

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин
Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр
Напрямок підготовки _____
(шифр і назва)
Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри к.т.н., доцент
Крупа В.В.
« » 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

ФІЛЬОВУ ВІТАЛІЮ ОЛЕКСАНДРОВИЧУ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Обґрунтування параметрів шпинделя вертикально-фрезерного верстата за результатами дослідження його динамічних характеристик

керівник проекту (роботи) Шанайда Володимир Васильович, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 08 листопада 2024 року № 4/7-1066

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 18 грудня 2024 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Робоче креслення деталі
" Корпус 3411060-7232256-00", базовий технологічний процес виготовлення деталі;
паспорт верстата мод. 65Б60ПФ4
робочі креслення окремих вузлів верстата

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Аналітичний розділ: провести огляд та виконати аналіз проблематики
дипломної роботи; здійснити інформаційно-патентний пошук. Виконати комплекс кінематичних
та силових розрахунків. Визначити напрям подальших досліджень. Описати методику та
методи проведення дослідження; сформулювати модель вивчення об'єкта дослідження. Відобра-
зити результати оприлюднення отриманих результатів. Розробити заходи з ОП та БНС.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Титульний аркуш – 1 арк. ф.А1; ; Схеми технологічної наладки – 1 арк. ф.А1;
Кінематична схема верстата – 1 арк. ф.А1; Привід головного руху верстата – 3 арк. ф.А1;
Результати інформаційно-патентного рошуку – 1 арк. ф.А1;
Результати проведених досліджень – 2 арк. ф.А1.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Безпека в надзвич.			
ситуаціях	ст. викл. Клепчик В.М.		
Охорона праці	к.т.н., доц. Сенік А.А.		
Нормоконтроль	к.т.н., доц. Кобельник В.Р.		

7. Дата видачі завдання 12 листопада 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
	<i>Службове призначення та характеристика типового представника об'єкту виробництва</i>		
	<i>Аналіз конструктивних особливостей деталі-представника</i>	15.11.2024 р.	
	<i>Аналіз схем формоутворення</i>	15.11. 2024 р.	
	<i>Аналіз схем формоутворення</i>	18.11. 2024 р.	
	<i>Кінематичний розрахунок</i>	21.11. 2024 р.	
	<i>Інформаційно-патентний огляд</i>	23.11. 2024 р.	
	<i>Аналіз методик та методів для виконання дослідження</i>	25.11. 2024 р.	
	<i>Розробка математичної моделі проведення дослідження</i>	25.11. 2024 р.	
	<i>Аналіз отриманих результатів</i>	02.12. 2024 р.	
	<i>Розробити заходи з охорони праці</i>	04.12.2024 р.	
	<i>Розробити заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях</i>	06.12. 2024 р.	
	<i>Оформлення графічної частини</i>	18.12. 2024 р.	
	<i>Оформлення пояснювальної записки</i>	18.12. 2024 р.	
	<i>Оформлення презентації доповіді</i>	23.12. 2024 р.	

Студент

(підпис)

Фільов В.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Шанайда В.В.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Фільов В.О.; "Обґрунтування параметрів шпинделя вертикально-фрезерного верстата за результатами дослідження його динамічних характеристик". 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2024 р.

Мета дослідження: дослідження ролі силових параметрів процесу різання та параметрів крутильної жорсткості приводу головного руху на кінематичну точність руху вершини леза металорізального інструменту.

Цілі дослідження:

- виконати аналіз передових теоретичних розробок та сучасних методик проєктування для виконання комплексного аналізу об'єкта досліджень;
- провести аналіз силових факторів у зоні різання та ланцюг їх передачі на шпиндель верстата;
- вивчити вплив параметрів режимів різання та мас-інерційних характеристик приводу головного руху на кінематичну точність вершини леза металорізального інструменту.
- дослідити варіанти схем формотворення, які можна реалізувати у процесі мехобробки на вертикально-фрезерному верстаті.

Об'єкт дослідження: процес передачі силових навантажень в зону обробки на вертикально-фрезерному верстаті підвищеної точності.

Предмет дослідження: параметри напружено-деформованого стану елементів приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата: крутильна жорсткість елементів приводу та контактна жорсткість металорізального інструменту.

Методи дослідження: положення теорії передачі та трансформації крутного моменту; метод кінцевих елементів, методи математичної теорії пружності, теорії міцності, математичного аналізу.

Загальні висновки:

У процесі виконання кваліфікаційної роботи здійснено аналіз варіативних схем формотворення, які можна реалізувати на вертикально-фрезерному верстаті. Встановлені особливості виконання технологічних операцій свердлильної та

розточних груп на вертикально-фрезерному верстаті при використанні системи ЧПК. Встановлено особливості використання діакоптичного підходу для оцінки жорсткості (податливості) виконавчих органів верстата в зоні різання. Складено розрахункову схему та здійснено дослідження динамічних характеристик вала шпинделя на опорах кочення з метою раціонального призначення його геометричних параметрів. Досліджено характер взаємних переміщень виконавчих органів у зоні різання, а також встановлено величини швидкості таких переміщень. Опрацьовано питання Охорони праці при роботі на верстатах у процесі механічної обробки та питання безпеки у надзвичайних ситуаціях.

За результатами розрахунку та аналізу отриманих динамічних характеристик шпинделя вертикально-фрезерного верстата встановлено:

- 1 – за принципами діакоптичного підходу, а також при використанні властивостей еліпсоїдів податливості (жорсткості) пружної системи ВПД у зоні різання, раціональним параметром для діаметра шпинделя у передній опорі буде $d_{оп} = 110-115$ мм, а відстань між опорами $l_{оп} = 315-325$ мм;
- 2 – дослідження частотних характеристик та частот власних коливань вала шпинделя, розділеного по гармоніках, показало, що мінімізація биття вала від ексцентриситету (перша резонансна частота w_{r1}) буде при наступних параметрах: діаметр шпинделя у передній опорі $d_{оп} = 108-115$ мм, а відстань між опорами $l_{оп} = 355-365$ мм;
- 3 – дослідження резонансних частот шпиндельного вала на опорах кочення показало що для першої резонансної частоти A_{r1} мінімальне значення амплітуди коливань отримаємо при наступних геометричних параметрах шпиндельного вала на опорах кочення: діаметр шпинделя у передній опорі $d_{оп} = 108-115$ мм, а відстань між опорами $l_{оп} = 300-315$ мм;
- 4 – доведено доцільність вилучення з конструкції приводу головного руху багатоступеневої коробки швидкостей на привід із безступеневим регулюванням частоти обертання шпинделя;
- 5 – отримані результати, які розраховані з використанням динамічної моделі шпинделя, підтверджують виправданість вилучення із системи приводу пасової передачі та застосування прямого приводу на вал шпинделя.

Filiov V.; " Justification of the spindle parameters for a vertical milling machine based on the results of dynamic characteristics research". 133 - Industrial engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2024.

Purpose of the study: study of the role of the power parameters of the cutting process and the parameters of the torsional rigidity of the main motion drive on the kinematic accuracy of the movement of the tip of the blade of the metal-cutting tool.

Objectives of the study:

- to perform an analysis of advanced theoretical developments and modern design methods to perform a comprehensive analysis of the research object;
- to conduct an analysis of force factors in the cutting zone and the chain of their transmission to the machine spindle;
- to study the influence of the parameters of the cutting modes and mass-inertial characteristics of the main motion drive on the kinematic accuracy of the tip of the blade of the metal-cutting tool.

to investigate variants of shaping schemes that can be implemented in the process of machining on a vertical milling machine.

Object of the study: the process of transferring force loads to the processing zone on a high-precision vertical milling machine.

Subject of research: parameters of the stress-strain state of the drive elements of the main movement of the vertical milling machine: torsional rigidity of the drive elements and contact rigidity of the metal-cutting tool.

Research methods: provisions of the theory of torque transmission and transformation; finite element method, methods of mathematical theory of elasticity, strength theory, mathematical analysis.

General conclusions:

In the process of performing the qualification work, an analysis of variant shaping schemes that can be implemented on a vertical milling machine was carried out. The features of performing technological operations of drilling and boring groups on a vertical milling machine when using the CNC system were established. The features of using the diacoptic approach to assess the rigidity (flexibility) of the machine's executive bodies in the cutting zone were established. A calculation

scheme was drawn up and a study of the dynamic characteristics of the spindle shaft on rolling bearings was carried out in order to rationally assign its geometric parameters. The nature of the mutual movements of the executive bodies in the cutting zone was investigated, and the speed values of such movements were also established. The issues of labor protection when working on machine tools during mechanical processing and safety issues in emergency situations were worked out.

According to the results of the calculation and study of the dynamic characteristics of the spindle elements of a high-precision vertical milling machine, it was established:

1 – according to the principles of the diacoptic approach, as well as when using the properties of the ellipsoids of compliance (stiffness) of the elastic system of the MEIP in the cutting zone, the rational parameters of the spindle diameter in the front support are $d_{on} = 110-115$ mm, and the distance between the supports $l_{on} = 315-325$ mm;

2 – the study of the frequency characteristics and frequencies of natural oscillations of the spindle shaft, divided by harmonics, showed that the minimization of shaft runout from eccentricity (the first resonant frequency wr_1) will be with the following parameters: the spindle diameter in the front support $d_{on} = 108-115$ mm, and the distance between the supports $l_{on} = 355-365$ mm;

3 – the study of the resonant frequencies of the spindle shaft on the rolling bearings showed that for the first resonant frequency Ar_1 , the minimum value of the oscillation amplitude will be obtained with the following geometric parameters of the spindle shaft on the rolling bearings: the spindle diameter in the front support $d_{on} = 108-115$ mm, and the distance between the supports $l_{on} = 300-315$ mm;

4 – the rationality of replacing multi-stage gearboxes with drives with stepless regulation of the spindle rotation speed has been proven;

5 – the results obtained on the basis of the developed dynamic model of the spindle confirm the feasibility of removing the belt transmission from the drive system and using a direct drive (single-stage) to the spindle shaft.

З М І С Т

стор.

	ВСТУП	10
1	АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	12
1.1	Інформаційно-патентне дослідження	12
1.1.1	Прогресивні технологічні процеси в сучасному машинобудуванні	12
1.2	Аналіз моделей просторової жорсткості металорізального верстату	18
1.2.1	Постановка задачі для моделей просторової жорсткості	18
1.2.2	Аналіз жорсткості пружної системи верстата	19
1.2.3	Висновки до розділу	27
2.	ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ	28
2.1	Аналіз рухів формоутворення на досліджуваному верстаті	28
2.1.1.	Аналіз додаткових формоутворюючих рухів	31
2.2	Вибір та обґрунтування принципової структурно-кінематичної схеми верстату	35
2.3	Розробка та опис кінематичної схеми верстата. Кінематичний розрахунок	37
2.3.1	Привід головного руху	37
2.3.1.1	Розрахунок приводу головного руху	39
2.3.1.2	Вибір двигуна приводу головного руху верстата	42
2.3.1.3	Кінематичний розрахунок приводу головного руху	48
2.3.2	Привід подач	51

3	ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	53
3.1	Опис розрахункової схеми динамічної моделі	53
3.2	Комп'ютерне моделювання	54
3.3	Аналіз результатів динамічних досліджень приводу головного руху	69
4	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	75
4.1	ОХОРОНА ПРАЦІ	75
4.1.1	Типова інструкція для обслуговуючого персоналу на випадок виникнення аварії, пожежі	75
4.2.	БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	77
4.2.1	Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу вражаючих факторів	77
4.2.2	Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу ударної хвилі	79
4.2.3	Оцінка стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання	80
	Загальні висновки	83
	Перелік посилань	85
	Додатки	89

ВСТУП

Актуальність, мета і завдання

Такий технологічний об'єкт, як вертикально-фрезерний верстат, оснащений сучасною системою ЧПУ, призначений для різних видів обробки заготовок з металів та інших матеріалів. Ці верстати мають широкий спектр функціональних можливостей, що дозволяє виконувати операції з деталями різного рівня геометричної та технологічної складності [1].

Використовуючи верстати цієї групи, ми можемо виконувати не тільки фрезерування та розмітку різного роду поверхонь, а й виконувати операції: свердління, розточування, зенкерування та багато інших. Такий вид спеціалізованих верстатів користується великим попитом на промислових підприємствах і там використовують різні модифікації таких верстатів. Вертикально-фрезерний верстат є одним із прикладів цього виду обладнання, спеціально призначеного для обробки великогабаритних деталей.

Сьогодні ефективність машинного обладнання оцінюється не тільки за його технічними характеристиками, а й за економічними показниками [2]. Основні економічні показники включають зниження споживання електроенергії двигунами приводу головного руху та двигунами приводів подач, а також скорочення часу обробки. Ці фактори разом з іншими мають спільну характеристику: інерційність системи, яка впливає на передачу крутного моменту від двигунів до зони обробки або приводів руху подач [3, 4]. Крім того, мінімізація часу простою, необхідного для повних зупинок під час операцій [5], є надзвичайно важливою, оскільки це дозволяє своєчасно проводити технічне обслуговування [6] виробничого об'єкта та верстатного обладнання.

Сучасні технології тримірного проектування та комплексного аналізу об'єкта проектування [7], а також можливість різнорівневої автоматизації аналітичних розрахунків [8] доводять доцільність проведення всебічного аналізу основних та інших вузлів верстата, вивчати динамічні показники його роботи.

1. Мета і задачі дослідження.

Мета кваліфікаційної роботи: дослідження ролі силових параметрів процесу різання та параметрів крутильної жорсткості приводу головного руху на кінематичну точність руху вершини леза металорізального інструменту.

Для досягнення мети у роботі поставлено наступні задачі:

- виконати аналіз передових теоретичних розробок та сучасних методик проєктування для виконання комплексного аналізу об'єкта досліджень;
- провести аналіз силових факторів у зоні різання та ланцюг їх передачі на шпиндель верстата;
- вивчити вплив параметрів режимів різання та мас-інерційних характеристик приводу головного руху на кінематичну точність вершини леза металорізального інструменту.
- дослідити варіанти схем формотворення, які можна реалізувати у процесі мехобробки на вертикально-фрезерному верстаті.

Об'єкт дослідження: процес передачі силових навантажень в зону обробки на вертикально-фрезерному верстаті підвищеної точності.

Предмет дослідження: параметри напружено-деформованого стану елементів приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата: крутильна жорсткість елементів приводу та контактна жорсткість металорізального інструменту.

Методи дослідження: положення теорії передачі та трансформації крутного моменту; метод кінцевих елементів, методи математичної теорії пружності, теорії міцності, математичного аналізу.

АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Інформаційно-патентне дослідження

1.1.1 Прогресивні технологічні процеси в сучасному машинобудуванні

Галузь машинобудування є визначальною галуззю економіки, а також характеризує стан решти галузей за напрямками розвитку економіки країни [9].

Науковий підхід до вирішення технічних питань, які стосувалися виготовлення продукції, машин, механізмів та інструментального забезпечення механічної обробки став базисом для виокремлення машинобудування як окремої галузі знань. На сьогодні, розв'язання технологічних проблем у промисловій сфері, розробка теоретичних основ технології машинобудування, узагальнення наукових здобутків для розвитку прогресивних методів оброблення поверхонь деталей машин, визначення передових принципів формування технологічних процесів стосовно послідовності виготовлення деталей і збирання машин, в тому числі за умов автоматизованого виробництва є областю наукової компетенції технології машинобудування [10].

Вид енергії, яка підлягає перетворенню у процесі механічної обробки, визначає характер приводу головного руху верстата та приводу механізму подач. Окрім того, спосіб зняття шару матеріалу також має вплив на спосіб перетворення енергії.

Серед найбільш використовуваних видів енергії, які використовують для забезпечення процесу обробки можна виокремити:

- механічну енергію (при обробці матеріалів різанням і тиском);
- енергію хімічних перетворень (використовують при фізико-хімічних методах обробки);
- електричну енергію використовують при термічних методах обробки;
- світлопроменеву енергію використовують при лазерній обробці у процесах порізки матеріалу; тощо.

Якщо говорити про процеси механічної обробки, то слід розглядати характер взаємодії інструмента з відповідними поверхнями на оброблюваній деталі. У

цьому випадку характер взаємодії описують: видом контакту інструмента з поверхнею (точко подібний; лінійно-скерований; просторово-орієнтований); за характером контакту (постійний контакт; не постійний контакт; контакт імпульсного типу; контакт вібраційного типу) (рис. 1).

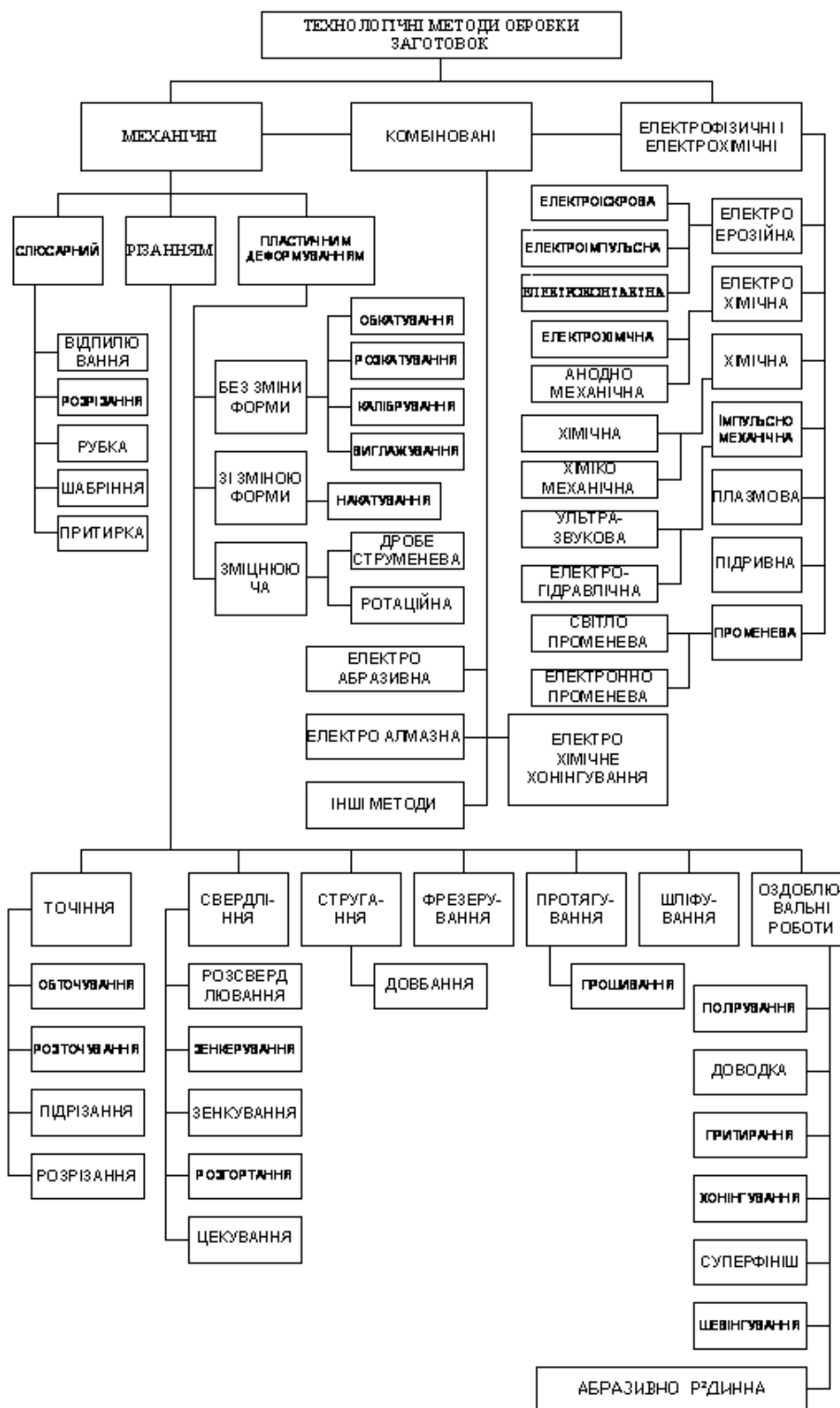


Рисунок 1. Умовна класифікація сучасних технологічних методів обробки

Процес механічної обробки передбачає формування деталей відповідно до проектної геометрії шляхом видалення матеріалу з їх поверхні. Цей процес реалізується на металорізальних верстатах за допомогою спеціалізованих металорізальних інструментів.

Метали у твердому стані мають полікристалічну структуру, що складається із зерен (поліедрів) із визначеною кристалічною решіткою. Під час різання металів і їх сплавів відбувається деформація окремих кристалів, яка призводить до їх руйнування вздовж кристалографічних площин.

Процес зняття шару металу подано на схемі, яка представлена на рис. 2.

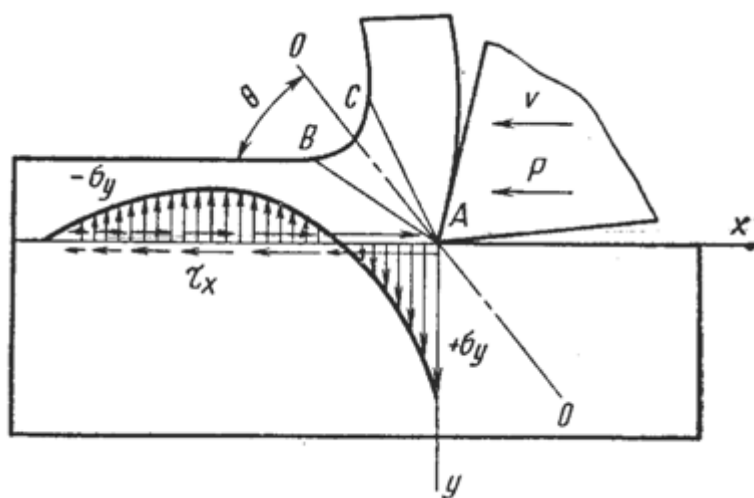


Рисунок 2. Схема стану металу у процесі обробки різанням

На початковому етапі, коли різець втискається в метал під дією зовнішнього навантаження (сила P), у шарі матеріалу, який підлягає видаленню, виникають пружні деформації. У міру продовження руху різця ці деформації переходять у пластичні, створюючи складний напружений стан у зоні різання. Уздовж траєкторії вершини різця формуються дотичні напруги (t_x) і нормальні напруги (σ_y), які змінюються залежно від місця прикладання сили.

Дотичні напруги (t_x) досягають максимуму у точці прикладання сили, поступово зменшуючись до нуля. Нормальні напруги (σ_y) змінюються від розтягуючих ($+\sigma_y$) до стискуючих ($-\sigma_y$), впливаючи на механізм руйнування матеріалу та формування стружки.

У процесі обробки деформований шар металу зрізається, переходячи в стружку, яка додатково зазнає тертя об передню поверхню інструменту, що сприяє утворенню витягнутих зерен уздовж площини зсуву під певним кутом (β).

Методи обробки без зняття стружки, які базуються на пластичній деформації, широко використовуються у машинобудуванні завдяки високій продуктивності, можливості створення поверхонь із мінімальною шорсткістю та покращеними фізико-механічними властивостями. Пластична деформація супроводжується зміцненням поверхневого шару, підвищуючи зносостійкість, корозійну стійкість і довговічність деталей.

Хімічна обробка полягає у контрольованому руйнуванні металів у розчинах кислот або лугів. Перед процесом труєння заготовки очищають від окалини та мастил, а необроблювані поверхні захищають хімічно стійкими покриттями. Заготовки занурюють у ванни з підігрітим розчином (40–80°C), після чого промивають і нейтралізують. Хімічне труєння дозволяє створювати складні геометричні форми, недосяжні для механічного різання.

Хіміко-механічна обробка використовується для заготовок із твердих сплавів. У цьому процесі заготовки обробляються у суспензії, що містить абразивний порошок і розчин сірчаної кислоти. Хімічна реакція виділяє мідь на поверхні заготовки, звільняючи зерна карбідів, які видаляються внаслідок тертя з чавунними дисками або пластинами. Цей метод застосовується для шліфування та доведення твердосплавних інструментів.

Методи механічної обробки різняться залежно від мети, технологічного завдання та використовуваного обладнання. Ось основні методи механічної обробки з коротким описом:

1. Точіння (токарна обробка) [11-13]

- Виконується на токарних верстатах.
- Заготовка обертається, а різець, закріплений у супорті, знімає матеріал.
- Основні операції: поздовжнє та поперечне точіння, нарізання різьби, розточування отворів, підрізання торців.

- Використовується для обробки циліндричних, конічних та фасонних поверхонь.

2. Фрезерування [2]

- Застосовується для обробки площин, пазів, канавок, зубчастих коліс.
- Виконується на фрезерних верстатах з використанням різноманітних фрез (циліндричні, дискові, кінцеві тощо).
- Заготовка рухається під інструментом, який обертається з великою швидкістю.

3. Свердління, розгортання та зенкерування [14, 15]

- Свердління: створення отворів за допомогою свердла.
- Розвертування: обробка отворів для досягнення точного розміру і форми.
- Зенкерування: збільшення отвору та поліпшення його точності.
- Використовуються свердлильні верстати або пристосування на універсальних станках.

4. Шліфування

- Використовується для чистової обробки поверхонь з високими вимогами до точності та шорсткості.
- Виконується шліфувальними кругами або стрічками.
- Основні види: плоске, кругле зовнішнє, внутрішнє та профільне шліфування.

5. Різьбонарізання

- Формування різьби на зовнішніх або внутрішніх поверхнях за допомогою різьбонарізних інструментів (мітчики, плашки, різці).
- Може виконуватися вручну або на токарних чи спеціалізованих верстатах.

6. Стругання і довбання

- Стругання: обробка прямолінійних поверхонь за допомогою стругання (поздовжнього руху різця). Використовуються стругальні верстати.

- Довбання: застосовується для створення пазів, зубців або отворів складної форми. Виконується довбальними верстатами.

7. Протягування

- Використовується для створення точних отворів, пазів або зубців.
- Обробка здійснюється протяжкою (спеціальним інструментом із послідовно розташованими ріжучими зубцями).

- Виконується на протяжних верстатах.

8. Лезова обробка (різання)

- Процес видалення шару матеріалу з використанням різців, пилок або інших інструментів із різальними крайками.

- Використовується для грубої та середньої обробки, нарізання деталей певної довжини.

9. Електроерозійна обробка

- Технологія, що базується на використанні електричних розрядів для видалення матеріалу.

- Застосовується для обробки твердих сплавів, прес-форм, штампів та інших складних деталей.

- Види: провідникова електроерозійна (дротяна), об'ємна (пуансонна).

10. Вібраційна обробка

- Застосовується для зняття задирок і підвищення якості поверхні.
- Заготовки поміщають у камеру з абразивними частинками, які вібрують і знімають поверхневі дефекти.

11. Полірування і доводка

- Використовується для досягнення дзеркальної гладкості поверхні.
- Виконується полірувальними кругами або стрічками із застосуванням абразивних паст чи суспензій.

- Доводка підвищує точність розмірів та шорсткість.

12. Гонінгування

- Використовується для чистової обробки отворів.

- Інструмент – хон, що має абразивні бруски, рухається по складній траєкторії (обертальний і поздовжній рух).

- Дозволяє досягати високої точності та низької шорсткості поверхонь.

13. Катетарування (роликове накочування)

- Метод обробки без зняття матеріалу, що створює поверхню шляхом прокатування роликами.

- Використовується для підвищення міцності поверхні та створення складних форм.

Сучасні технології механічної обробки

- ЧПУ (числове програмне управління): дозволяє автоматизувати процеси на верстатах із високою точністю.

- Адитивно-субтрактивні технології: поєднання 3D-друку та традиційної обробки.

1.2 Аналіз моделей просторової жорсткості металорізального верстату

1.2.1 Постановка задачі для моделей просторової жорсткості

Інтенсифікація процесу обробки в сучасній техніці зумовлює необхідність забезпечення високої жорсткості металорізальних верстатів, оскільки це безпосередньо пов'язано з точністю обробки. Ця потреба в жорсткості стає очевидною в нерівномірному розподілі жорсткості в робочому просторі машини, відомому як анізотропія жорсткості, яка впливає на точність обробки та призводить до відхилень від ідеальної геометричної форми оброблених деталей. Внаслідок цього збільшуються як макро-, так і мікропохибки в деталях, що призводить до спотворень їх форм, таких як еліптичність, овальність, огранювання, звуження, а також погіршення шорсткості поверхні.

Кілька основоположних досліджень теоретично обґрунтували взаємозв'язок між точністю обробки деталей на машині та характеристиками жорсткості машини та її компонентів. Ці дослідження підкреслюють, як жорсткість верстата впливає

на показники його точності, зокрема, як жорсткість окремих елементів впливає на баланс геометричної точності верстата.

Результати дослідження статичної та динамічної жорсткості верстатів та їх компонентів на точність обробки обговорювалися у кількох монографіях. Було введено концепцію еліпсів жорсткості, яка включає опорні групи, шпиндельні вузли тощо. Дослідження аналізують передумови для втрати стійкості, спричинення резонуючих автоколивань і вібрації під час процесів різання. Ці фактори можуть призвести до помилок обробки, які погіршують геометрію деталей і погіршують шорсткість поверхні, проявляючись у вигляді еліптичності, огранювання та хвилястості.

У наукових статтях дослідники запропонували тензорно-геометричне представлення структури обробних машин [16, 17], таких як промислові роботи та верстати. Цей підхід вводить концепцію різноманітних еліпсоїдів, пов'язаних із мехатронною машиною, що охоплює кінематику, жорсткість і динаміку. Цей узагальнений метод відображає анізотропію параметрів машини не тільки в одній площині, але і в тривимірному просторі (3D просторі).

В подальших викладках розвинуто вищезазначені дослідження, а спираючись на принципи тензорно-геометричного підходу стосовно подання жорсткості основних підсистем, сформована просторова модель, котра характеризує явище анізотропії жорсткості в зоні обробки металорізального верстата для подальшого аналізу точності обробки на верстаті.

1.2.2 Аналіз жорсткості пружної системи верстата

Металорізальний верстат варто розглядати як збірну механічну конструкцію, котра містить у своєму складі багато інших елементів (вузлів, механізмів та деталей). Відомо, що компоновальні схеми верстатів нагадують П-подібний профіль [17]. Несучі елементи у конструкції верстата (станина, стійки, портали) базують на своїх технологічних поверхнях інші підсистеми верстата (шпиндельні бабки, супортні групи, консольні або хрестоподібні столи тощо). Їх основне

призначення полягає в утриманні і направленні кінцевих елементів у досліджуваній пружній системі (деталі та різальний інструмент).

Аналіз жорсткості пружної системи верстата в комплексному вигляді проводили з використанням діакоптичного підходу. Пружна система (ПС) металорізального верстата була розділена на парціальні підсистеми, котрі пов'язані з інструментом і деталлю [18]. Схема статичної моделі комплексної ПС металорізального верстата подана на рис. 8, а.

У найбільш узагальнених випадках статичну модель металорізального верстата можна подати як комбінацію кількох складових підсистем, котрі пов'язані між собою пружними зв'язками. Для прикладу, як комбінація трьох підсистем: інструмент (підсистема 1), деталь (підсистема 2) і несуча система (підсистема 3).

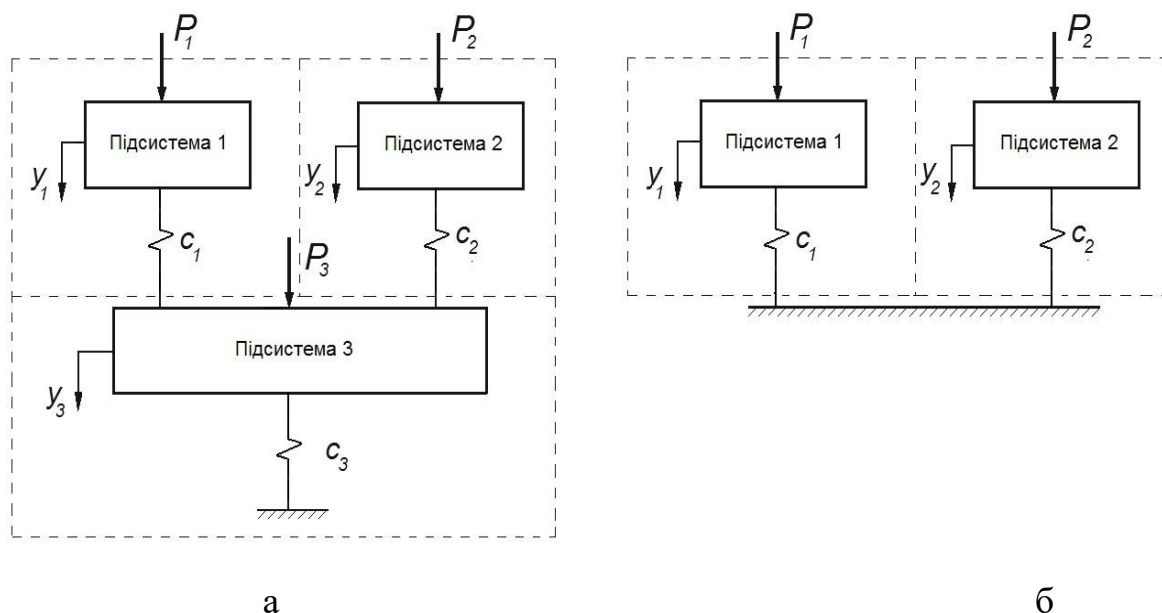


Рисунок 8. Схеми статичних моделей ПС верстата:

а – повна модель; б – спрощена модель

Як видно з поданого рисунку підсистема 3 фактично не має впливу на відносні переміщення між контрольними чи функціональними точками підсистем 1 і 2. Підсистеми 1 і 2 беруть безпосередню участь у процесі формування геометрії обробної деталі. Звідси випливає доцільність переходу до спрощеної моделі. Така модель представлена на рис. 8, б. Варто зазначити, що запропоновані спрощення ніяк не впливають на відображення основних закономірностей при формуванні

траєкторії руху інструмента стосовно оброблюваної деталі в процесі механічної обробки.

Характеризуючи ці підсистеми слід зауважити, що кожна підсистема має власну жорсткість. Таку жорсткість доцільно приводити до кінцевого елементу, який, як правило, розміщений у зоні різання у вигляді еліпсоїда жорсткості. Таких підсистем у структурі металорізального верстата можна виокремити щонайменше дві. Одна з таких підсистем пов'язана з інструментом, а інша – з оброблюваною деталлю.

З кількістю жорсткісних підсистем у структурі верстата можна виділити, відповідно, щонайменше два еліпсоїда жорсткості: еліпсоїд жорсткості стосовно інструменту (ЕЖІ) та еліпсоїд жорсткості стосовно деталі (ЕЖД).

На рис. 9 подано приклади конструктивних схем верстатів різних компоновок та різного технологічного призначення з виокремленими еліпсоїдами жорсткості для головних підсистем.

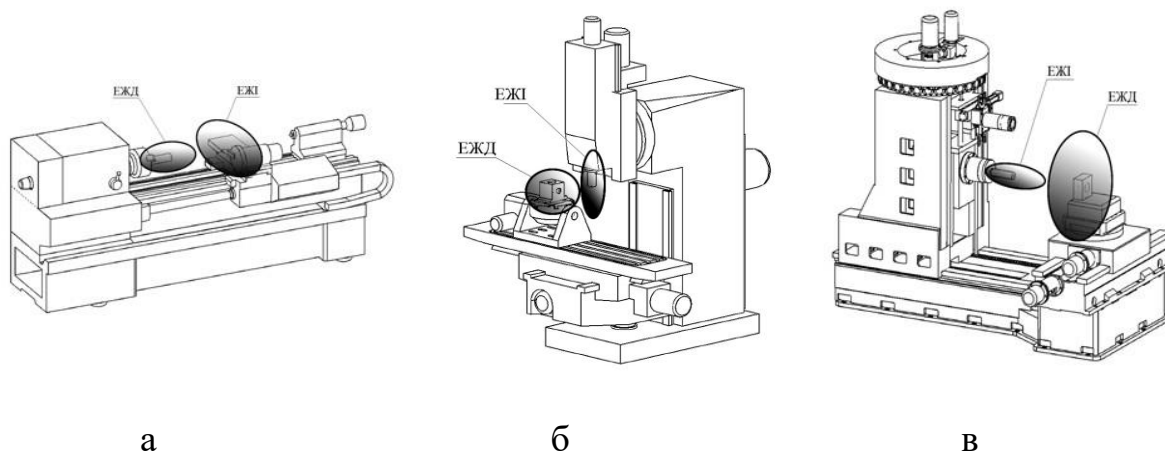


Рисунок 9. Еліпсоїди жорсткості інструмента (ЕЖІ) і деталі (ЕЖД) для верстатів різних технологічних груп:

а – токарної;

б – фрезерної;

в – багатоопераційної

Для кожного еліпсоїду жорсткості притаманна діагональна матриця жорсткості

$$C = [c_{i,j}] = \begin{bmatrix} c_{x0} & 0 & 0 \\ 0 & c_{y0} & 0 \\ 0 & 0 & c_{z0} \end{bmatrix}$$

де c_{x0} , c_{y0} , c_{z0} – головні жорсткості підсистеми.

Діагональну матрицю жорсткості математично можна доповнити окремими компонентами, при чому залишається справедливим таке співвідношення

$$\begin{bmatrix} x & y & z \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} (c_{x0})^{-2} & 0 & 0 \\ 0 & (c_{y0})^{-2} & 0 \\ 0 & 0 & (c_{z0})^{-2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = 1$$

Деформації конструктивних елементів верстата, які зумовлені дією сил різання, залежать від кінцевої жорсткості пружної системи, а також є причиною виникнення переміщень q в системі узагальнених координат. Ці переміщення можна розглядати у двох характеристиках: абсолютні переміщення точок q_n і q_m , та відносні, коли $\Delta q = q_m - q_n$. Ці переміщення є причиною формування відхилень для ідеальної геометрії деталі. Щоб ці відхилення не перевищували попередньо визначені межі допуску у процесі роботи верстата, то стає очевидною необхідність у достатній жорсткості пружних систем верстата. Коли мова йде про пружні системи, то розглядають як статичну, так і динамічну пружні системи.

Використання величин податливості є більш зручним для вирішення просторових задач вивчення деформації ніж використання величин жорсткості.

Три головних жорсткості c_{x0}, c_{y0}, c_{z0} системи можуть отримати у відповідність три зворотні величини, які називають головні податливості $\delta_{x0}, \delta_{y0}, \delta_{z0}$. Відповідно, тепер можна вести мову вже не про еліпсоїд жорсткості, а про еліпсоїд податливості.

Стосовно конструкції шпиндельного вала, то еліпсоїд його податливості відображає динаміку змін його податливості в просторі. Величини податливості досліджуваної системи слід вивчати у різних напрямках стосовно робочого простору, який має бути розміщеним у центрі еліпсоїда. Величину податливості характеризують довжиною радіус-вектора еліпсоїда у досліджуваному напрямі.

Еліпсоїд податливості можна математично описати формулами, які аналогічні для еліпсоїду жорсткості, але замість параметру жорсткості "с" слід використовувати " $1/\delta$ ".

Визначення статичної податливості верстата в довільному напрямку

проводять через сумарну податливість системи і через податливості складових підсистем (інструмента та деталі).

У досліджуваній точці сила різання P має своє відображення – реакцію і діють вони на довільні точки n і m , для прикладу, в протилежних напрямках. Відносне переміщення $\Delta q = q_m - q_n$ (в досліджуваному напрямі) визначають як алгебраїчну суму абсолютних переміщень точок n і m .

Переміщення елементів вузла верстата знаходимо з використанням параметрів податливості окремих пружних підсистем в розглядуваних точках

$$\Delta q = P \cdot \delta_m - (-P) \cdot \delta_n = P \cdot (\delta_m + \delta_n)$$

Розглядувана величина Δq – це величина пружного відтискання інструменту від оброблюваної деталі у заданому напрямі. Величина цього відтискання визначає точність обробки на верстаті.

Податливість пружної системи виконавчого органа верстата у визначеному напрямі з еліпса податливості рівна сумі податливостей інструменту та деталі (себто $\delta = \delta_m + \delta_n$).

Результуюча поверхня податливості пружної системи може бути представлена як геометрична фігура, яка сформована у вигляді двох еліпсоїдів податливості. Кожен еліпсоїд отриманий для окремих точок n і m .

В окремих виняткових випадках, коли головні осі обох еліпсоїдів співпадають і для них можна використати умову $c_{x0} > c_{y0} > c_{z0}$, то кінцева поверхня податливості може бути замінена поверхнею еліпсоїду податливості, котру можна описати рівнянням

$$\begin{aligned} & \left(\delta_{x0_n} + \delta_{x0_m} \right)^2 \cdot x_0^2 + \left(\delta_{y0_n} + \delta_{y0_m} \right)^2 \cdot y_0^2 + \\ & + \left(\delta_{z0_n} + \delta_{z0_m} \right)^2 \cdot z_0^2 = 1. \end{aligned}$$

Типово, що напрямки головних осей еліпсоїдів податливості не збігаються. Для того, щоб побудувати дійсну результуючу поверхню на основі еліпсоїдів податливості, можна використати наступний алгоритм:

1. Описати рівняння для еліпсоїду податливості у підсистемі інструмента (точка n).

2. Знайти коефіцієнти у рівнянні прямої лінії, котра має пройти через центр еліпсоїда та вказати напрям для визначення податливості.
3. Знайти координати точки перетину такої прямої з поверхнею еліпсоїда податливості (точка K).
4. Розрахувати значення податливості δ_n .
5. Повторити п.п. 1-4 у системі еліпсоїда стосовно підсистеми деталі (точка m) і розрахувати значення податливості δ_m .
6. Знайти сумарне значення податливості за цим напрямом для всієї пружної системи стосовно попередньо сформованих підсистем.

Сукупність точок визначає результуючу Поверхню еліпсоїда податливості для пружної системи визначає множина точок із заданими координатами. Такий підхід дозволяє сформувати системи податливості для окремих вузлів та механізмів, і відповідно, верстата в цілому.

Побудова сумарної поверхні для двох еліпсоїдів за попередньо описаним алгоритмом продемонстровано на рис. 10. Для виконання таких побудов попередньо призначили співвідношення півосей еліпсоїдів:

в першому випадку - 1:2:3; в другому випадку - 1:3:2.

Сформована результуюча поверхня не має схожості з еліпсоїдом. Вона характерним способом відтворює розподіл податливостей у пружній системі верстата у координатному просторі.

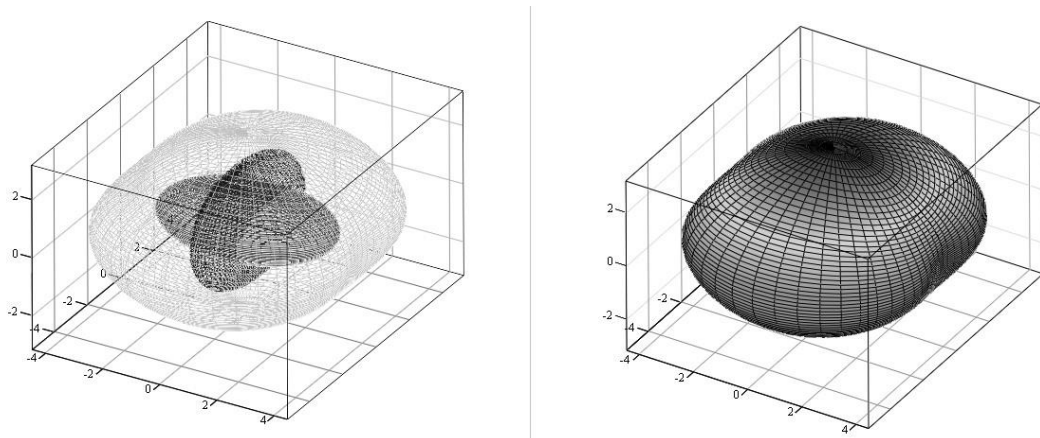


Рисунок 10. Побудова поверхні статичної податливості пружної системи верстату на основі двох еліпсоїдів

Ми можемо отримати поверхні для різних варіантів співвідношення осей еліпсоїдів. На рис. 11 подано зображення форм поверхонь, які характеризують податливість пружних систем. При поєднанні еліпсоїдів із різним співвідношенням осей отримуємо графічну інтерпретацію податливості пружної системи верстата у різних напрямках. Комбінація різних порівняльних характеристик показує суттєву зміну податливостей за різними напрямками.

При окремих видах обробки (зокрема, при обробці фасонних поверхонь) головні осі бувають не колінеарними, бути повернутими на різні кути не тільки відносно координатної системи верстата, але й поміж собою. Такий ефект часто спостерігають на у верстатах з поворотними головками, столами, багато координатних верстатах з ЧПК та оброблювальних центрах.

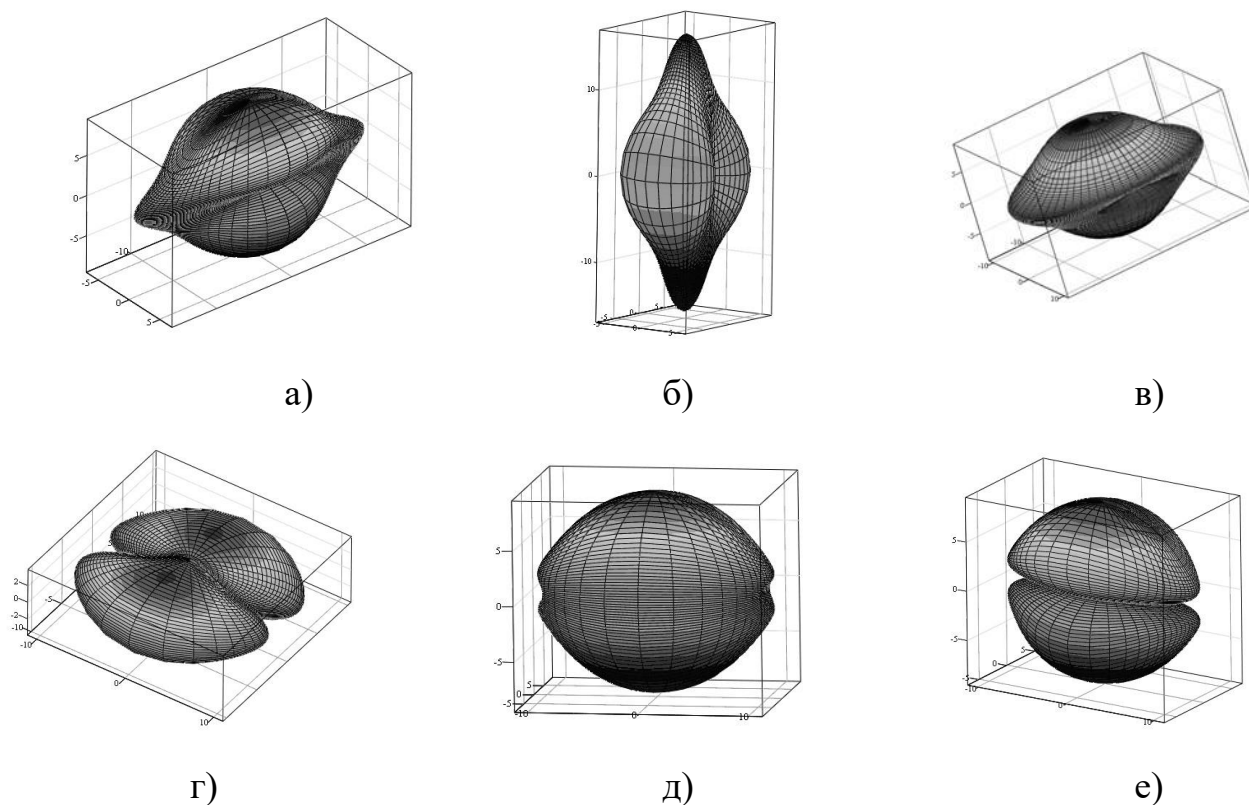


Рисунок 11. Поверхні податливості пружної системи верстата з різними співвідношеннями осей еліпсоїдів $a_1 : b_1 : c_1$ і $a_2 : b_2 : c_2$:

а – 2:8:1 і 1:7:8; б – 2:1:8 і 1:7:8; в – 7:8:1 і 1:7:8; г – 7:2:1 і 1:7:2; д – 7:2:1 і 1:7:8; е – 7:2:1 і 1:7:8

На рис. 12 наведено приклад на базі вертикально-фрезерного верстату з додатковими поворотними координатами α і β . Допоміжний стіл може здійснювати поворот на кут α навколо осі X , а поворотна шпиндельна головка – на кут β навколо осі Y . За наявності функціонального поворотного стола можна виконувати поворот на кут γ навколо осі Z .

Оскільки еліпсоїди жорсткості функціонально пов'язані із виконавчими органами, то разом з поворотом цих виконавчих органів буде відбуватися поворот і еліпсоїдів жорсткості (податливості) на ті ж кути відповідно.

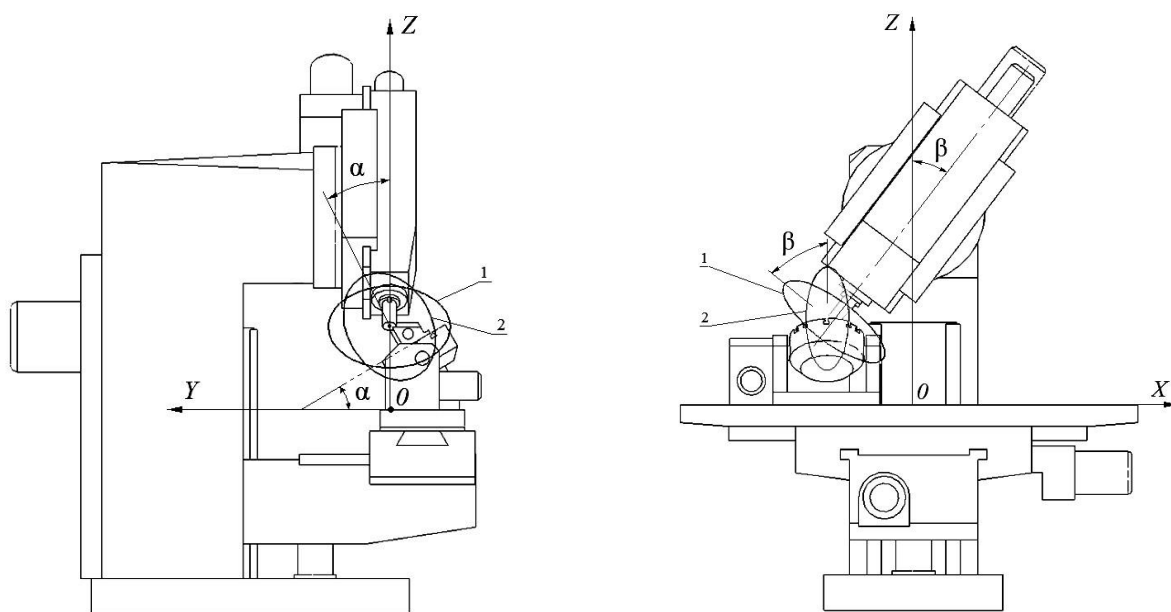


Рисунок 12. Розташування еліпсоїдів податливості інструмента (1) і деталі (2) з поворотом осей на кути α і β .

У конструкції верстатів побудова поверхні жорсткості (або податливості) може бути досить складною. Ця складність виникає через те, що необхідно враховувати всі можливі кути повороту. Анізотропія просторової жорсткості пружної системи істотно впливає на точність обробки верстата. Це призводить до появи макро- і мікропомилки на заготовці.

Просторова поверхня статичної податливості пружної системи дозволяє визначати деформації в підсистемах верстата внаслідок прикладених силових навантажень. Отже, це допомагає визначити відштовхування інструменту від заготовки під час процесу різання, що, у свою чергу, впливає на геометричну

точність механічної обробки, зокрема, на відхилення від номінальних розмірів. Зміна напрямку зовнішнього навантаження змінює значення відштовхування, що призводить до відхилень від номінальної геометричної форми заготовки.

Спираючись на вище подані дані інформаційного дослідження можна дійти висновку що просторова поверхня жорсткості (або податливості) пружної системи встановлює зв'язок між жорсткістю (або податливістю) верстата та точністю обробки, особливо щодо розмірів і форми оброблених деталей.

1.2.3 Висновки до розділу

1. Використання діакоптичного підходу для аналізу пружних систем верстата з метою визначення його просторової жорсткості (податливості) дозволяє запровадити розрахункову модель, котра містить дві підсистеми: інструментальну та підсистему для оброблюваної деталі.
2. Сформовано алгоритм дослідження значень статичної жорсткості (податливості) пружної системи верстату в зоні різання стосовно довільного напрямку у тривимірному просторі на базі тензорно-геометричного опису жорсткості підсистем верстату як еліпсоїдів жорсткості (податливості).
3. Тензорно-геометрична модель для визначення просторової жорсткості верстату у вигляді 3D поверхні дає можливість встановити величину цього параметра у довільному напрямі для зони обробки.
4. Аналітичний опис результуючої 3D-поверхні еліпсоїдів дозволяє визначити величини деформації верстата в робочій зоні від зовнішніх силових навантажень. Пружний відтиск інструмента від оброблюваної деталі є критерієм оцінки точності механічної обробки (зміна розміру і форми деталі). Такий підхід дозволяє встановити залежність точності відтворення розмірів та форми деталі від значень параметру просторової жорсткості металорізального верстата у зоні обробки.

РОЗДІЛ 2

ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Аналіз рухів формоутворення на досліджуваному верстаті

Поверхні заготовок можна розглядати як безперервний ряд послідовних позицій (слідів), створених лінією відтворення, яка рухається вздовж другої лінії відтворення, відомої як напрямна. Узгоджені відносні рухи заготовки та інструменту, які безперервно створюють ці лінії, що відтворюють, називають формоутворюючими і позначають Φ . При обробці поверхонь різанням розрізняють чотири способи формування ліній відтворення в залежності від типу використовуваного ріжучого інструменту: копіювання, огинання, сліду і дотику.

1. Метод копіювання: цей метод передбачає використання інструменту, ріжуча кромка якого за формою ідентична лінії генератора. Наприклад, при створенні канавки твірна лінія 1 формується шляхом копіювання прямої ділянки ріжучого диска, тоді як напрямна лінія 2 формується шляхом обертання заготовки.

2. Метод обкату: у цьому методі інструмент котиться без ковзання вздовж сформованої лінії. Це призводить до того, що форма лінії відтворення простежується як серія послідовних позицій, зайнятих ріжучою кромкою інструменту ($F=1$).

3. Метод сліду: цей підхід базується на ідеї, що лінію генератора можна отримати як слід від руху точки на кінчику різця. Наприклад, під час точіння наскрізним різцем генераторна лінія 1 формується як слід від точки А на різці. Інструмент і заготовка рухаються відносно один одного так, що точка А на різці збігається з відтворювальною лінією 1. Напрямна лінія досягається обертанням деталі. Для полегшення цього процесу формування необхідно скоординувати два рухи: обертання деталі (ΦV) і подачу інструменту (Φs).

4. Метод дотику: Цей метод передбачає формування форми лінії відтворення як огинаючої точок контакту ріжучих кромки інструмента, котрому надано

обертowego руху та відносного руху осі обертання інструменту та заготовки ($\Phi=2$).

Таким чином, формування різних поверхонь залежить від встановлення конкретних формоутворюючих рухів як заготовки, так і інструменту для створення створюючих і напрямних ліній. Взаємний рух деталі та інструменту зазвичай поділяється на первинний рух різання та рух подачі.

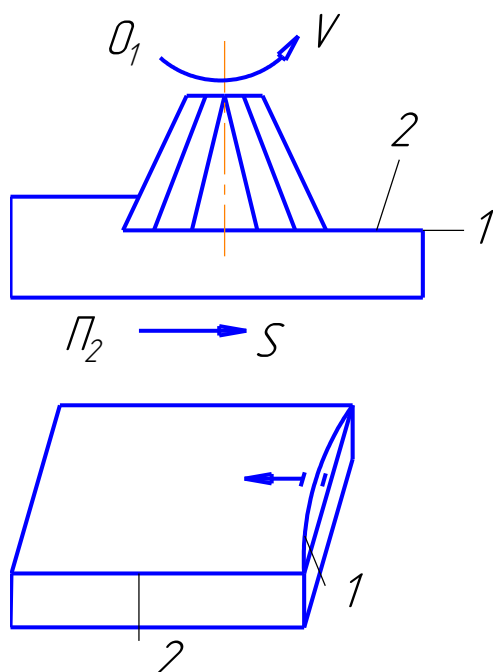
Взаємний рух деталі і інструмента прийнято поділяти на головний рух різання та рухи подачі.

Головним рухом називають рух, котрий забезпечує процес зняття стружки із оброблюваної деталі $\Phi_v(O_1)$.

Рухом подачі називають рух, котрий забезпечує підвід до ріжучої кромки інструмента чергові ділянки оброблюваної деталі в межах оброблюваної площини та забезпечує видалення припуску на обробку - $\Phi_s(\Pi_2)$.

Способи обробки на даному верстаті є наступними:

При фрезеруванні торцевою фрезою доцільно використати наступну схему обробки:



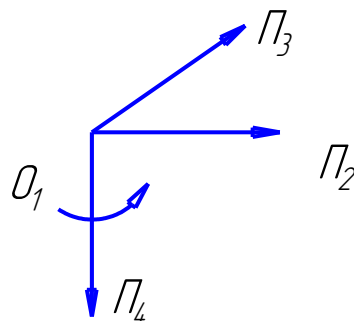
1-твірна; метод-слідчу.

$$\Phi_v(O_1)$$

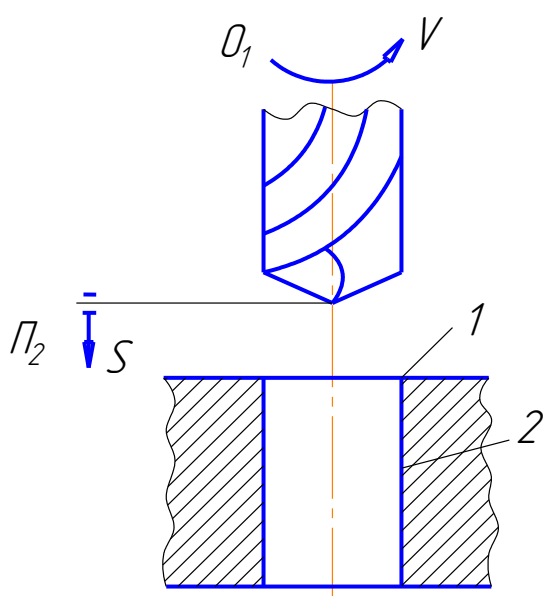
2-напрямна; метод-дотику.

$$\Phi_v(O_1); \Phi_s(\Pi_2)$$

$$Уст(\Pi_3); Уст(\Pi_5)$$



Процес виготовлення циліндричного отвору методом свердління:

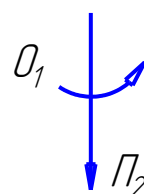


1-твірна; метод-сліду.

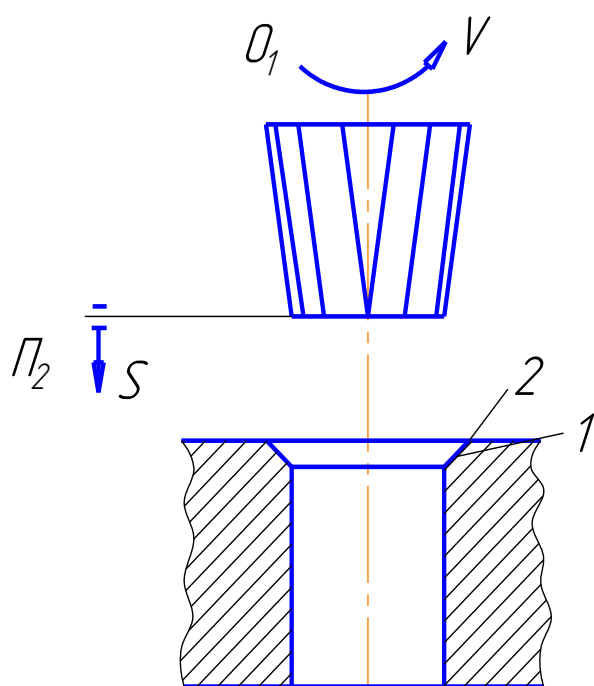
$$\Phi_V(O_1)$$

2-напрямна; метод-сліду.

$$\Phi_S(\Pi_2)$$



Процес виготовлення конічного отвору (фаски) методом зенкування:

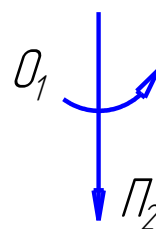


1-твірна; метод-копіювання.

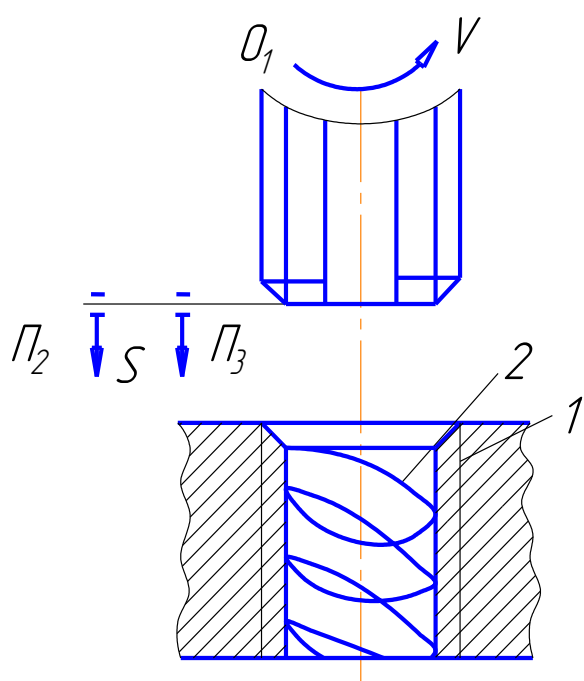
2-напрямна; метод-сліду.

$$\Phi_V(O_1)$$

$$Vr(\Pi_2)$$



Процес нарізання внутрішньої різі мітчиком:

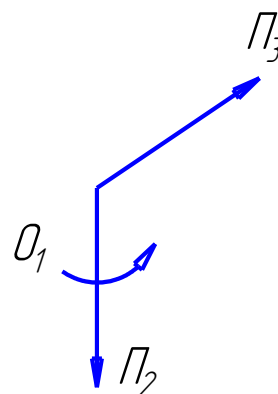


1-твірна; метод-копіювання.

2-напрямна; метод-сліду.

$\Phi_V(O_1, \Pi_2)$

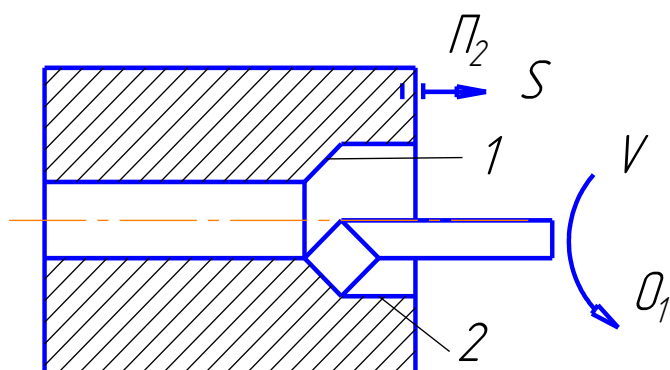
$Br(\Pi_3)$



2.1.1. Аналіз додаткових формоутворюючих рухів

Схеми представлено у повернутих проекціях на 90° .

Операція розточування отвору:

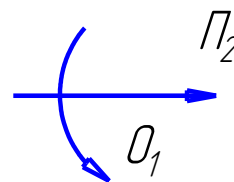


1-твірна; метод-сліду.

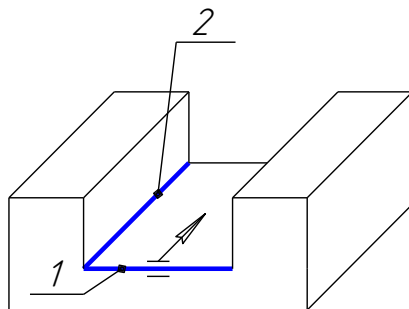
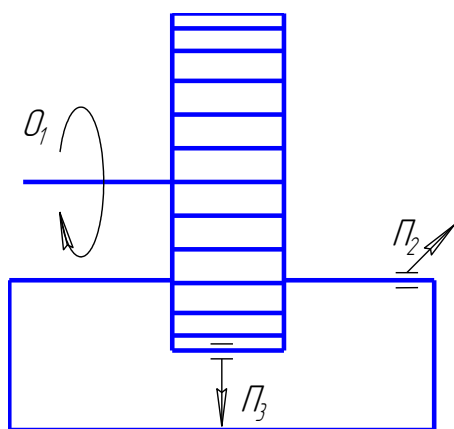
$\Phi_V(O_1)$

2-напрямна; метод-сліду.

$\Phi_S(\Pi_2)$

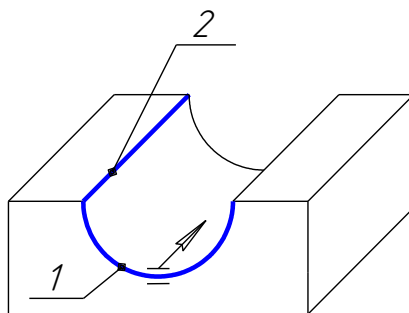
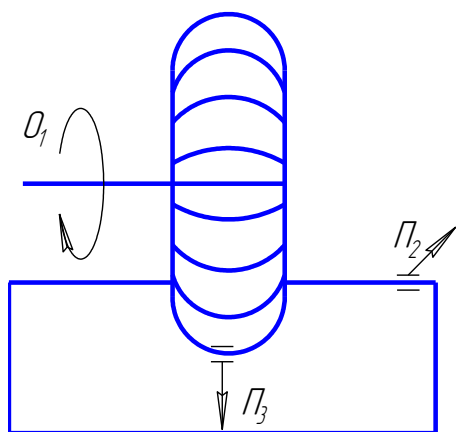


Операція фрезерування дисковою фрезою (1 – лінія копіювання; 2 – лінія дотику).



$$\begin{aligned} &\Phi_V(O_1) \Phi_S(P_2) \\ &Y_{cm}(P_3) \end{aligned}$$

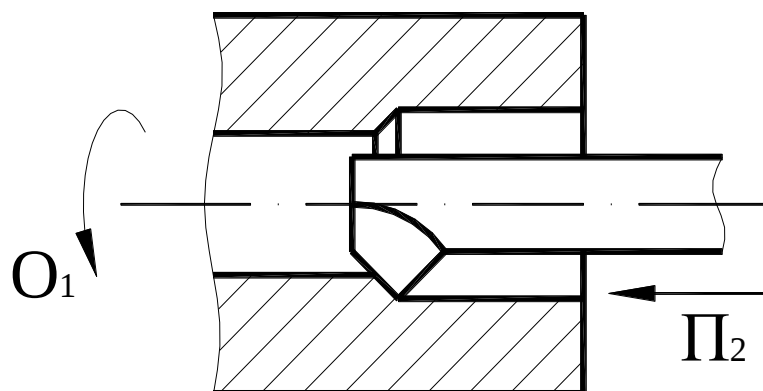
Операція фрезерування дисковою фасонною фрезою (1 – лінія копіювання; 2 – лінія дотику).



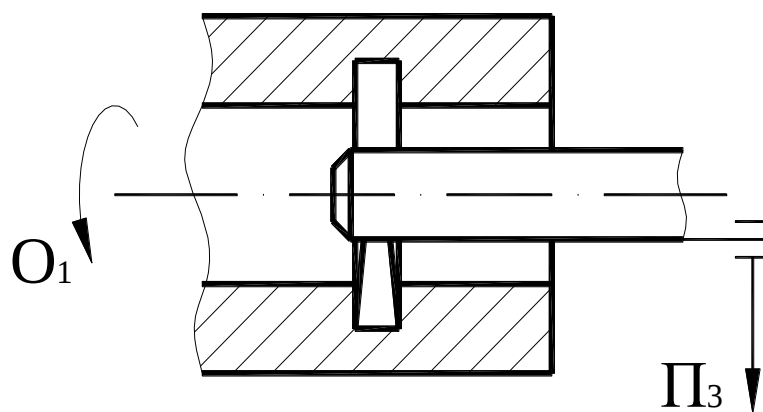
$$\begin{aligned} &\Phi_V(O_1) \Phi_S(P_2) \\ &Y_{cm}(P_3) \end{aligned}$$

Аналіз схем формотворення при обробці отворів:

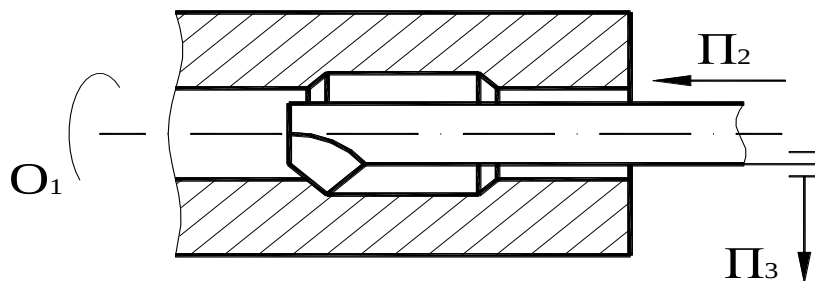
Операція розточування: $\Phi_V(O_1)$, $\Phi_S(\Pi_2)$



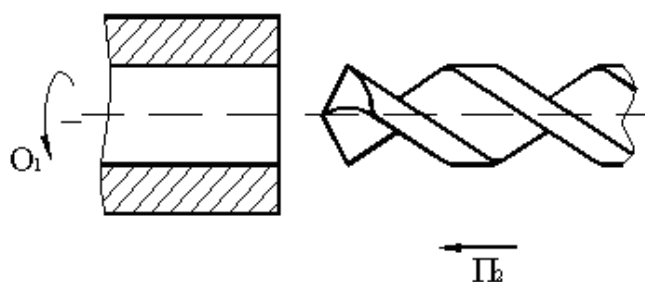
Операція прорізки кільцевих канавок: $\Phi_V(O_1)$, $Bp(\Pi_3)$



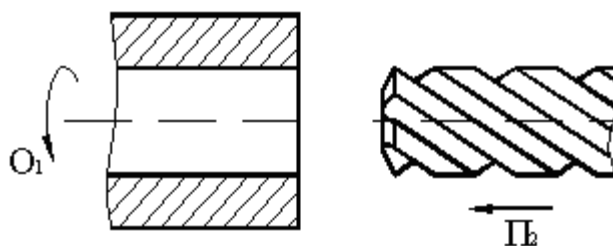
Операція розточування кільцевих канавок: $\Phi_V(O_1)$, $\Phi_S(\Pi_2)$, $Bp(\Pi_3)$



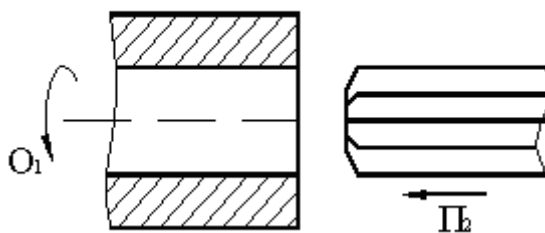
При свердлінні: $\Phi_V(O_1)$, $\Phi_S(\Pi_2)$



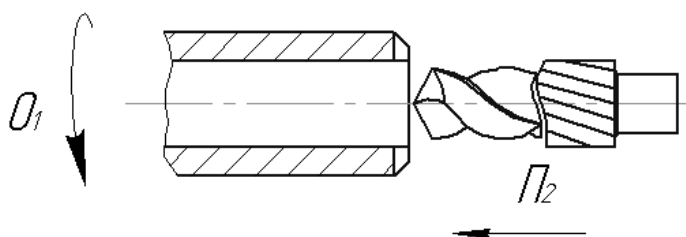
При зенкеруванні: $\Phi_V(O_1)$, $\Phi_S(\Pi_2)$



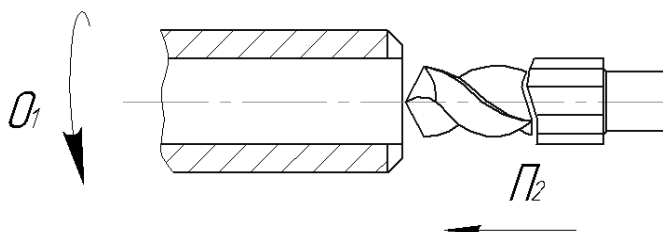
При розвертуванні: $\Phi_V(O_1)$, $\Phi_S(\Pi_2)$



Комбінована обробка свердління +зенкерування : $\Phi_V(O_1)$, $\Phi_S(\Pi_2)$



Комбінована обробка свердління + розвертання : $\Phi_V(O_1)$, $\Phi_S(\Pi_2)$



2.2 Вибір та обґрунтування принципової структурно-кінематичної схеми верстату

Для розробки кінематичної структури верстата потрібно визначити кількість виконавчих рухів. Зазвичай їх кількість відповідає числу простих рухів. Аналіз формоутворення свідчить, що для цього верстата необхідно чотири виконавчих органи: один для обертального руху та три для поступальних.

Кожен виконавчий рух забезпечується кінематичною групою, яка включає джерело руху, виконавчий орган, кінематичні зв'язки та регулювальні елементи для налаштування параметрів руху. Таким чином, у верстаті передбачено чотири кінематичні групи, для кожної з яких визначаються внутрішні кінематичні зв'язки.

Обертний рух здійснюється кінематичною групою, в якій внутрішній зв'язок включає, наприклад, вузол «шпиндель–підшипник». Це забезпечує траєкторію руху.

Поступальні рухи у верстатах типу "оброблюючий центр" забезпечуються окремими кінематичними групами, де джерелом руху є електродвигуни. Зовнішній кінематичний зв'язок об'єднує внутрішній зв'язок із джерелом руху, забезпечуючи такі параметри, як швидкість, напрямок і шлях руху.

Для налаштування та заміни руху застосовують спеціальні пристрої, які називають органами налаштування. Вони включають регулювання швидкості

руху (позначають знаком  з літерою U) та напрямку руху - .

Формуємо принципову структурно-кінематичну схему верстата (рис 4.1.).

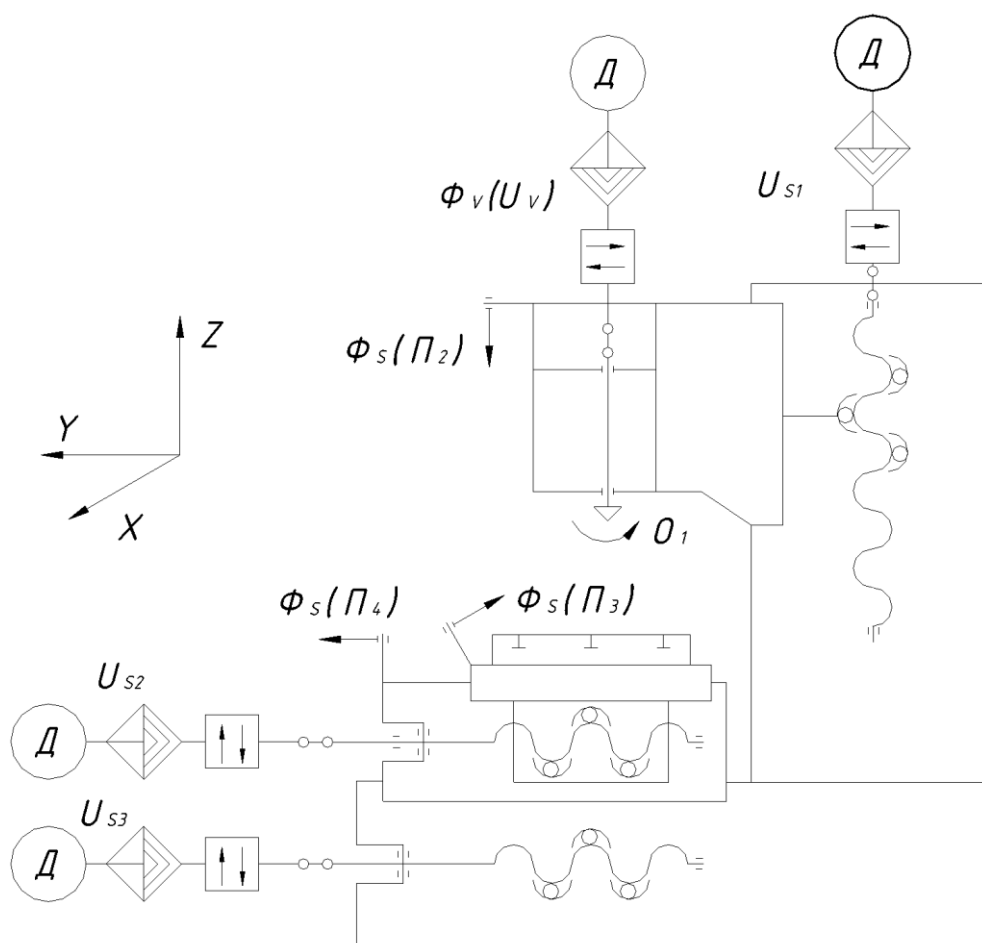


Рисунок 4.1.. Структурно-кінематична схема верстата

На структурно-кінематичній схемі верстата представлено чотири кінематичні групи:

1. Обертний рух – налаштування швидкості :  U_V ; - орган налаштування швидкості головного руху, $\Phi_V(O_1)$;

- напрямку  ;

2. Вертикальний поступальний рух – налаштування подачі :  U_{S1} – орган налаштування руху подачі $\Phi_S(\Pi_2)$ для осі Z.;

3. Горизонтальний рух по осі X:  U_{S2} – орган налаштування руху подачі $\Phi_S(\Pi_3)$;

4. Горизонтальний рух по осі Y:  U_{S3} – орган налаштування руху подачі $\Phi_S(\Pi_4)$.

Усі кінематичні групи оснащені електродвигунами .

2.3 Розробка та опис кінематичної схеми верстата. Кінематичний розрахунок

2.3.1 Привід головного руху

Привід головного руху верстата має відповідати технологічним вимогам.

Наприклад, для виконання різних операцій потрібні такі режими:

- постійний момент (свердління, різьбонарізання тощо) на частотах від 100 до 200 об/хв і від 550 до 1100 об/хв.
- постійна потужність (фрезерування, розточування) на частотах від 200 до 550 об/хв.

Одним з важливих елементів приводу головного руху є електродвигун. Тип двигуна обумовлює структуру приводу, систему керування, механічні та технологічні характеристики приводу. В якості приводів головного руху верстатів використовують двигуни постійного і змінного струму.

В конструкції механізму приводу головного руху верстатів з ЧПК, в основному, застосовують двигуни постійного струму, завдяки своїм

виключно регулювальним властивостям, а також можливістю змінювати частоту обертання в певному діапазоні з постійною граничною потужністю.

Впровадження у привід головного руху двигуна постійного струму дає ряд переваг над приводом в якому застосований двигун змінного струму:

- регулювання частоти обертання з постійною потужністю;
- при одних і тих самих габаритах - більша потужність;
- підвищені перевантажувальні здатності;
- кращі динамічні властивості;
- зменшення шуму і вібрації;
- забезпечення високої надійності в експлуатації;
- застосування широкодіапазонних двигунів постійного струму і постійної потужності в механізмі головного руху верстата значно спрощує механічну частину привода, виключає повністю, або зводить до мінімуму число ступенів редуктора, обумовлює збільшення продуктивності і підвищує ККД привода;
- підвищення ефективності в експлуатації верстата з приводом головного руху, що регулюється, в значній мірі визначається підвищенням продуктивності обробки шляхом зменшення дискретності вибору частоти обертання шпинделя зі ступеневого ряду порівняно з верстатами, що мають асинхронні двигуни і автоматичну коробку швидкостей;
- застосування широкодіапазонних електроприводів постійного струму дозволяє реалізувати режими підтримки постійної швидкості різання;
- за рахунок зменшення і спрощення механічної частини привода - збільшується надійність, за рахунок зменшення кількості частин, що зношуються, і підвищенням ремонтноздатності привода.

Всі вищевказані переваги показують, що найкращим джерелом головного руху у верстатах типу «обробляючий центр» з ЧПК, буде двигун постійного струму.

2.3.1.1 Розрахунок приводу головного руху

Розрахунок приводу головного руху включає визначення діапазону регулювання. Для безступінчастого регулювання швидкості використовується електродвигун, доповнений перебором зубчастих коліс. Це дозволяє забезпечити постійну потужність у середній частині діапазону регулювання (200–550 об/хв). Наявність безступеневого регулювання у структурі головного руху має ряд позитивних якостей:

- підвищення продуктивності обробки;
- плавність регулювання швидкості;
- автоматизоване керування приводами подач через систему ЧПК;
- зменшення механічної складової у структурі системи приводів.

В каталогах виробників знаходимо двигуни постійного струму, які забезпечують роботу при постійній потужності на частоті обертання від 1000 об/хв до 3000 об/хв. Механічне перемикавання швидкостей забезпечує роботу на постійній потужності в середній частині діапазону регулювання (200-550 об/хв). Таким чином, діапазон регулювання швидкостей головного руху може бути визначений із залежності: [15]

$$R = \frac{n_{max}}{n_{min}}, \quad (11)$$

де $n_{max}=3000$ об/хв - найбільша частота обертання;

$n_{min}=20$ об/хв - найменша частота обертання.

$$R = \frac{3000 \text{ об/хв}}{20 \text{ об/хв}} = 150$$

При застосуванні послідовного ланцюга регулювання повний діапазон регулювання розраховують як добуток двох складових:

$$R = R_{\delta} \cdot R_{\kappa}, \quad (12)$$

R_{δ} - діапазон регулювання двигуном;

R_{κ} - діапазон регулювання механічною коробкою швидкостей.

Перша складова діапазону регулювання рівна:

$$R_{\delta} = \frac{n_{max}}{n_{min}} \quad (13)$$

де n_{max} - найбільша частота обертання на двигуні, $n_{max}=3000$ об/хв;

n_{min} - найменша частота обертання на двигуні- $n_{min}=1000$ об/хв.

$$R_{\delta} = \frac{3000}{1000} = 3$$

Використавши попередньо розраховані значення значення R і R_{δ} розраховуємо параметр R_k . Цей параметр вказує на значення діапазону регулювання для коробки механічного перемикавання швидкостей.

$$R_k = \frac{R}{R_{\delta}} = \frac{150}{3} = 50$$

Тепер розраховуємо загальне число ступенів:

$$Z = \frac{\lg R}{\lg \varphi} \quad (14)$$

де φ - знаменник геометричного ряду.

При проектуванні багатоцільових верстатів значення $\varphi = 1,12$.

$$Z = \frac{\lg 150}{\lg \varphi} = 44,7 \approx 45.$$

Число ступеней регулювання механічною коробкою:

$$Z_k = \frac{\lg R}{\lg R_{\delta}} = \frac{\lg 150}{\lg 3} = 4,56 \approx 5.$$

Припустивши, що на етапі проектування можна зменшити число ступеней механічної коробки швидкостей до 2, то цей прийом дозволить скоротити механічну частину уприводі головного руху і забезпечить роботу з постійною потужністю в діапазоні від 200 об/хв до 550 об/хв.

Враховуючи значення знаменника геометричного ряду $\varphi=1,12$ та повне число ступенів регулювання приводу $Z=45$, а також прийняте число ступенів передач механічної коробки швидкостей $Z_k=2$, можна будувати структурну сітку для приводу головного руху.

Для кожної групи передач відведено поля між сусідніми вертикалями. Структурна сітка не має зв'язку з чітким значенням числа обертів і несе ілюстративну інформацію.

$$\begin{array}{ccc} P1=1 & P2=1 & P3=2 \\ x1=1 & x2=1 & x3=15 \end{array}$$

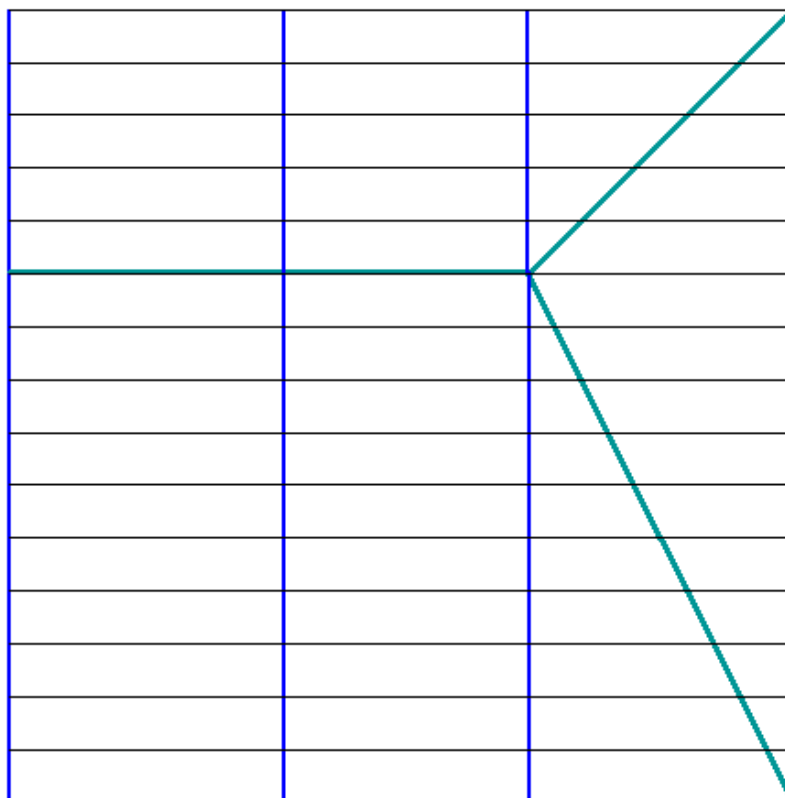


Рисунок 16. Структурна сітка

2.3.1.2 Вибір двигуна приводу головного руху верстата

Питання про правильність вибору потужності електродвигуна є досить важливим і відповідальним. Завищення потужності електродвигуна призводить до збільшення капітальних і експлуатаційних розходів, до зниження коефіцієнта корисної дії. Недостатня потужність двигуна обмежує продуктивність верстата, та крім цього, двигун передчасно виходить із ладу, що веде до простою обладнання і додаткових розходів на ремонт.

Потужність на валу головного приводу при встановленому режимі складається з потужності різання і потужності обумовленими втратами в верстаті.

Для підрахунку потужності втрат в приводі головного руху верстата користуються величиною коефіцієнта корисної дії (ККД), який залежить при даному навантаженні від числа ланок кінематичної системи.

Загальний ККД верстата розраховують як добуток ККД всіх ланок [15].

$$\eta_{н.в.} = \eta_n^{a_1} \cdot \eta_z^{a_2} \cdot \eta_{під}^{a_3}, \quad (16)$$

де, η_n - коефіцієнт корисної дії пасової передачі, $\eta_n = 0,97$; η_z - ККД зубчатого зачеплення, $\eta_z = 0,99$; $\eta_{під}$ - ККД підшипників, $\eta_{під} = 0,998$; a_1 , a_2 , a_3 - відповідно кількість однотипних передач і пар підшипників

$$\eta_{н.в.} = 0,97^1 \cdot 0,99^2 \cdot 0,998^3 = 0,945$$

Значення ККД окремих ланок кінематичного ланцюга верстата відноситься до повного (номінального) навантаження верстата. ККД верстата залежить також від швидкості його робочих органів.

Потужність на валу головного приводу при встановленому режимі і номінальній потужності різання знаходимо за формулою:

$$P_H = \frac{P_{HZ}}{\eta_{н.в.}}, \quad (17)$$

де P_{HZ} - номінальна потужність різання, це значення береться із режимів обробки деталі представника, яке рівне максимальному значенню,

$P_{HZ}=2,3$ кВт; - номінальний ККД приводу при номінальному навантаженні.

$$P_H = \frac{2,3}{0,945} = 2,45 \text{ кВт}$$

Так як навантаження верстата часто змінюється від номінального, то виникає необхідність у визначенні ККД для різних навантажень, то виникає необхідність у визначенні ККД для різних навантажень.

Позначивши коефіцієнт завантаження $k=P_Z/P_{HZ}$, визначимо втрати у верстаті при будь-якому навантаженні P_Z :

$$\Delta P = aP_{HZ} + bP_Z, \text{ кВт}, \quad (18)$$

або

$$\Delta P = P_Z \left(\frac{a}{k} + b \right), \text{ кВт} \quad (19)$$

де a - коефіцієнт постійних втрат; b - коефіцієнт змінних втрат.

Коефіцієнт корисної дії верстата

$$\eta_b = \frac{P_Z}{P_Z + \Delta P} = \frac{1}{1 + \frac{a}{k} + b} \quad (20)$$

Для часткового випадку, коли $k=1$, ККД верстата рівне

$$\eta_{н.в.} = \frac{1}{1 + a + b} \quad (21)$$

Розділення втрат для визначення ККД при якому завгодно навантаженні дає:

$$a + b = \frac{1 - \eta_{н.в.}}{\eta_{н.в.}} \quad (22)$$

Орієнтовно для практичних розрахунків приймаємо:

$$a=0,6(a+b); \quad (23)$$

$$b=0,4(a+b). \quad (24)$$

В даному випадку

$$a + v = \frac{1 - 0,945}{0,945} = 0,058$$

Отже, коефіцієнт постійних втрат рівний $a=0,6*0,058=0,035$ і коефіцієнт змінних втрат $v=0,4*0,058=0,023$.

Для кожної операції визначимо величину втрати потужності.

Фрезерування «ластівчиного хвоста»:

$$\Delta P = 0,035 * 2,3 + 0,023 * 0,22 = 0,087 \text{ кВт.}$$

Фрезерування кінцевою фрезою:

$$\Delta P = 0,035 * 2,3 + 0,023 * 1,37 = 0,112 \text{ кВт.}$$

Свердління отвору $\varnothing 20$:

$$\Delta P = 0,035 * 2,3 + 0,023 * 0,72 = 0,097 \text{ кВт.}$$

Свердління отвору $\varnothing 6,6$:

$$\Delta P = 0,035 * 2,3 + 0,023 * 0,14 = 0,084 \text{ кВт.}$$

Свердління отвору $\varnothing 5,2$:

$$\Delta P = 0,035 * 2,3 + 0,023 * 0,13 = 0,083 \text{ кВт.}$$

Ценкування отвору $\varnothing 11$:

$$\Delta P = 0,035 * 2,3 + 0,023 * 0,06 = 0,082 \text{ кВт.}$$

Нарізання різі М6:

$$\Delta P = 0,035 * 2,3 + 0,023 * 0,02 = 0,081 \text{ кВт.}$$

Фрезерування торцевою фрезою $\varnothing 100$:

$$\Delta P = 0,035 * 2,3 + 0,023 * 2,3 = 0,133 \text{ кВт.}$$

Розточування отвору $\varnothing 49,8$:

$$\Delta P = 0,035 * 2,3 + 0,023 * 0,19 = 0,085 \text{ кВт.}$$

Точіння фаски $1 \times 45^\circ$:

$$\Delta P = 0,035 * 2,3 + 0,023 * 0,19 = 0,085 \text{ кВт.}$$

Розточування отвору $\varnothing 50$:

$$\Delta P = 0,035 * 2,3 + 0,023 * 0,06 = 0,082 \text{ кВт.}$$

Для попереднього вибору двигуна найбільш розповсюдженим методом є метод середніх втрат. При цьому основою для розрахунку, як правило, служить діаграма втрат навантаження, яка побудована для установленого

режиму роботи приводу.

Діаграма будується по двох координатах ΔP і t .

По координаті ΔP відкладаються значення ΔP_i для кожної операції, а по координаті t відкладаються значення періоди роботи приводу t_o і t_{Π} - періоди простою.

Величина середніх втрат визначається за формулою:

$$\Delta P_{сер} = \frac{\sum \Delta P_i \cdot t_{oi}}{t_u}, \quad (25)$$

де ΔP_i , t_{oi} - відповідно втрата потужності на i -тій операції і час роботи приводу на i -тій операції; t_u - час циклу роботи приводу.

$$\begin{aligned} \Delta P_{сер} &= \frac{18,6 \cdot 0,087 + 0,99 \cdot 0,112 + 0,99 \cdot 0,112 + 0,41 \cdot 0,097 + 0,23 \cdot 0,084}{39,15} + \\ &+ \frac{0,17 \cdot 0,084 + 0,54 \cdot 0,083 + 0,28 \cdot 0,083 + 0,125 \cdot 0,082 + 0,68 \cdot 0,081}{39,15} + \\ &+ \frac{0,32 \cdot 0,081 + 1,92 \cdot 0,133 + 0,05 \cdot 0,085 + 3,76 \cdot 0,082}{39,15} = \frac{1,432}{39,15} = 0,037 \text{ KBm}. \end{aligned}$$

Значення середніх втрат двигуна за цикл ми порівнюємо з втратами при номінальному режимі роботи:

$$\Delta P_{сер} \leq \Delta P_{Т ном} \quad (26)$$

Втрати потужності при номінальному режимі роботи визначаються за формулою

$$\Delta P_{ном} = \frac{P_{ном} (1 - \eta)}{\eta}, \text{ KBm} \quad (27)$$

де $P_{ном}$ - номінальна потужність вибраного двигуна; η - ККД приводу.

$$\Delta P_{ном} = \frac{2,43 (1 - 0,945)}{0,945} = 0,141 \text{ KBm}$$

$$\Delta P_{сер} = 0,037 \leq \Delta P_{ном} = 0,141$$

Умова виконується, отже двигун із потужністю 2,43 кВт забезпечує нормальну роботу приводу.

Для вибору потужності електродвигуна використовують метод еквівалентних втрат. При розрахунку потужності, цим методом, користуються діаграмою навантаження.

Діаграма навантаження будується аналогічно діаграмі втрат навантаження, тільки по осі ординат відкладають значення потужності на кожній операції.

Величина еквівалентної потужності визначається за формулою:

$$P_{екв} = \sqrt{\frac{P_1^2 t_{01} + P_2^2 t_{02} + \dots + P_n^2 t_{0n}}{\sum_{i=1}^n t_{0i}}} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} P_{екв} &= \sqrt{\frac{0,22^2 \cdot 18,6 + 1,37^2 \cdot 0,99 + 1,37^2 \cdot 0,99 + 0,72^2 \cdot 0,41 + 0,14^2 \cdot 0,23}{30,665}} + \\ &+ \sqrt{\frac{0,14^2 \cdot 0,17 + 0,13^2 \cdot 0,54 + 0,13^2 \cdot 0,28 + 0,06^2 \cdot 0,125 + 0,02^2 \cdot 0,68}{30,665}} + \\ &+ \sqrt{\frac{0,02^2 \cdot 0,32 + 2,3^2 \cdot 1,92 + 0,19^2 \cdot 1,6 + 0,19^2 \cdot 0,05 + 0,06^2 \cdot 3,76}{30,665}} = \\ &= \sqrt{\frac{24,35}{30,665}} = 0,89 \text{ кВт} \end{aligned}$$

По розрахунку методу еквівалентної потужності виходить, що потужність двигуна приводу головного руху верстата повинна бути рівною або більшою потужності $P_{ЕКВ}=0,89$ кВт.

Враховуючи те, що розрахунок потужності двигуна проводиться по усередненій деталі, ми приймаємо, що потужність двигуна приводу головного руху може бути рівною: $2 \dots 3 P_{РОЗ}$

$$2 \dots 3 P_{РОЗ} = 1,73 \dots 2,67 \text{ кВт.}$$

По каталогу вибираємо електродвигун постійного струму, який би забезпечував такі вимоги: потужність 1,78..2,67 кВт; номінальна частота обертання 1000об/хв; максимальна частота обертання 3000об/хв.

Таким вимогам відповідає електродвигун типу 2ПБ-160МГ.

Технічні характеристики електродвигуна типу 2ПБ-160МГ:

Номінальна потужність P_H , кВт	2,5
Номінальна частота обертання n_H , об/хв	1000
Номінальний момент M_H , Нм	23,9
Номінальний струм I_H , А	13,4
Номінальна напруга U_H , В	380
ККД η , %	80,0
Годинна потужність $P_{60 \text{ хв}}$, кВт	3,4
Максимальна частота обертання при послабленні поля n_M , об/хв	3000
Максимальна напруга при повному полі U_M , В	330
Максимальна частота обертання n_M при збільшенні напруження протягом 5 хв, об/хв	1500
Максимальний струм, А	67,0
Максимальний момент M_M протягом 100-150 мс, Нм	118,5
Момент інерції I , кг м ²	0,084
Максимальне прискорення ε , рад/с ²	1420
Потужність збудження P_v , Вт	191

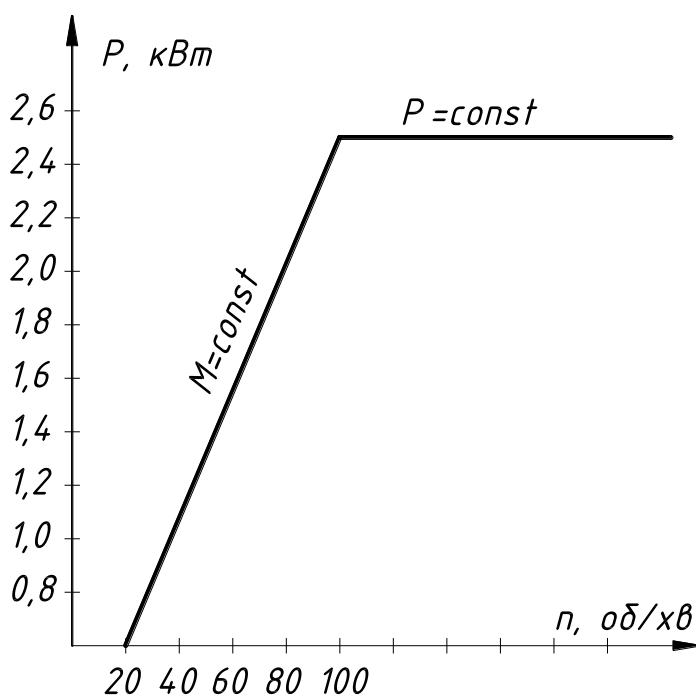


Рисунок 17. Механічна характеристика двигуна залежності потужності P , кВт від частоти обертання n , об/хв

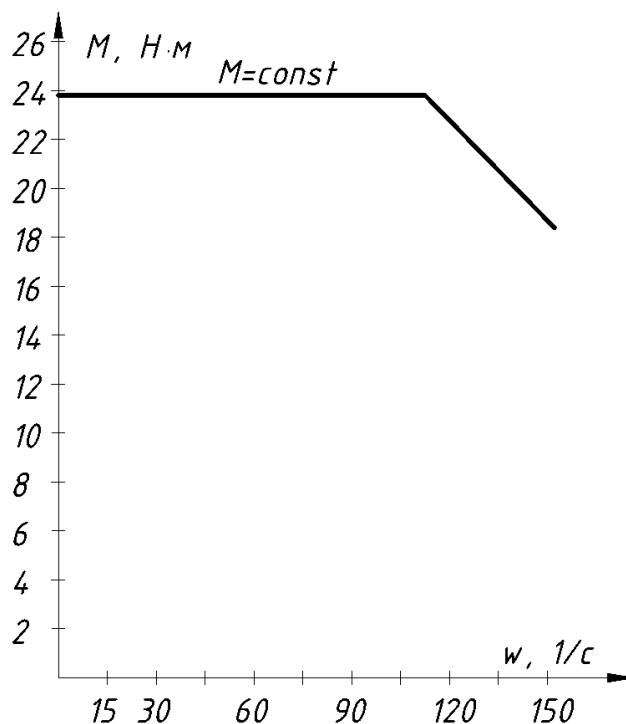


Рисунок 18. Механічна характеристика двигуна, залежність моменту M , Нм від кутової швидкості ω , с^{-1} .

2.3.1.3 Кінематичний розрахунок приводу головного руху

Побудову графіка чисел обертів ми виконуємо з використанням таких параметрів:

1. знаменник ряду $\varphi=1,12$;
2. найменше та найбільше значення числа обертів на шпинделі верстата: $n_{\min}=20$ об/хв, $n_{\max}=3150$ об/хв;
3. загальне число ступеней регулювання $Z=45$;
4. діапазон регулювання двигуном $R_d=3$;
5. мінімальне і максимальне значення числа обертів на шпинделі при постійній потужності $n_{\min}=1000$ об/хв, $n_{\max}=3000$ об/хв.

Виконуючи побудову графіка чисел обертів промінь підвищуючої передачі піднято на п'ять поділок. Це враховує необхідність для приводу головного руху працювати з постійною потужністю в діапазоні чисел обертів від 3150 об/хв до 1000 об/хв. Промінь понижуючої передачі, своєю чергою, опущено

на десять поділок, що забезпечує роботу приводу при частотах обертання від 560 об/хв до 180 об/хв.

Графік з ілюстрацією частоти обертання вала шпинделя дозволяє визначити передаточні відношення передач. Їх розраховують за формулою

$$U = \phi^m,$$

де m - число інтервалів, що пересік промінь,

ϕ - знаменник ряду.

Для пасової передачі:

- промінь опущено на п'ять інтервалів, тому :

$$U_{пас} = \phi^{-m} = 1.12^{-5} = 0,56 \quad (30)$$

Передаточне відношення одиничної передачі

$$U_1 = \phi^0 = 1.$$

Передаточне відношення підвищувальної передачі рівне

$$U_3 = 1,12^5 = 1,68,$$

через що промінь слід підняти на п'ять інтервалів.

Для понижувальної передачі, промінь опущений на десять поділок

$$U_2 = 1,12^{-10} = 0,338$$

Маючи передаточні відношення кожної групи, можна визначити кількість зубів зубчастих коліс. Для цього враховується, що модуль усіх зубчастих коліс однаковий, а міжосьова відстань незмінна. Ці умови дають змогу скласти систему рівнянь, за якою обчислюють потрібні параметри.:

$$\begin{cases} Z_1 + Z_2 = \sum Z \\ \frac{Z_1}{Z_2} = U_1 \end{cases} \quad (31)$$

Приймаючи $Z_1 = 38$ з конструктивних міркувань

$$Z_2 = \frac{38}{U_1} = \frac{38}{1} = 38$$

визначають кількість зубів для першої групи. Для другої групи записують систему рівнянь, у результаті розв'язання якої часто отримують дробові

значення. Ці значення заокруглюються, що може впливати на точність передаточних відношень і відхилення фактичних чисел обертів від табличних:

$$\begin{cases} Z_3 + Z_4 = Z_5 + Z_6 = \sum Z \\ \frac{Z_3}{Z_4} = u_2, \frac{Z_5}{Z_6} = u_3 \end{cases} \quad (32)$$

Іноді числа зубів отримані при рішенні системи рівнянь бувають дробовими і їх заокруглюють до цілих чисел. на практиці використовують табличний метод призначення чисел зубів меншого колеса при заданому значенні передаточного відношення.

Приймаємо $\Sigma Z = 91$. Для підвищуючої передачі з передаточним відношенням $U_2 = 0,338$ число зубів меншого колеса буде 34, а число зубів більшого колеса 57.

Для понижувальної передачі з передаточним відношенням з $U = 1,76$ число зубів меншого колеса буде 23, а число зубів більшого колеса 68.

Ці значення використовуються для побудови кінематичної структури приводу головного руху.

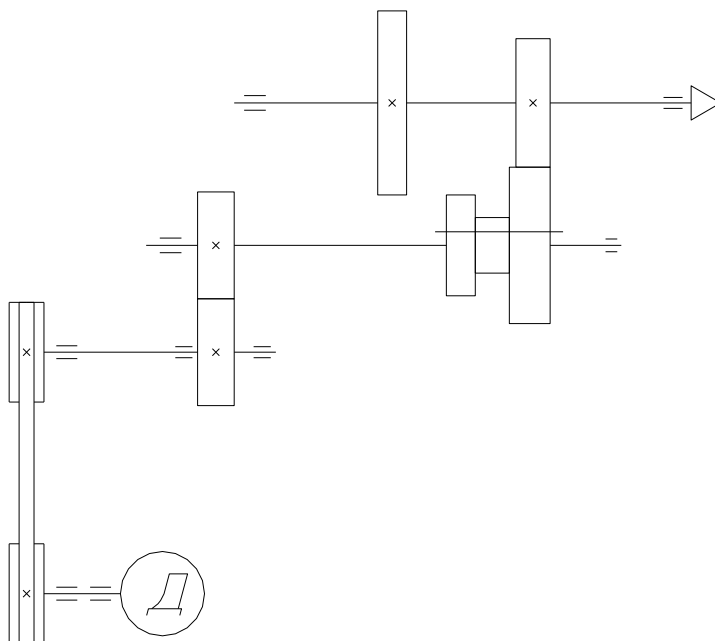


Рисунок 19. Кінематична структура приводу головного руху базової моделі верстата.

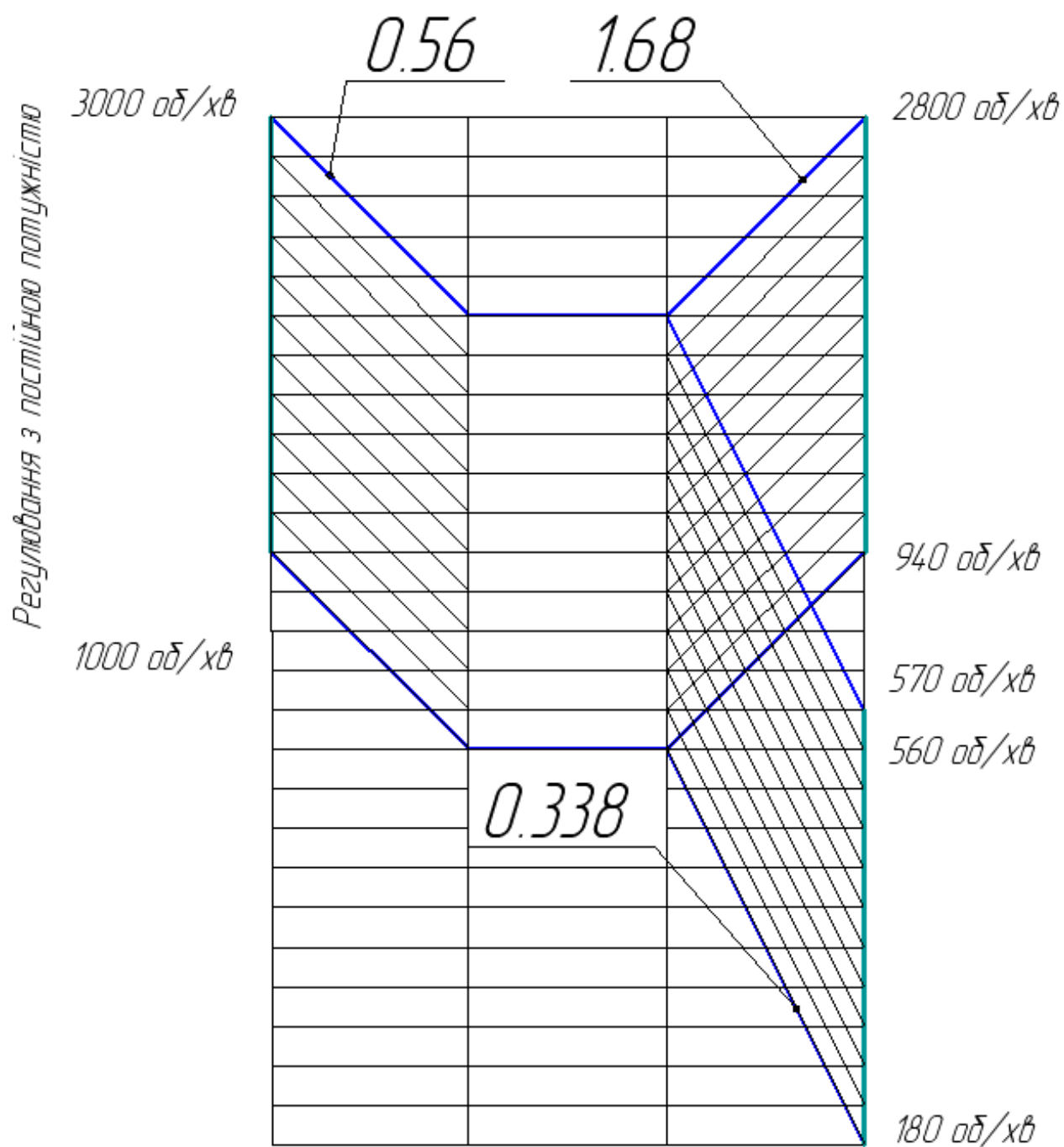


Рисунок 20. Графік чисел обертів.

2.3.2 Привід подач

Приводи подач багатоцільових верстатів мають відповідати таким вимогам:

- мінімальні габарити електродвигуна за високого крутного моменту;
- висока максимальна швидкість і стабільність характеристик;

- здатність витримувати перевантаження в повторно-короткочасному режимі;
- широкий діапазон регулювання;
- простота в налаштуванні, ремонті та експлуатації.

Застосування високомоментних двигунів дозволяє значно скоротити механічну частину приводу за рахунок виключення силового редуктора. Двигун встановлюється безпосередньо на ходовий гвинт, що забезпечує:

- підвищення ККД;
- зниження інерції приводу;
- покращення якості обробки за рахунок високої швидкодії системи.

Такий привід забезпечує безступінчасте регулювання швидкості подач, що дозволяє підвищити продуктивність верстата завдяки зменшенню допоміжного часу.

Виключення коробки подач дозволило покращити якість обробки через підвищення швидкодії електромеханічної системи приводу подач.

Високомоментні двигуни дозволяють забезпечити збільшення швидкості переміщень. Можливість зменшення швидкості установочних рухів дозволяє суттєво збільшити діапазон регулювання. Такий конструктивний підхід дозволив підвищити продуктивність обробки та скоротити допоміжний час при переміщенні вузлів і їх позиціюванні.

Отже, використання в приводі подач верстата високомоментного двигуна дозволило реалізувати структуру безступінчатого регулювання швидкості подач.

Аналізуючи ці переваги, можна дійти висновку, що структура приводу подач набуває вигляду:

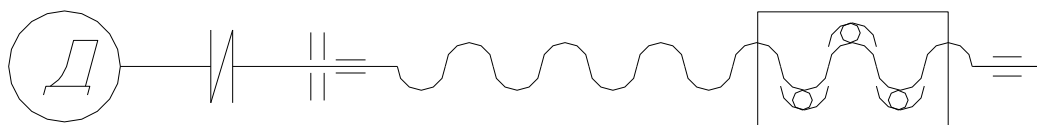


Рисунок 21. Кінематична структура приводів подач верстата

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис розрахункової схеми динамічної моделі

Розрахункова схема для проведення аналізу динамічних характеристик шпинделя подано як сукупність обертових мас та пружних елементів. Всі елементи привода головного руху привели до сконцентрованої обертової маси. Виокремлено, як окрема система, зв'язок деталь-приспособа-станина, через те, що кінематичний зв'язок до приводу головного руху забезпечено шляхом взаємодії різального інструменту із деталлю через силовий контакт.

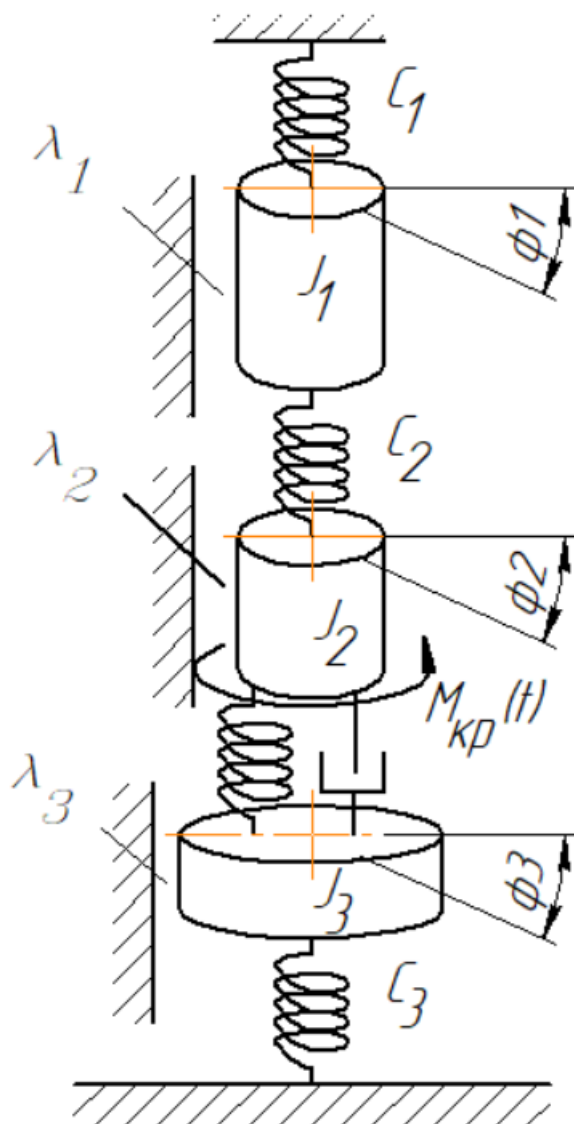


Рисунок 3.1. Узагальнена динамічна модель

Розрахункова схема динамічної моделі містить узагальнені обертові маси J_1 та J_2 , а також пружний зв'язок між ними C_1 . Через в'язке тертя λ_1 і λ_2 встановлена характеристика взаємодії обертових мас із несучою частиною верстата. Обертова маса J_2 навантажена крутним моментом $M_{кр}(t)$. Інші елементи (J_3 , C_3 та λ_3), що представлені на рис. 3.1 динамічної моделі цього дослідження утворюють іншу підсистему, котра могла б сприймати активне навантаження. Це навантаження може бути крутним моментом $M_{кр}(t)$, котрий є спільним силовим фактором, що навантажує обидві системи.

Рівняння руху досліджуваної приведенної двомасової системи має вигляд:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = -C_2(\varphi_1 - \varphi_2) - \lambda_1 \dot{\varphi}_1 - C_1 \varphi_1 \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = M_{кр}(t) - C_1(\varphi_2 - \varphi_1) - \lambda_2 \dot{\varphi}_2 \end{cases}$$

3.2 Комп'ютерне моделювання

Розв'язок системи диференціальних рівнянь другого порядку було раціонально провести з використанням команди $Rkadapt(x,t0,t1,N,D)$ у пакеті MathCAD. Використанню цієї команди передують невеликі перетворення, а саме, замінено змінні параметри у системі диференціальних рівнянь на імена узагальненого вектора:

$$\varphi_1=x_1, \quad \varphi_1'=x_2, \quad \varphi_2=x_3, \quad \varphi_2'=x_4$$

Систему диференціальних рівнянь тепер можна подати у наступній формі:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = \frac{-C_2(\varphi_1 - \varphi_2) - \lambda_1 \dot{\varphi}_1 - C_1 \varphi_1}{J_1} \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{M_{кр}(t) - C_1(\varphi_2 - \varphi_1) - \lambda_2 \dot{\varphi}_2}{J_2} \end{cases}$$

Всі подальші перетворення організовані оригінальним розрахунком за алгоритмом та логічною послідовністю у багатofункціональному пакеті MathCAD [29].

3.3 Аналіз результатів динамічних досліджень приводу головного руху

Сучасні технології у промисловому виробництві, галузевому машинобудуванні, процесах механічної обробки спонукають до впровадження прогресивних процесів обробки на верстатах. Така вимога сьогодення вимагає значного росту динамічних показників металорізальних верстатів в цілому, а також їх вузлів зокрема [1].

Шпиндельний вузол це головна виконавча частина у металорізальному верстаті. Від якості роботи цього вузла можна говорити про якість верстата як машини в цілому. Шпиндельний вузол безпосередньо відповідає за точність обробки поверхонь деталей на верстаті. При проектуванні шпиндельного вузла з використанням систем автоматизованого проектування нбуло б найбільш раціонально впроваджувати параметричну оптимізацію. Цей алгоритм дозволяє визначати та обирати раціональний варіант серед можливих конструкцій. Параметричне моделювання дозволяє оперувати різними конструктивними параметрами вузла та оцінювати кожен новий варіант конструктивного рішення за встановленими критеріями. Чим більшу кількість показників буде враховано, тим більша ймовірність отримати оптимальну конструкцію вузла.

Досить часто обрані варіанти конструктивних рішень у відповідності до часткових критеріїв оптимальності можуть до певної міри різнитися значенням раціональних параметрів. В цьому випадку процес знаходження оптимального варіанту конструкції можна реалізувати із застосуванням алгоритмів багатокритеріальної оптимізації [18 - 20].

При виконанні кваліфікаційної роботи ми спиралися на результати параметричної оптимізації з використанням прикладу параметричної 3D-моделі шпиндельного вузла, яка показана на рис. 3.2. Ця модель сформована на основі розрахункових значень окремих статичних та динамічних показників [20] з використанням окремих показників, які були отримані при оптимальному плануванні експерименту [21].

Візуалізацію результатів моделювання у 3D-просторі реалізували на основі зміни базових параметрів компоновки шпиндельного вузла:

l – розмір на валу шпинделя між серединами опор (позначали як X1);

d – діаметр шпиндельного вала для передньої опори (позначали як X2).

Інші конструктивні параметри шпиндельного вузла були незмінними:

a – розмір консолі шпинделя;

b – виліт хвостовика шпинделя;

l_0 – вильот оправки для інструмента;

d_0 – діаметр оправки для інструмента.

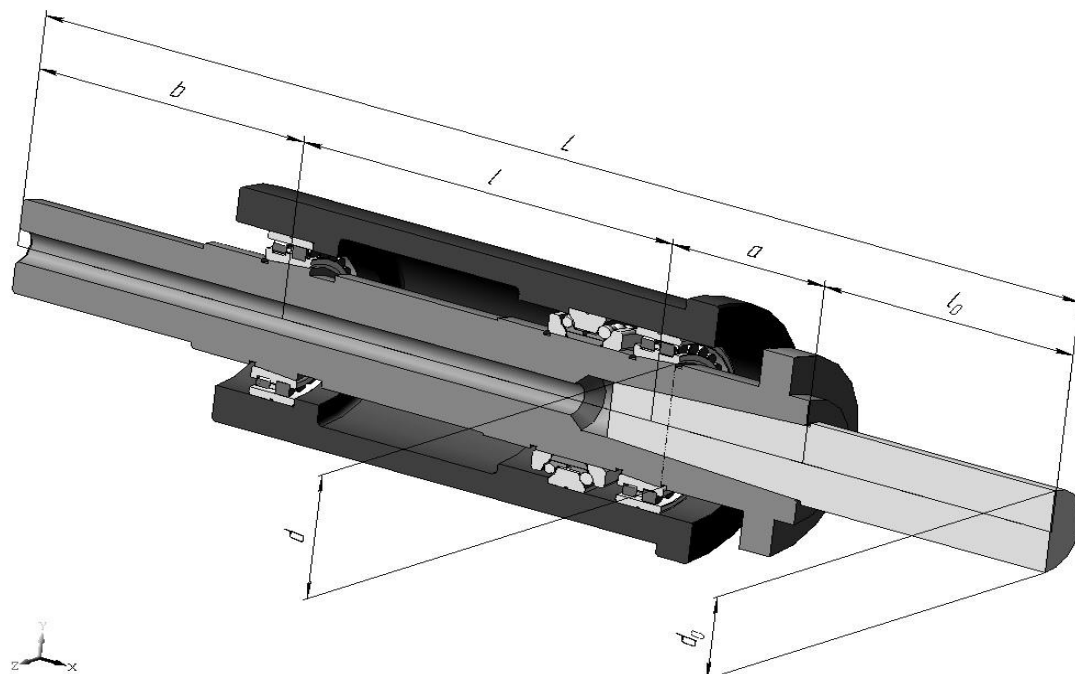


Рисунок 3.2. Параметрична 3D-модель шпиндельного вузла

Дослідження функцій і вивчення поверхонь відгуку параметричної моделі шпиндельного вала проводили у пакеті Mathcad [22-24] за трьома динамічними показниками (критеріями):

статична податливість $K_{ПС}$;

резонансна частота (перша) w_{r1} ;

резонансна амплітуда A_{r1} (при w_{r1}).

Функцію відгуку стосовно обраних основних показників представлено у вигляді поліномів другого порядку:

$$Y_1 = 0,0189 - 0,00433X_1 - 0,00107X_2 - 0,00055X_1X_2 + 0,000211X_1^2 + 0,00171X_2^2$$

$$Y_2 = 481,3 + 16,051X_1 + 13,58363X_2 + 5,25X_1X_2 - 12,10738X_1^2 - 9,28012X_2^2$$

$$Y_3 = 0,2488 - 0,16933X_1 + 0,00542X_2 - 0,04072X_1X_2 + 0,09985X_1^2 + 0,04446X_2^2$$

Графічна ілюстрація таких функцій подана на рис. 3.3. Виконавши аналіз отриманих поверхневих графіків ми можемо знайти раціональні параметри шпиндельного вала d_{opt} і l_{opt} за обраними критеріями оптимальності. На графіках з демонстрацією ліній, котрі характеризують різні рівні значень, оптимальні параметри визначаються координатами центрів внутрішніх еліпсів, котрі представлені в табл. 3.1.

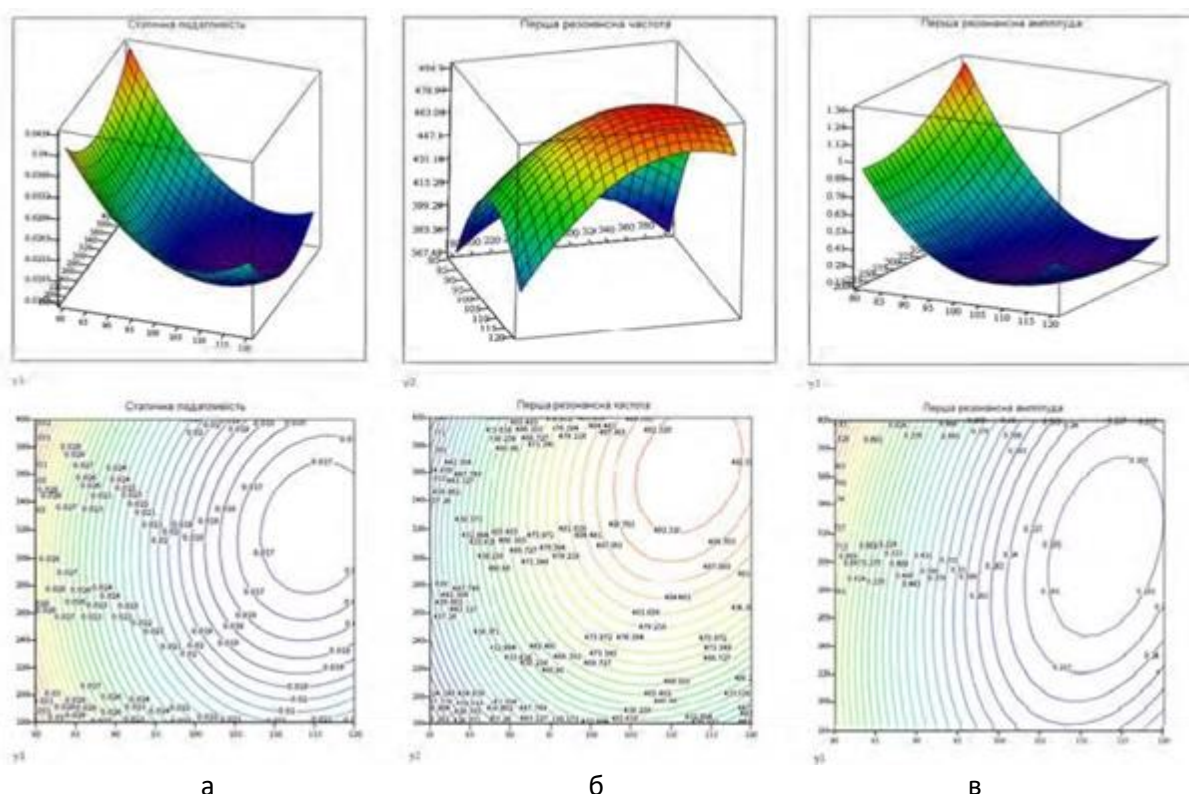


Рисунок 3.3. Графічне зображення функцій відгуку у вигляді 3D- і 2D-поверхонь: а – статична податливість $K_{ПС}$; б – перша резонансна частота w_{r1} ; в – амплітуда першого резонансу Ar_1

Таблиця 3.1. Раціональні параметри КШВ за різними критеріями

№ з/п	Критерій (показник)	Параметри	
		d_{opt} , мм	l_{opt} , мм
1	КПС	115	321
2	w_{r1}	111	363
3	A_{r1}	113	311

Результати аналізу, які подані у таблиці 3.1. наочно демонструють, що оптимальні значення параметрів вала шпинделя за різними критеріями (показниками) дещо відрізняються. Окрім того, кількість цих показників може бути збільшена, зокрема, додано показники точності або теплових деформацій вала шпинделя. Звідси випливає, що оптимальні параметри за всіма показниками можуть бути отримані при розгляді задачі багатокритеріальної оптимізації [19-23].

Багатокритеріальна оптимізація – це процес оптимізації структури чи будови технічного об'єкту, який виконують не за єдиним, а за кількома критеріями якості. Зокрема для вала шпинделя це можуть бути критерії статичного аналізу, динамічного дослідження, теплових деформацій та інші критерії.

Якщо в однокритеріальних задачах можливо отримати одне раціональне рішення, то в багатокритеріальних задачах така ситуація не можлива. В цьому випадку задача передбачає знаходження сукупності варіантів погоджених рішень за всіма значеннями вектора змінних параметрів. З отриманих результатів користувач обирає найбільш прийнятне (оптимальне) рішення.

Задачі багатокритеріальної оптимізації здебільшого використовують дещо складніші алгоритми та методи: метод випадкового пошуку; метод інтегрального критерію, ЛП-пошук і інші.

Серед самих відомих методів розв'язку задач багатокритеріальної оптимізації визнано метод, запропонований В. Парето. В основі цього метода покладено принцип узагальнення задач однокритеріальної оптимізації у випадку наявності кількох критеріїв [24].

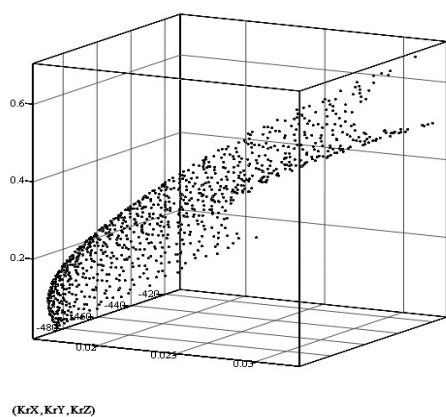
Метод полягає у процесі пошуку множини усіх ймовірних рішень з врахуванням масиву критеріїв. У цій множині варіантів технічних рішень завжди можна віднайти підмножину таких технічних рішень, які вже не можливо покращити. Саме з цієї підмножини можна обрати те єдине рішення з використанням принципу Парето-оптимальних рішень. Цьому рішенню відповідає множина найбільш раціональних параметрів для об'єкта оптимізації. Приклад використання методу Парето для багатокритеріальної оптимізації геометричних параметрів вала шпинделя верстата.

За попередньо наведеними прикладами для формування функції відгуку перепозначаємо параметри оптимізації d (X_1) і l (X_2) і проводимо зміну ідентифікаторів для відповідних змінних.

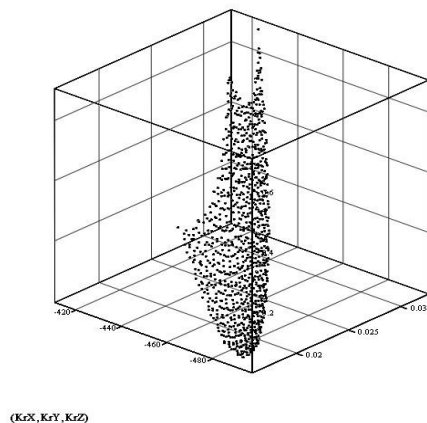
Для функцій відгуку $\Phi_1(x,y)$, $\Phi_2(x,y)$ і $\Phi_3(x,y)$ записуємо характерні канонічні рівняння:

$$\begin{aligned}\Phi_1(x,y) &= 0,16662 - 2,33293 \cdot 10^{-3}x - 9,89095 \cdot 10^{-5}y - 4,62184 \cdot 10^{-7}x \cdot y + \\ &\quad + 1,07653 \cdot 10^{-5}x^2 + 2,36678 \cdot 10^{-7}y^2 \\ \Phi_2(x,y) &= -(-272,99067 + 12,26567x + 0,43792y + 4,41176 \cdot 10^{-3}x \cdot y - \\ &\quad - 6,17723 \cdot 10^{-2}x^2 - 1,28444 \cdot 10^{-3}y^2) \\ \Phi_3(x,y) &= 1,47405 - 1,27025 \cdot 10^{-2}x + 4,06639 \cdot 10^{-5}y - 3,42184 \cdot 10^{-5}x \cdot y + \\ &\quad + 5,09438 \cdot 10^{-5}x^2 + 6,15169 \cdot 10^{-6}y^2\end{aligned}$$

На першому етапі, у процесі моделювання системи, проводимо розрахунок вихідної множини, а саме отримуємо характеристику та кількість оцінок для альтернативних варіантів рішень системи у процесі варіювання значеннями її параметрів. Рівномірність розподілу точок для перебору параметрів із заданої області значень меж їх варіювання доцільно використати ПТ-ліміти (граничні послідовності точок). Ці послідовності є ефективнішими за випадкові варіанти вибору готових технічних рішень, тому їх часто використовують при оптимізації методом ЛП-пошуку (рис. 3.4).



а



б

Рисунок 3.4. Візуалізація вихідної множини рішень системи
а – складові вихідної множини; б – вихідна множина в 3D-просторі (в різних проекціях)

Оприлюднені результати дослідження подано у додатках.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1.1 Типова інструкція для обслуговуючого персоналу на випадок виникнення аварії, пожежі

1. При роботі на металообробних верстатах ситуації, які можуть привести до аварії і нещасних випадків, являються наслідком: ураження електричним струмом, вильоту заготовок та їх осколків, вильоту інструменту, відсутності захисних огорожень [25, 26].

2. У разі виникнення аварійної ситуації треба негайно відключити верстат від електромережі, загородити небезпечну зону, не допускати в неї сторонніх осіб.

3. Повідомити про те, що сталося, керівника робіт.

4. Якщо є потерпілі, необхідно надавати їм першу медичну допомогу; при необхідності, викликати швидку медичну допомогу.

5. Надання першої медичної допомоги:

5.1. Надання першої медичної допомоги при ураженні електричним струмом:

У разі ураження електричним струмом необхідно негайно звільнити потерпілого від дії електричного струму, відключивши електроустановку від джерела живлення, а при неможливості відключення – відтягнути його від струмоведучих частин за одяг або застосувавши підручний ізоляційний матеріал.

У разі відсутності у потерпілого дихання і пульсу необхідно робити йому штучне дихання і непрямий (зовнішній) масаж серця, звернувши увагу на зіниці. Розширені зіниці свідчать про різке погіршення кровообігу мозку. При такому стані необхідно негайно приступити до оживлення потерпілого і викликати швидку медичну допомогу.

5.2. Перша допомога при пораненні:

Для надання першої допомоги при пораненні необхідно розкрити індивідуальний пакет, накласти стерильний перев'язочний матеріал, що міститься у ньому, на рану і зав'язати її бинтом. Якщо індивідуального пакету якимсь чином не буде, то для перев'язки необхідно використати чисту носову хустинку, чисту полотняну ганчірку і т. ін. На те місце ганчірки, що приходить безпосередньо на рану, бажано накапати декілька крапель настойки йоду, щоб одержати пляму розміром більше рани, а після нього накласти ганчірку на рану. Особливо важливо застосовувати настойку йоду зазначеним чином при забруднених ранах.

5.3. Перша допомога при переломах, вивихах, ударах:

При переломах і вивихах кінцівок необхідно пошкоджену кінцівку укріпити шиною, фанерною пластикою, палицею, картоном або іншим подібним предметом.

Пошкоджену руку можна також підвісити за допомогою перев'язки або хустки до шиї і прибинтувати до тулуба. При переломі черепа (несвідомий стан після удару голови, кровотеча з вух або роту) необхідно прикласти до голови холодний предмет (грілку з льодом або снігом, чи холодною водою) або зробити холодну примочку.

При підозрінні перелому хребта необхідно потерпілого покласти на дошку, не підіймаючи його, чи повернути потерпілого на живіт обличчям униз, наглядаючи при цьому, щоб тулуб не перегинався, з метою уникнення ушкодження спинного мозку.

При переломі ребер, ознакою якого є біль при диханні, кашлю, чханні, рухах, необхідно туго забинтувати груди чи стягнути їх рушником під час видиху.

5.4. Надання першої допомоги при теплових опіках:

При опіках вогнем, парою, гарячими предметами ні в якому разі не можна відкривати пухирі, які утворюються, та обв'язувати опіки бинтом.

При опіках першого ступеня (почервоніння) обпечене місце обробляють ватою, змоченою етиловим спиртом.

При опіках другого ступеня (пухирі) обпечене місце обробляють спиртом, 3%-ним марганцевим розчином або 5%-ним розчином таніну.

При опіках третього ступеня (зруйнування шкіряної тканини) накривають рану стерильною пов'язкою та викликають лікаря.

5.5. Перша допомога при кровотечі:

Для того, щоб зупинити кровотечу, необхідно:

- підняти поранену кінцівку вгору;
- кровоточиву рану закрити перев'язочним матеріалом (із пакета), складеним у клубочок, придавити 2 зверху, не торкаючись самої рани, потримати на протязі 4-5 хвилин; якщо кровотеча зупинилася, то не знімаючи накладеного матеріалу, поверх нього покласти ще одну подушечку з іншого пакета чи кусок вати і забинтувати поранене місце (з деяким натиском);
- при сильній кровотечі, яку не можна зупинити пов'язкою, застосовується здавлювання кровоносних судин, які живлять поранену область, за допомогою згинання кінцівок в суглобах, а також пальцями, джгутом або закруткою; при великій кровотечі необхідно терміново викликати лікаря.

6. У разі виникнення пожежі викликати пожежну частину та приступити до гасіння її наявними засобами пожежогасіння.

7. Виконувати всі вказівки керівника робіт по ліквідації небезпеки.

4.2 БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.2.1 Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу вражаючих факторів

Стійкість роботи об'єкта - це здатність в умовах військового часу виготовляти продукцію в запланованому об'ємі і номенклатурі, а при одержанні слабких і частково середніх руйнувань відновлювати своє виробництво в мінімальні терміни. Ціль оцінки стійкості об'єкта полягає у виявленні слабких його елементів, щоб у подальшому провести інженерно-технічні заходи, спрямовані на підвищення стійкості об'єкта в цілому [27, 28].

Оцінка стійкості роботи об'єкта - це всебічне вивчення підприємства з погляду спроможності його протистояти впливу вражаючих факторів ядерного вибуху, продовжувати роботу і відновлювати виробництво при одержанні слабких руйнувань.

Промислові підприємства відрізняються одне від одного як по конструктивному рішенню, так і по технологічному процесі. Відмінності об'єктів полягають в будинках і спорудах, устаткуванні і технології виробництва, комунально-енергетичних мережах і території, на якій розташований об'єкт. Тому в усіх випадках оцінка стійкості кожного об'єкта має свої особливості і вимагає конкретного підходу до рішення цього питання. У даному випадку розглянемо загальні для всіх об'єктів питання оцінки їх стійкості до впливу вражаючих факторів зброї масового знищення.

Оцінка стійкості роботи об'єкта починається з вивчення району розташування. Об'єкт може знаходитися в місті, за межею його проектної забудови і на деякій віддалі від міста. Досліджується територія району, його структура, щільність і тип забудови, сусідні об'єкти і можливість виникнення на них вторинних чинників поразки. На об'єкті визначаються щільність забудови, розміщення основних будинків і споруджень, що впливають на характер руйнування, можливе утворення завалів і виникнення пожеж. Особлива увага приділяється ділянкам, де можливе виникнення небезпечних вторинних чинників ушкоджень. Беруться на облік усі будинки і споруди, робиться оцінка їх статичної стійкості. Вивчають кожен цех і його окремі елементи як по конструктивному рішенню, так і за матеріалами, що були використані в будівництві. Розглядаються умови розміщення внутрішнього технологічного устаткування і визначаються види руйнувань і ушкоджень, що можуть мати місце при ядерному вибуху і заваленні огорожуваних конструкцій цехів. Особливо важливо визначити захист цінного й унікального устаткування, насиченість виробництва автоматикою і можливість продовження виробництва у випадку виходу з ладу контрольно-вимірювальної апаратури. Обстежуються комунально-енергетичні системи об'єкта і робиться оцінка стійкості споруджень і ліній, тобто визначаються параметри вражаючих факторів, при яких

комунально-енергетичні мережі одержать ті або інші руйнування. Визначається забезпеченість працюючих захисними спорудженнями: встановлюється кількість сховищ, укриттів і оцінюються їхні захисні властивості. Вивчається система керування, зв'язку й оповіщення на основі вивчення стану захищених пунктів керування, вузлів і ліній зв'язку. Аналізується система матеріально-технічного постачання і виробничих зв'язків. Встановлюється об'єм запасів і можливих термінів продовження роботи без постачань; визначається відповідність їхньої кількості і номенклатури вимогам, запропонованим до виробництва у військовий час. Оцінюється стійкість складів сировини, комплектуючих виробів, готової продукції й інших матеріалів, а також сховища паливних матеріалів. Досліджується підготовка об'єкту до відновлення виробництва у випадку одержання слабких або середніх руйнувань. Аналіз виробничої діяльності об'єкта дозволяє виявити слабкі елементи, ділянки і підготувати план підвищення стійкості їх роботи і план відновлювальних робіт, забезпечити їх будівельно-монтажною і проектною документацією.

Оцінка стійкості роботи об'єкта організовується начальником ЦО (директором підприємства), його штабом і головними фахівцями: головним інженером, головним механіком, головним технологом, головним енергетиком. До оцінки стійкості залучаються начальники служб і інші фахівці.

4.2.2 Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу ударної хвилі

Критерієм для визначення стійкості промислового підприємства до впливу ударної хвилі ядерного вибуху є розмір надлишкового тиску, при якому будинки і спорудження об'єкта зберуться або одержать слабкі і середні руйнування.

При оцінці стійкості об'єкта необхідно виявити найбільш уразливі елементи і ділянки, від яких залежить робота всього підприємства. Після оцінки окремих споруджень оцінюється об'єкт у цілому. При цьому стійкість об'єкта визначається по тій будівлі або спорудженню, що руйнується при найменшому надлишковому тиску. Після оцінки стійкості об'єкта намічаються заходи, що необхідно провести для підвищення стійкості об'єкта до впливу ударної хвилі

ядерного вибуху. Для цього визначають доцільні межі підвищення стійкості кожної споруди [79].

4.2.3 Оцінка стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання

Критерієм стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання є світловий імпульс, при якому відбувається загоряння тих або інших будівель і споруджень і виникнення пожеж. При оцінці стійкості враховуються якість будівельних матеріалів, характеристика будівель і споруджень, особливості виробництва.

Виникнення пожеж у першу чергу залежить від того, які будівельні матеріали використані при зведенні будівель і споруджень об'єкта. Всі будівельні матеріали по загоранню поділяють на три групи: незаймисті, важкозаймисті і займисті.

Незаймисті - це такі матеріали, що під впливом вогню або високої температури не займаються, не жевріють і не обуглюються. До них відносяться всі природні і штучні неорганічні матеріали, а також застосовувані в будівництві метали.

Важкозаймисті - це такі матеріали, що під впливом вогню або високої температури важко займаються, жевріють або обуглюються і продовжують горіти або жевріти тільки при наявності джерела вогню, а при його відсутності горіння або тління припиняється. До таких матеріалів відносяться матеріали в склад яких входять негорючі і горючі складові, наприклад асфальтовий бетон, гіпсові і бетонні деталі з органічними заповнювачами; глино-солом'яні матеріали при щільності не менше 900 кг/м³; цементний фіброліт; войлок, вимочений у глиняному розчині, і ін.

Займисті - це такі матеріали, що під впливом вогню або високої температури займаються або жевріють і продовжують горіти або жевріти після видалення джерела вогню. До таких матеріалів відносяться всі органічні матеріали не піддані глибокій пропитці антипиренами.

Самими небезпечними є будівлі і спорудження, виконані з займистих матеріалів. Але навіть і будівлі, виконані з незаймистих матеріалів, можуть

витримати вплив вогню або високих температур тільки визначений термін. Межа вогнестійкості конструкцій визначається часом у годинах, протягом якого не з'являються наскрізні тріщини, конструкція не втрачає несучої здатності, не завалюється і не нагрівається до температур порядку 200 °С на протилежній стороні.

По ступеню займистості будівлі і спорудження діляться на п'ять груп (I, II, III, IV і V) в залежності від вогнестійкості частин будівлі і спорудження. Вогнестійкими будівлями або спорудженнями є цегельні (бетонні) будівлі I і II ступеня вогнестійкості, в яких усі частини виконані з негорючих матеріалів. Особливо небезпечними в протипожежному відношенні є будівлі IV і V ступеня вогнестійкості.

Виникнення пожеж залежить також від технологічного процесу і характеру виробництва. Тому об'єкти оцінюються по пожежній небезпеці в залежності від характеру виробництва. При цьому виникнення пожеж можливо від світлового випромінювання і руйнування виробничих будівель ударною хвилею.

По пожежній небезпеці всі об'єкти поділяють на п'ять категорій: А, Б, В, Г і Д.

До підприємств категорії А відносяться нафтопереробні заводи, хімічні підприємства, склади бензину, цехи обробки і застосування металевих натрію, калію й ін.

До підприємств категорії Б відносяться цехи приготування і транспортування вугільної пилюки і деревної муки, промивочно-пропарювальні станції цистерн і іншої тари від мазуту й інших рідин з температурою спалаху пар 28...120 °С; цехи обробки синтетичного каучуку, цехи виготовлення цукрової пудри і склади кіноплівки.

До підприємств категорії В відносяться лісопильні, деревообробні, столярні, модельні і лісо-тарні цехи; відкриті склади олії, масляне господарство електростанцій; цехи текстильного виробництва.

До підприємств категорії Г відносяться металургійні виробництва, підприємства гарячої обробки металу, термічні й інші цехи, а також котельні.

До підприємств категорії Д відносяться підприємства по холодній обробці металів і інші, зв'язані з збереженням і переробкою негорючих матеріалів.

Найбільше небезпечними в пожежному відношенні є підприємства категорії А і Б. Практично можливість виникнення пожеж у виробничих будівлях категорій В, Г і Д знаходиться в залежності від ступеня вогнестійкості будинків. Масові пожежі можуть виникати в будівлях і спорудженнях, які зруйновані не цілком, тобто при надлишкових тисках у фронті ударної хвилі до 50 кПа для будівель I - III ступеня вогнестійкості (із кам'яними стінами) і 20 кПа для будівель IV - V ступеня вогнестійкості (із дерев'яними стінами). Отже, масові пожежі можуть виникати в межах відстаней від епіцентру вибуху, на яких діють надлишкові тиски ударної хвилі від 10 до 50 кПа.

Таким чином, при оцінці стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання уважно вивчаються всі будівлі, спорудження і виробничі пристрої, розташовані на території підприємства; визначаються місця можливого загоряння, а також аналізуються наслідки, що можуть виникнути від пожежі з врахуванням характеру виробництва і забудов навколо об'єкту. Після оцінки вогнестійкості будівель, споруджень і вивчення характеру технологічного процесу робляться висновки про стійкість до впливу світлового випромінювання об'єкта в цілому. На підставі проведеної оцінки виробляються заходи щодо підвищення вогнестійкості об'єкта.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У процесі виконання кваліфікаційної роботи здійснено аналіз варіативних схем формотворення, які можна реалізувати на вертикально-фрезерному верстаті. Встановлені особливості виконання технологічних операцій свердлильної та розточних груп на вертикально-фрезерному верстаті при використанні системи ЧПК. Встановлено особливості використання діакоптичного підходу для оцінки жорсткості (податливості) виконавчих органів верстата в зоні різання. Складено розрахункову схему та здійснено дослідження динамічних характеристик вала шпинделя на опорах кочення з метою раціонального призначення його геометричних параметрів. Досліджено характер взаємних переміщень виконавчих органів у зоні різання, а також встановлено величини швидкості таких переміщень. Опрацьовано питання Охорони праці при роботі на верстатах у процесі механічної обробки та питання безпеки у надзвичайних ситуаціях.

За результатами розрахунку та аналізу отриманих динамічних характеристик шпинделя вертикально-фрезерного верстата підвищеної точності встановлено:

- 1 – за принципами діакоптичного підходу, а також при використанні властивостей еліпсоїдів податливості (жорсткості) пружної системи ВПД у зоні різання, раціональним параметром для діаметра шпинделя у передній опорі буде $d_{оп} = 110-115$ мм, а відстань між опорами $l_{оп} = 315-325$ мм;
- 2 – дослідження частотних характеристик та частот власних коливань вала шпинделя, розділеного по гармоніках, показало, що мінімізація биття вала від ексцентриситету (перша резонансна частота w_{r1}) буде при наступних параметрах: діаметр шпинделя у передній опорі $d_{оп} = 108-115$ мм, а відстань між опорами $l_{оп} = 355-365$ мм;
- 3 – дослідження резонансних частот шпиндельного вала на опорах кочення показало що для першої резонансної частоти A_{r1} мінімальне значення амплітуди коливань отримаємо при наступних геометричних параметрах шпиндельного вала на опорах кочення: діаметр шпинделя у передній опорі $d_{оп} = 108-115$ мм, а

відстань між опори $l_{оп} = 300-315$ мм;

4 – доведено доцільність вилучення з конструкції приводу головного руху багатоступеневої коробки швидкостей на привід із безступеневим регулюванням частоти обертання шпинделя;

5 – отримані результати, які розраховані з використанням динамічної моделі шпинделя, підтверджують виправданість вилучення із системи приводу пасової передачі та застосування прямого приводу на вал шпинделя.

Перелік посилань

1. Крупа В.В. Теорія технічних систем: особливості побудови створення та розвитку: навчальний посібник / Володимир Крупа. – Тернопіль : Осадца Ю.В., 2023. – 308 с.
2. Кривий П.Д. Підвищення продуктивності процесу і якості плоскої поверхні сформованої комбінаційним торцевим фрезеруванням / Кривий П.Д., Кобельник В.Р., Крупа В.В., Мимрик Н.П. // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – № 3 (47). – / Галузь науки: технічні - С.199 - 206.
3. Кобельник В.Р. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів / Кобельник В.Р., Крупа В.В., Тимошенко Н.М. Каровська О.М. / Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції 31 жовтня – 02 листопада 2018 року / Під заг. ред. В. Д. Ковальова. – Краматорськ: ДДМА, 2018. – С. 78-79.
4. Кобельник В. Р. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118 / В. Р. Кобельник, П. Д. Кривий // Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць. – Житомир : ЖДТУ, 2010. – Вип. 8. – С. 99–108.
5. А. Вовкотруб, В. Шанайда. Аналіз особливостей роботи приводу головного руху верстата/А. Вовкотруб, В. Шанайда // Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XII міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 6-7 грудня 2023) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2023. – 497. – С. 35–36.
6. Volodymyr Shanaida, Ruslan Skliarov, Valeriy Lazaryuk. Mathematical models for the analysis of the parameters of channels in the planning of mechanical

- processing and welding operations/ Proceedings ITTAP'2023: 3rd International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems, November 22–24, 2023, Ternopil, Ukraine, Opole, Poland. 2023, 3628, pp. 43-54.
7. V. Shanaida, V. Lazaryuk, A. Blavitskyi, J. Żylińska, S. Tkaczyk, V. Hutsaylyuk. Innovation Aproaces in CAD Systems Training Program // 2024 5th International Conference in Electronic Engineering, Information Technology & Education (EEITE), Chania, Greece, 2024, pp. 1-4.
 8. Шанайда В.В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках/ Шанайда В.В. – Тернопіль: Видавництво ТДТУ, 2001. – 163 с.
 9. Лазарюк В. В. Нові інструменти для розробки технологічних стартапів у сфері виробництва в Україні / Валерій Володимирович Лазарюк, Володимир Васильович Шанайда // Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції „Формування механізму зміцнення конкурентних позицій національних економічних систем у глобальному, регіональному та локальному вимірах“, 31 березня 2023 року. – Т. : ФОП Паляниця В. А, 2023. С. 54–56.
 10. Kovbashyn V. Investigation of the change in technological properties of refractory metals after diffusion saturation / Vasiliy Kovbashyn, Igor Bochar // Scientific Journal of TNTU. – Tern. : TNTU, 2023. – Vol 109. – No 1. – P. 121–129.
 11. Кривий П. Д. Вплив випадковості подачі на висоту мікронерівностей поверхні, при її точінні або розточуванні / П.Д. Кривий, Н. М. Тимошенко, М.В. Шарик, В.В. Крупа // Машинознавство. – Львів, 2013, №9-10, С. 76-83
 12. Кривий П. Д. Інструментальне забезпечення процесу розточування глибоких отворів тонкостінних циліндрів / П. Д. Кривий, В. В. Крупа // Вісник ЖДТУ. – 2012. – №2. – С. 23-34.
 13. Кривий П. Д. Конструкторсько-технологічні параметри багаторізцевих розточних головок з радіусними вершинами різців / П. Д. Кривий, В. В. Крупа // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – 2011.– Вип. 33 – С. 92-99.

14. П. С. Нікітюк, А. В. Гагалюк. Дослідження параметрів свердла збірної конструкції. Збірник тез доповідей XII Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів «АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ», 6-7 грудня 2023 року. – Тернопіль: ТНТУ, 2023. - С. 84. – (Сучасні Технології В Будівництві, Машино- та Приладобудуванні)
15. Кривий П. Д. Конструкторсько-технологічне забезпечення процесу свердління наскрізних отворів / П. Д. Кривий, В. Р. Кобельник // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. – Краматорськ, 2011. – Вип. № 28. – С. 77–85.
16. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: підручник. / В.Б. Струтинський – Житомир, ЖИТІ, 2001– 612 с.
17. Струтинський В.Б. Тензорні математичні моделі процесів та систем: Підручник. – Житомир: ЖДТУ, 2005. – 635 с.
18. Чуприна В.М. Діакоптичний підхід в дослідженні динаміки верстату по частинах / В.М. Чуприна // Промислова гідравліка і пневматика. Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Чернігів: ЧДТУ, 2012. – С.68.
19. Ясєв О.Г., Расчубкін В.Г. Моделювання динаміки технічних систем з використанням пакета програм Mathcad: Навч. посібник (рос. мовою). – Дніпропетровськ: НМетАУ, 2011. – 76 с.
20. Струтинський В.Б. Багатокритеріальна оптимізація компоновок шпиндельних вузлів металорізальних верстатів на опорах кочення / В.Б.Струтинський, В.М.Чуприна // Системи озброєння і військова техніка. — 2016. – № 3(47). – С. 106-111.
21. Наукові основи оцінки динамічної якості верстатів і їх вузлів при агрегатно-модульному проектуванні [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук : 05.03.01 / Чуприна Володимир Михайлович ; Нац. техн. ун-т України "Київ. політехн. ін-т ім. Ігоря Сікорського". - Київ, 2017. - 466 с.

22. Скляр Р., Шанайда В. Використання багатофункціонального пакету MathCad при прогнозуванні параметрів металорізальних верстатів. Збірник тез доповідей XVI наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 2012, С. 69.
23. Скляр Р., Шанайда В. Розробка критеріальних оцінок для аналізу компоновок верстатів з паралельною кінематикою / Р. А. Скляр, В. В. Шанайда // Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. Ів. Пулюя, 18-19 травня 2016 року – Т. : ТНТУ, 2016 – С. 74. – (Машинобудування).
<http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/17396>
24. Шанайда В. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій / Скляр Р., Шанайда В., Савчук М. // Вісник ТНТУ. – 2011. – Том 16. – № 1. – С.117-125.
25. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. - Одеса, 2022. - 86 с. Режим доступу: <https://doi.org/10.32837/11300.18442>
26. Голінько В.І. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; М-во освіти і науки України; Нац. гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.
27. Атаманчук П.С., Мендерецький В.В., Панчук О.П., Чорна О.Г. Безпека життєдіяльності. Навч. посіб. – К.: Центр учбової літератури, 2011. – 276 с.
28. Стручок В.С. Безпека в надзвичайних ситуаціях. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання / В.С.Стручок. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. – 156 с.
29. Фільов В.О., Шанайда В.В. Дослідження динамічних характеристик шпиндельного вала вертикально-фрезерного верстата/ Фільов В.О., Шанайда В.В. //Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей XIII міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2024) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2024. С. 127 – 129.