{AC} :

Визначаємо реакції опор і моментів в точці прикладання сили P_j для M_ξ :

$$\sum M_F = P_j \cdot 520 - R_b \cdot 577 = 0 \Rightarrow R_b = \frac{520}{577} = 0,9;$$

$$\sum M_B = P_j \cdot 57 - R_F \cdot 577 = 0 \Rightarrow R_F = \frac{57}{577} = 0,1;$$

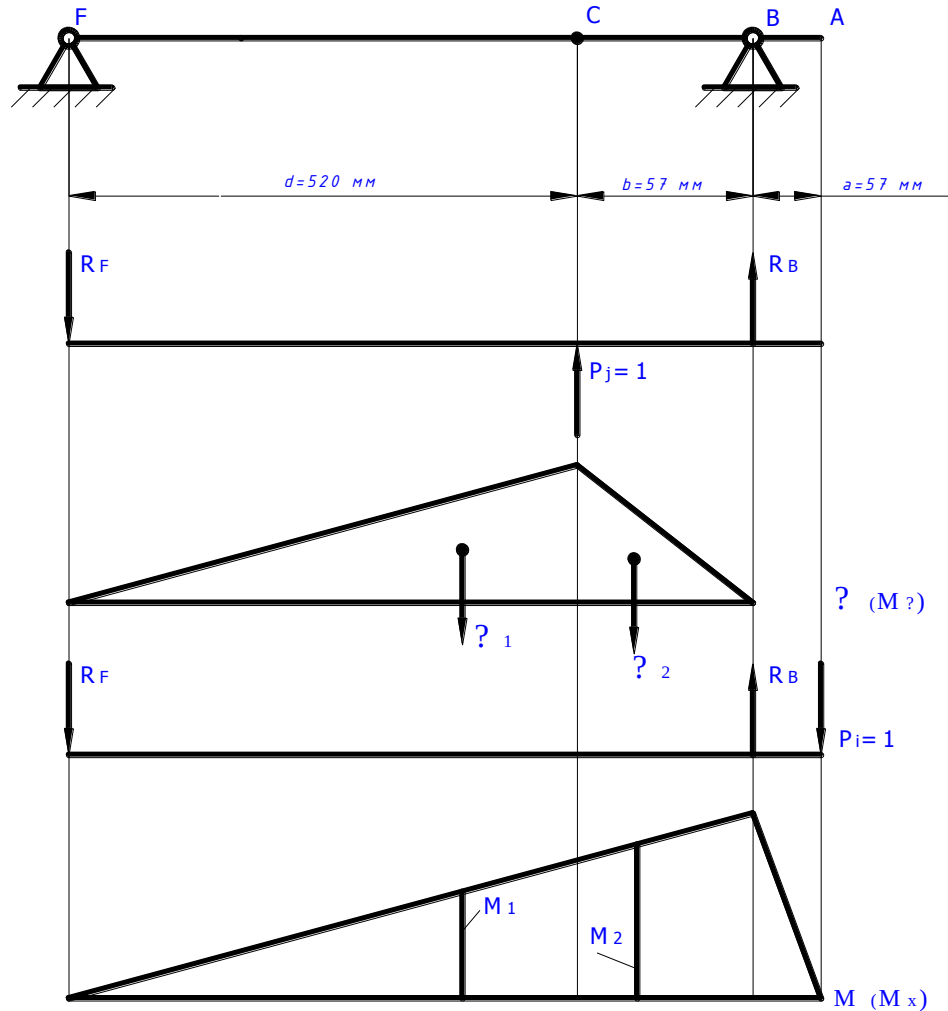
$$M_\xi = R_F \cdot 577 = 52 .$$

Визначаємо реакції опор і моментів в точці прикладання сили P_j для M_x :

$$\sum M_F = R_b \cdot 577 - P \cdot 634 = 0 \Rightarrow R_b = \frac{634}{577} = 1,1;$$

$$\sum M_B = R_F \cdot 577 - P \cdot 57 = 0 \Rightarrow R_F = \frac{P \cdot 57}{577} = 0,1.$$

$$M_x = R_F \cdot 577 = 57,7.$$



Визначаємо площі:

$$\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot M_{\xi} \cdot 520 = 13520 ;$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} \cdot M_{\xi} \cdot 57 = 1482 .$$

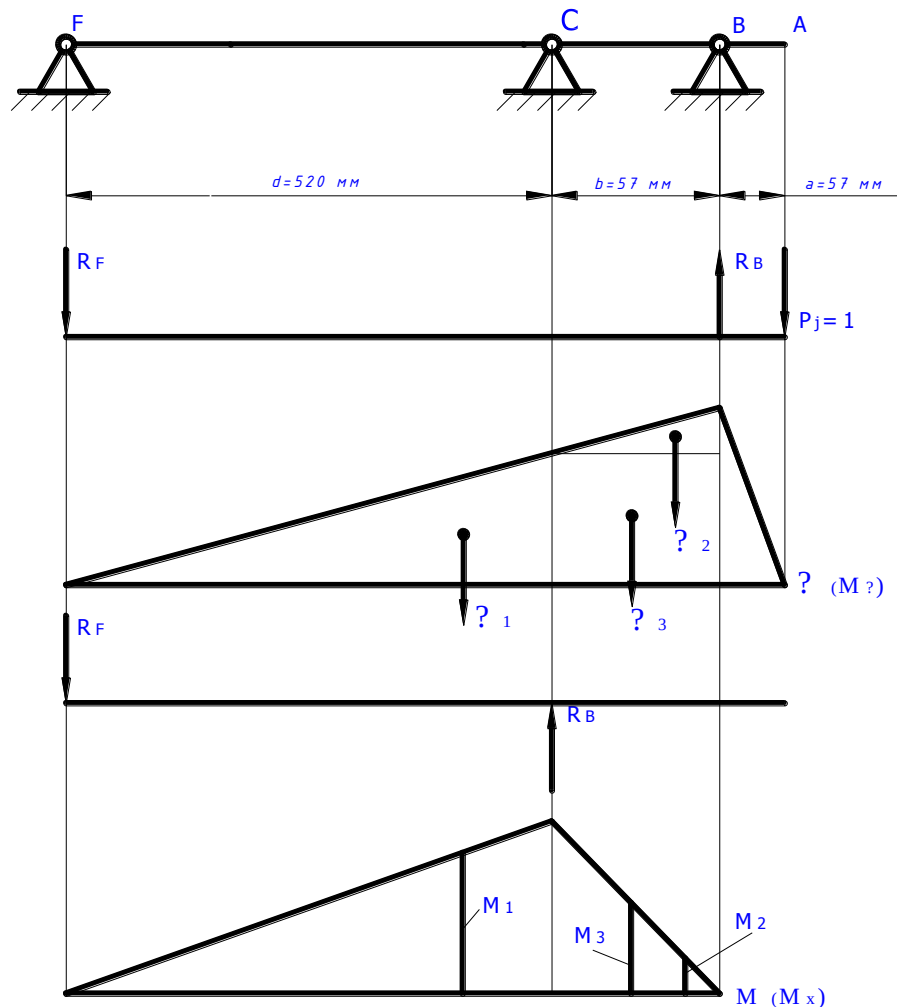
Моменти під координатами центра ваги:

$$M_1 = \frac{2}{3} \cdot R_F \cdot 520 = 34,7;$$

$$M_2 = R_F \cdot \left(520 + \frac{57}{2} \right) = 0,1 \cdot 539 = 53,9.$$

$$\alpha'_{AC} = \frac{1}{EI_1} \cdot \omega_1 \cdot M_1 + \frac{\omega_2 \cdot M_2}{EI_2} = \frac{135 \cdot 34,7}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 22,8 \cdot 10^4} + \frac{1482 \cdot 53,9}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,98 \cdot 10^4} = 15,5 \cdot 10^{-6}.$$

Визначаємо коефіцієнт α'_{CA} :



Визначаємо реакції опор і моментів в точці прикладання сили P_j для M_ξ :

$$\sum M_F = P_j \cdot (520 + 57 + 57) - R_b \cdot (520 + 57) = 0 \Rightarrow R_b = \frac{520 + 57 + 57}{520 + 57} = 1,1;$$

$$\sum M_B = P_j \cdot 57 - R_F \cdot (520 + 57) = 0 \Rightarrow R_F = \frac{57}{520 + 57} = 0,1;$$

$$M_\xi = R_F \cdot (520 + 57) = 57,7.$$

Визначаємо реакції опор і моментів в точці прикладання сили P_i для M_x :

$$\sum M_F = P_i \cdot 520 - R_b \cdot (520 + 57) = 0 \Rightarrow R_b = \frac{520}{520 + 57} = 0,9;$$

$$\sum M_B = P_i \cdot 57 - R_F \cdot (520 + 57) = 0 \Rightarrow R_F = \frac{57}{577} = 0,1;$$

$$M_x = R_F \cdot 520 = 52.$$

Визначаємо площі:

$$\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot R_F \cdot 520 = 13520 ; \quad \omega_2 = \frac{1}{2} \cdot M_\xi \cdot 57, \text{ де } M_\xi = 57 \cdot R_F \cdot 520 = 5;$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 57 = 142,5;$$

$$\omega_1 = R_F \cdot 520 \cdot 57 = 2964.$$

Моменти під координатами центра ваги:

$$M_1 = \frac{2}{3} \cdot R_F \cdot 520 = 34,7;$$

$$M_2 = \frac{1}{3} \cdot R_b \cdot 57 = \frac{2}{3} \cdot 0,9 \cdot 57 = 34,2.$$

$$\begin{aligned} \alpha'_{CA} &= \frac{1}{EI_1} \cdot 0 + \frac{1}{EI_2} \cdot (\omega_1 \cdot M_1 + \omega_2 \cdot M_2 + \omega_3 \cdot M_3) = \\ &= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 22,8 \cdot 10^4} \cdot (13520 \cdot 34,7 + 5 \cdot 17,1 + 142,5 \cdot 34,5) = 38 \cdot 10^{-6}. \end{aligned}$$

Визначаємо коефіцієнт α'_{cc} :

Визначаємо реакції опор і моменти в точці прикладання сили $P=1$:

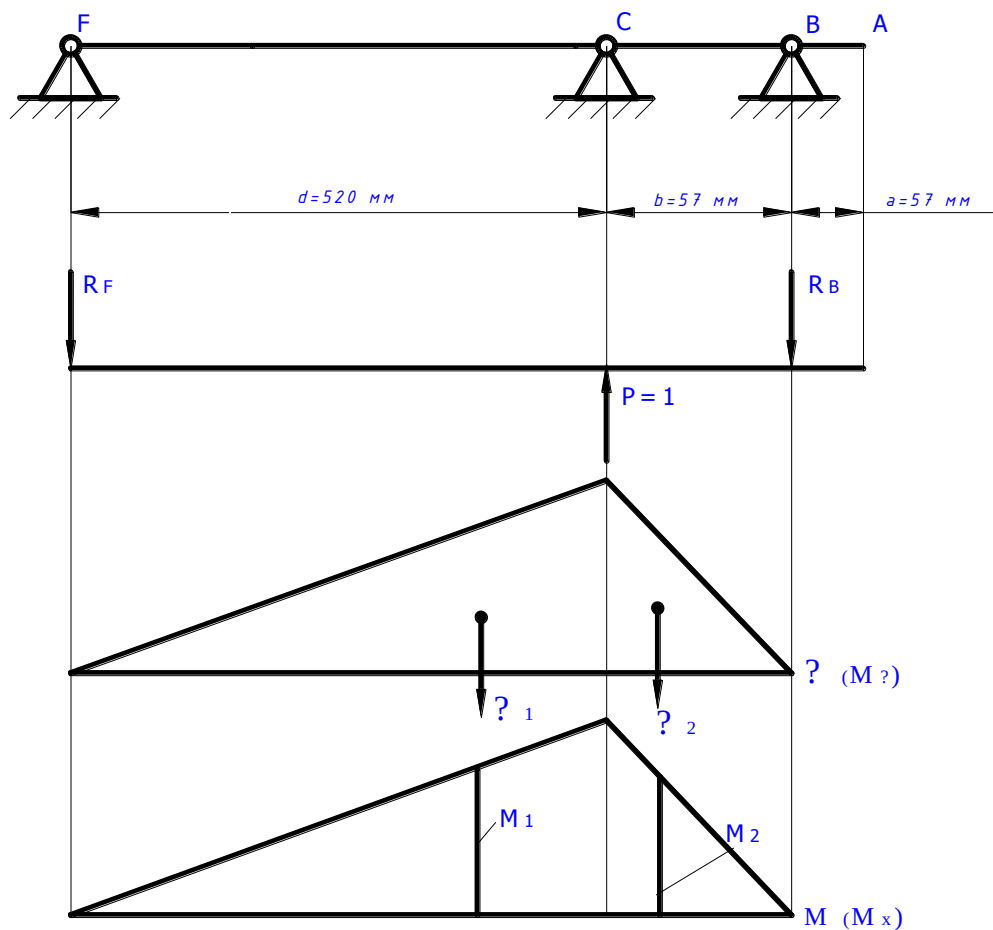
$$R_F = \frac{57}{520 + 57} = 0,1; \quad R_b = \frac{520}{577} = 0,9;$$

$$M_x = M_\xi = R_F \cdot 520 = 52.$$

Визначаємо площі:

$$\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot M_\xi \cdot 520 = \frac{1}{2} \cdot 52 \cdot 520 = 13520 ;$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} \cdot M_\xi \cdot 57 = 1482.$$



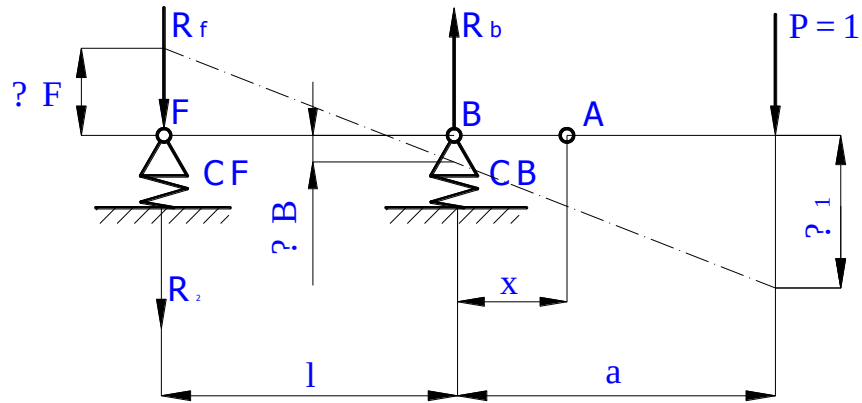
Моменти під координатами центра ваги:

$$M_1 = \frac{2}{3} \cdot M_x = \frac{2}{3} \cdot 52 = 34,7;$$

$$M_2 = \frac{2}{3} \cdot M_x = \frac{2}{3} \cdot 52 = 34,7;$$

$$\alpha'_{CC} = \frac{1}{EI_2} \cdot (\omega_1 \cdot M_1 + \omega_2 \cdot M_2) = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,98 \cdot 10^4} \cdot (13520 \cdot 34,7 + 1482 \cdot 34,7) = 45,9 \cdot 10^{-6}.$$

Визначаємо коефіцієнт α'_{AA} :



Визначаємо реакції опор від прикладання одиничної сили:

$$\sum M_F = R_b \cdot l - P \cdot (l + \xi) = 0 \Rightarrow R_b = \frac{P \cdot (l + \xi)}{l} = \frac{l + \xi}{l};$$

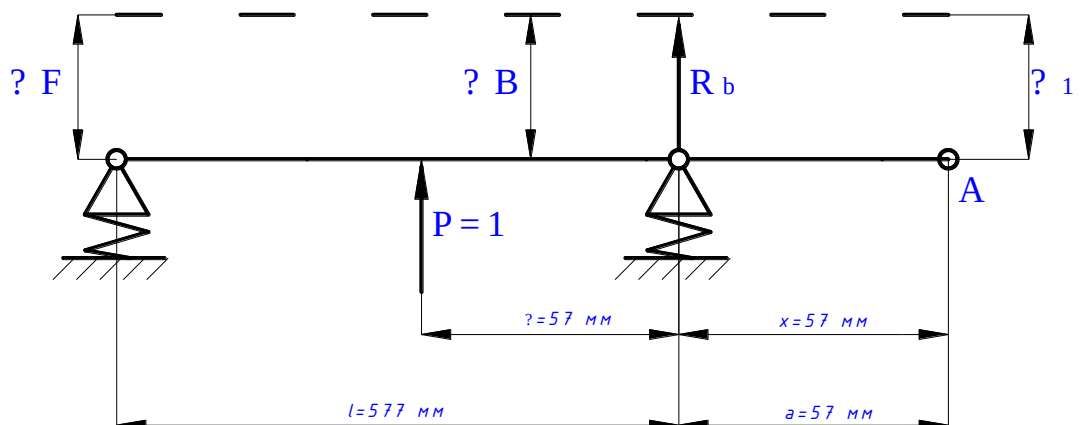
$$\sum M_B = -R_F \cdot l + P \cdot \xi = 0 \Rightarrow R_F = \frac{\xi}{l}.$$

$$\Delta B = \frac{l + \xi}{l} \cdot C_B; \quad \Delta F = \frac{\xi}{l} \cdot C_F;$$

$$\frac{\Delta_1 + \Delta F}{\Delta F + \Delta B} = \frac{l - x}{l};$$

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \frac{l - x}{l} \cdot (\Delta F + \Delta B) - \Delta F = \frac{(l - x) \cdot (l + \xi)}{l^2} \cdot C_B + \frac{(l - x) \cdot \xi}{l^2} \cdot C_F = \\ &= \frac{(l - x) \cdot (l + \xi)}{l^2} \cdot C_B + \frac{x \cdot \xi}{l^2} \cdot C_F = 132,7 \cdot 10^{-6}. \end{aligned}$$

Визначаємо коефіцієнт α_{AC}'' :



Визначаємо реакції опор від дії одиничної сили:

$$\sum M_F = -R_b \cdot l - P \cdot (l - \xi) = 0 \Rightarrow R_b = \frac{l - x}{l};$$

$$\sum M_B = -R_F \cdot l + P \cdot \xi = 0 \Rightarrow R_F = \frac{\xi}{l}.$$

Звідси:

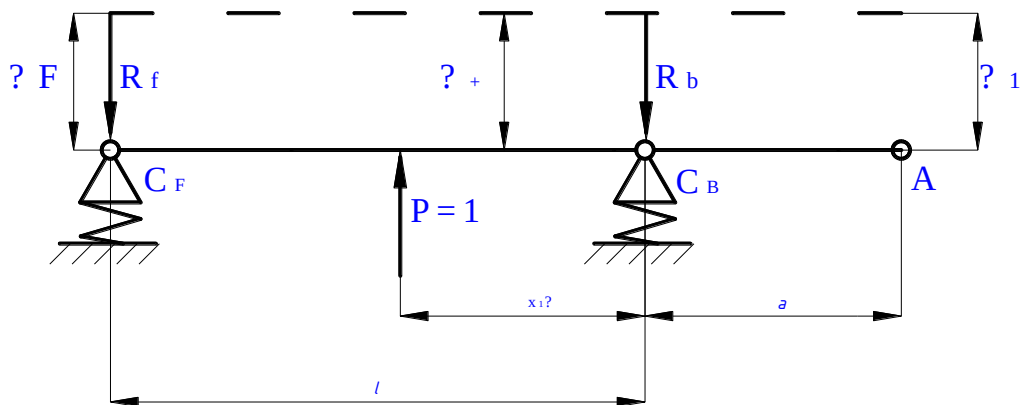
$$\Delta B = \frac{l - \xi}{l} \cdot C_B; \quad \Delta F = \frac{\xi}{l} \cdot C_F;$$

$$\frac{\Delta_1 + \Delta F}{\Delta B - \Delta F} = \frac{l + x}{l};$$

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \frac{l + x}{l} \cdot (\Delta B - \Delta F) + \Delta F = \frac{l + x}{l} \cdot \left(\frac{l - \xi}{l} \cdot C_B - \frac{\xi}{l} \cdot C_F \right) + \frac{\xi}{l} \cdot C_F = \\ &= \frac{(l + x) \cdot (l - \xi)}{l^2} \cdot C_B - \frac{x \cdot \xi}{l^2} \cdot C_F. \end{aligned}$$

$$\alpha_{AC}'' = \frac{(577 + 57) \cdot (577 - 57)}{577^2} \cdot 135 \cdot 10^{-6} - \frac{57 \cdot 57 \cdot 100 \cdot 10^{-6}}{577^2} = 132,7 \cdot 10^{-6} \frac{H}{mm}.$$

Визначаємо коефіцієнт α_{CC}'' :



Визначаємо реакції опор від дії одиничної сили:

$$\sum M_F = -R_b \cdot l - P \cdot (l - \xi) = 0 \Rightarrow R_b = \frac{l - \xi}{l};$$

$$\sum M_B = -R_F \cdot l + P \cdot \xi = 0 \Rightarrow R_F = \frac{\xi}{l}.$$

Звідси:

$$\Delta B = \frac{l - \xi}{l} \cdot C_B; \quad \Delta F = \frac{\xi}{l} \cdot C_F;$$

$$\frac{\Delta_1 - \Delta F}{\Delta B - \Delta F} = \frac{l - x}{l};$$

$$\begin{aligned} \Delta_1 = \alpha_{CC}'' &= \frac{l - x}{l} \cdot (\Delta B - \Delta F) + \Delta F = \frac{(l - x) \cdot (l - \xi)}{l} \cdot C_B - \frac{\xi(l - x)}{l} \cdot C_F + \frac{\xi}{l} \cdot C_F = \\ &= \frac{(l - x) \cdot (l - \xi)}{l^2} \cdot C_B + \frac{-l + x \cdot \xi + \xi \cdot l}{l^2} \cdot C_F = \frac{(l - x) \cdot (l - \xi)}{l^2} \cdot C_B + \frac{x \cdot \xi}{l^2} \cdot C_F. \end{aligned}$$

$$\alpha_{CC}'' = \frac{(577 - 57) \cdot (577 + 57)}{577^2} \cdot 135 \cdot 10^{-6} + \frac{57 \cdot 57 \cdot 100 \cdot 10^{-6}}{577^2} = 110,6 \cdot 10^{-6} \frac{H}{mm}.$$

$$\alpha_{AA} = \alpha_{AA}' + \alpha_{AA}'' = 19,1 \cdot 10^{-6} + 16,3 \cdot 10^{-6} = 182,1 \cdot 10^{-6};$$

$$\alpha_{CA} = \alpha_{CA}' + \alpha_{CA}'' = 38 \cdot 10^{-6} + 132,7 \cdot 10^{-6} = 170,7 \cdot 10^{-6};$$

$$\alpha_{AC} = \alpha_{AC}' + \alpha_{AC}'' = 15,5 \cdot 10^{-6} + 132,7 \cdot 10^{-6} = 148,2 \cdot 10^{-6};$$

$$\alpha_{CC} = \alpha_{CC}' + \alpha_{CC}'' = 45,9 \cdot 10^{-6} + 110,6 \cdot 10^{-6} = 156,5 \cdot 10^{-6}.$$

$$\delta_{CA} = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{CA} \cdot \alpha_{AC}}{C_C + \alpha_{CC}} = 182,1 \cdot 10^{-6} - \frac{148,2 \cdot 10^{-6} \cdot 170,7 \cdot 10^{-6}}{0,89 \cdot 10^{-6} + 156,5 \cdot 10^{-6}} = 2,1 \cdot 10^{-5} \frac{mm}{H}.$$

Шукаємо δ_{AD} , тобто переміщення в точці А при дії одиничної сили в точці D.

Визначаємо реакції опор:

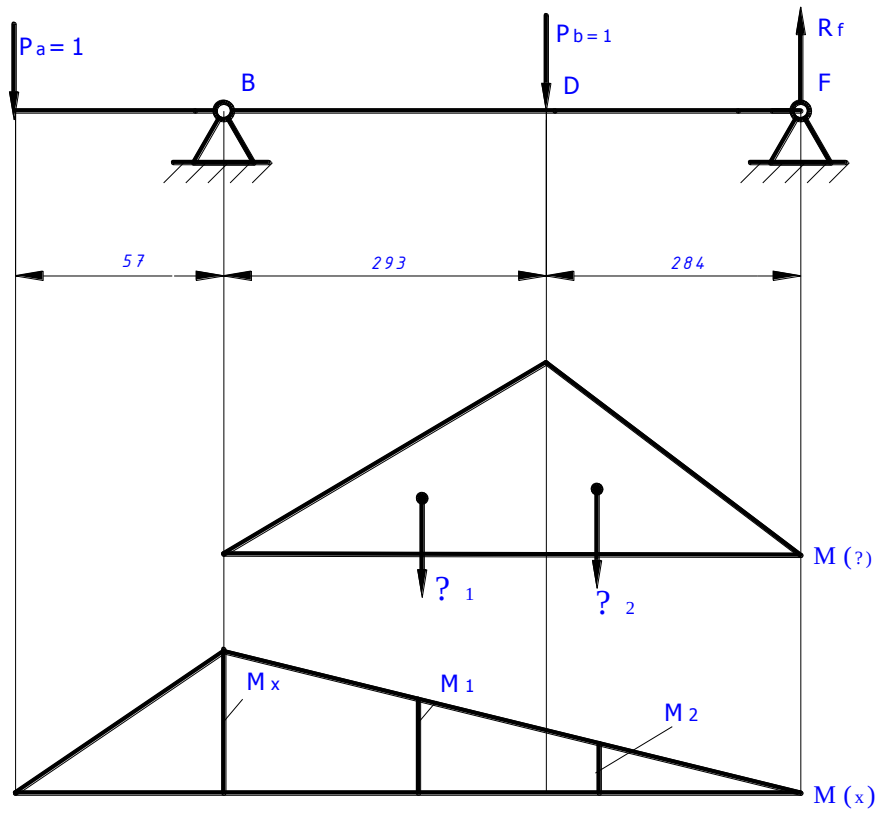
$$a). \sum M_F = 0 \Rightarrow R_b \cdot 577 \cdot 284 \Rightarrow R_b = \frac{284}{277} = 0,5;$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow R_b \cdot 577 \cdot 293 \Rightarrow R_F = 0,5.$$

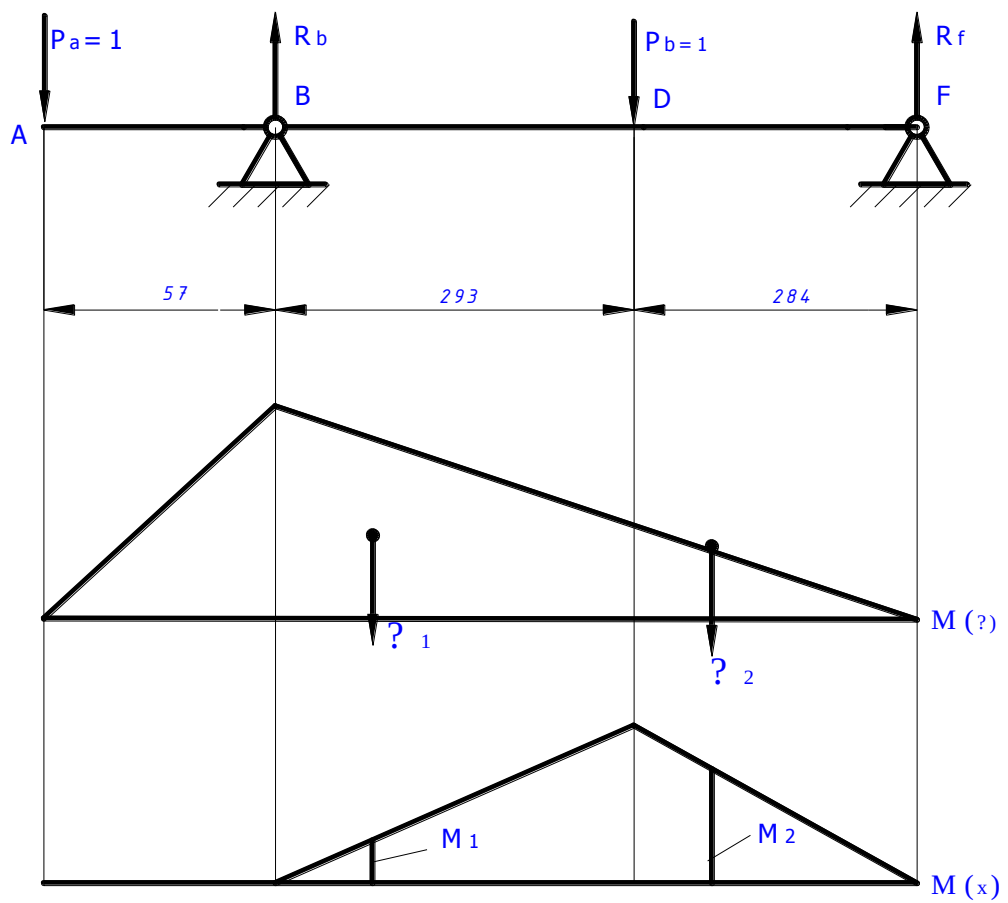
$$б). \sum M_B = 0 \Rightarrow R_b \cdot 577 + 57 \Rightarrow R_F = -0,1;$$

$$\sum M_F = 0 \Rightarrow -R_b \cdot 577 + 634 \Rightarrow R_b = 1,1.$$

$$\begin{aligned} \delta_{AD} &= \frac{1}{EI_2} \cdot (\omega_1 \cdot M_1 + \omega_2 \cdot M_2) = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,98 \cdot 10^4} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 2 \cdot 93 \cdot 144 + \frac{8}{2} \cdot 144 \cdot 284 \cdot 18,9 \right) = \\ &= 75 \cdot 10^{-6}. \end{aligned}$$



Визначаємо δ_{DA} :



Визначаємо реакції опор:

$$\text{a). } \sum M_B = 0 \Rightarrow R_F \cdot 577 + 57 \Rightarrow R_F = -0,1;$$

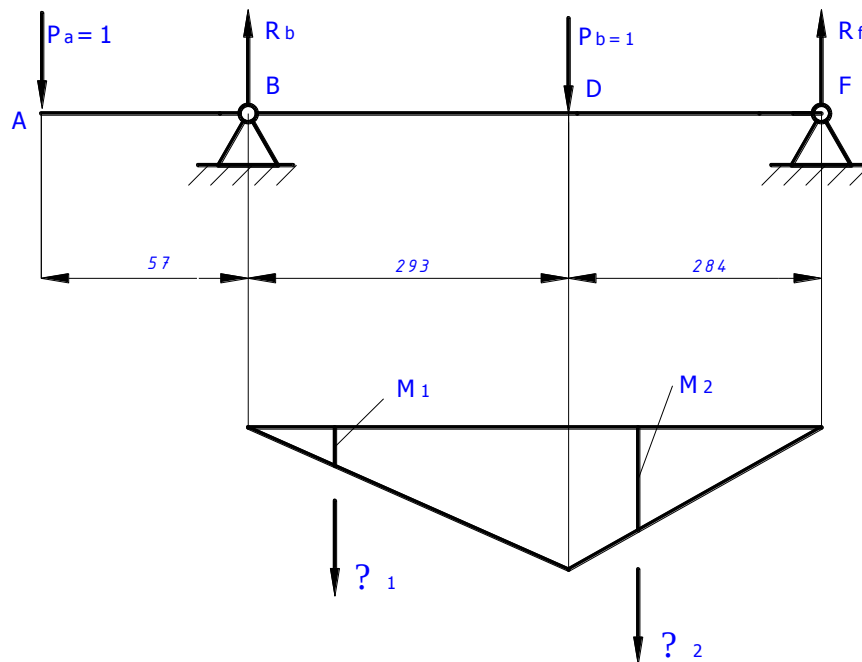
$$\sum M_F = 0 \Rightarrow R_b \cdot 577 - 634 \Rightarrow R_b = 1,1.$$

$$\text{б). } \sum M_B = 0 \Rightarrow R_F \cdot 577 - 293 \Rightarrow R_F = 0,5;$$

$$\sum M_F = 0 \Rightarrow -R_b \cdot 577 + P \cdot 284 \Rightarrow R_b = 0,5.$$

$$\delta_{DA} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,98 \cdot 10^4} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 284 - 28,4 \cdot 96 \right) = 123 \cdot 10^{-6}.$$

Визначаємо δ_{DD} :



Визначаємо реакції опор:

$$\text{a). } \sum M_B = 0 \Rightarrow R_F \cdot 577 - 293 \Rightarrow R_F = 0,5;$$

$$\sum M_F = 0 \Rightarrow R_b \cdot 577 - 284 \Rightarrow R_b = 0,5.$$

$$M(x) = M(\xi) = 144.$$

$$\delta_{DD} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,98 \cdot 10^4} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 293 \cdot 144 \cdot \frac{2}{3} \cdot 144 + 284 \cdot 144 \cdot \frac{144}{3} \right) = 381 \cdot 10^{-6}.$$

Визначаємо δ_A :

$$\delta_A = 2,1 \cdot 10^{-5} - \frac{75 \cdot 10^{-6} \cdot 123 \cdot 10^{-6}}{381 \cdot 10^{-6} + 0,89 \cdot 10^{-6}} = 3,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Тоді

$$j = \frac{1}{\delta_A} - 285714,28 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} = 28,6 \frac{\text{дин}}{\text{мкм}}.$$

3.5. Привід подач

3.5.1. Призначення і основні технічні вимоги

Привід подач призначений для забезпечення рівномірності руху стола.

В залежності від призначення верстату, до коробки подач і до всього механізму подач ставляться різні вимоги у відношенні:

- кількості ступеней подач;
- діапазону подач;
- закономірності їх ряду;
- характеру руху подачі (неперервний чи періодичний);
- виду приводу (від шпинделя чи від окремого електродвигуна);
- необхідної точності настройки подачі та ін..

Жорсткість кінематичного зв'язку шпинделя з тяговим валом, норми точності на деталі коробки і всього механізму подач встановлюються в залежності від призначення верстату з врахуванням похибок виготовлення деталей і складання механізму на точність виготовлення верстату.

До приводу подач багатоопераційного верстату ставляться наступні вимоги:

- не допускається попадання масла в місця з'єднань і засмоктування повітря;
- мідні труби відпалити і промити керосином;
- за допомогою компенсатора забезпечити виборку зазору в

черв'ячній передачі проводу круглого стола. При цьому стіл повинен обертатися легко і плавно;

- биття дзеркала стола не більше 0,01 мм та інші технічні вимоги

3.5.2. Опис конструкції та принципу роботи приводу подач

Стіл верстату представляє собою загальноприйняту конструкцію хрестових столів з направляючими кочення і приводами гвинт-гайки кочення. Крім переміщення по двох координатах, даний стіл ще має кутове переміщення, яке відбувається від окремого приводу. Поздовжні і поперечні солазки стола представляють собою П-подібну конструкцію, в якій у відповідних місцях виготовлено отвори для кріплення гвинтових передач і також направляючих. На верхніх салазках у вертикальному отворі закріплена цапфа для кріплення вала поворотного стола, в нішах коробчатої форми закріплені механізми фіксації і повороту стола, а також давач положення.

Механізм затиску салазок складається з двох гідро циліндрів, по штоках яких нарізані рейки, в зачеплення з якими входять зубчасті колеса 44.

Механізм затиску складається з двох взаєморухомих, в осьовому напрямку, затискних втулок 48, які переміщаються поздовж вала 45 за рахунок повороту гайок із зубчастими вінцями 44 затискні втулки 48 через пружні елементи 49 фіксують верхні солазки до пластини 51. механізм затиску працює таким чином: при переміщенні гідро циліндрів через рейкові зачеплення повертається гайка-шестерня і за рахунок гвинтового з'єднання стягує прижимні стакани, які через підпружинені елементи затискають стіл. Розфіксування проходить за рахунок зворотного переміщення гідроциліндрів. Розсування розтискних стаканів проводиться за допомогою пружини 47.

3.5.3. Структура приводу подач

Привід подач має систему керування замкнутого типу,

високомоментний привідний двигун серії ПВ, який зв'язаний з ходовим ГВИНТОМ.

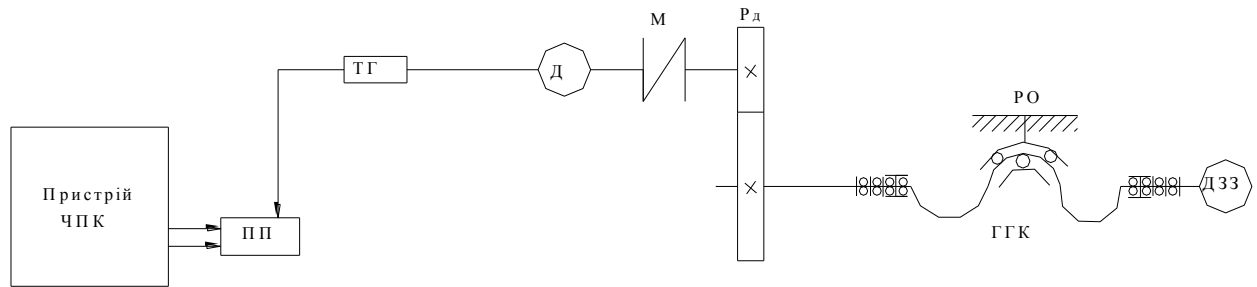


Рисунок 3.15 – Структура приводу подач

На рисунку 3. 15 показано схему приводу подач з замкнутою системою керування, що складається з редуктора Рд і передачі гвинт-гайка кочення (ГГК).

Зворотній зв'язок в цій схемі за допомогою встановленого на ходовому гвинту давача зворотного зв'язку ДЗЗ, наприкладі обертового трансформатора; зворотній зв'язок по швидкості забезпечується тахогенератором ТГ. Опорами гвинта служать упорні і радіальні підшипники.

Живлення високомоментного привідного двигуна ВПД здійснюється від підсилювача потужності ПП, наприклад, від регульованого тиристорного перетворювача.

3.5.4. Конструктивні параметри ГГК

Вихідними даними для розрахунку будуть:

- довжина гвинта $L=1345$ мм;
- найбільша робоча довжина гвинта $L=1045$ мм;
- крок $t=12$ мм;
- найбільше осьове навантаження $Q=1200$ кг;
- найбільше число обертів за хвилину $n_{\max}=32$ об/хв;

- найменше число обертів за хвилину $n_{\min}=2$ об/хв.

Проводимо попередній вибір розмірів передачі враховуючи, щоб відношення довжини гвинта до його діаметра не перевищувало 30, приймаємо:

$$d_0 = \frac{L}{30} = \frac{1345}{30} = 45 \text{ мм};$$

Приймаємо $d=30$;

У відповідності з нормою верстатобудування Н23-7 приймаємо:

$$\alpha = 45^\circ; \quad d_1 = 0.6; \quad t = 7 \text{ мм};$$

$$\frac{r_1}{r_2} = 0.96$$

Число робочих шариків у кожному витку (якщо повернення шариків здійснюється по вкладишу встановленому у вікно гайки):

$$z_i = \pi \cdot \frac{d_0}{d_1} - 5;$$

$$z_i = 3.14 \cdot \frac{60}{7} - 5 = 21.9 \approx 22;$$

Число робочих шариків у гайці, що має три робочих витки:

$$z = 22 \cdot 3 = 66 \text{ мм.}$$

Розраховуємо передачу приймаючи твердість робочих поверхонь різьби HRC 60.

Визначаємо допустимі статичні навантаження на оди шарик $[P]$:

$$[P]_{cm} = 2 \cdot d_1^2;$$

$$[P]_{cm} = 2 \cdot 7^2 = 98 \text{ кг};$$

На гвинт — $[Q]_{ст}$ при відсутності натягу:

$$[Q]_{cm} = z_{розр} \cdot [P]_{cm} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda;$$

$$z_{розр} = 0.7 \cdot z;$$

$$z_{розр} = 0.7 \cdot 66 = 46.2; \quad \lambda = 4^\circ 22'' \quad \alpha = 45^\circ$$

$$[Q]_{cm} = 46 \cdot 2 \cdot 98 \cdot \sin 45 \cdot \cos 4^\circ 22'' = 3179 \text{ кг.}$$

Коефіцієнт довговічності К:

$$K = Ka \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot T \cdot n \cdot C_i}{10^7}};$$

де Ka — коефіцієнт перемінності навантаження.

Можна прийняти, що передача працює однаковий час з кожним значенням навантаження: $Ka = 0.6 + 0.4 \cdot \frac{Q_{\min}}{Q_{\max}}$,

де $Q_{\max}$, $Q_{\min}$ — максимальне і мінімальне осьове навантаження на гвинт;

Приймаємо, що $Ka=0.9$.

T — розрахунковий термін служби передачі. Приймаємо $T=5000$ год;

n — розрахункове число обертів за хвилину гвинта (або гайки).

$$n = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2};$$

$$n = \frac{32 + 2}{2} = 17 \text{ об/хв};$$

Тоді

$$C_i = 0.5 \cdot z_i \cdot \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \cdot \cos \alpha\right),$$

де C_i — число циклів навантаження за годину роботи гвинта або гайки;

z — число робочих шариків у одному витку;

$$C = 0.5 \cdot 22 \cdot (1 + 0.96 \cdot \cos 45^\circ) = 18.7$$

$$K = 0.7 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5000 \cdot 18.7}{10^7}} = 0.88; \quad K \leq 1;$$

Отже, $Q=[Q]_{ст}$, $P=[P]_{ст}$.

Визначаємо допустиме навантаження на один шарик $[P]$:

$$P = [P]_{cm} = 98 \text{ кг.}$$

Визначаємо допустиме навантаження на гвинт при відсутності натягу:

$$Q = [Q]_{cm} = 3179 \text{ кг.}$$

Визначаємо допустиме навантаження на гвинт $[Q]_H$ при наявності натягу:

$$[Q]_H = [Q] \cdot \frac{[P] - P_H}{0.55 \cdot [P]};$$

$$P_H \max = [P] \cdot (1 - 0.5 \cdot \frac{Q}{[Q]})$$

$$P_H \max = 98 \cdot (1 - 0.5 \cdot 1) = 44.1 \text{ кг};$$

$$[Q]_H = 3179 \cdot \frac{98 - 44.1}{0.55 \cdot 98} = 3179 \text{ кг.}$$

Визначаємо ККД передачі при відсутності натягу:

$$\eta = \frac{G \cdot t}{2 \cdot \pi \cdot M} = \frac{t}{\pi \cdot d} \cdot \frac{\cos(\lambda_b + \rho)}{\sin(\lambda_b + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} \lambda_b}{\operatorname{tg}(\lambda_b + \rho)};$$

де λ_b – кут підйому гвинтової різьби;

ρ – приведений кут тертя.

$$\rho = \operatorname{arctg} (0.001 / (r_1 \cdot \sin \lambda)), \quad \lambda = 4^\circ 22'';$$

$$\rho = \operatorname{arctg} (0.001 / (3.49 \cdot \sin 4^\circ 22'')) = 0.22 ;$$

$$\frac{r_1}{r_2} = 0.96 ; \quad r_2 = 3.64; \quad r_1 = 3.49$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 4.22}{\operatorname{tg} (4.22 + 0.22)} 0.96 .$$

Допустима сила натягу:

$$P_H \max = [P] \cdot (1 - 0.5 \cdot \frac{Q}{[Q]}) ;$$

$$P_H \max = 98 \cdot (1 - 0.5 \cdot 1) = 44.1 \text{ кг};$$

$$P_H \min = 0.5 \cdot \frac{Q}{Z_{розр}} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda ;$$

$$P_H \max = 0.5 \cdot \frac{3179}{46.2} \cdot 0.7 \cdot 0.99 = 19.6 \text{ кг};$$

Подальший розрахунок проводимо для сил натягу: $P_{nmax}=44,1$ кг;
 $P_{nmin}=19,6$ кг.

Відносне осьове переміщення δ_n двох гайок необхідне для створення натягу:

$$\delta_n = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_n^2}{d_1}};$$

$$\delta_n = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{44 \cdot 1^2}{7}} = 6 \cdot \sqrt[3]{277 \cdot 2} = 39 \text{ мкм};$$

$$\delta_n = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{19 \cdot 6^2}{7}} = 22 \cdot 8 \text{ мкм}.$$

Необхідне збільшення діаметру Δd_1 шариків профілю номінального для утворення натягу (у випадку профілю різі — срілчата арка):

$$\Delta d_1 = 2 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_n^2}{d_1}};$$

$$\Delta d_1 = 2 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{44 \cdot 1^2}{7}} = 13 \cdot 65 \text{ мм};$$

$$\Delta d_1 = 2 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{19 \cdot 6^2}{7}} = 7,98 \text{ мм};$$

Осьове переміщення δ гайки відносно гвинта в результаті контактної деформації при навантаженні $Q=3179$ кг.

$$\delta = \frac{1.4}{\sqrt[3]{d_1 \cdot P_n}} \cdot \frac{Q}{t_{розр}};$$

$$\delta = \frac{1.4}{\sqrt[3]{7 \cdot 44 \cdot 1}} \cdot \frac{3179}{46,2} = 14 \cdot 2 ;$$

$$\delta = \frac{1.4}{\sqrt[3]{7 \cdot 19 \cdot 6}} \cdot \frac{3179}{46,2} = 18 \cdot 7 ;$$

Деформація розтягу (або стиску) δ_ϵ :

$$\delta_{\epsilon} = \frac{10^4 \cdot l \cdot Q}{E \cdot F};$$

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 60^2}{4} = 2826 \text{ мм}^2; \quad \delta_{\epsilon} = \frac{10^4 \cdot 1345 \cdot 3179}{2.1 \cdot 10^5 \cdot 2826} = 72 \text{ .}$$

ККД передачі η_n при наявності натягу:

Навантаження: $Q=3179$ кг:

$$\eta_n = K_{m\eta} - K_{\eta} \cdot \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} (\lambda + \rho)};$$

$$K_{\eta} = \frac{\frac{P_1}{P_n} \cdot \cos(\lambda + \rho) - \frac{P_2}{P_n} \cdot \cos(\lambda - \rho)}{\frac{P_1}{P_n} \cdot \sin(\lambda + \rho) - \frac{P_2}{P_n} \cdot \sin(\lambda - \rho)}$$

По графіку визначаємо $\eta_n = 0,72$, $\eta_n = 0,94$.

Найменше навантаження $Q_{\text{торм}}$ при якому передача перестає бути самотормозною.

$$Q_{\text{торм}} = \left(\frac{Q_1}{P_n} \right)_{\text{торм}} \cdot z_{\text{розр}} \cdot P_n \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda ;$$

$$Q_{\text{торм}} = 0.5 \cdot 46.2 \cdot 44.1 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 22'' = 711 \text{ кг};$$

$$Q_{\text{торм}} = 0.5 \cdot 46.2 \cdot 19.6 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 22'' = 316 \text{ кг}.$$

Момент холостого ходу M_x :

$$d_{\kappa\epsilon} = d_o - 1.41 \cdot r_1 ;$$

$$M_x = z_{\text{розр}} \cdot P_n \cdot \sin \alpha [\sin (\lambda + \rho) - \sin (\lambda - \rho)] - \frac{d_{\kappa\epsilon}}{2} ;$$

$$d_{\kappa\epsilon} = 60 - 1.41 \cdot 3,49 = 55,08 ;$$

$$M_x = 46,2 \cdot 44,1 \cdot \sin 45^\circ [\sin (4,22 + 0,22) - \sin (4,22 - 0,22)] - \frac{55,08}{2} = 27,5 \text{ Нм};$$

$$M_x = 46,2 \cdot 19,6 \cdot \sin 45^\circ [\sin (4,22 + 0,22) - \sin (4,22 - 0,22)] - \frac{55,08}{2} = 12,2 \text{ Нм}.$$

3.6. Математичне моделювання пружних деформацій в металообробному обладнанні

При обробці деталей на металорізальних верстатах сам верстат, пристосування, інструмент з елементи його кріплення, оброблювана заготовка є пружною системою, яка називається технологічної оброблювальною системою.

При обробці сила різання змінюється під дією змінних умов обробки, а саме нерівномірності глибини різання, коливання твердості оброблюваного матеріалу тощо. Коливання сили різання призводять до пружних деформацій деталей обробляючої системи зсуву цих деталей по відношенню один до одного за рахунок наявності зазорів в з'єднаннях. Окрім цього пружна система володіє не нескінченною жорсткістю, причому ця жорсткість також є випадковою величиною, тобто може змінювати своє значення від найменшого до найбільшого. Все це разом узятє надає вплив на формування точності обробки.

Жорсткість пружної системи - це відношення сили різання, що направлена по нормалі до оброблюваної поверхні, до зсуву леза інструменту, встановленого на розмір в даному напрямі.

Таким чином, жорсткість системи j_c рівна:

$$j_c = \frac{P_y}{y}, \text{ Н/мм}$$

де P_y - радіальна складова сили різання; y - зсув різальної кромки інструменту (деформація пружної системи).

Аналогічно виражається жорсткість окремих елементів технологічної системи: для супорта - $j_{\text{суп}}$, для передньої бабки – $j_{\text{пб}}$ тощо.

Жорсткість може бути виражена також відношенням приросту сили різання ΔP_y до приросту переміщення Δy .

$$j_c = \frac{\Delta P_y}{\Delta y}, \text{ Н/мм}$$

У практичних розрахунках іноді використовують величину, зворотну жорсткості, - податливість ω .

$$\omega = \frac{1}{jc} = \frac{y}{P_y}, \text{ мм/Н}$$

Величина деформації пружної системи рівна: $y = \frac{P_y}{jc}$, мм.

Для визначення статичної жорсткості вузла верстата проводять ряд навантажень, що зростають від нуля до деякого граничного значення, яке визначається розмірами верстата. Для кожного значення навантаження вимірюють зсув вузла y напрямі дії сили. Потім проводять розвантаження цього вузла, поступово зменшуючи навантаження і фіксуючи залишкові відтиски.

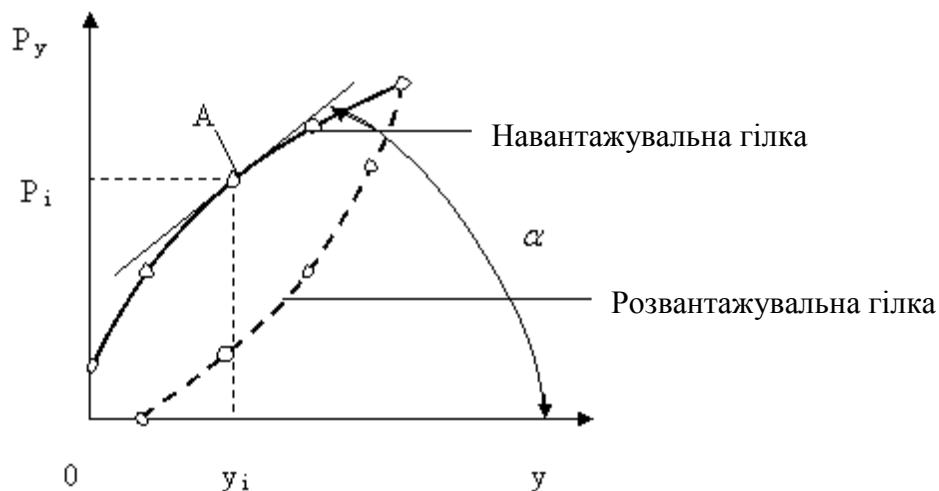


Рисунок 3.16. – Залежності $y = f(P_y)$ при визначенні статичної жорсткості вузла верстата

При цьому навантажувальна і розвантажувальна гілки характеристики жорсткості зазвичай не співпадають, тобто має місце гістерезис. Площа петлі гістерезису - робота, витрачена на подолання сил тертя, контактних деформацій і т.д. При повторних циклах навантаження площа петлі гістерезису зменшується унаслідок вибірки зазорів в стиках деталей при першому навантаженні і зменшення пластичної деформації.

Для оцінки жорсткості в будь-якій точці (наприклад, в точці A) кривої

$P_y = f(y)$ необхідно знайти похідну в даній точці

$$y' = j_A = \frac{dP_y}{dy} = \operatorname{tg} \alpha .$$

Жорсткість верстата залежить від його конструкції і від якості складання. Для багатьох верстатів жорсткість і податливість регламентовані стандартами.

Як показує практика, статична жорсткість верстатів в 1,2 - 1,4 рази вища, ніж жорсткість працюючих верстатів. Тому об'єктивнішою величиною є динамічна жорсткість верстатів, яка визначається за допомогою довільного методу, який заснований на обробці заготовок із змінним припуском і подальших розрахунках.

Враховуючи, що жорсткість технологічної системи змінна, і її значення залежить від багатьох чинників, прояв яких неможливо передбачити наперед, її характеристику слід віднести до розряду випадкових величин.

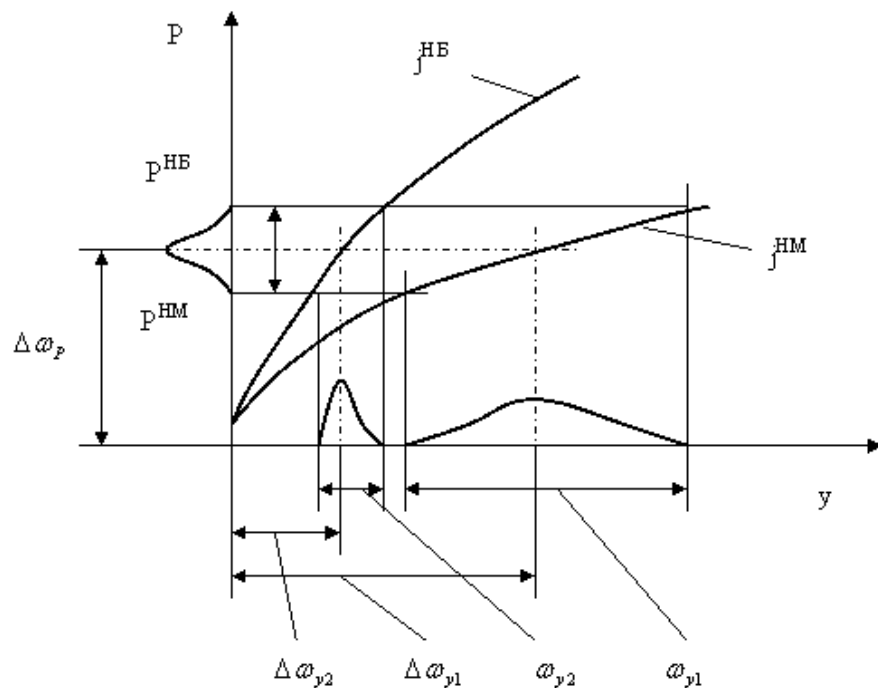


Рисунок 3.17. – Ілюстрація формування полів розсіювання пружних переміщень в технологічній системі

Внаслідок розсіювання значень припусків і характеристик властивостей матеріалів заготовок, наприклад, твердості, значення сили

різання також розсіватимуться j^{HM} до j^{HB} . Якщо при цьому врахувати, що значення жорсткості технологічної системи випадкові і підлягають розсіюванню j^{HM} до j^{HB} , то навіть при стабільному розсіюванні значень сили різання, значення поля розсіювання у і координати його середини $\Delta \omega_y$ не залишатимуться постійними. Ділянка діаграми між кривими j^{HM} і j^{HB} на цьому малюнку є полем розсіювання значень жорсткості технологічної системи.

3.7. Моделювання точності обробки деталей на основі динамічних характеристик верстатів

Розглянемо цей метод на прикладі дослідження точності верстата.

Спочатку розробляється розрахункова схема пружної системи верстата, що являє собою багатомасову модель. Верстат розбивається на ряд вузлів, кожний з яких являє собою окрему масу. Крім цього один із вузлів верстата приймається як деталь умовно нескінченної маси, до якої «прив'язуються» всі інші маси. Розрахункова схема пружної системи верстата являє собою чотиримасову модель. Як деталь умовно нескінченної маси прийнята станина, до якої «прив'язані» всі інші маси.

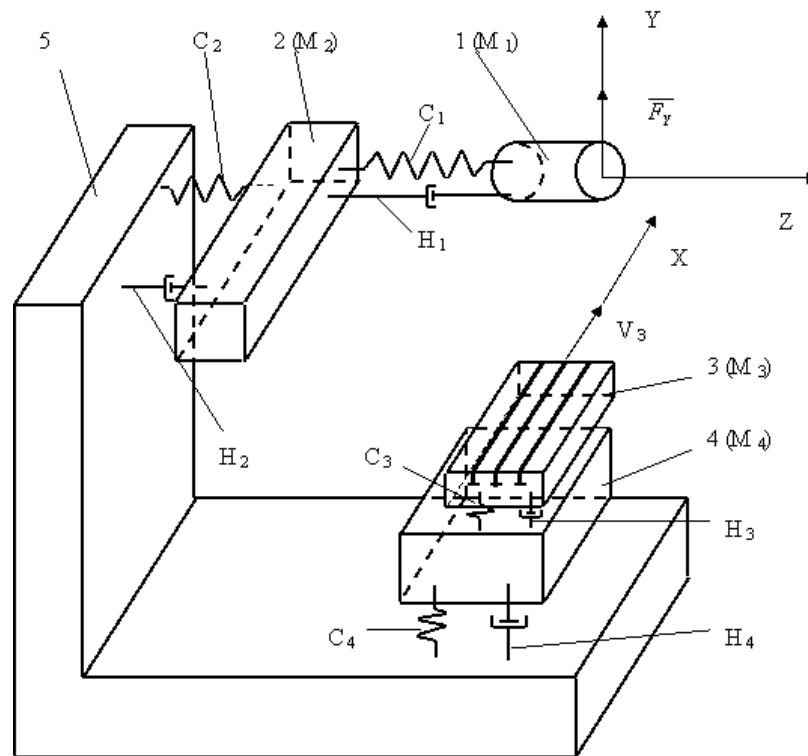


Рисунок 3.18. – Розрахункова схема пружної системи верстата,

1- шпиндель; 2- шпиндельна бабка; 3- подовжній стіл; 4- поперечний стіл; 5- станина;

M_1, M_2, M_3, M_4 – приведені маси шпинделя, шпиндельної бабки, подовжнього столу, поперечного столу;

C_1, C_2, C_3, C_4 – жорсткості;

H_1, H_2, H_3, H_4 – коефіцієнти демпфування;

$\vec{F}_y$ - вектор радіальної складової сили різання;

V_3 – швидкість подовжнього переміщення заготовки.

Взаємодія між окремими масами описується, як правило, двома видами зв'язків:

1. Пружними зв'язками, що характеризуються жорсткістю;
2. Демпфуючими зв'язками, що характеризуються коефіцієнтами демпфування

Враховуючи, що тут досліджується механізм утворення непрямолінійності, тому вважається, що дана чотиримасова пружна система має свободу переміщення уздовж осі Y. Відповідно в якості збуджуючої сили

буде розглядатися тільки радіальна складова сила різання. Так як зміщення пружної системи необхідно розглядати тільки уздовж осі Y , приведену вище розрахункову схему потрібно замінити еквівалентною.

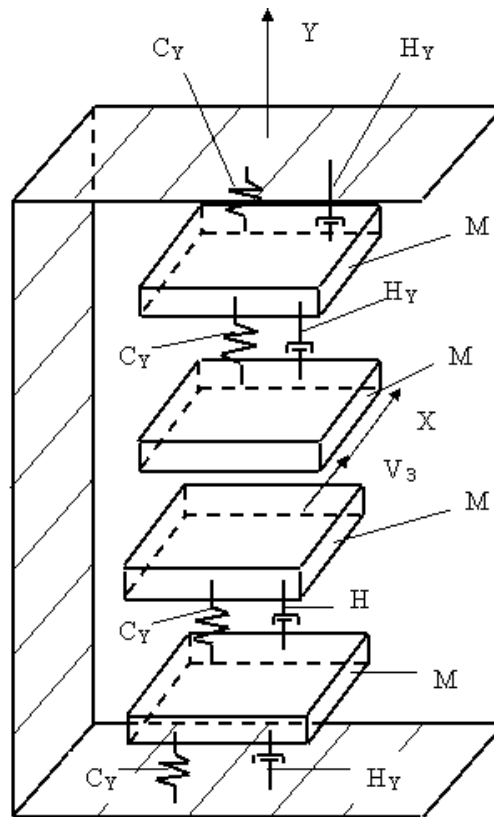
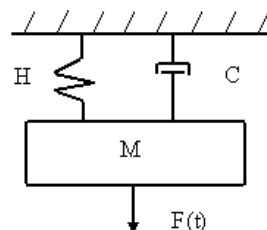


Рисунок 3.19. – Динамічна модель еквівалентної пружної системи верстата
 $C_{Y1}, C_{Y2}, C_{Y3}, C_{Y4}$ – жорсткості в напрямку осі Y ;

$H_{Y1}, H_{Y2}, H_{Y3}, H_{Y4}$ – коефіцієнти демпфування в напрямку осі Y .

Основою побудови математичної динамічної моделі є рівняння коливань одномасової пружної системи



Це рівняння представляє собою диференціальне рівняння другого порядку:

$$M \ddot{x} + H \dot{x} + Cx = F(t) - U(t) ,$$

де M – маса, H – коефіцієнт демпфування, C – жорсткість, $F(t)$ – збуджуюча сила, що діє в даному напрямку, t – час, x – переміщення, x' – швидкість, x'' – прискорення, $U(t)$ – «зворотна сила».

Під дією сили $F(t)$ виникає зсув x пружної системи верстата і, як наслідок, зменшення глибини різання, звідси сила $F(t)$ зменшується на величину $U(t)$.

Отже, необхідно визначити геометричну суму зсувів еквівалентної пружної системи уздовж осі Y , що визначає сумарний зсув осі обертання шпинделя від прямолінійного руху

$$\Delta_Y = \Delta_{Y \max} - \Delta_{Y \min}.$$

Маючи дані про пружні переміщення системи (шпинделя відносно деталі) за n кількість обертів шпинделя можна визначити величину непрямолінійності поверхні деталі, отриману після обробки.

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 пожежогасіння згідно ДСТУ 12.4.009-83. При обробці заготовок, які виходять за межі обладнання, встановлюються переносні огорожі.

При механічній обробці металів 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:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)}$$

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:

$$i = \frac{7.380 \cdot 3.160}{4.8 \cdot (7.380 + 3.160)} \approx 0.5$$

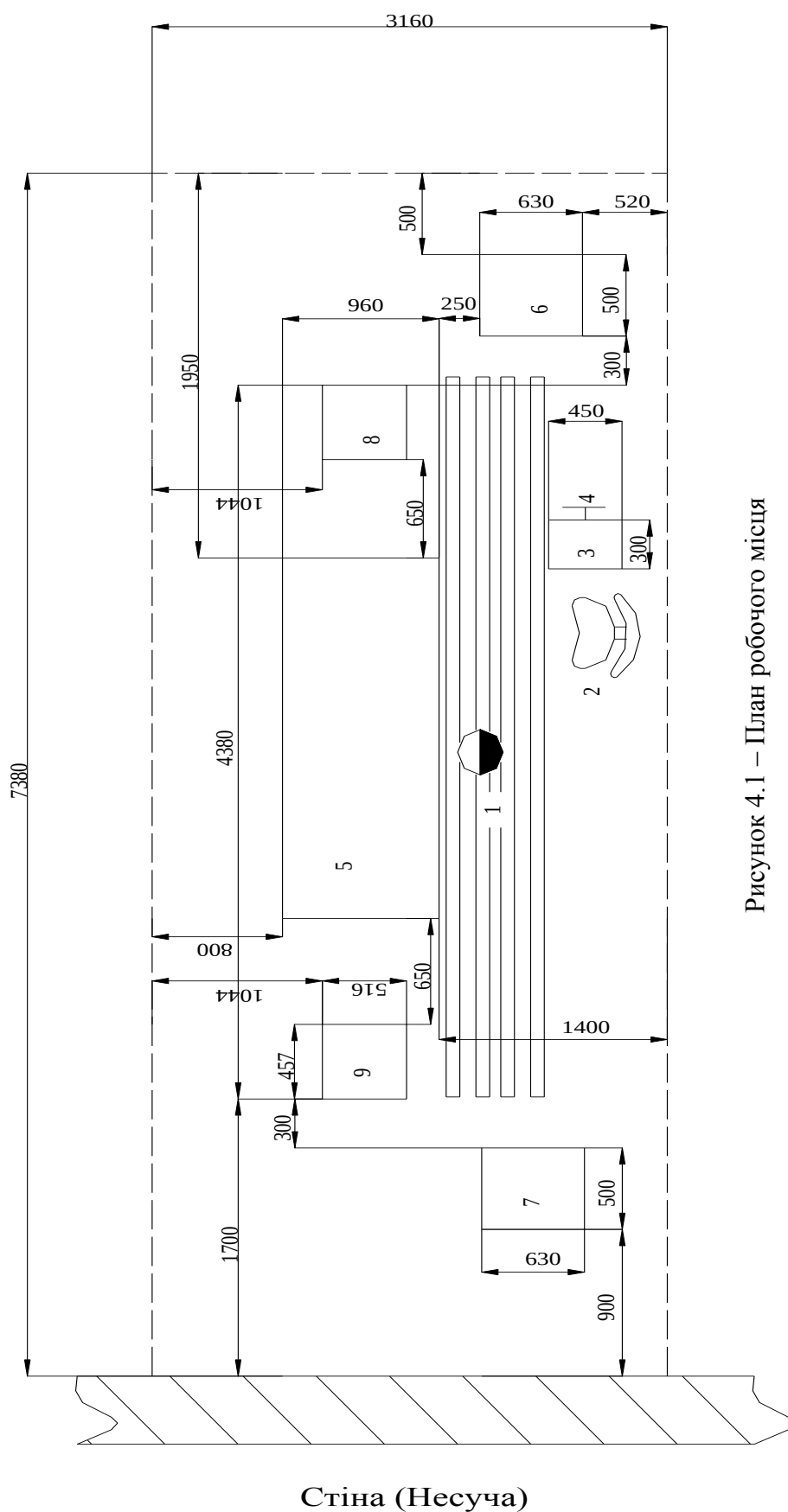


Рисунок 4.1 – План робочого місця

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:

$$F_L = \frac{E_H \cdot S \cdot z \cdot k_z}{N_p \cdot \eta},$$

де F_L – світловий потік лампи, лм;

E_H – нормативна освітленість, лк; згідно СНиП 4-79 $E_H=350$ Лк;

S – освітлювальна площа, м²;

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:

$$N = \frac{F_L}{n \cdot F_H} = \frac{15955}{2 \cdot 2100} = 3.7$$

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:

$$l = (0.3..0.5) \cdot L = (0.3..0.5) \cdot 2 = 0.6..1 \text{ м}$$

The diagram illustrates a building layout with a central corridor and rooms. The dimensions are labeled as follows:

- H : Total height of the building.
- H_P : Height of the perimeter wall.
- H_Z : Height of the central corridor.
- L : Length of the central corridor.
- H_D : Height of the double doors.

The central corridor is marked with a cross-hatch pattern. The rooms are represented by rectangles. The diagram shows a central corridor with two rooms on each side, and a double door at the bottom right.

4.3.2 Розрахунок захисного заземлюючого пристрою

Визначимо нормативне значення опору заземлювача R_H .

Отже, згідно поставлених умов приймаємо $R_H=4$ Ом для установок напругою до 1000 В.

108

розміщувати електроди заземлювача:

$$\rho = \rho_{\text{tabl}} \cdot \psi \text{ Ом м}$$

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.

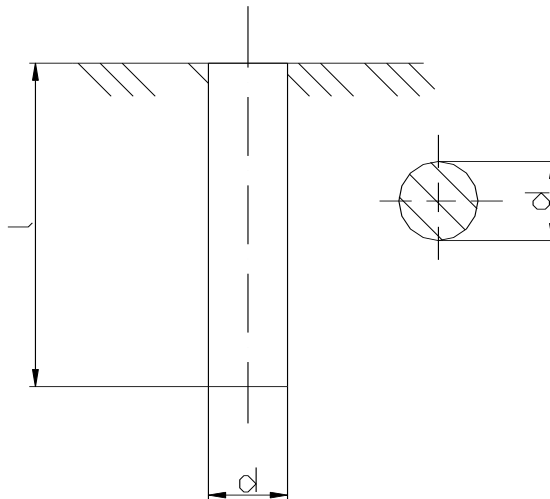


Рисунок 4.3 – Схема вертикального заземлювача

Розрахунковий опір розтікання струму з одного вертикального стержневого заземлювача:

$$R_1 = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \ln \frac{4 \cdot l}{d}$$

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:

$$n' = \frac{R_1}{R_H \cdot \eta'_b},$$

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.

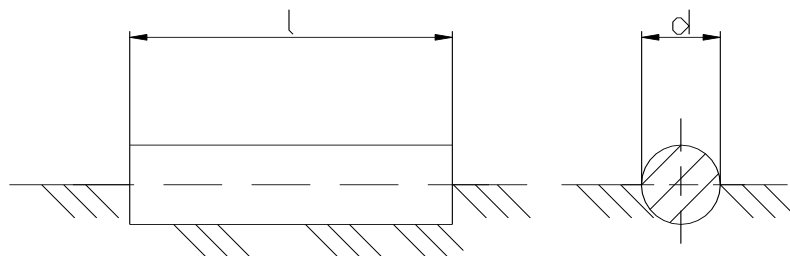


Рисунок 4.4 – Схема горизонтального заземлювача

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:

$$R_2 = \frac{\rho}{\pi \cdot l} \cdot \ln \frac{2 \cdot l}{d},$$

$$R_2 = \frac{52}{3.14 \cdot 30} \cdot \ln \frac{2 \cdot 30}{0.02} = 2.9 \text{ Ом}$$

Загальний опір заземлюючого пристрою R_{GR} , складається з опору n вертикальних стержнів-електродів та опору горизонтального електрода.

$$R_{GR} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 \cdot \eta_G + R_2 \cdot \eta'_b},$$

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.

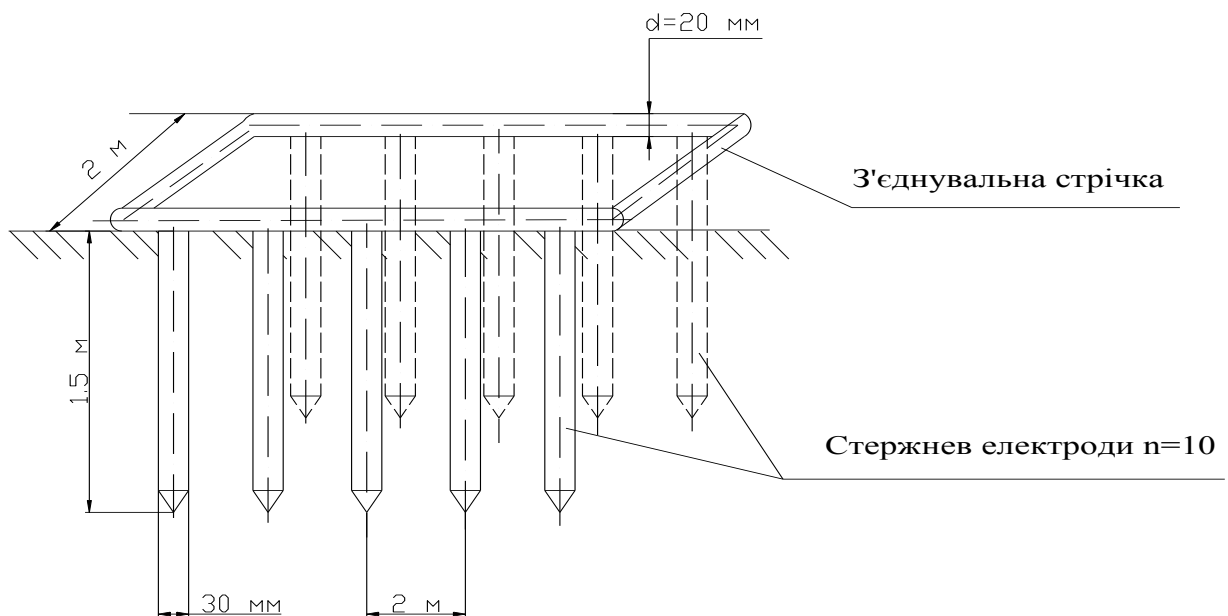


Рисунок 4.5 – Схема виносного заземлюючого пристрою

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 межа індивідуального опромінення населення не повинно перевищувати 1 мілізіверта (мЗв) – похідна від одиниці випромінювання еквівалентної та ефективної дози іонізуючого випромінювання – зіверт (Зв) (у системі СІ). 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;
- заборonoю застосування будівельних матеріалів і виробів з них, що не відповідають вимогам захисту людини від впливу іонізуючого випромінювання.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі спроектовано та розраховано основні виконавчі вузли спеціального багатоцільового верстата з ЧПК для обробки корпусних деталей.

1. Здійснено огляд існуючих моделей багатоцільових багатоопераційних верстатів для виконання свердлильно-фрезерно-розточної обробки, розглянуто переваги та недоліки вказаних верстатів та визначено завдання на проектування. Проведений огляд і аналіз існуючих верстатів-аналогів дозволив обґрунтувати вибір конструктивних і технологічних рішень.

2. Проведено технологічний розрахунок механічної обробки деталі-представника та запропоновано технологічний процес та раціональні режими обробки. Здійснений технологічний розрахунок підтвердив можливість забезпечення заданого технологічного процесу на спроектованому верстаті.

3. В роботі проведено аналіз необхідних формоутворюючих рухів для здійснення механічної обробки для операцій, які виконуються на багатоцільовому верстаті, а також проведено аналіз компоновок спроектованого верстата та запропонована раціональна, що забезпечує покращені характеристики верстата.

4. Проведено повний кінематичний розрахунок вузлів спроектованого верстата, а також кінематичний та силовий розрахунок запропонованої конструкції шпиндельного вузла.

5. Розроблено конструкції приводу головного руху, приводу подач та підібрано інструментальне забезпечення, що забезпечує ефективну та точну механічну обробку деталей.

6. В роботі розглянуті питання відповідності розробки верстата щодо вимог охорони праці, безпеки життєдіяльності.

7. Отримані результати свідчать про доцільність і практичну придатність запропонованих технічних рішень.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. 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.
2. Боженко Л. І. Технологія машинобудування: проектування та виробництво. Львів: Світ, 1996. 368 с.
3. 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).
4. 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).
5. Бочков В. М., Сілін Р. І., Гаврильченко О. В. Металорізальні верстати : навч. посіб.: Львів Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2009. 268 с.
6. Бочков В.М., Сілін Р.І.,Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: підручник. Львів: Бескд Бі, 2008. 448 с.
7. Гебель Х. Компоновка агрегатних верстатів і автоматичних ліній. /Пер.з нем. –ГНТИМЛ, -1959. – 189 с.
8. 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.
9. Гейчук В.М. Функціональне проектування верстатів, роботів та машин в Autodesk Inventor (Частина І): навч. посіб. Навчальне мережне електронне видання. К.: КПП ім. Ігоря Сікорського, 2017. 394 с.

- 10.Голінько В. І. Охорона праці : підручник. Київ : Алерта, 2014. 264 с.
- 11.Данильченко Ю.М., Шевченко О.В., Ковальов В.А., Волошин В.Н. Металообробне обладнання. Кінематичний аналіз металорізальних верстатів: навч. посіб.: К.: НТУУ «КПІ», 2007. 60 с.
- 12.Жидецький В. Ц., Джигирей В. С. Практикум з охорони праці: навчальний посібник.Львів: Афіша, 2000 – 352 с.
- 13.Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Мельников О.В. Основи охорони праці: навчальний посібник.: Львів: Афіша, 2000. 350 с.
- 14.Залога В. О. Розрахунок режимів різання при точінні, свердлінні, фрезеруванні : навчальний посібник. Київ : ІСІ, 1994. 176 с.
- 15.Запорожець О. І., Протоєрейський О. С., Франчук Г. М., Боровик І. М. Основи охорони праці : підручник. Київ : Центр учбової літератури, 2009. 264 с.
- 16.Кваліфікаційна робота магістра: структура, вимоги до виконання та захист. Методичні рекомендації для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Галузеве машинобудування» зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування галузі знань 13 Механічна інженерія для здобувачів всіх форм здобуття освіти / уклад.: В. Р. Кобельник, В. В. Крупа, Р. Я. Лещук, А. А. Сеник, Р. А. Склярів, В. В. Шанайда, А. В. Гагалюк, В. М. Буховець. –Тернопіль: ТНТУ, 2023. 66 с.
- 17.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.
- 18.Кобельник В.Р, Кривий П.Д. Жорсткість вертикально-свердлильних верстатів. *Вісник ЖДТУ. Технічні науки.* : Житомир : ЖДТУ, 2007. Вип. № 1 (40). С. 34–40.

19.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.

20.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.

21.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.

22.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.

23.Кобельник О.С. Оліховський В.І., Кобельник В.Р. Пристрій для забезпечення зміни подачі при свердлінні наскрізних отворів. Матеріали XIV Міжнародна науково-практична конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (11–12 грудня 2025 р.). Тернопіль: ТНТУ, 2025. С. 278 – 279.

24.Кочергін І. А. Конструювання і розрахунок металорізальних верстатів і верстатних комплексів. Курсове проектування: Посібник для вузів. - Мн .: Виш. шк., 1991. - 382 с.

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

26.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.

27.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.

28.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.

29.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.

30.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.

31.Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М., Валявський І. А., Склярів Р. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. для ВНЗ. Кіровоград, 2004. 449 с.

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

33.Крупа В.В., Кобельник В.Р. Призначення режимів різання при точінні табличним методом : Навчальний посібник - практикум. Тернопіль : ФОП ПАЛЯНИЦЯ, 2025. 144 с

34.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.

35.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.

36.Мазур М. П. та ін. Основи теорії різання матеріалів. Львів : Новий Світ–2000, 2010.

37.Мархель І. І. Деталі машин : навчальний посібник. Київ : Алерта, 2005. 368 с.

38.Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин. К.: «Вища школа», 1993. 560 с.

39.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.

40.Равська Н. С. та ін. Основи формоутворення поверхонь при механічній обробці: навчальний посібник.: Житомир: ЖІТІ, 2000. 332 с.

41.Ревнівцев М.П., Паршина Н. П. Режими різання на металообробних верстатах у машинобудуванні. Київ: А.С.К., 2006. 416с.

42.А.А. Пермяков, Ю.В. Тимофеев, И.Е. Яковенко. Аналіз компоновок сучасних агрегатних верстатів з поворотно-ділильним барабаном / Вісник НТУ «ХПІ».- Харків, 2015.№4(1113)

43.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.

44.Y. Vibrations and CNC Design, Cambridge University Press, 2000.

45.E.J.A. Armarego, M. Uthaichaya, Mechanics of cutting approach for force prediction in turning operations, J. of Engineering Production 1 (1977) 1–18.

46.«VIGNOTTO» // <http://www.vignotto.it>.

47.«Picchi» // [http:// www.picchimachines.it](http://www.picchimachines.it).

48.«Porta Solutions» // <http://www.porta-solutions.com>.

49.«BTB TRO» // ww2.btb.it.

50.«WINEMA» // www.winema.de.

51.«TTM Makine San ve Tic.Lt .Şti» // <http://www.cnctransfer.com>.